

**João Marcos Marrach Borgato**

**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UMA PRENSA  
HIDRÁULICA TIPO C AUTOMATIZADA**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA

FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

**2022**

**João Marcos Marrach Borgato**

# **PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UMA PRENSA HIDRÁULICA TIPO C AUTOMATIZADA**

**Projeto de Conclusão de Curso** apresentado ao Curso de Graduação em Engenharia Mecatrônica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **BACHAREL em ENGENHARIA MECATRÔNICA.**

Orientador

**Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato**

**UBERLÂNDIA - MG**

**2022**

# **PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UMA PRENSA HIDRÁULICA TIPO C AUTOMATIZADA**

Projeto de conclusão de curso **APROVADO** pelo Colegiado do Curso de Graduação em Engenharia Mecatrônica da Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia.

## **BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato

Universidade Federal de Uberlândia

---

Prof. Dr. Fernando Lourenço de Souza

Universidade Federal de Uberlândia

---

Prof. Mestre Thales Renato Bertolazzo Trevilato

Universidade Federal de Uberlândia

---

Prof. Dr. Márcio Peres de Souza

Universidade Federal de Uberlândia

**UBERLÂNDIA - MG**

**2022**

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço primeiramente ao Prof. Dr. Alexandre Zuquete Guarato, orientador deste trabalho pela atenção, dedicação e comprometimento durante a realização deste trabalho.

Agradeço também a Universidade Federal de Uberlândia e, em especial, a Faculdade de Engenharia Mecânica bem como todo o corpo docente desta pelos anos de aprendizado e formação vividos.

Aos meus pais pelo total apoio e por me proporcionarem toda a condição que foi necessária aos longos dos anos.

Aos velhos amigos de Catalão/GO e aos novos amigos de diversos lugares formados durante a graduação pelo companheirismo, momentos felizes e apoio.

*“Seu dever é ficar de pé – não ser mantido de pé.”*

*Marco Aurélio*

Borgato, J. M. M. **PROJECT OF A TYPE C AUTOMATED HYDRAULIC PRESS.**  
2022. Projeto de Graduação, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

### **ABSTRACT**

The proposed work deals with the design of a 55-ton type C hydraulic press, aiming to be a product with commercial capacity and being able to be implemented in the industrial area.

The design of the work consists of well-defined steps. A bibliographic review on relevant subjects, such as hydraulic systems, automation, mechanical structures and simulations with finite element method. The project could be divided into three subprojects: structural mechanical, hydraulic and electrical. Thus, with the application of the theories explained, it was possible to choose the right components for each subproject and make a commercial search.

Furthermore, a simulation was made in appropriate software to test the functioning capacity and validate the results. Finally, it was concluded that the work met its initial proposal, but optimizations are possible.

**KEYWORDS:** *C-press; Hydraulics; Automation; Machine design; Finite elements.*

Borgato, J. M. M. **PROJETO DE UMA PRENSA HIDRÁULICA TIPO C AUTOMATIZADA**. 2022. Projeto de Graduação, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

## RESUMO

O trabalho proposto trata da concepção, projeto e dimensionamento de uma prensa hidráulica com estrutura em C e capacidade de carga de 55 toneladas, visando ser um produto com capacidade comercial que possa ser implementado na área industrial.

A concepção do trabalho consiste em etapas bem definidas. Uma revisão bibliográfica acerca dos assuntos pertinentes, tais como sistemas hidráulicos, automatização, estruturas mecânicas e simulações via método dos elementos finitos. Com isso, o projeto pôde ser dividido em três subprojetos: mecânico estrutural, hidráulico e elétrico. Assim, com aplicação das teorias explanadas, foi possível dimensionar componentes para cada subprojeto e fazer uma busca comercial.

Ainda, houve a simulação em softwares adequados para testar a capacidade de funcionamento e validar os resultados. Para a estrutura mecânica, um padrão estrutural em C foi desenhado e simulado. Por fim, concluiu-se que o trabalho atendeu sua proposta inicial, mas otimizações são possíveis.

**PALAVRAS CHAVE:** *Prensa tipo C; Hidráulica; Automação; Projeto de máquina; Elementos finitos.*

## Lista de figuras

Figura 1.1 – Prensa hidráulica comercial de corte e conformação.....	2
Figura 1.2 – Exemplo de estrutura de prensa hidráulica tipo C. ....	3
Figura 2.1 – Sistemas hidráulicos.....	4
Figura 2.2 – Tensões de cisalhamento em um sólido e em um líquido.....	5
Figura 2.3 – Diferença entre líquido e gás .....	6
Figura 2.4 – Princípio da conservação de energia .....	7
Figura 2.5 – Lei de Pascal .....	7
Figura 2.6 – Princípio de funcionamento de um sistema hidráulico. ....	8
Figura 2.7 – Cilindro de dupla ação simplificado. ....	9
Figura 2.8 – Diferentes tipos de cilindros.....	10
Figura 2.9 – Componentes de um acoplamento elástico comercial (tipo grade-ranhura). ....	12
Figura 2.10 – Funcionamento de bomba de engrenagem. ....	13
Figura 2.11 – Unidade hidráulica comercial .....	15
Figura 2.12 – Princípio de filtragem mecânica com várias camadas de diferentes porosidades. .....	16
Figura 2.13 – Filtro de sucção. ....	17
Figura 2.14 – Filtro de pressão. ....	17
Figura 2.15 – Filtro de retorno.....	18
Figura 2.16 – Posições de uma válvula. (a) – Representação de uma posição. (b) – Válvula com 02 posições. (c) – Válvula com 03 posições,.....	19
Figura 2.17 – Representações das vias. (a) – Diferentes números de vias. (b) – Representação da utilização de cada via.....	20
Figura 2.18 – Representação do sentido do fluxo e de bloqueio do fluxo. ....	20
Figura 2.19 – Tipos de acionamento: (a) – alavanca; (b) – solenóide; (c) – pedal de simples efeito; (d) – rolete fixo.....	21
Figura 2.20 – Vazão e diferencial de pressão.....	22
Figura 2.21 – Princípio de funcionamento básico de uma válvula reguladora de pressão.....	22
Figura 2.22 – Elementos básicos de uma mangueira hidráulica.....	23
Figura 2.23 – Tipos de terminais comerciais.....	24
Figura 2.24 – Funcionamento de um manômetro de Bourdon. ....	25
Figura 2.25 – Quadro de comando com seus componentes. ....	26
Figura 2.26 – Componentes de um disjuntor.....	26



Figura 2.27 – Contator comercial. ....	27
Figura 2.28 – Esquema de um relé .....	28
Figura 2.29 – Exemplo de uma chave de fim de curso.....	29
Figura 2.30 – Exemplos comerciais de botões para quadro de comando. ....	29
Figura 2.31 – Prensa hidráulica tipo C. ....	30
Figura 2.32 – Prensa hidráulica tipo H. ....	31
Figura 2.33 – Prensa hidráulica 4 colunas. ....	31
Figura 2.34 – (a) Ação da força da prensa; (b) força remota; (c) deflexão causada na estrutura. .....	33
Figura 2.35 – Método dos elementos finitos. ....	33
Figura 3.1 – Vazão induzida.....	38
Figura 3.2 – Exemplo estrutural tipo C .....	42
Figura 4.1 – Imagem geral da montagem com nomes dos componentes.....	43
Figura 4.2 – Catálogo de cilindros Bosch Rexroth.....	45
Figura 4.3 – Escolha da bomba conforme catálogo.....	47
Figura 4.4 – Catálogo de mangueiras LC Borrachas ©.....	48
Figura 4.5 – Reservatório do sistema. ....	49
Figura 4.6 – Circuito de comando desligado.....	50
Figura 4.7 – Circuito de potência funcionando. ....	51
Figura 4.8 – Escolha do motor comercial para o sistema.....	52
Figura 4.9 – Circuito de comando. ....	53
Figura 4.10 – Cilindro avançando. ....	54
Figura 4.11 – Cilindro retornando. ....	55
Figura 4.12 – Conjunto válvula direcional e manifold com regulagem de pressão. ....	55
Figura 4.13 – Estrutura geral da prensa com indicação das chapas laterais.....	56
Figura 4.14 – Propriedades do aço SAE 1045.....	57
Figura 4.15 – Viga comercial escolhida como reforço.....	57
Figura 4.16 – Vigas de reforço tipo U .....	58
Figura 4.17 – Propriedades Aço AISI 4340 normalizado. ....	59
Figura 4.18 – Fixação do cilindro a mesa superior. ....	59
Figura 4.19 – Estrutura de vigas para reforço do prato inferior. ....	60
Figura 4.20 – Fixação da simulação dos pratos.....	61
Figura 4.21 – Detalhes da malha para os pratos. ....	62

Figura 4.22 – Simulação nos pratos da prensa. (a) Deslocamento em mm. (b) Tensão equivalente de Von Mises. ....	63
Figura 4.23 – Simulação da estrutura geral da prensa.....	64
Figura 4.24 – Detalhes da malha .....	66
Figura 4.25 – Montagem final da peça. ....	67

## Lista de abreviaturas e siglas

A - Área

Ac - Área da coroa

Ae - Área do êmbolo

Ah - Área da haste

Ap - Área do pistão

atm - Atmosfera

C\_R - Volume do reservatório

cm - Centímetro

cm<sup>2</sup> - Centímetro quadrado

dh - Diâmetro da haste do cilindro

Dp - Diâmetro do pistão do cilindro

F - Força

Fa - Força de avanço

hp - Horsepower

K - Coeficiente de conversão

kg - Kilograma

kgf - Kilograma força

l - Litro

lh - Curso do cilindro

min - Minuto

Mt - Momento de torção absorvido

N - Newton

N - Potência absorvida

n - Rotação do motor

P - Pressão

Pa - Pascal

PN - Pressão nominal

Ptb - Pressão de trabalho

Q - Vazão

Qa - Vazão de avanço

QB - Vazão da bomba

Qia - Vazão induzida de avanço

$Q_{ir}$  - Vazão induzida de retorno

$Q_r$  - Vazão de retorno

$r$  - Razão entre áreas do pistão e da coroa

$t$  - Tempo

$v$  - Velocidade

$V$  - Volume

$V_a$  - Velocidade de avanço

$V_g$  - Volume de absorção

$V_r$  - Velocidade de retorno

$\Delta t_a$  - Tempo de avanço do cilindro

$\Delta t_r$  - Tempo de retorno do cilindro

$\eta$  - Rendimento

## Sumário

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Histórico.....	1
1.2	Aplicações.....	1
1.3	Vantagens e desvantagens .....	2
1.4	Objetivo do trabalho .....	3
1.4.1	Objetivos específicos .....	3
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	4
2.1	Sistemas hidráulicos .....	4
2.2	Princípios da Hidráulica.....	5
2.3	Componentes hidráulicos.....	9
2.3.1	Atuadores hidráulicos .....	9
2.3.2	Motor elétrico .....	11
2.3.3	Bombas .....	12
2.3.4	Óleo hidráulico .....	13
2.3.5	Reservatório.....	14
2.3.6	Filtros.....	15
2.3.7	Válvulas .....	18
2.3.8	Mangueiras e conexões.....	23
2.3.9	Manômetro .....	24
2.4	Componentes do circuito elétrico .....	25
2.4.1	Quadro de comando.....	25
2.4.2	Disjuntores.....	26
2.4.3	Contadores .....	27
2.4.4	Relés .....	28
2.4.5	Interruptores.....	28

2.4.6	Botões e botoeiras de comando .....	29
2.5	Tipos estruturais de prensa.....	30
2.5.1	Tipo C.....	30
2.5.2	Tipo H.....	30
2.5.3	Tipo 4 colunas .....	31
2.6	Estudo estrutural .....	32
2.6.1	Resistência dos materiais.....	32
2.6.2	Método dos elementos finitos.....	33
2.6.3	Critério da energia de distorção máxima.....	34
3	METODOLOGIA.....	35
3.1	Dimensionamento hidráulico .....	36
3.1.1	Dimensionamento dos atuadores .....	36
3.1.2	Dimensionamento da bomba hidráulica .....	38
3.1.3	Dimensionamento do reservatório.....	40
3.1.4	Dimensionamento das tubulações .....	41
3.2	Dimensionamento elétrico .....	41
3.2.1	Circuito de potência.....	41
3.2.2	Circuito de controle .....	41
3.3	Dimensionamento mecânico estrutural.....	42
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	43
4.1	Projeto hidráulico.....	43
4.1.1	Atuadores.....	43
4.1.2	Bomba.....	46
4.1.3	Mangueiras .....	47
4.1.4	Reservatório.....	48
4.2	Projeto elétrico .....	49
4.2.1	Circuito de potência.....	50

4.2.1	Recálculo das definições .....	52
4.2.2	Circuito de comando.....	53
4.3	Projeto mecânico.....	56
4.3.1	Estrutura .....	56
4.3.2	Simulações.....	60
4.3.3	Desenho final.....	66
5	CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	68
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	69
7	APÊNDICES .....	72
	APÊNDICE A.1 – Circuito de potência enumerado .....	72
	APÊNDICE A.2 – Circuito de comando hidráulico enumerado.....	73
	APÊNDICE A.3 – Tabela de componentes dos circuitos de comando hidráulico e de potência .....	74
	APÊNDICE B.1 – Desenho técnico do projeto mecânico folha 01: Prensa Hidráulica tipo C .....	75
	APÊNDICE B.2 – Desenho técnico do projeto mecânico folha 02: Prensa hidráulica tipo C .....	76
	APÊNDICE B.3 – Desenho técnico do projeto mecânico item 1: Chapa inferior .....	77
	APÊNDICE B.4 – Desenho técnico do projeto mecânico item 2: Chapa apoio mesa inferior .....	78
	APÊNDICE B.5 – Desenho técnico do projeto mecânico item 3: Pés.....	79
	APÊNDICE B.6 – Desenho técnico do projeto mecânico item 4: Mesa inferior.....	80
	APÊNDICE B.7 – Desenho técnico do projeto mecânico item 5: Cilindro hidráulico.....	81
	APÊNDICE B.8 – Desenho técnico do projeto mecânico item 6: Cabeça cilindro .....	82
	APÊNDICE B.9 – Desenho técnico do projeto mecânico item 7: Mesa superior.....	83
	APÊNDICE B.10 – Desenho técnico do projeto mecânico item 8: Chapa p/ mangueiras...	84
	APÊNDICE B.11 – Desenho técnico do projeto mecânico item 9: Bucha externo .....	85
	APÊNDICE B.12 – Desenho técnico do projeto mecânico item 10: Chapa apoio cilindro.	86

APÊNDICE B.13 – Desenho técnico do projeto mecânico item 11: Bucha bronze .....	87
APÊNDICE B.14 – Desenho técnico do projeto mecânico item 12: Cabeça guia.....	88
APÊNDICE B.15 – Desenho técnico do projeto mecânico item 13: Chapa lateral C .....	89
APÊNDICE B.16 – Desenho técnico do projeto mecânico item 14: Guia linear .....	90
APÊNDICE B.17 – Desenho técnico do projeto mecânico item 15: Chapa superior .....	91
APÊNDICE B.18 – Desenho técnico do projeto mecânico item 16: Caixa de comando.....	92
APÊNDICE B.19 – Desenho técnico do projeto mecânico item 17: Chapa topo .....	93
APÊNDICE B.20 – Desenho técnico do projeto mecânico item 18: Mão francesa guias ...	94
APÊNDICE B.21 – Desenho técnico do projeto mecânico item 19: Viga reforço .....	95
APÊNDICE B.22 – Desenho técnico do projeto mecânico item 20: Mão francesa chapa C .....	96
APÊNDICE B.23 – Desenho técnico do projeto mecânico item 21: Chapa chão.....	97
APÊNDICE B.24 – Desenho técnico do projeto mecânico item 22a: Reservatório .....	98
APÊNDICE B.25 – Desenho técnico do projeto mecânico item 22b: Tampa reservatório .	99
APÊNDICE B.26 – Desenho técnico do projeto mecânico item 22c: Pé reservatório .....	100
APÊNDICE B.27 – Desenho técnico do projeto mecânico item 23: Reforço mesa inferior .....	101



# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Histórico

A humanidade está sempre em constante evolução nos mais diversos setores e a automação das tarefas é algo cada vez mais comum nos tempos atuais. Um dos primeiros dispositivos automáticos data do século II a.C. e trata-se de um relógio d'água. Desde então, dispositivos que facilitam, agilizam e automatizam processos são bem-vindos dentro das indústrias (LIMA, 2003).

A automação industrial assume um importante papel de integrar diversos processos industriais. Além disso, a história nos mostra que os períodos de guerra trazem um grande desenvolvimento tecnológico em vários campos e com a automação não é diferente, pois é nítido a evolução desta área no último século (LIMA, 2003)

No ponto de vista da tecnologia hidráulica, sabe-se que seu conhecimento é antigo: existem relatos do uso de força fluida desde milhares de anos antes de Cristo. O primeiro uso que se tem conhecimento é do uso da energia potencial do fluido em uma roda d'água para a geração de energia. Já o uso de fluidos sobre pressão é bem mais recente, sendo a primeira prensa hidráulica datada de 1795 por um mecânico inglês Joseph Bramah. Entretanto, somente a partir da primeira guerra mundial, houve uma evolução significativa de sistemas hidráulicos, passando a ser utilizados em diferentes âmbitos (PALMIERI, 1997).

## 1.2 Aplicações

Conforme citado acima, a aplicação de sistemas hidráulicos está presente nos mais variados campos, tais como:

- Hidráulica móvel: tratores, guindastes, equipamentos para furação, etc;
- Automóveis: sistemas de freio, direção, amortecedores, elevadores, etc;
- Equipamentos aeroespaciais: trem de pouso, controle de leme, etc;

Mais especificamente, o uso de prensas hidráulicas se dá em sua maioria no âmbito industrial, participando ativamente dentre os processos de fabricação mecânica. Entre estes, temos o uso de prensas nas indústrias de estamparias, de máquinas-ferramenteiras, de papel, indústria têxtil, corte e conformação, etc. A figura 1.1 ilustra um exemplo de prensa hidráulica de corte e conformação.

Figura 1.1 – Prensa hidráulica comercial de corte e conformação.



Fonte: <https://www.amh.com.br/Produtos/54/Prensa-Hidraulica-de-Corte-e-Conformacao>

### 1.3 Vantagens e desvantagens

Fialho (2003) cita que o uso de uma prensa hidráulica se justifica quando há um desejo de aplicar uma grande quantidade de força com um equipamento relativamente pequeno. Além disso, elencam algumas vantagens e desvantagens do uso dessa tecnologia:

- Vantagens:
  - Fácil instalação dos componentes;
  - Proteção contra sobrecarga;
  - Rápida e suave inversão de movimento;
  - Sistemas auto lubrificados;
  - Relação peso x tamanho x potência consumida menor que demais sistemas;
  - Controle preciso.
- Desvantagens:
  - Perdas por atritos;
  - Perdas por vazamentos de fluido;
  - Elevado custo inicial;
  - Sucessivas transformações energéticas (elétrica → mecânica → hidráulica → mecânica)

#### 1.4 Objetivo do trabalho

O objetivo geral deste trabalho é a concepção de um projeto de prensa hidráulica tipo C automatizada. Além disso, o projeto visa ser competitivo comercialmente, obtendo dimensões e definições próximas a produtos existentes e buscando vantagens em relação a estes. Esse tipo de estrutura geral está ilustrado na figura 1.2.

Figura 1.2 – Exemplo de estrutura de prensa hidráulica tipo C.



Fonte: <https://www.romagmaquinas.com.br/index.php?cat=44&sub=20>

##### 1.4.1 Objetivos específicos

Os objetivos específicos deste trabalho estão dispostos a seguir:

- Projeto mecânico estrutural;
- Projeto elétrico e de comando;
- Projeto hidráulico;
- Simulação de funcionamento da prensa;
- Validação dos resultados.

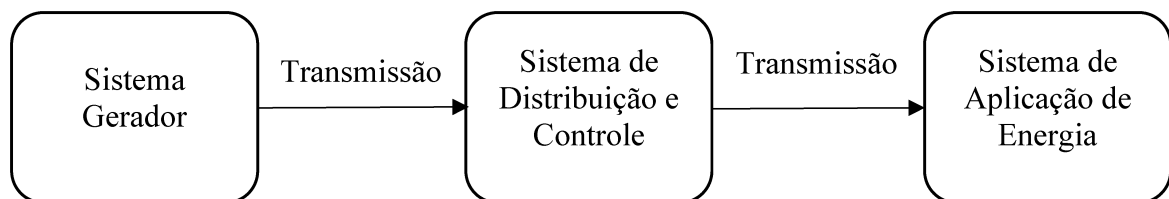
## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Sistemas hidráulicos

Cada sistema hidráulico pode ter uma infinidade de peculiaridades, mas todos estes podem ser esquematizados em três partes principais (FIALHO, 2003):

- Sistema de geração: tudo aquilo que contribui para a geração de energia do sistema, tais como bombas, motores, reservatórios, etc.
- Sistema de distribuição e controle: são as válvulas e sensores/acionadores responsáveis pelos comandos dados ao sistema.
- Sistema de aplicação de energia: constituído pela parte que recebe a energia gerada, podendo ser cilindros, osciladores, etc.

Figura 2.1 – Sistemas hidráulicos.



Fonte: Adaptado de FIALHO, 2003

Usualmente, classifica-se sistemas hidráulicos de quatro formas distintas (PALMIERI, 1997):

- De acordo com a pressão:
  - 0 a 14 bar: baixa pressão;
  - 14 a 35 bar: média pressão;
  - 35 a 84 bar: media-alta pressão;
  - 84 a 210 bar: alta pressão;
  - Acima de 210 bar: extra alta pressão.
- De acordo com a aplicação:
  - Pressão contínua;
  - Pressão intermitente.
- De acordo com o tipo de bomba:

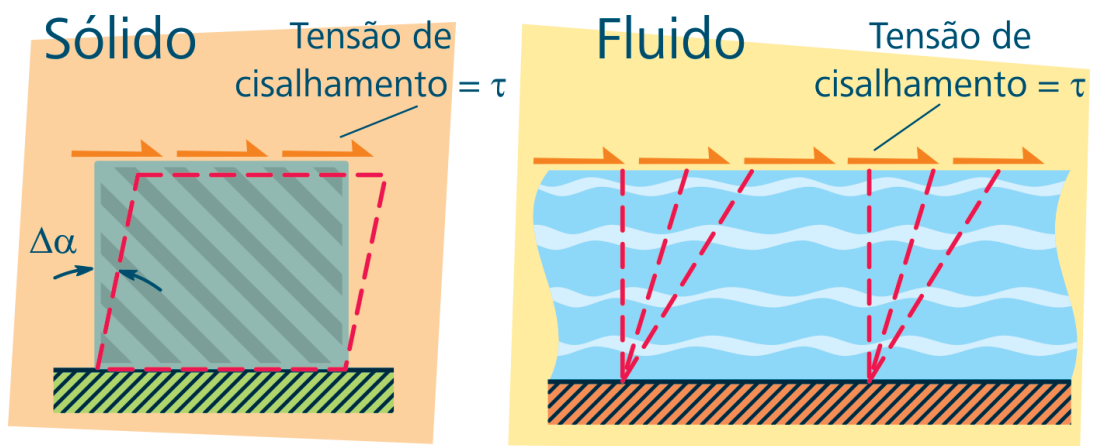
- Bomba com vazão constante;
- Bomba com vazão variável.
- De acordo com o controle de direção:
  - Uma via (controlado por válvulas);
  - Duas vias (com bombas reversíveis).

## 2.2 Princípios da hidráulica

Uma substância pode existir em três estados fundamentais: sólido, líquido ou gasoso. Um fluido é uma substância que se encontra no estado líquido ou gasoso. Este se difere de um sólido baseado no potencial em que a substância consegue resistir a uma tensão de cisalhamento (ÇENGEL, CIMBALA, 2007).

Um sólido resiste a uma tensão se deformando enquanto que um fluido se deforma continuamente. Ou seja, a tensão observada em sólidos é proporcional à deformação sofrida por este, enquanto que nos fluidos a tensão é proporcional a taxa de deformação (ÇENGEL, CIMBALA, 2007).

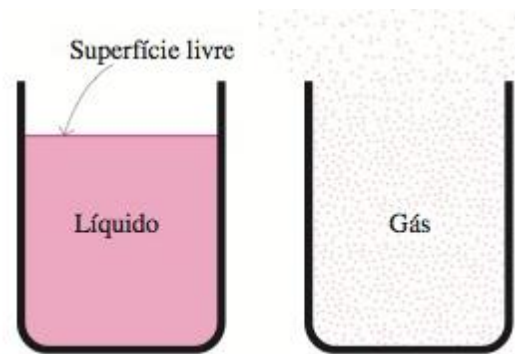
Figura 2.2 – Tensões de cisalhamento em um sólido e em um líquido.



Fonte: VILLANOVA, 2011.

Substâncias gasosas, ao preencherem um recipiente, não tem o seu volume definido, não formam uma superfície livre podem ser compressíveis. Já um líquido é capaz de assumir a forma de um recipiente ao qual é inserido, possuindo um volume definido e sendo praticamente incompressível. Essa é a forma a qual é possível diferenciar um líquido de um gás (GOMES, 2011).

Figura 2.3 – Diferença entre líquido e gás



Fonte: ÇENGEL, CIMBALA, 2007

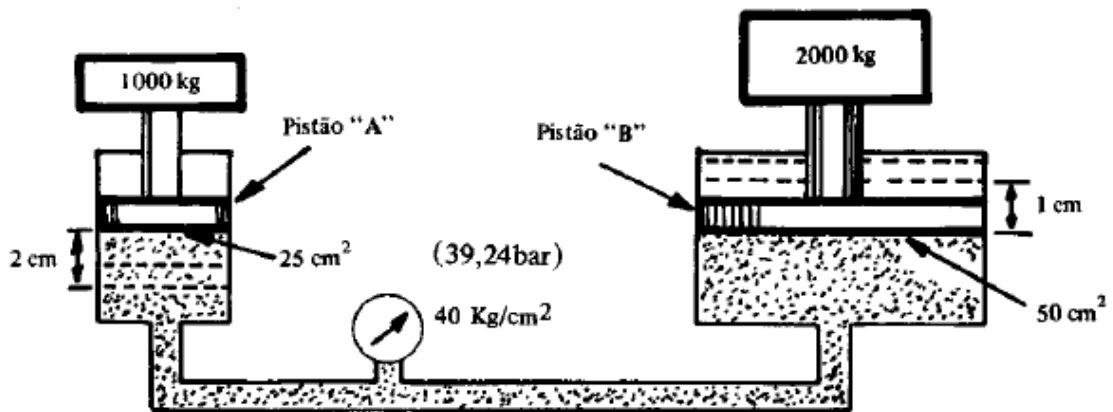
Segundo Vilanova (2011), a pressão pode ser definida como um termo designado a definir a distribuição de uma força normal aplicada a superfície por unidade de área. É semelhante a uma tensão de cisalhamento, mas enquanto que a força que causa a tensão de cisalhamento é perpendicular à superfície, uma força que ocasiona pressão é normal a superfície. Tem como unidade no SI o Pascal (Pa), que equivale a um Newton (N) de força por metro quadrado.

A unidade de pressão recebe esse nome devido ao matemático e físico Blaise Pascal, responsável pelo enunciado do “Princípio Fundamental da Hidráulica”, que diz: “Toda a pressão aplicada sobre um fluido confinado a um recipiente fechado, age igualmente em todas as direções dentro da massa fluida e perpendicularmente às paredes do recipiente” (PALMIERI, 1997).

Além disso, existe um outro princípio importante para aplicações que envolvem hidráulica: o princípio de conservação de energia, onde afirma-se que tudo se transforma na natureza, de forma que nada se cria e nada se perde. Isto também é verdade em sistemas hidráulicos, uma vez que um motor elétrico aciona uma bomba (transforma energia elétrica em mecânica) e esta transforma a energia mecânica em hidráulica (PALMIERI, 1997).

A figura 2.4 ilustra o princípio da conservação de energia, uma vez que o peso de 1000 kg que se desloca 2 cm ocasiona o deslocamento de 1 cm do peso de 2000 kg, devido ao fato da área do pistão A ser a metade da área do pistão B. Ou seja, o trabalho realizado (força x distância) é conservado (PALMIERI, 1997).

Figura 2.4 – Princípio da conservação de energia



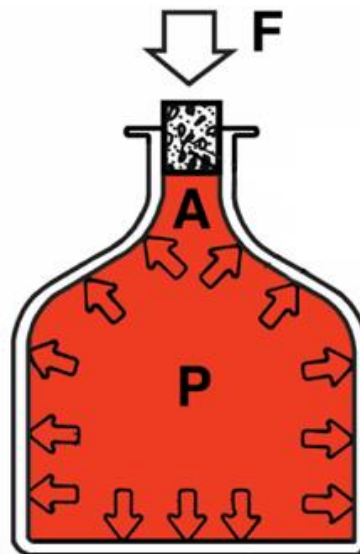
Fonte: PALMIERI, 1997

Palmieri (1997) define “força” como qualquer causa que ocasione trabalho. Entretanto, ao aplicar uma força sobre uma superfície, teremos uma pressão. Portanto, pode-se definir uma equação para a pressão:

$$P = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

onde P é a pressão, F é a força e A é a área.

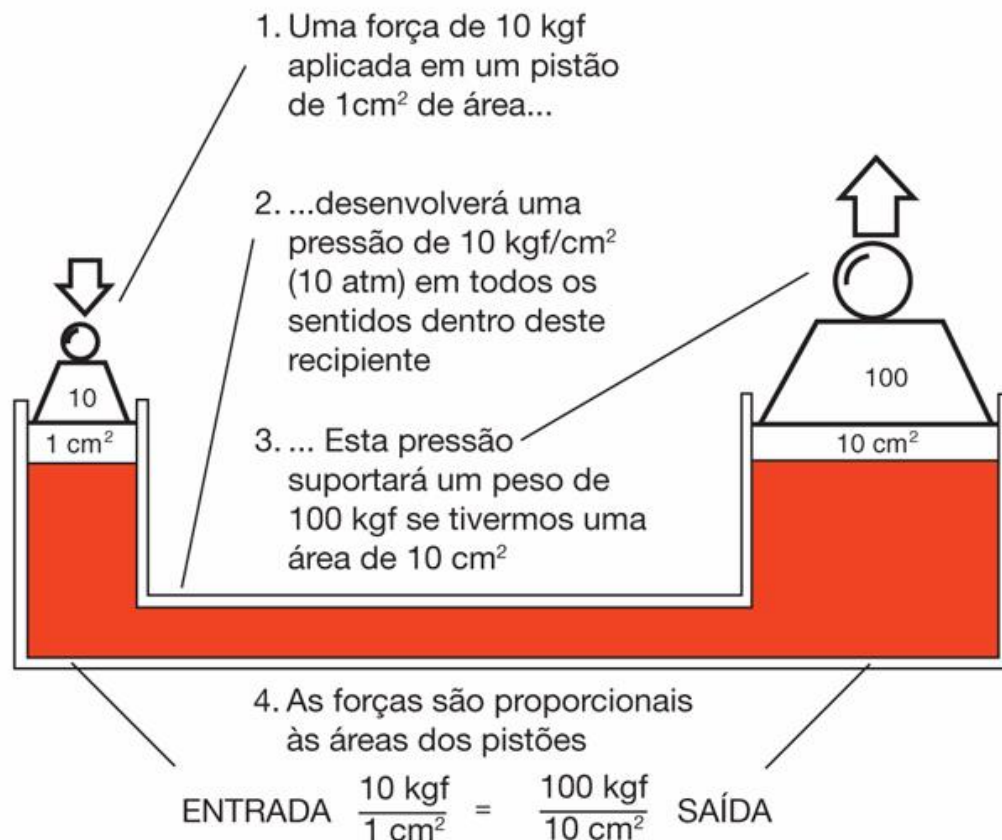
Figura 2.5 – Lei de Pascal



Fonte: Adaptado de APOSTILA PARKER, 2011

Com os dois princípios supracitados, pode-se então utiliza-los para explicar o princípio de funcionamento de um sistema hidráulico, explicitado na figura 2.6.

Figura 2.6 – Princípio de funcionamento de um sistema hidráulico.



Fonte: APOSTILA PARKER, 2011

Fialho (2003) define mais uma importante grandeza: a vazão (Q) é a quantidade de volume (V) que passa pela bomba hidráulica do sistema por unidade de tempo (t) ou ainda, é a velocidade do fluido numa tubulação multiplicado pela área da seção transversal desta:

$$Q = \frac{V}{t} = v \cdot A \quad (2.2)$$



## 2.3 Componentes hidráulicos

Prensas hidráulicas são compostas por diversas partes, cada uma com sua importância no sistema como um todo. Este tópico abordará os principais tipos de cada componente necessário para uma prensa.

### 2.3.1 Atuadores hidráulicos

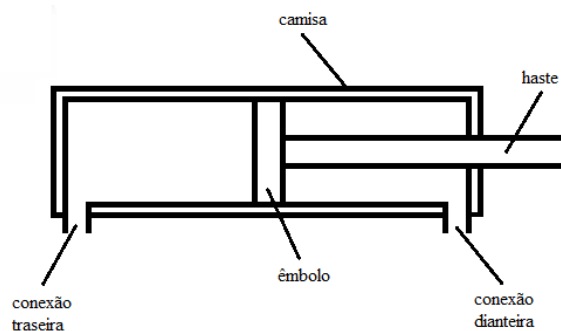
Os atuadores são chamados de componentes de saída e fazem parte do sistema de aplicação de energia. Isso se dá pelo fato de serem os responsáveis de transformar a energia hidráulica proveniente do fluido em energia mecânica. (PALMIERI, 1997)

Moreira (2008) divide os atuadores em dois tipos:

- Atuadores lineares: são conhecidos como cilindros e produzem movimentos lineares de “vai e vem”.
- Atuadores rotativos: são os motores hidráulicos que produzem movimentos rotativos.

De forma simplificada, um cilindro hidráulico é constituído de um pistão, uma haste, uma camisa e conexões para o fluido adentrar a camisa. Ao entrar na camisa, o fluido move o êmbolo que, por sua vez, movimentada a haste. A figura 2.7 ilustra um cilindro de dupla ação simplificado (MOREIRA, 2008).

Figura 2.7 – Cilindro de dupla ação simplificado.



Fonte: Adaptado de MOREIRA, 2008.

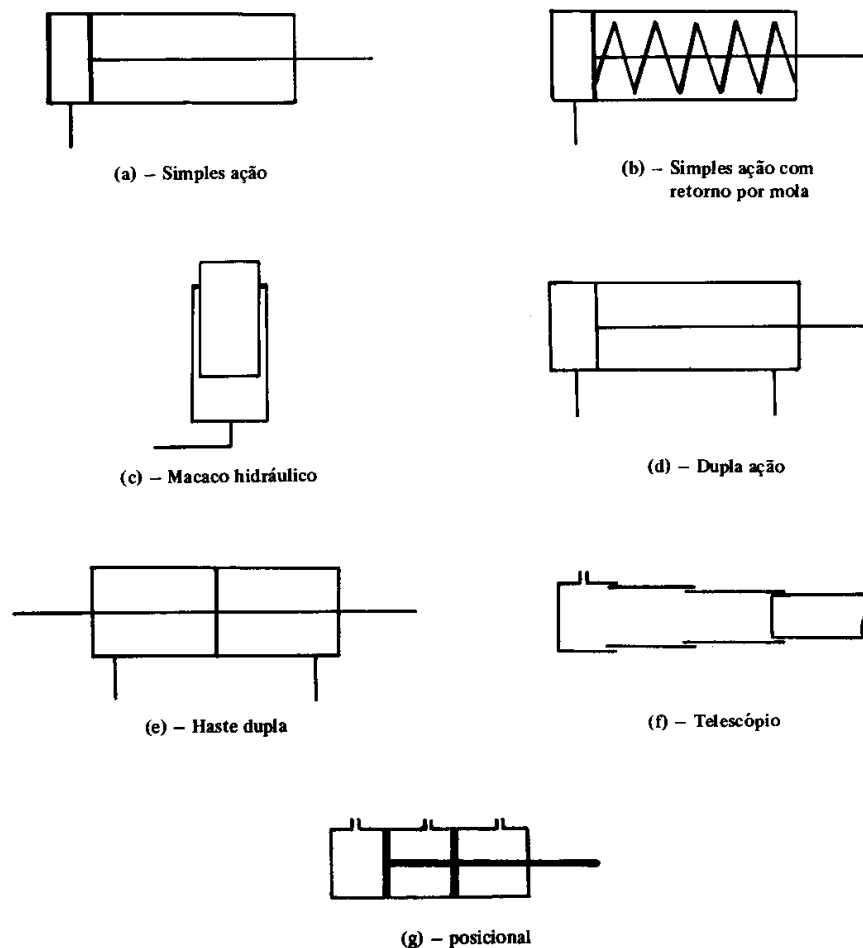
Obviamente, um cilindro hidráulico que trabalha com fluidos e grandes pressões não é tão simples assim. Dessa forma, a apostila Parker (2011) detalha sobre outros componentes responsáveis pelo correto funcionamento de um cilindro, tais como componentes de vedação, anel de amortecimento, guarnições de limpeza, entre outros que não requerem tanto detalhamento para a aplicação neste trabalho.

Palmieri (1997) classifica os cilindros hidráulicos em dois grandes grupos principais:

- Cilindro de ação simples: tem o movimento derivado do fluido hidráulico em apenas um sentido.
- Cilindro de ação dupla: o fluido hidráulico é responsável pelo movimento em ambos sentidos.

A partir disso, existem diferentes classificações de acordo com o tipo de construção do cilindro. A figura 2.8 exemplifica alguns tipos de cilindros utilizados.

Figura 2.8 – Diferentes tipos de cilindros.



Fonte: PALMIERI, 1997.

A apostila Parker (2011) menciona os dados necessários para o dimensionamento correto de um cilindro para um sistema:

- Força de trabalho;
- Pressão de trabalho;

- Curso do cilindro (a distância máxima que o êmbolo se movimenta dentro da camisa);
- Fixação e tipo de montagem do cilindro.

Palmieri (1997) também aborda as equações que envolvem o cilindro para auxiliar na obtenção dos dados supracitados:

- Força do cilindro:

$$F = P \times A \quad (2.3)$$

- Volume do cilindro:

$$V (cm^3) = Ae (cm^2) \times lh (cm) \quad (2.4)$$

- Velocidade da haste:

$$v (cm/min) = \frac{Q (l/min) * 1000}{Ae (cm^2)} \quad (2.5)$$

### 2.3.2 Motor elétrico

Em um sistema hidráulico, o uso de um motor elétrico se justifica por ser mais econômico e mais compacto que um motor a combustão. Ele pode ser acoplado diretamente a bomba hidráulica fazendo-a rotacionar em determinada velocidade. De acordo com a velocidade de rotação do motor, tem-se a quantidade de fluido deslocada pela bomba em determinado tempo, ou seja, o motor interfere diretamente na vazão do sistema e, conseqüentemente, nas velocidades de avanço e retorno do atuador (PALMIERI, 1997).

Ainda segundo Palmieri (1997), o motor deve ser dimensionado de acordo com a rotação ideal da bomba hidráulica. Além disso, há como calcular a potência necessária do motor de acordo com a vazão da bomba e a pressão de trabalho do sistema de acordo com a equação 2.6.

$$hp = \frac{P * Q}{K * \eta} \quad (2.6)$$

Onde:

$hp$  = potência necessária (hp)

$P$  = pressão máxima de trabalho

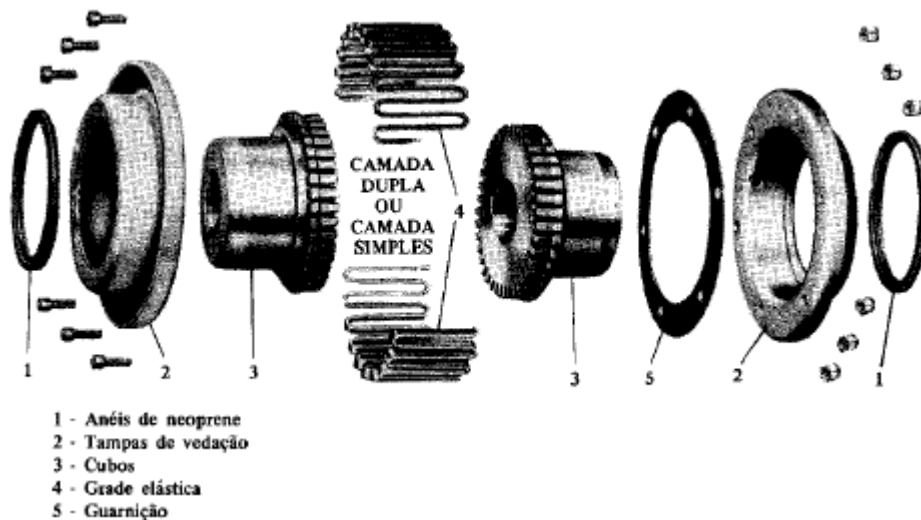
$Q$  = Vazão máxima do sistema (l/min)

$K$  = Coeficiente de conversão (460 para  $P$  em bar e  $Q$  em l/min)

$\eta$  = Rendimento do motor

O alinhamento entre os eixos da bomba hidráulica e do motor é extremamente importante (desalinhamento máximo permitido é de 0,127 mm). Como um alinhamento perfeito é praticamente impossível, o uso de acoplamentos elásticos torna-se uma solução viável (PALMIERI, 1997).

Figura 2.9 – Componentes de um acoplamento elástico comercial (tipo grade-ranhura).



Fonte: PALMIERI, 1997.

### 2.3.3 Bombas

A bomba hidráulica é um dos principais componentes do sistema, pois ela trabalha a fonte de geração de energia, sendo responsável a velocidade da haste do cilindro de acordo com a quantidade de fluido deslocado em uma rotação (PEDROSA, 2006).

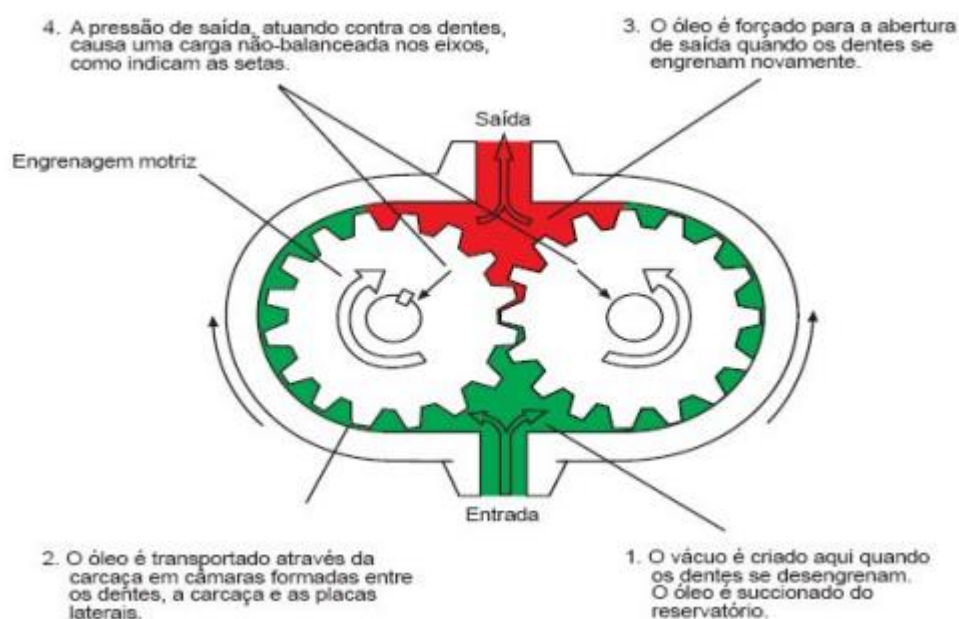
Moreira (2008) cita que existem duas grandes famílias de bombas:

- Hidrodinâmica: o trabalho é realizado pela ação da força centrífuga, onde um fluido é expelido para a saída por meio de um rotor que gira em uma velocidade alta.

- Hidroestática: esse tipo de bomba possui uma vedação mecânica entre a entrada e a saída da bomba, sendo capazes de transferir quantidades constantes de fluido.

Entre os grupos supracitados, ainda existem diversos tipos de bombas. Neste trabalho, porém, focaremos no tipo específico de bombas de engrenagens. Esta bomba consiste em um projeto simples de uma carcaça que contém um orifício de entrada e um de saída e duas engrenagens. Uma ilustração com explicação do seu funcionamento é mostrada na figura 2.10. (BRASIL).

Figura 2.10 – Funcionamento de bomba de engrenagem.



Fonte: BRASIL. Disponível em: <[https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4015/capitulo3\\_bombasclassificacaoedescricao.pdf](https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4015/capitulo3_bombasclassificacaoedescricao.pdf)>.

### 2.3.4 Óleo hidráulico

Um óleo hidráulico é um fluido que pode ser definido como sendo o meio de transmissão de energia. Dentro de um sistema, pode-se elencar quatro funções que um óleo deve exercer (MOREIRA, 2008):

- Transmitir com eficiência a potência recebida;
- Lubrificar os componentes do sistema;
- Vedar folgas entre partes móveis do sistema (evitando vazamentos);
- Auxiliar no resfriamento.

A fim de exercer suas funções com êxito, o óleo deve possuir certas características e qualidades (MOREIRA, 2008):

- Viscosidade (é o inverso de fluidez, ou seja, é a capacidade de ele escoar. No conceito popular, quanto “mais grosso” um fluido aparenta ser, mais viscoso ele é);
- Capacidade de lubrificação;
- Resistência à oxidação (a oxidação pode diminuir a vida útil do fluido);
- Prevenção contra corrosão e ferrugem;
- Demulsibilidade (capacidade de se isolar da água).

Moreira (2008) destaca os principais tipos de fluidos hidráulicos:

- Óleos minerais: derivados do petróleo, com custo baixo e amplamente utilizados;
- Fluidos sintéticos: compostos químicos com maiores limites de operação, mas com maior custo;
- Fluidos resistentes ao fogo: utilizados em aplicações específicas onde é necessário tal resistência.

Palmieri (1997) destaca a importância da escolha de um bom fluido, uma vez que é um dos principais fatores para o bom rendimento e pouca manutenção necessária para o sistema.

### 2.3.5 Reservatório

O reservatório é o local onde o óleo hidráulico fica armazenado para ser operado. Além disso, é responsável por contribuir com a troca de calor e decantação de partículas contaminantes ao sistema (PEDROSA, 2006).

Pedrosa (2006) também define uma equação para a capacidade de um reservatório:

$$C_R = K * Q_B + V \quad (2.7)$$

Onde:

$C_R$  = Volume do reservatório (l)

$K$  = Coeficiente que vai de 3 a 5

$Q_B$  = Vazão máxima do sistema (l/min)

$V$  = Volume da haste do cilindro hidráulico

Geralmente são construídos através de soldas de chapas de aço, com o interior pintado com epóxi a fim de reduzir a ferrugem e devem ser construídos com mecanismos que facilitem a manutenção e troca do óleo, tais como uma leve inclinação e drenos (MOREIRA, 2008).

Um exemplo de unidade hidráulica comercial pode ser visto na figura 2.11. Pode-se observar que há alguns outros componentes conectados no reservatório, tais como a válvula, motor elétrico, manômetro além de componentes que ficam dentro do reservatório, como a bomba hidráulica e o filtro do sistema.

Figura 2.11 – Unidade hidráulica comercial



Fonte: <https://www.hidrautec.com.br/unidade-hidraulica>

### 2.3.6 Filtros

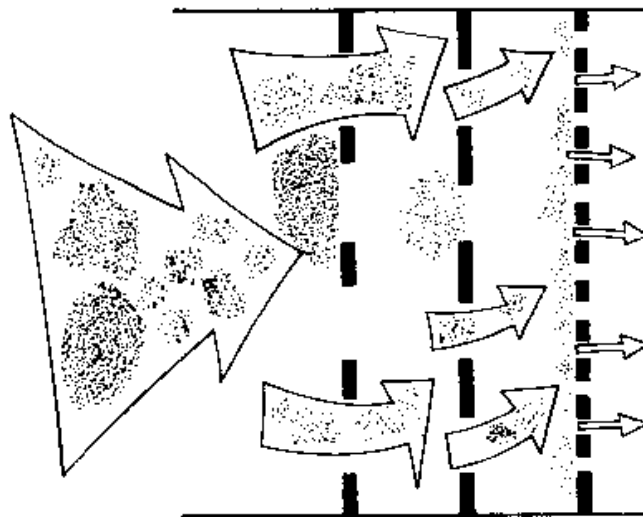
Partículas de sujeira podem ocasionar falhas até nos sistemas mais caros e é causa de mau funcionamento dos componentes na grande maioria dos casos. Como todo fluido possui alguma quantidade de sujeira, a adição de um filtro hidráulico torna-se imprescindível para um sistema que deseja funcionar corretamente (GOMES, ANDRADE, FERRAZ, 2008).

Segundo a Apostila Parker (2011), mais de 75% das falhas em sistemas hidráulicos ocorrem em função da contaminação em demasia e causam custos diversos prejuízos, como perda de produção, trocas constantes de fluidos e reposição de componentes, etc.

A função de um filtro é justamente evitar os problemas por sujeira no fluido, livrando-o destas partículas. Esse processo é feito mecanicamente, forçando o fluido a passar pelo filtro capaz de reter a sujeira (PARKER, 2011).

Um filtro mecânico é formado por uma série de camadas com diferentes porosidades. Cada uma destas camadas é responsável por reter diferentes tamanhos de partículas. O funcionamento é ilustrado na figura 2.12 (PALMIERI, 1997).

Figura 2.12 – Princípio de filtragem mecânica com várias camadas de diferentes porosidades.



Fonte: PALMIERI, 1997

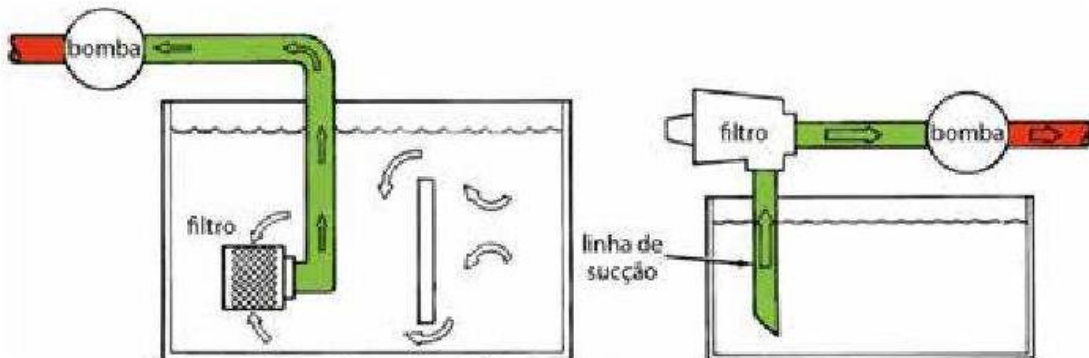
Os filtros podem ser posicionados em três diferentes posições em um sistema (MOREIRA, 2008).

#### a) Filtro de sucção

São filtros posicionados antes da bomba, como na figura 2.13, na linha de entrada, evitando que as partículas adentrem o sistema (MOREIRA, 2008).



Figura 2.13 – Filtro de sucção.

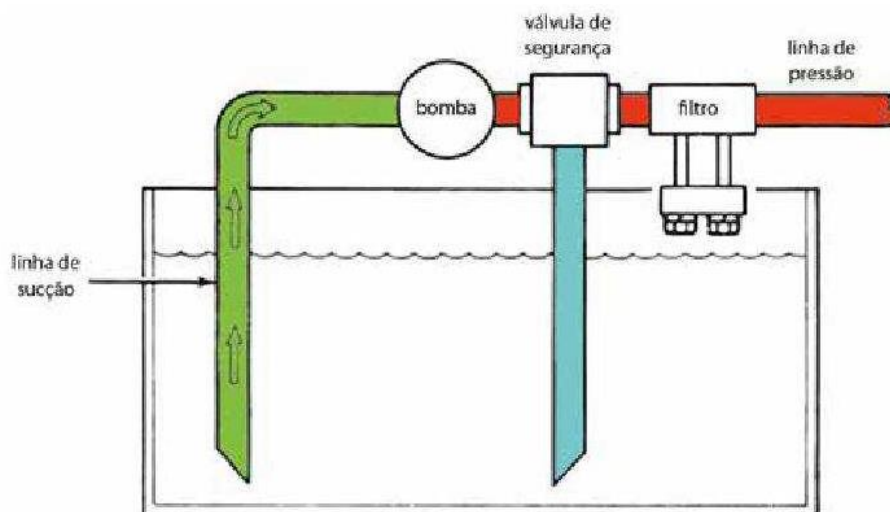


Fonte: MOREIRA, 2008.

### b) Filtro de pressão

São posicionados na linha de pressão, ou seja, após o fluido já ter passado pela bomba. São mais finos que os filtros de sucção e, conseqüentemente, conseguem reter partículas menores, como ilustrado na figura 2.14 (MOREIRA, 2008).

Figura 2.14 – Filtro de pressão.

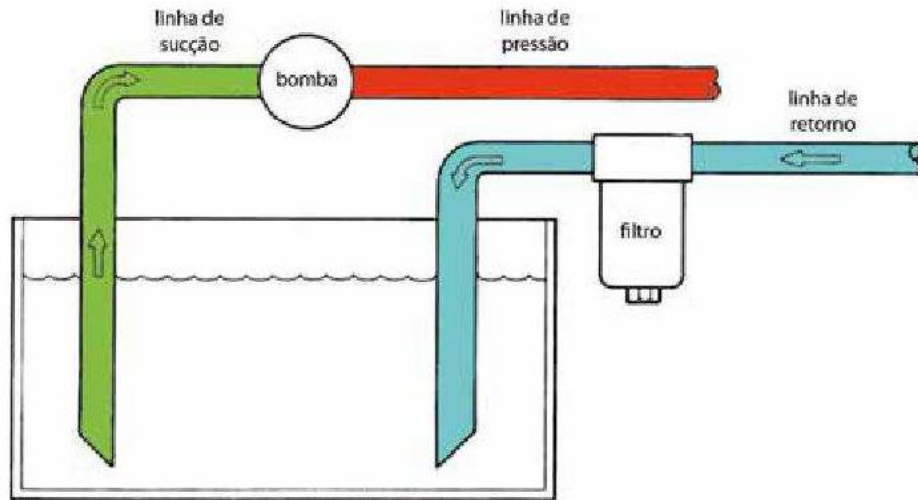


Fonte: MOREIRA, 2008.

### c) Filtro de retorno

Exemplificado na figura 2.15, são posicionados na linha de retorno do sistema, ou seja, após já ter passado pelo atuador hidráulico (MOREIRA, 2008).

Figura 2.15 – Filtro de retorno.



Fonte: MOREIRA, 2008

### 2.3.7 Válvulas

Válvulas são as responsáveis pelo controle dos movimentos dos cilindros. Além disso, a depender do tipo de trabalho, outros controles são necessários, tais como controle de força e movimento. Portanto, a fim de atender as necessidades, existem disponíveis no mercado três grandes tipos de válvulas que serão explicitadas mais a frente neste tópico (MOREIRA, 2008).

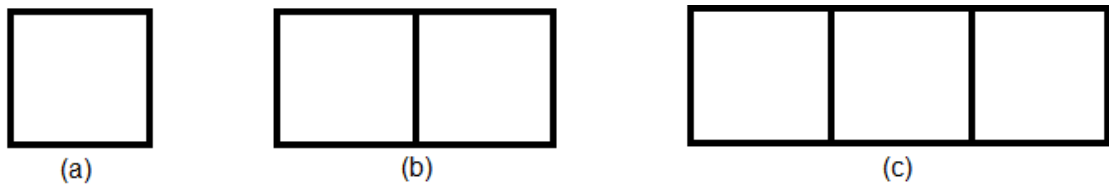
#### a) Válvula de controle direcional

São válvulas que abrem e fecham passagens mecanicamente controlando, assim, a direção em que o fluido hidráulico flui e, conseqüentemente, controlando movimentos de ida e de volta dos cilindros (MOREIRA, 2008).

Essas válvulas possuem diversos jeitos de construção e uma simbologia foi criada para a fácil representação dos números de posição, números de vias e acionamentos. Essa simbologia está contida na norma DIN/ISO-1219-1, que trata dos símbolos gráficos e diagramas de circuitos de sistemas hidráulicos e pneumáticos.

O número de posições é a quantidade de posições que uma válvula pode estar. A posição de uma válvula é representada por um simples quadrado (dois é o número mínimo de posições).

Figura 2.16 – Posições de uma válvula. (a) – Representação de uma posição. (b) – Válvula com 02 posições. (c) – Válvula com 03 posições,

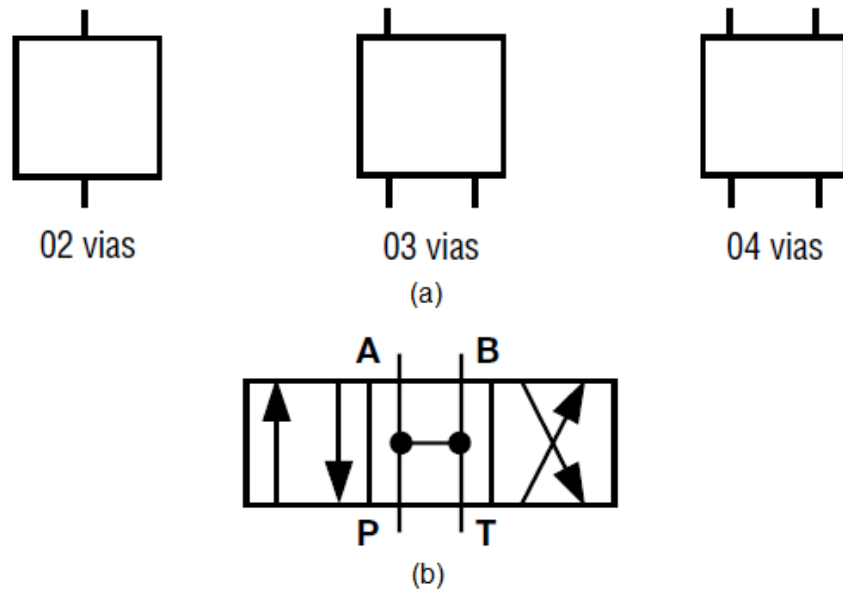


Fonte: Própria do autor.

O número de vias representa a quantidade de conexões que determinada válvula possui. É representada por pequenas retas exteriores ao quadrado de posição. Além disso, as vias devem ser identificadas com letras que representam a utilização desta, conforme abaixo:

- P = via de pressão;
- T = via de trabalho;
- A = via de utilização;
- B = via de utilização.

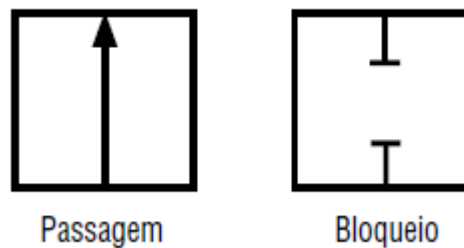
Figura 2.17 – Representações das vias. (a) – Diferentes números de vias. (b) – Representação da utilização de cada via.



Fonte: APOSTILA PARKER, 2011.

A simbologia dos sentidos e bloqueios representa o fluxo do fluido em determinada posição da válvula. O sentido do fluxo é representado por setas e um bloqueio é representado por um “T”.

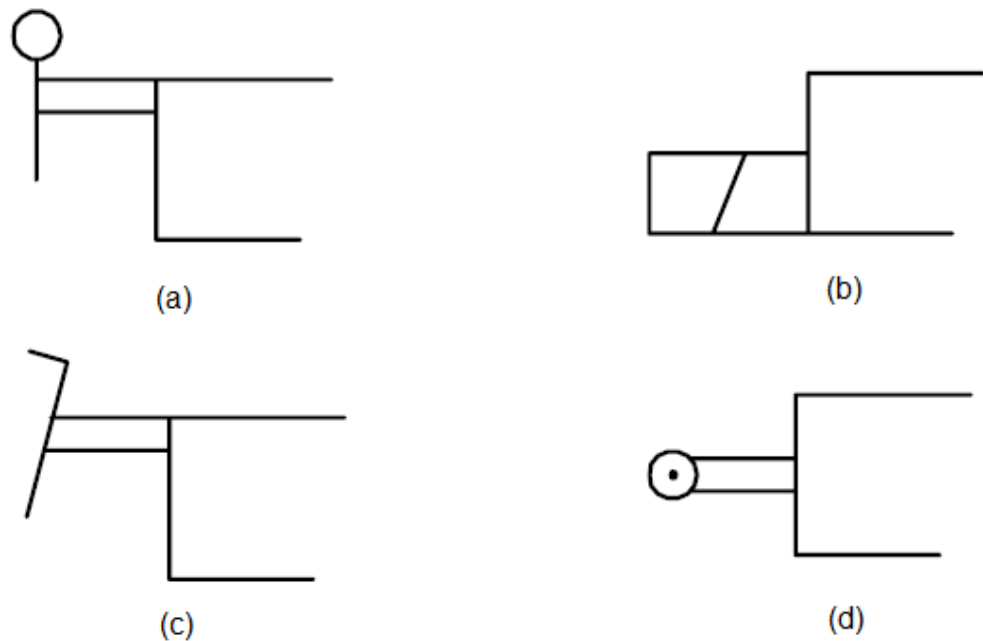
Figura 2.18 – Representação do sentido do fluxo e de bloqueio do fluxo.



Fonte: APOSTILA PARKER, 2011.

As formas de acionamentos caracterizam o modo de acionar e/ou retornar tal válvula para alterar a sua posição. Existem inúmeros tipos de acionamento, tais como acionamento mecânico, elétrico, hidráulico, etc. Alguns destes estão representados na figura 2.19.

Figura 2.19 – Tipos de acionamento: (a) – alavanca; (b) – solenóide; (c) – pedal de simples efeito; (d) – rolete fixo.



Fonte: Norma DIN/ISO 1219.

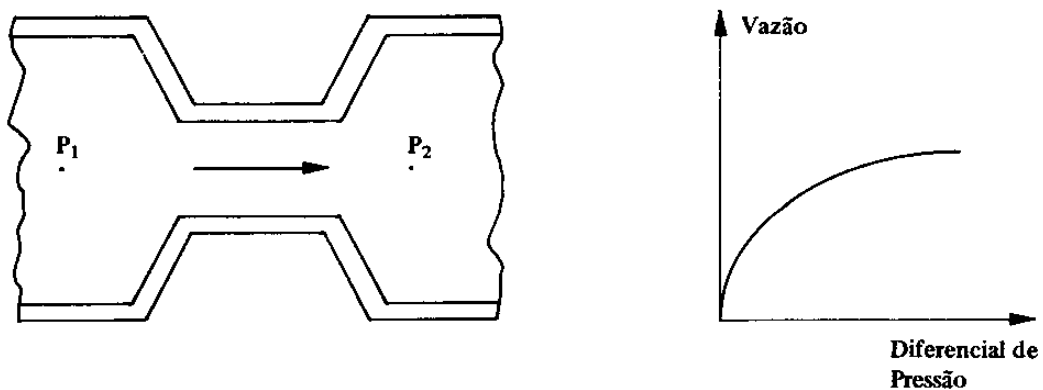
### b) Válvula reguladora de vazão

De acordo com a equação 2.5, sabe-se que a vazão do fluido está diretamente relacionada a velocidade em que o pistão se move. Dessa forma, as válvulas reguladoras de vazão controlam as velocidades de avanço e retorno do cilindro. (MOREIRA, 2008)

Palmieri (1997) cita que este tipo de válvula atua na limitação da vazão do fluido de forma simples e rápida, podendo assim modificar a velocidade do cilindro. Moreira (2008) as compara, de forma básica, a mecanismos que abrem e fecham.

Ainda, Palmieri (1997) demonstra que o princípio de funcionamento das válvulas reguladoras de vazão está diretamente ligado ao princípio de diferencial de pressão. Como pode-se observar na figura 2.20 que a vazão de um fluido é diretamente proporcional ao diferencial de pressão e que essa proporção se dá de forma que “a vazão cresce com a raiz quadrada do diferencial de pressão”.

Figura 2.20 – Vazão e diferencial de pressão.

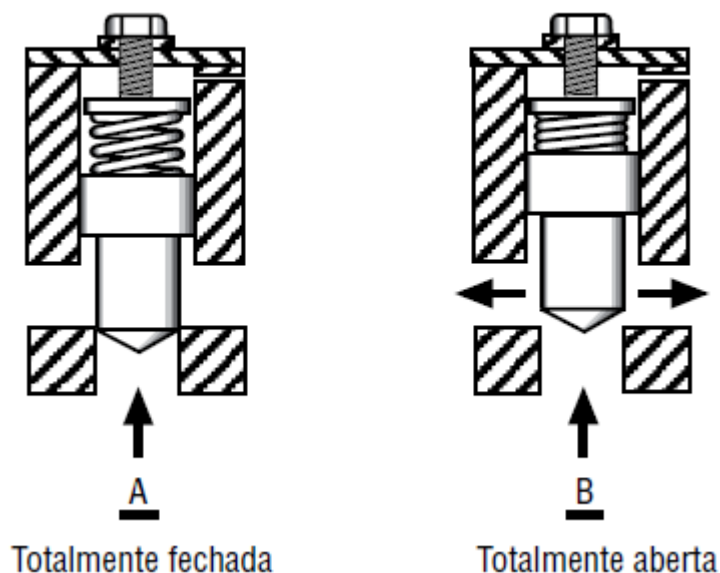


Fonte: PALMIERI, 1997.

### c) Válvula controladora de pressão

As válvulas reguladoras de pressão são responsáveis pelo controle de pressão no sistema. Assim, se tornam responsáveis pelas forças de atuação, garantindo as sequências de movimentos, realizando a sustentação de cargas verticais e frenagem segura em sistemas rotativos. Com isso, tornam-se também responsáveis pela adequação de um sistema hidráulico a determinada aplicação (MOREIRA, 2008).

Figura 2.21 – Princípio de funcionamento básico de uma válvula reguladora de pressão.



Fonte: APOSTILA PARKER, 2011.

O princípio de funcionamento básico deste tipo de válvula pode ser observado na figura 2.21. Um carretel cilíndrico pode ter diferentes posições dentro da válvula, desde totalmente

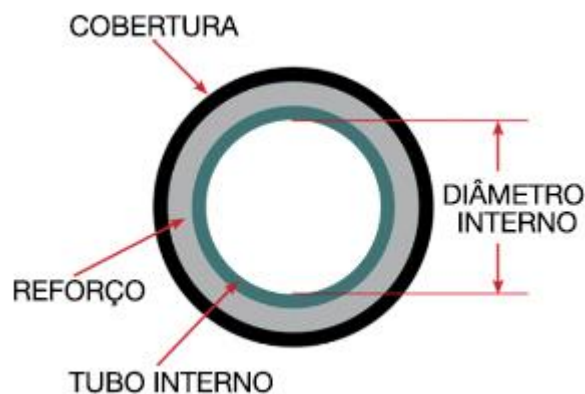
fechado a totalmente aberto. A tensão no carretel é ajustada através da mola ligada a ele. Por exemplo, enquanto a pressão do fluido hidráulico for menor que o ajuste, a válvula permanece fechada (MOREIRA, 2008).

### 2.3.8 Mangueiras e conexões

O catálogo técnico MILANO ® define as mangueiras hidráulica como “elementos flexíveis para condução de fluidos sob pressão”. Além disso, o catálogo discorre sobre os elementos básico que constituem uma mangueira, ilustrados na figura 2.22:

- Tubo interno: revestimento interno (fabricado com borracha sintética de alta resistência) que fica em contato direto com o fluido e o conduz;
- Reforço: o reforço é feito em fios de tecido ou de metal e são dispostos em camadas;
- Cobertura: também fabricada com borrachas sintéticas, possui a função de proteger o reforço e o tubo interno.

Figura 2.22 – Elementos básicos de uma mangueira hidráulica.



Fonte: <http://blog.parker.com/br/cinco-dicas-para-trocar-mangueiras-com-mais-economia>

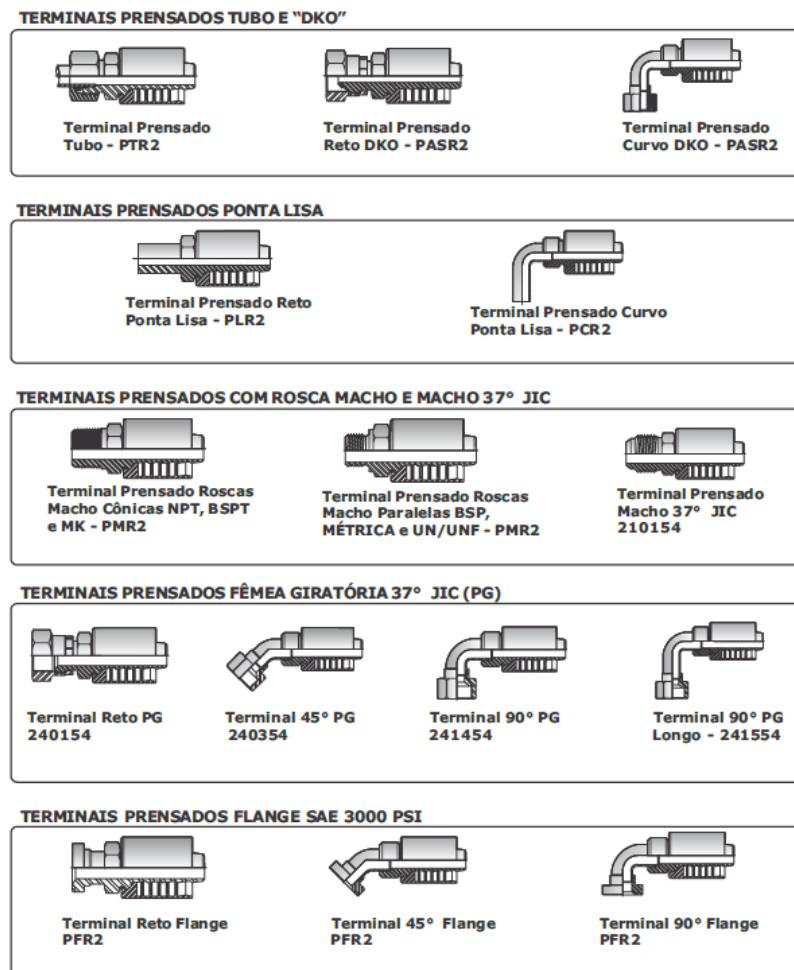
O catalogo MILANO ® adverte que a escolha adequada de uma mangueira deve ser feita considerando o trabalho a ser realizando passando por tais pontos:

- Pressão;
- Sucção;
- Temperatura;
- Compatibilidade dos fluidos;
- Dimensão;
- Posicionamento;
- Eventuais cargas mecânicas externas;

- Condições ambientais;
- Condutibilidade elétrica.

A fim de conectar mangueiras de diferentes formas, os terminais são fabricados em diversos formatos e diâmetros. As formas de rosca mais comuns são a rosca NPT e a BSP, que seguem as normas ANSI/ASME B1.20.1-1983 e a DIN-ISO 228 respectivamente. Além disso, existem terminais curvados e flangeados que também devem atender normas ou padrões de uso e fabricação, ilustrados na figura 2.23. Em sistemas de pressão mais elevadas, os terminais são geralmente fabricados em três diferentes materiais: aço comum, latão ou aço inox. Para o acoplamento entre a mangueira e o terminal, estes são prensados (CATÁLOGO MILANO).

Figura 2.23 – Tipos de terminais comerciais.



Fonte: CATÁLOGO MILANO.

### 2.3.9 Manômetro

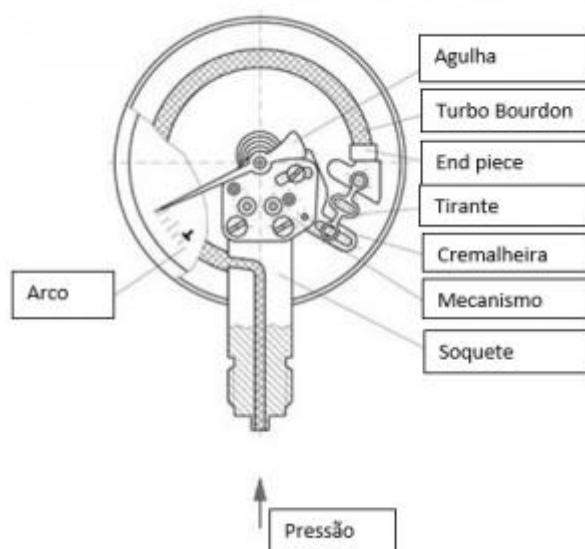
De forma básica, o manômetro é um aparelho que mede um diferencial de pressão e o indica a um observador (PAVANI, 2011).



Segundo Pedrosa (2006), para um cilindro, a pressão máxima do sistema deve ser ajustada quando este estiver no fim de curso e o valor deve ser lido por um manômetro.

Um tipo de manômetro muito utilizado em sistemas hidráulicos é o manômetro de Bourdon, exemplificado na figura 2.24, que contém uma escala de pressão e um ponteiro ligado a um tubo oval que está diretamente conectado a pressão a ser medida (PAVANI, 2011).

Figura 2.24 – Funcionamento de um manômetro de Bourdon.



Fonte: <https://blog.wika.com.br/know-how/como-funcionam-os-manometros-mecanicos/>

## 2.4 Componentes do circuito elétrico

Os componentes elétricos e eletrônicos são responsáveis por se comunicarem com a válvula direcional do sistema. Portanto, auxiliam no controle do movimento. Uma infinidade de componentes está disponível no mercado. Entretanto, neste tópico, trataremos apenas dos componentes pertinentes a construção do sistema hidráulico específico desse trabalho.

Segundo Souza (2008), os componentes de circuito elétrico podem ser separados em dois grandes grupos de acordo com sua função:

- Proteção dos equipamentos;
- Responsáveis por realizar uma lógica de comando (dispositivo de manobra).

### 2.4.1 Quadro de comando

Segundo a fabricante Kraus-Muller®, o quadro de comando de um circuito é uma estrutura responsável por conter e distribuir os componentes do circuito, tais como disjuntores,

relés e demais componentes que serão descritos nos próximos tópicos deste trabalho. A figura 2.25 ilustra um quadro de comando comercial em utilização.

Figura 2.25 – Quadro de comando com seus componentes.



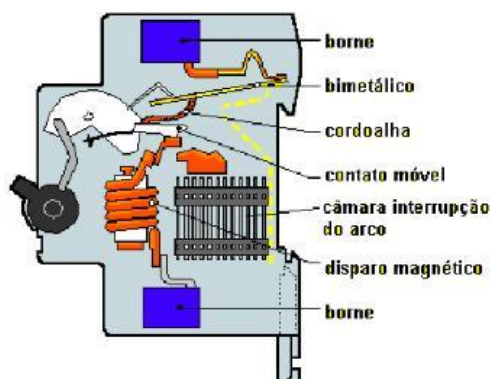
Fonte: <https://blog.wika.com.br/know-how/como-funcionam-os-manometros-mecanicos/>

### 2.4.2 Disjuntores

Disjuntores são componentes de segurança que efetuam a proteção de circuitos elétricos. Eles atuam desligando a alimentação de um sistema quando uma corrente superior a corrente normal de funcionamento passa pelo dispositivo. (MAMEDE, 2011).

São definidos como um dispositivo magneto-térmico capaz de realizar a proteção contra sobrecarga e curto-circuito. Seu princípio de funcionamento está ligado a um disparador térmico (bimetal) atuante em casos de sobrecarga e a um disparador eletromagnético para situações de curto-circuito (SOUZA, 2008). A figura 2.26 ilustra os componentes de um disjuntor.

Figura 2.26 – Componentes de um disjuntor.



Fonte: SOUZA, 2008.

O dimensionamento de um disjuntor é feito em acordo com a norma NBR 5410 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2004). Segundo esta, a atuação de um disjuntor deve satisfazer tais condições:

- a)  $I_B \leq I_N \leq I_Z$ ;
- b)  $I_L \leq 1,45 \leq I_Z$

Onde:

$I_B$  é a corrente de projeto do circuito;

$I_Z$  é a capacidade de condução de corrente do dispositivo de condução;

$I_N$  é a corrente nominal do dispositivo de proteção;

$I_L$  é a corrente convencional de atuação para os disjuntores;

### 2.4.3 Contadores

Um exemplo de contator é ilustrado na figura 2.27. Eles são dispositivos de comando de circuito, capaz de conduzir ou interromper a corrente em um circuito elétrico. Esses componentes são eletromecânicos. (NISKIER, 2000).

Figura 2.27 – Contator comercial.



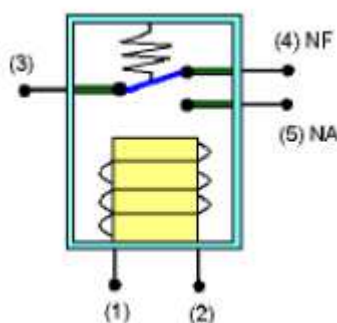
Fonte: CATÁLOGO LOJA ELETROPAULO.

Souza (2008) classifica os contadores como dispositivos de manobra mecânica, construídos de forma a sustentar uma elevada frequência de operação e altas correntes.

### 2.4.4 Relés

Os relés são classificados como elementos capazes de realizar operações lógicas de comando em um circuito, sendo classificados como elemento de manobra e ilustrado na figura 2.28. (SOUZA, 2008).

Figura 2.28 – Esquema de um relé



Fonte: SOUZA, 2008

O relé é acionado por um campo magnético, gerado por uma bobina e seus contatos. Ao ser energizada, a bobina é capaz de mudar o contato entre os terminais. (FIALHO, 2003)

A figura 2.28 ilustra um esquema de um relé. Nesta, é possível observar a separação física entre os terminais 1 e 2 dos terminais 3, 4 e 5. Os terminais 1 e 2 ficam conectados ao circuito de potência, que é onde está a carga do circuito a ser acionada, trabalhando com altas tensões e correntes. Nos terminais 3, 4 e 5 existe o circuito de comando, que é a interface direta do operador, com baixas tensões e correntes (SOUZA, 2008).

### 2.4.5 Interruptores

De forma simples, um interruptor é um dispositivo de manobra, com um acionamento mecânico capaz de abrir e fechar um circuito (ORTUNHO, 2015).

Um sensor de fim de curso está ilustrado na figura 2.29 e, como o nome já sugere, também funciona como um tipo de interruptor mecânico para acionar e/ou desacionar o circuito quando este atingir determinada posição desejada.

Figura 2.29 – Exemplo de uma chave de fim de curso.



Fonte: <https://www.simecol.com.br/chave-fim-de-curso-na-nf-alavanca-ajustavel-plastica-xckj10541-telemecanique/p/2046>

#### 2.4.6 Botões e botoeiras de comando

Os botões ficam externos ao quadro de comando e são responsáveis por ligar e desligar o sistema como um todo. Tais botões devem seguir uma identificação padronizada segundo as normas IEC 73 e VDE 0199 (SOUZA, 2008).

Figura 2.30 – Exemplos comerciais de botões para quadro de comando.



Fonte: <https://athoselectronics.com/botoeiras-tipos-e-aplicacoes/>

As cores botões devem seguir as seguintes regras:

- Verde ou Preto: ligar, dar partida ou pulsar;
- Vermelho: desligar, parar ou emergência;

- Amarelo: intervenção;
- Azul ou Branco: quaisquer funções diferentes das supracitadas.

## 2.5 Tipos estruturais de prensa

As prensas hidráulicas podem ser classificadas em padrões de acordo com o seu formato estrutural. Este tópico abordará os tipos comerciais mais comuns para prensas hidráulicas.

### 2.5.1 Tipo C

O formato estrutural deste tipo de prensa lembra o formato da letra “C”, conforme a figura 2.31. Geralmente, esse tipo de prensa possui as laterais livres para o trabalho. O grupo HIDRALMAC® recomenda esse tipo para substituir prensas mecânicas, pois propicia uma vida útil mais longa e um aumento da produtividade.

Figura 2.31 – Prensa hidráulica tipo C.



Fonte: <http://www.romaqmaquinas.com.br/index.php?sec=7&cat=44&sub=24>

### 2.5.2 Tipo H

Geralmente possuindo uma robustez maior em sua estrutura, a prensa no tipo H é recomendada para trabalhos de linha mais pesada, como testes e ensaios. (LINHA DE PRODUTO – HIDRALMAC). Tal tipo está ilustrado na figura 2.32.

Figura 2.32 – Prensa hidráulica tipo H.



Fonte: LOVEC (<http://lovec.com.br/produto/prensa-hidraulica-200-ton- eletrica-pistao-cilindro-560-mm/49/>)

### 2.5.3 Tipo 4 colunas

Segundo o Grupo HIDRALMAC®, as prensas de 4 colunas possibilitam um fácil acesso para a área de prensagem e, dessa forma, são recomendadas para linhas de produção de uso contínuo, uma vez que permite uma integralização fácil com as demais máquinas da linha de produção. Além disso, as quatro colunas permitem um trabalho pesado. A figura 2.33 representa uma prensa do tipo 4 colunas.

Figura 2.33 – Prensa hidráulica 4 colunas.



Fonte: SOLUÇÕES INDUSTRIAIS (<https://www.solucoesindustriais.com.br/empresa/metal-mecanica-e-usinagem/hidral-mac-industrial-ltda-/produtos/maquinas-ferramenta/prensa-hidraulica-de-4-colunas-para-compactacao>)

## **2.6 Estudo estrutural**

Uma prensa hidráulica é um equipamento geralmente capaz de realizar grandes esforços, podendo atingir forças de atuação muito altas. Portanto, é importante um estudo para que sua estrutura mecânica suporte isso tudo. A seguir, alguns pontos importantes nesse sentido serão abordados.

### **2.6.1 Resistência dos materiais**

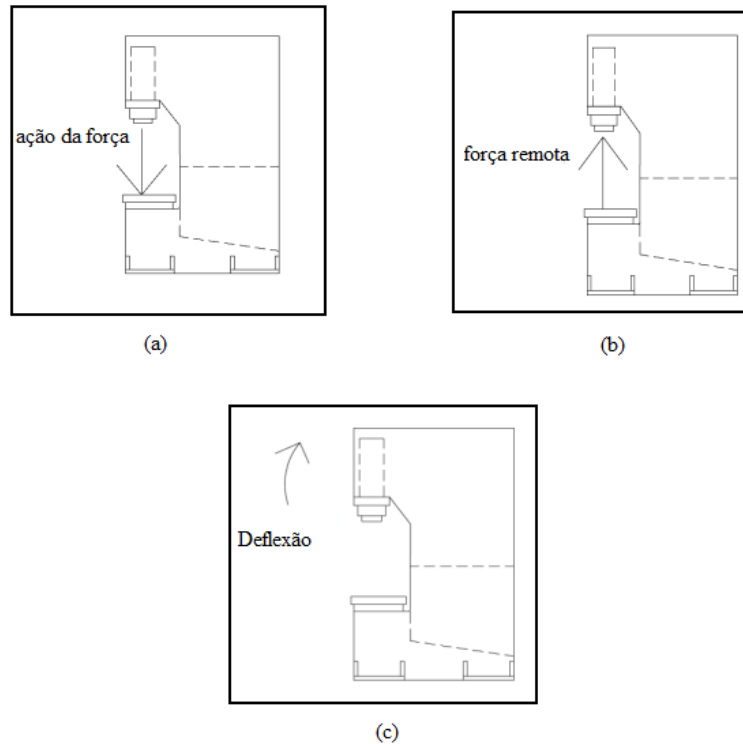
O ramo de resistência dos materiais estuda a relação entre cargas externas aplicadas a um corpo e a intensidade das forças internas que agem no interior deste. Dessa forma, esse ramo é capaz de calcular a deformação sofrida por um corpo sofrendo determinadas cargas externas (HIBELLER, 2010).

Hibeller (2010) afirma que o primeiro passo para qualquer projeto de máquina é o estudo da estática para determinar as forças atuantes sobre a estrutura, atentando-se também ao tipo de material utilizado. Para um corpo falhar, é necessário que este seja sujeitado a uma tensão superior à sua tensão de ruptura. (HIBELLER, 2010)

Em uma prensa hidráulica do tipo C, é importante se atentar a três tensões e forças principais, conforme a figura 2.34. De acordo com Hatapakki e Gulhane (2016), a atuação do cilindro fará uma força de aplicação no prato inferior da prensa, que causará uma força de reação no prato superior e também uma deflexão na estrutura geral. Portanto, é imprescindível projetar a estrutura para que aguente essa deflexão sem se romper ou sofrer grande deformação e os pratos superior e inferior para aguentarem as forças de atuação sem se deformarem.



Figura 2.34 – (a) Ação da força da prensa; (b) força remota; (c) deflexão causada na estrutura.

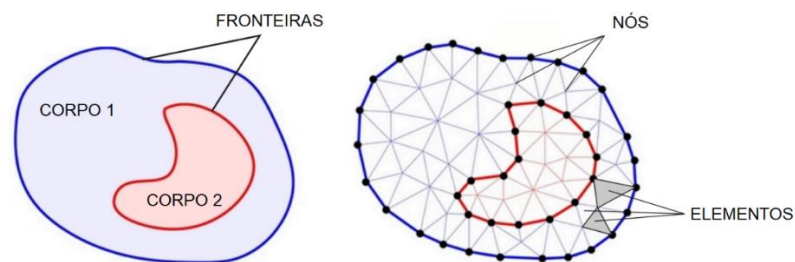


Fonte: Adaptado de Hatapakki e Gulhane (2016).

## 2.6.2 Método dos elementos finitos

O método dos elementos finitos está ilustrado na figura 2.35 e é aplicado a cálculos estruturais pode ser definido como um método onde “um corpo contínuo é hipoteticamente dividido em um número de elementos (1D, 2D e 3D) interconectados em pontos nodais para calcular deslocamentos e tensão. O elemento é forçado a se deformar seguindo um padrão pré-descrito que é expressado em uma forma matemática por uma função de deslocamento” (SINHA e MURARKA, 1988).

Figura 2.35 – Método dos elementos finitos.



Fonte: ADAPTADO DE

[https://www.researchgate.net/publication/345903596\\_An\\_Early\\_Stage\\_Researcher%27s\\_Primer\\_on\\_Systems\\_Medicine\\_Terminology/figures?lo=1](https://www.researchgate.net/publication/345903596_An_Early_Stage_Researcher%27s_Primer_on_Systems_Medicine_Terminology/figures?lo=1)

Uma análise estrutural é a aplicação mais comum dos métodos de elementos finitos. Para tal, é feita uma análise estática, responsável por determinar tensões, deformações e deslocamentos causados por forças externas na estrutura. (HATAPAKKI e GULHANE, 2016)

O uso de tal método se justifica, pois este é uma ferramenta poderosa capaz de aproximar o modelo de um projeto e do projeto real após ser construído. Além disso, permite avaliações e otimizações de forma rápida na estrutura (SINHA e MURARKA, 1998).

### **2.6.3 Critério da energia de distorção máxima**

De acordo com o critério de energia de distorção máxima, que também é conhecido como critério de Von Mises, “um componente estrutural está seguro desde que o valor máximo da energia de distorção por unidade de volume naquele material permaneça menor que a energia de distorção por unidade de volume necessária para provocar escoamento em um corpo de prova do mesmo material” (BEER, JOHNSTON, DEWOLF e MAZUREK, 2011).

### 3 METODOLOGIA

O projeto de uma prensa automática pode ser dividido em três grandes partes: projeto hidráulico, projeto de comando e elétrico e projeto mecânico estrutural. A partir disso, é preciso seguir algumas etapas para chegar a um resultado satisfatório.

Primeiramente, define-se um escopo inicial da prensa. Posteriormente, é possível realizar definições acerca de sua estrutura, forças e velocidades de atuação para passar a cálculos matemáticos para que a prensa atinja as necessidades propostas.

Fialho (2003) apresenta uma sequência de passos a serem seguidas primeiramente dentro do projeto hidráulico que serão seguidos, definidos e calculados pelo trabalho. Após isso, volta-se a atenção para o sistema elétrico e de comando que poderá ser simulado em softwares de simulação eletrohidráulica. Por fim, é necessário simular uma estrutura para aguentar os esforços realizados pela prensa e, para isso, softwares de simulação de esforços mecânicos serão utilizados.

Além disso, para a possível construção de uma prensa a partir desse projeto, é importante atentar-se aos componentes e dispositivos que constituem a prensa disponíveis comercialmente. Ou seja, após os cálculos exatos de cada componente, é necessário observar se há uma opção viável no mercado capaz de atender os requisitos calculados.

Como supracitado, é necessário realizar algumas pré-definições para atender as necessidades do projeto. Para tal, prensas hidráulicas do tipo C comerciais serviram de base. Estas estão explicitadas na tabela.

Tabela 3-1 – Produtos comerciais e suas características.

Parâmetro	Unidade	MARCAS		
		RHTC	KNUTH	HIDROKAR
Força	[ton]	50	55	60
Velocidade de avanço	[mm/sec]	32	25,4	20
Velocidade de retorno	[mm/sec]	44	41,91	20
Pressão máxima	[bar]	320	320	-
Curso do atuador	[mm]	250	249,9	300
Diâmetro das guias	[mm]	50	50,8	25,4
Dimensão da mesa inferior	[mm]	700 x 450	711,2 x 457,2	400 x 400
Dimensão da mesa superior	[mm]	550 x 300	558,8 x 304,8	-

Dimensões gerais	[m]	1,29 x 1,16 x 2,09	1,37 x 1,19 x 2,06	0,9 x 0,35 x 1,9
------------------	-----	-----------------------	-----------------------	---------------------

Fonte: Própria do autor.

### 3.1 Dimensionamento hidráulico

O dimensionamento da parte hidráulica do projeto ainda pode ser dividido para melhor entendimento. Este dimensionamento é baseado em fórmulas matemáticas para que os componentes escolhidos performem como o desejado. A seguir, diversas fórmulas serão apresentadas e explicadas seguindo um passo a passo lógico para o dimensionamento hidráulico.

#### 3.1.1 Dimensionamento dos atuadores

O primeiro passo é definir a pressão nominal necessária para a realização do trabalho desejado da prensa e a partir disso, calcular uma pressão de trabalho com 15% de perda de carga:

$$P_{tb} = PN - 0,15PN \quad (3.1)$$

Onde:

P<sub>tb</sub> = Pressão de trabalho

PN = Pressão nominal

Da mesma forma, define-se a força de avanço do cilindro para a realização do trabalho desejado para que, com a força e a pressão conhecidas, seja possível definir o diâmetro do pistão do cilindro da seguinte forma:

$$D_p = \sqrt{\frac{4 * F_a}{\pi * P_{tb}}} \quad (3.2)$$

Onde:

F<sub>a</sub> = Força de avanço

D<sub>p</sub> = Diâmetro do pistão do cilindro

Como dito anteriormente, a partir desse cálculo exato é necessário escolher uma opção comercial e nesse caso, devemos escolher uma opção onde o diâmetro do pistão escolhido seja maior ou igual ao diâmetro calculado.

Com o diâmetro comercial escolhido, é necessário recalculer a pressão de trabalho:

$$P_{tb} = \frac{Fa}{\pi * \frac{Dp^2}{4}} \quad (3.3)$$

ou seja:

Ainda, ao escolher um diâmetro do pistão, os fornecedores disponibilizam os diâmetros de haste possíveis. Dessa forma, pode-se calcular a área da coroa do cilindro, que é a diferença entre a área do pistão e a área da haste:

$$Ac = Ap - Ah = \frac{\pi}{4} * (Dp^2 - dh^2) \quad (3.4)$$

Onde:

$A_p$  = Área do pistão

$A_h$  = Área da haste

$A_c$  = Área da coroa

$dh$  = Diâmetro da haste do cilindro

Pensando na quantidade de ciclos de trabalho a serem realizados, é essencial definir as velocidades de avanço e de retorno de um atuador:

$$V_a = \frac{Lh}{\Delta t_a} \quad (3.5)$$

$$V_r = \frac{Lh}{\Delta t_r} \quad (3.6)$$

Onde:

$V_a$  = Velocidade de avanço

$V_r$  = Velocidade de retorno

Lh = Curso do cilindro

$\Delta t_a$  = Tempo de avanço do cilindro

$\Delta t_r$  = Tempo de retorno do cilindro

### 3.1.2 Dimensionamento da bomba hidráulica

Com o conhecimento das velocidades dos cilindros, realiza-se o cálculo das vazões impostas para possibilitar estas da seguinte forma:

$$Q_a = V_a * A_p = \pi * \frac{Lh * Dp^2}{4\Delta t_a} \quad (3.7)$$

$$Q_r = V_r * A_c = \pi * \frac{Lh * (Dp^2 - dh^2)}{4\Delta t_r} \quad (3.8)$$

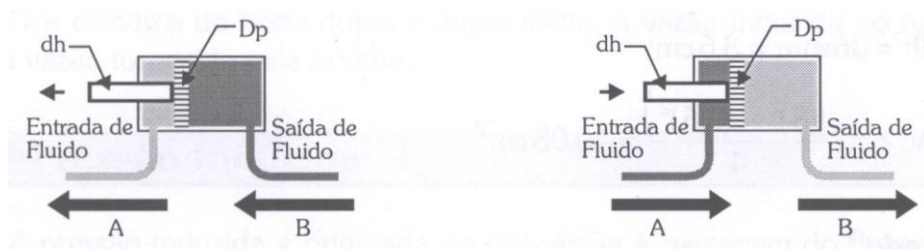
Onde:

$Q_a$  = Vazão de avanço

$Q_r$  = Vazão de retorno

Entretanto, segundo Fialho (2003), em um cilindro de dupla ação, um fenômeno chamado de vazão induzida pode ocorrer da seguinte forma: ao fornecer uma vazão ao cilindro, “na tomada de saída do fluido haverá uma vazão que pode ser maior ou menor que a vazão de entrada”.

Figura 3.1 – Vazão induzida.



Fonte: FIALHO, 2003.

Para o dimensionamento de uma bomba hidráulica, é primordial que sua vazão atenda a seguinte condição:

$$Q_{ir} \geq Q_B > Q_{ia}$$

Onde:

$Q_{ia}$  = Vazão induzida de avanço

$Q_{ir}$  = Vazão induzida de retorno

$Q_B$  = Vazão da bomba

O cálculo das vazões induzidas é simples e pode ser feito através de dois métodos: o primeiro método utiliza a razão entre a área da coroa e a área do pistão do cilindro:

$$r = \frac{A_p}{A_c} = \frac{D_p^2}{(D_p^2 - d_h^2)} \quad (3.9)$$

$$Q_{ia} = \frac{Q_B}{r} \quad (3.10)$$

$$Q_{ir} = Q_B * r \quad (3.11)$$

Onde:

$r$  = Razão entre áreas do pistão e da coroa

O segundo método utiliza-se das velocidades de avanço e retorno com as áreas da coroa e do pistão:

$$Q_{ia} = v_a * A_c \quad (3.12)$$

$$Q_{ir} = v_r * A_p \quad (3.13)$$

Depois do cálculo das vazões induzidas, tais valores servem como uma referência de limites máximo e mínimo. Dessa forma, procura-se em um catálogo comercial uma bomba que contenha uma vazão de no máximo igual a maior vazão induzida calculada.

Os catálogos de fornecedores podem conter informações adicionais que auxiliam a escolha da bomba e acoplamento com o motor elétrico. Esses dados são chamados de tamanho nominal e é calculado com as seguintes equações:

Volume de absorção:

$$Vg = \frac{1000 * QB}{n * \eta v} \quad (3.14)$$

Momento de torção absorvido:

$$Mt = \frac{QB * \Delta P}{100 * \eta mh} = \frac{9549 * N}{n} \quad (3.15)$$

Potência absorvida:

$$N = \frac{Mt * n}{9549} = \frac{QB * \Delta P}{600 * \eta t} \quad (3.16)$$

Onde:

$Vg$  = Volume de absorção (cm<sup>3</sup>/rotação)

$\eta v$  = Rendimento volumétrico (0,91 a 0,93)

$\eta mh$  = Rendimento mecânico-hidráulico (0,82 a 0,97)

$\eta t$  = Rendimento total (0,75 a 0,90)

$Mt$  = Momento torque absorvido (N.m)

$N$  = Potência absorvida (Kw)

$\Delta P$  = Diferencial de pressão (bar)

### 3.1.3 Dimensionamento do reservatório

O reservatório deve ser dimensionado a partir de uma regra prática adotada em projetos: “O volume de fluido armazenado no reservatório deve ser o suficiente para suprir o sistema por um período mínimo de três minutos antes que haja o retorno, completando um ciclo.” Em outras palavras, o volume do reservatório deve ser igual ou superior a três vezes o valor da vazão da bomba em litros/min (FIALHO, 2003).

Ainda, deve-se atentar que um reservatório deve conter alguns elementos importantes, tais como as linhas de sucção e retorno, visor de óleo e também pode conter o filtro do sistema.



### **3.1.4 Dimensionamento das tubulações**

A escolha das mangueiras hidráulicas e conexões devem ser feitas de forma que estas aguentem pressões superiores a pressão de trabalho do sistema. Um valor de 10% acima da pressão de trabalho foi estipulado

## **3.2 Dimensionamento elétrico**

O circuito elétrico será dividido em duas partes que serão explicitadas a seguir. Estes circuitos serão simulados através de softwares para observar seu correto funcionamento.

Para o circuito de potência, o software CAdesimu® foi escolhido por apresentar possibilidades da utilização de componentes capazes de simular altas tensões. Para o circuito de controle, o FluidSim ® foi utilizado por apresentar mais facilidade e mais variedades de componentes de controle.

Ambos softwares são semelhantes e triviais de serem utilizados. Estes seguem a simbologia eletropneumática conforme a norma ABNT NBR 8897, DIN 24300 e ISO 1219. Sendo assim, em sua área de trabalho, basta adicionar os componentes desejados e alterar a configuração deles de acordo com a aplicação desejada. Após dispostos, são feitas as ligações entre os dispositivos representadas por linhas. Com o circuito completamente fechado e todos seus componentes, basta simular e observar os resultados.

### **3.2.1 Circuito de potência**

O circuito de potência é o responsável pela alimentação dos motores elétricos do sistema. Esse circuito conta com uma fonte de alimentação trifásica e com dispositivos de proteção e acionamento explicitados na seção 2.3.10 deste trabalho, tais como disjuntores e contadores.

O motor elétrico deve ser escolhido observando as opções comerciais capazes de suprir a bomba hidráulica escolhida de acordo com a potência e a velocidade de rotação necessária. Além disso, o acoplamento do motor com a bomba deve ser feito através de um acoplamento elástico.

### **3.2.2 Circuito de controle**

Este circuito é destinado a alimentação de dispositivos capazes de controlar o sistema, tais como sensores, relés controladores das válvulas, etc. O circuito é alimentado por um conversor que recebe uma tensão alta e fornece tensões entre 12 a 24V e deve ser construído seguindo uma lógica para o avanço e recuo do cilindro.

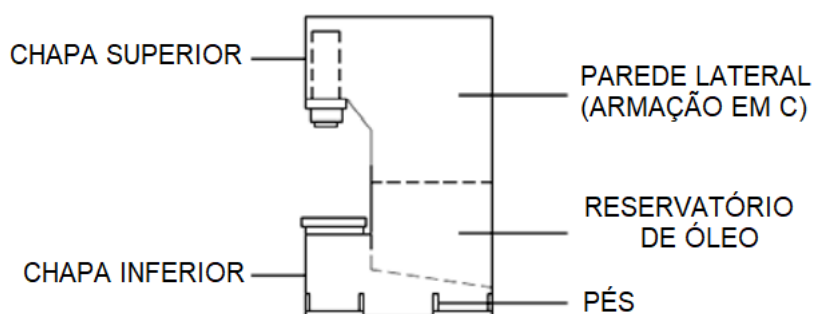
Além disso, o circuito também deve ser capaz de alternar entre acionamento automático e manual e deve conter dispositivos de segurança, tais como botões sinalizadores e de emergência.

### 3.3 Dimensionamento mecânico estrutural

O dimensionamento da estrutura será realizado através de simulações em softwares de desenho 3D. As vigas e perfis serão escolhidas de acordo com perfis comercialmente disponíveis e seguindo um alinhamento com as estruturas de prensas prontas comerciais. Após isso, a estrutura será desenhada e passará por simulações via métodos de elementos finitos para a observação de sua capacidade mecânica

Existem diferentes tamanhos, detalhes e disposição de componentes em prensas tipo C comerciais. Entretanto, quase todas seguem um padrão que será adotado na prensa projetada deste trabalho. Este padrão se baseia em duas chapas laterais em formato "C" que são ligadas entre si por mais chapas e demais estruturas, conforme a figura 3.2. Esse tipo de estrutura torna possível o aproveitamento da parte de trás da prensa para o alojamento do reservatório, válvulas, motor, bomba e demais componentes, tornando a prensa mais compacta.

Figura 3.2 – Exemplo estrutural tipo C



Fonte: Adaptado de Hatapakki e Gulhane (2016)

Para a análise estrutural, alguns passos devem ser adotados. Primeiramente, cria-se o objeto a ser analisado, ou seja, os componentes da estrutura são desenhados em software 3D (SolidWorks®). O segundo passo é dispor as cargas externas as quais os objetos serão sujeitos de acordo com a análise desejada conforme a figura 2.34.

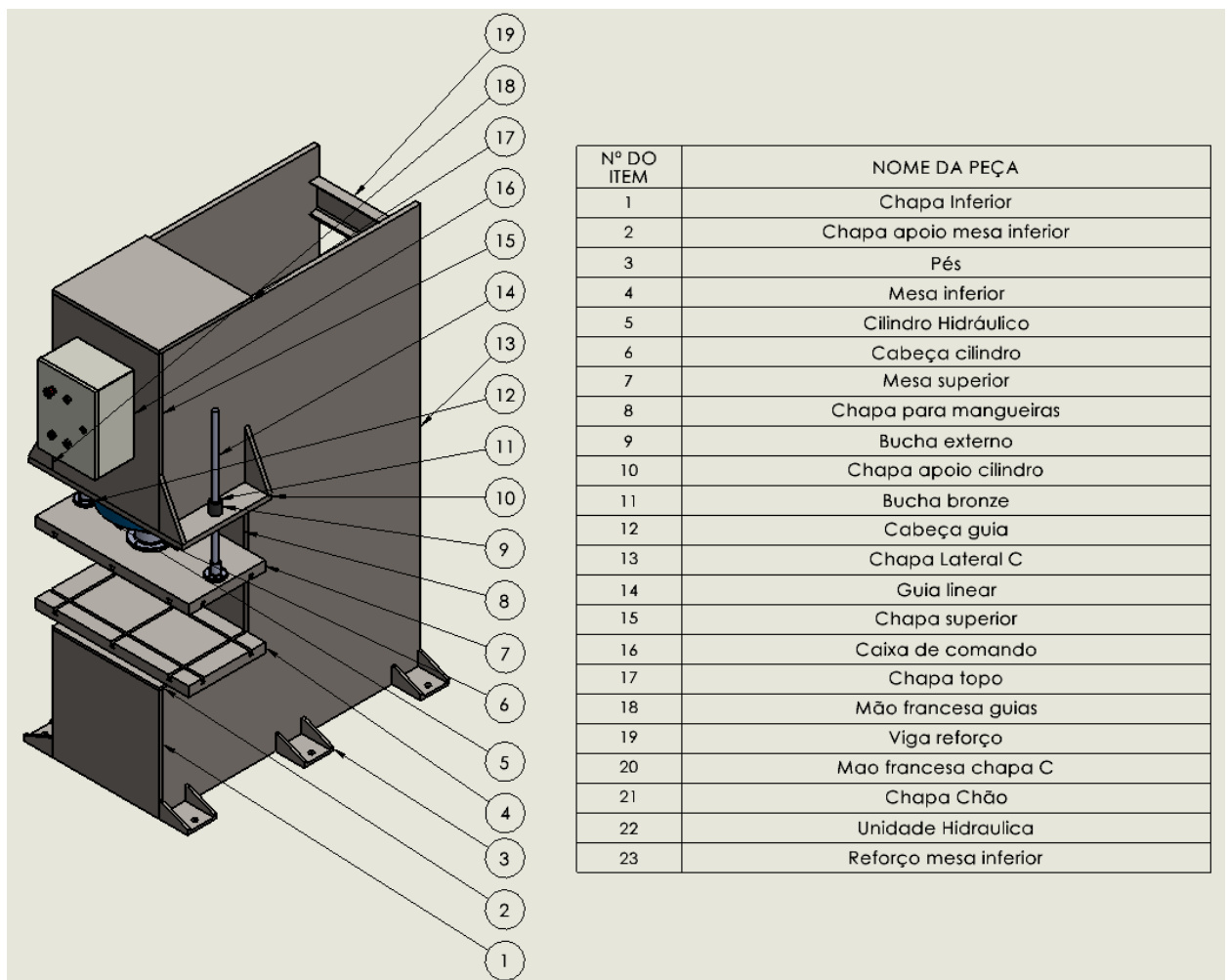
O terceiro passo é a análise dos resultados. O SolidWorks® é capaz de retornar a tensão equivalente de Von Mises em MPa e o deslocamento em mm. O deslocamento sofrido não pode afetar o trabalho da máquina e a tensão de Von Mises não pode ultrapassar o limite da

resistência do material. Sendo assim, os elementos foram submetidos aos testes e os resultados estão dispostos a seguir.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Conforme dito no capítulo 3 deste trabalho, algumas etapas devem ser tomadas para a definição do projeto. A seguir, tais definições serão apresentadas e discutidas. Para melhor entendimento dos termos e nomes de peças, a figura 4.1 conta com a listagem de componentes e seus respectivos nomes.

Figura 4.1 – Imagem geral da montagem com nomes dos componentes.



Fonte: Própria do autor.

### 4.1 Projeto hidráulico

#### 4.1.1 Atuadores

As prensas hidráulicas são comercializadas a partir da sua força de atuação, sendo essa a sua principal característica. Sendo assim, um valor comercial de 55 toneladas foi definido

para o projeto. A partir disso, estima-se uma pressão nominal de 350 bar, sabendo que esta deve ser reduzida em 15% para chegar à pressão de trabalho de cerca de 300 bar. Esse valor de pressão também foi baseado em prensas comerciais com forças de atuação próximas a 55 toneladas, assim como as velocidades de atuação e curso do cilindro. Sendo assim, para se enquadrar em um contexto comercial, as definições de projeto são as seguintes:

- 1) Força de atuação:

$$F_a = 55 \text{ Ton} = 55000 \text{ kgf}$$

- 2) Pressão nominal:

$$P_N = 350 \text{ bar} = 3,57 \text{ kgf/mm}^2$$

- 3) Velocidade de avanço:

$$V_a = 30 \text{ mm/s}$$

- 4) Velocidade de recuo:

$$V_r = 40 \text{ mm/s}$$

- 5) Curso do cilindro:

$$L_h = 300 \text{ mm}$$

Cálculos:

- 1) Pressão de trabalho

$$P_{tb} = 0,85 * P_N = 297,5 \text{ bar} = 3,03 \text{ kgf/mm}^2$$

- 2) Diâmetro do pistão:

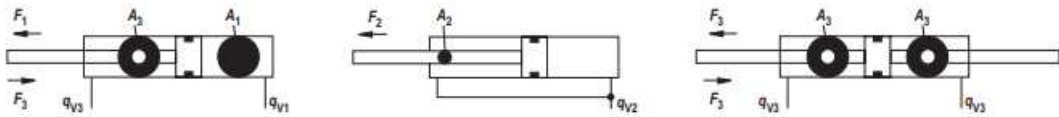
$$D_p = \sqrt{\frac{4 * F_a}{\pi * P_{tb}}} = \sqrt{\frac{4 * 55000}{\pi * 3,03}} = 152 \text{ mm}$$

É necessário escolher um pistão comercial disponível maior (e mais próximo) do diâmetro de 150 mm, além de aguentar uma pressão de até 350 bar e poder ter um curso de no mínimo 300 mm. Dessa forma, o pistão comercial escolhido é o modelo CDH3 da Bosch Rexroth® de 160 mm, haste de 110 mm, lh máximo de 3000 mm e suporta até 350 bar, conforme a figura 4.2 referente ao catálogo da empresa.

Figura 4.2 – Catalogo de cilindros Bosch Rexroth.

## Diameters, areas, forces, flow

Piston ØAL mm	Piston rod ØMM mm	Area ratio $\varphi$ $A_1/A_3$	Areas			Force at 350 bar <sup>1)</sup>			Flow at 0.1 m/s <sup>2)</sup>			max. available stroke length mm
			Piston $A_1$ cm <sup>2</sup>	Rod $A_2$ cm <sup>2</sup>	Ring $A_3$ cm <sup>2</sup>	Pressure $F_1$ kN	Diff. $F_2$ kN	Pulling $F_3$ kN	Off $q_{V1}$ l/min	Diff. $q_{V2}$ l/min	On $q_{V3}$ l/min	
40	28	1.96	12.56	6.16	6.40	43.96	21.56	22.40	7.5	3.7	3.8	2000
50	36	2.08	19.63	10.18	9.45	68.71	35.63	33.08	11.8	6.1	5.7	2000
63	45	2.04	31.17	15.90	15.27	109.10	55.65	53.45	18.7	9.5	9.2	2000
80	56	1.96	50.26	24.63	25.63	175.91	86.21	89.71	30.2	14.8	15.4	2000
100	70	1.96	78.54	38.48	40.06	274.89	134.68	140.21	47.1	23.1	24.0	3000
125	90	2.08	122.72	63.62	59.10	429.52	222.67	206.85	73.6	38.2	35.4	3000
140	100	2.04	153.94	78.54	75.40	538.79	274.89	263.90	92.4	47.1	45.3	3000
160	110	1.90	201.06	95.06	106.00	703.71	332.71	371.00	120.6	57.0	63.6	3000
180	125	1.93	254.47	122.72	131.75	890.65	429.52	461.13	152.7	73.6	79.1	3000
200	140	1.96	314.16	153.96	160.20	1099.56	538.86	560.70	188.5	92.4	96.1	3000
220	160	2.12	380.1	201.0	179.1	1330.5	703.7	626.8	228.1	120.7	107.4	6000
250	180	2.08	490.8	254.4	236.4	1718.1	890.6	827.4	294.5	152.7	141.8	6000
280	200	2.04	615.7	314.1	301.6	2155.1	1099.6	1055.6	369.4	188.5	180.9	6000
320	220	1.90	804.2	380.1	424.2	2814.9	1330.5	1484.4	482.5	228.1	254.4	6000



Fonte: BOSCH REXROTH.

3) Recalculo da pressão de trabalho:

$$P_{tb} = \left( \frac{Fa}{\pi * \frac{Dp^2}{4}} \right) = \left( \frac{55000}{\pi * \frac{160^2}{4}} \right) = 2,74 \text{ kg/mm}^2 = 268,7 \text{ bar}$$

4) Área do pistão:

$$A_p = \pi * \frac{Dp^2}{4} = \pi * \frac{160^2}{4} = 20106 \text{ mm}^2 = 201,06 \text{ cm}^2$$

5) Área da coroa:

$$A_c = A_p - A_h = \frac{\pi}{4} * (Dp^2 - dh^2) = \frac{\pi}{4} * (160^2 - 110^2) = 10603 \text{ mm}^2 = 106,03 \text{ cm}^2$$

6) Razão entre  $A_p$  e  $A_c$ :

$$r = \frac{A_p}{A_c} = \frac{201,06}{106,03} = 1,90$$

### 4.1.2 Bomba

Cálculos:

- 1) Vazão de avanço:

$$Q_a = V_a * A_p = 30 * 20106 = 603801 \text{ mm}^3/\text{s} = 36,19 \text{ l/min}$$

- 2) Vazão de retorno:

$$Q_r = V_r * A_c = 40 * 10603 = 424120 \text{ mm}^3/\text{s} = 25,44 \text{ l/min}$$

- 3) Vazão induzida no avanço:

$$Q_{ia} = v_a * A_c = 3 * 106,03 = 318,09 \text{ cm}^3/\text{s} = 19,09 \text{ l/min}$$

- 4) Vazão induzida no retorno:

$$Q_{ir} = v_r * A_p = 4 * 201,06 = 804,24 \text{ cm}^3/\text{s} = 48,25 \text{ l/min}$$

- 5) Vazão da bomba:

$$Q_{ir} = Q_B * r \rightarrow Q_B = \frac{Q_{ir}}{r} = \frac{48,25}{1,9} = 25,39 \text{ l/min}$$

A partir de tais valores, sabe-se que uma bomba que forneça no máximo 48,25 l/min deve ser escolhida. Dessa forma, utiliza-se as equações auxiliares descritas no capítulo 3 para a escolha de uma bomba efetiva. Para o valor da velocidade em rpm, utiliza-se um valor comercial de 1450 RPM, para o rendimento volumétrico, utiliza-se um valor de 0,92 e para o rendimento mecânico-hidráulico 0,90:

Volume de absorção:

$$V_g = \frac{1000 * Q_B}{n * \eta_v} = \frac{1000 * 25,39}{1450 * 0,92} = 19,03 \text{ cm}^3/\text{rot}$$

Momento de torção absorvido:

$$M_t = \frac{Q_B * \Delta P}{100 * \eta_{mh}} = \frac{25,39 * 297,5}{100 * 0,9} = 83,93 \text{ N.m}$$

Potência absorvida:

$$N = \frac{M_t * n}{9549} = \frac{83,93 * 1450}{9549} = 12,74 \text{ kW} = 17,32 \text{ cv}$$

Após os cálculos e observando o catálogo da Rexroth®, uma bomba com engrenagens internas e deslocamento fixo do tipo PGH (modelo PGH4) é escolhida conforme a figura 4.3. Observa-se que a bomba escolhida possui valores superiores aos calculados, com um volume de deslocamento de 20,1 cm<sup>3</sup> e vazão efetiva de 28,9 l/min a 1450 RPM segundo o catálogo. Ainda, tem-se que pode consumir uma potência máxima de até 35 kW e operar em um regime contínuo com até 315 bar, valor superior a pressão de trabalho calculada.

Figura 4.3 – Escolha da bomba conforme catálogo.

Frame size	Frame size		PGH4				
Size	Size		20	25	32	40	50
Weight	<i>m</i>	kg	14	14.5	15	16	17
Speed range <sup>1)</sup>	<i>n<sub>min</sub></i>	min <sup>-1</sup>	200	200	200	200	200
	<i>n<sub>max</sub></i>	min <sup>-1</sup>	3000	3000	3000	3000	3000
Displacement	<i>V</i>	cm <sup>3</sup>	20.1	25.3	32.7	40.1	50.7
Flow <sup>2)</sup>	<i>q<sub>v</sub></i>	l/min	28.9	36.3	46.9	57.6	72.8
Moment of inertia (around drive axis)	<i>J</i>	kgm <sup>2</sup>	0.00037	0.00045	0.00055	0.00066	0.00081
Power consumption	<i>P<sub>ad</sub></i>	kW					
Min. drive power necessary (with <i>p</i> ≈ 1 bar)			1.1	1.1	1.1	1.1	1.5
Max. admissible drive power			35	44	56	61	66
Operating pressure, absolute – Input	<i>p</i>	bar	0.8 to 2 (shortly, upon start 0.6 bar)				
Nominal pressure – Output, continuous	<i>p<sub>N</sub></i>	bar					250
	HLP fluid		315				250
	Special fluid <sup>3)</sup>		220				175
intermittent <sup>4)</sup>	<i>p<sub>max</sub></i>	bar					250
	HLP fluid		350				250
	Special fluid <sup>3)</sup>		245				210

Fonte: CATÁLOGO REXROTH.

### 4.1.3 Mangueiras

As mangueiras utilizadas devem possuir uma capacidade de aguentar a pressão do sistema, ou seja, deve-se escolher mangueiras capazes de suportar pressões maiores que a pressão de trabalho, que é de 297,5 bar. Com uma rápida pesquisa é fácil achar tabelas que indiquem mangueiras com determinados diâmetros e suas respectivas pressões máximas de trabalho.

A empresa LC Borrachas© define seu catálogo de mangueiras da seguinte forma: “A mangueira hidráulica de alta pressão reforçada com duas malhas de aço é composto principalmente por tubo interno resistente ao líquido, reforço de 2 malhas de aço de alta tenacidade e cobertura de boa borracha sintética resistente a intempérie.”

Ainda, disponibiliza uma tabela com mangueiras que seguem a norma DIN20022 2SN, disposta a seguir na figura 4.4.

Figura 4.4 – Catálogo de mangueiras LC Borrachas ©.

Ref.	Diâmetro Nominal		Diâmetro Interno (mm)		Diâmetro de Reforço (mm)		Diâmetro Externo (mm)		Pressão de Trabalho (Mpa)	Pressão de Teste (Mpa)	Pressão de Ruptura (Mpa)	Raio Mínimo de Curvatura (mm)	Peso (Kg/m)
	mm	pol.	min	max	min	max	min	max	max		min		
2SN-05	4.8	3/16	4.6	5.4	10.6	11.6	13	14.1	41.5	83	165	90	0.32
2SN-06	6.4	1/4	6.2	7	12.1	13.3	14	15.7	40	80	160	100	0.36
2SN-08	7.9	5/16	7.7	8.5	13.7	14.9	16	17.3	35	70	140	115	0.45
2SN-10	9.5	3/8	9.3	10	16.1	17.3	18	19.7	33	66	132	130	0.54
2SN-13	12.7	1/2	12.3	14	19	20.6	21	23	27.5	55	110	180	0.68
2SN-16	15.9	5/8	15.5	17	22.2	23.8	25	26.2	25	50	100	200	0.8
2SN-19	19	3/4	18.6	20	26.2	27.8	29	30.1	21.5	43	85	240	0.94
2SN-25	25.4	1	25	26	34.1	35.7	37	38.9	16.5	33	65	300	1.35
2SN-31	31.8	1.1/4	31.4	33	43.3	45.7	47	49.5	12.5	25	50	420	2.15
2SN-38	38.1	1.1/2	37.7	39	49.6	52	53	55.9	9	18	36	500	2.65
2SN-51	50.8	2	50.4	52	62.3	64.7	66	68.6	8	16	32	630	3.42

Fonte: CATÁLOGO LC BORRACHAS.

Na figura 4.4, observamos que existe uma mangueira capaz de suportar uma pressão de até 33 Mpa, ou 330 bar, cerca de 11% acima da pressão de trabalho do sistema. Portanto, essa mangueira pode ser utilizada no sistema.

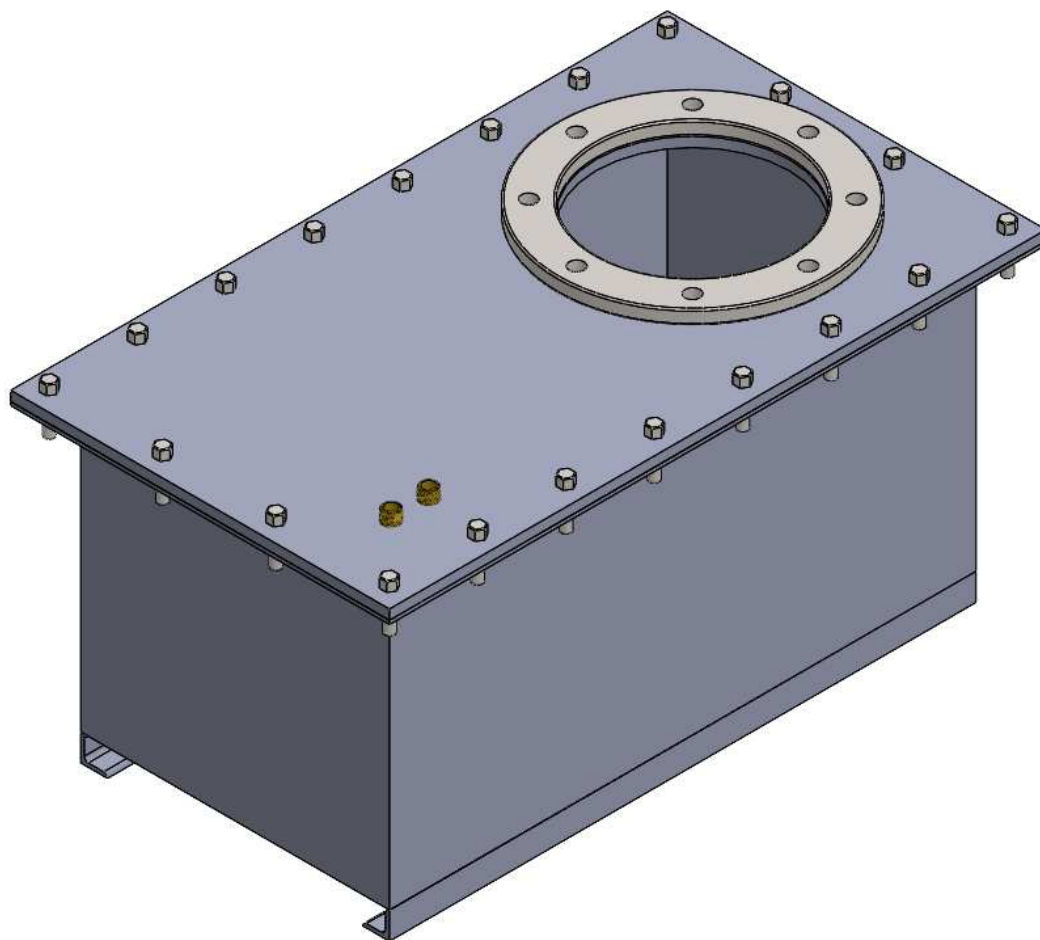
#### 4.1.4 Reservatório

De acordo com a equação 2.7, o volume do reservatório deve estar entre 3 a 5 vezes a vazão da bomba somado ao volume da haste do cilindro, ou seja, entre 79 e 129,8 litros. Ainda, nele será acoplado externamente um manômetro, o motor e a válvula direcional com o bloco manifold e internamente, o reservatório contará com a bomba e o filtro do sistema, que será colocado antes da bomba e se comportará como um filtro de sucção.

Dessa forma, o reservatório foi desenhado de forma a se acoplar a estrutura de acordo com a figura 3.2 com 36,50 cm de altura, 75,05 cm de comprimento e 39,50 cm de largura, contendo 108,20 litros de capacidade.



Figura 4.5 – Reservatório do sistema.



Fonte: Própria do autor.

## 4.2 Projeto elétrico

O projeto elétrico é separado em dois circuitos que serão apresentados a seguir. Para a simulação dos mesmos, dois programas distintos foram utilizados. O CADeSimu® foi usado para a simulação do circuito de potência, pois apresenta uma gama variada de dispositivos de segurança e linhas trifásicas. Para o circuito de comando, o software FluidSim® foi utilizado.

Para validar as simulações, basta saber que o motor acionado no diagrama no CADeSimu é o mesmo motor que está acoplado a unidade hidráulica do circuito no FluidSim. Além disso, o diagrama no CADeSimu conta com um transformador de 400/380 V para 24 V, que é responsável por alimentar as fases do circuito no FluidSim.

### 4.2.1 Circuito de potência

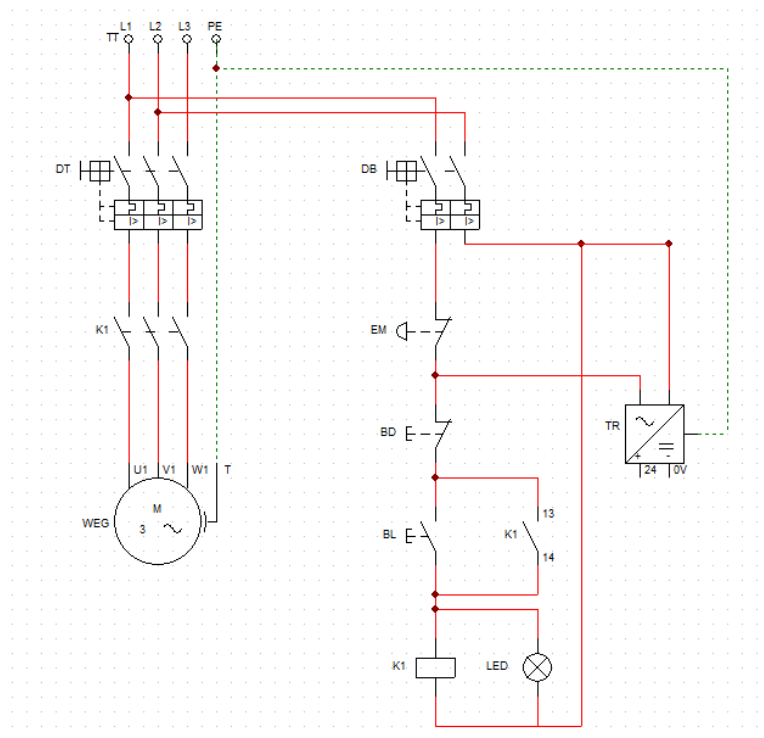
O circuito de potência consiste no acionamento do motor elétrico e no acionamento do sistema através de botões e botoeiras e está ilustrado na figura 4.6.

O sistema conta com dois botões: um para ligar o sistema (BL) e um para desligá-lo (BD) e um led verde para indicar quando o sistema está ligado. Além disso, há uma botoeira de emergência (EM).

Como proteção, o sistema conta com um disjuntor trifásico (DT) ligado diretamente as fases da tomada trifásica (TT). Antes de chegar ao motor, a energia passa por um contator (K1) que é acionado e desacionado pelos botões do sistema.

Ainda, há um disjuntor bifásico (DB) que recebe energia de duas fases de uma tomada trifásica para ligar os botões, o contator e um transformador para 24 V (TR), responsável pelo acionamento do circuito de comando.

Figura 4.6 – Circuito de comando desligado.

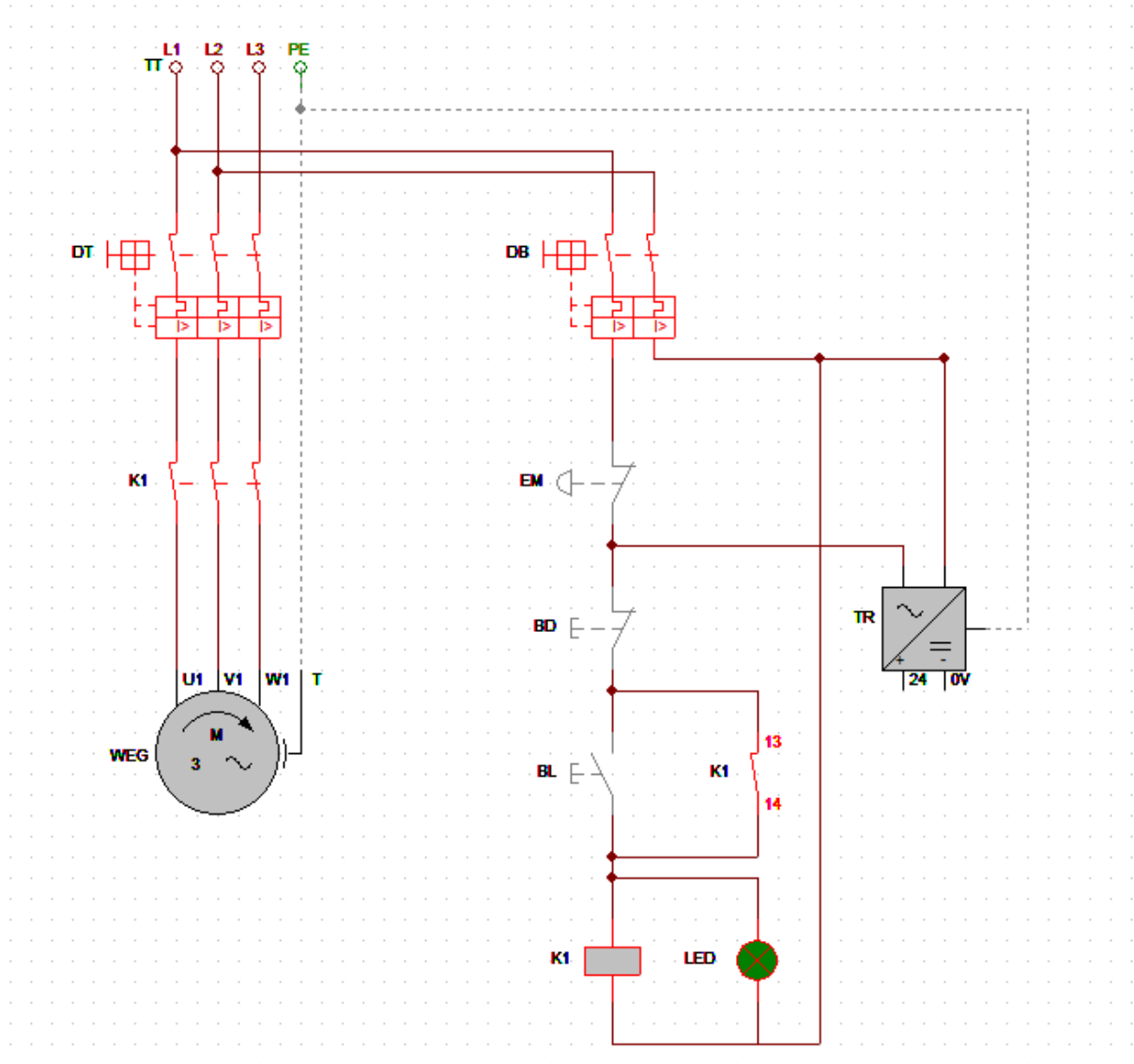


Fonte: Própria do autor.

Ao ligar os disjuntores do sistema, basta acionar o botão BL para este acionar o contator, de forma que este ligue o motor e o sistema comece a funcionar. Pode-se observar que ao acionar o botão de desligar BD, o sistema desaciona o contator, fazendo com que o motor

desligue, mas o transformador continua recebendo alimentação. Entretanto, ao acionar a botoeira de emergência, todo o sistema para de ser alimentado. A figura 4.7 ilustra o circuito funcionando.

Figura 4.7 – Circuito de potência funcionando.



Fonte: Própria do autor.

O motor para o sistema deve ser trifásico, com rotação próxima de 1450 RPM e capaz de fornecer uma potência superior a 17,32 cv. Para isso, o motor do catálogo WEG modelo W22 IE1 Standard Efficiency de baixa tensão com a carcaça 160L, que possui uma velocidade nominal de 1470 RPM, potência de 20 cv e corrente nominal de 29,2 A, conforme a figura 4.8. Ainda, com a corrente conhecida, pode-se dimensionar o disjuntor e o contator trifásico para o valor comercial de 32 A.

Figura 4.8 – Escolha do motor comercial para o sistema.

Potência		Carcaça	Conjugado Nominal (Nm)	Corrente com Rotor Bloqueado Ip/In	Conjugado de Partida Cp/Cn	Conjugado Máximo Cmáx/Cn	Momento de Inércia J (kgm <sup>2</sup> )	Tempo máximo com rotor bloqueado (s)		Massa (kg)	Nível médio de pressão sonora dB(A)	400 V						Corrente Nominal In (A)	
kW	HP							% de Carga				RPM	Quente	Frio	Fator de Potência				
								50	75						100	50	75		100
IV polos - 1500 rpm - 50 Hz																			
0,12	0,16	63	0,850	3,5	1,8	2,0	0,0003	38	84	5,2	44,0	1350	46,0	53,0	55,0	0,51	0,64	0,75	0,420
0,18	0,25	63	1,22	4,4	2,3	2,3	0,0006	16	35	7,6	44,0	1410	51,0	55,0	57,0	0,48	0,60	0,70	0,651
0,25	0,33	71	1,69	3,7	2,2	2,3	0,0006	28	62	9,2	43,0	1410	60,0	65,0	65,0	0,50	0,62	0,70	0,793
0,37	0,5	71	2,58	3,6	2,0	2,2	0,0007	28	62	10,0	43,0	1370	58,0	62,0	66,0	0,50	0,64	0,73	1,11
0,55	0,75	80	3,65	5,3	2,0	2,8	0,0024	8	18	13,2	44,0	1440	65,0	70,0	71,0	0,54	0,68	0,78	1,43
0,75	1	80	4,99	5,1	2,1	2,3	0,0030	7	15	14,9	44,0	1435	67,0	72,0	72,3	0,58	0,70	0,79	1,90
1,1	1,5	90S	7,20	6,7	2,1	2,7	0,0052	7	15	19,2	49,0	1460	72,5	75,5	75,5	0,50	0,63	0,73	2,88
1,5	2	90L	9,86	6,2	2,1	2,9	0,0066	8	18	23,3	49,0	1454	74,5	77,5	77,5	0,50	0,65	0,75	3,72
2,2	3	100L	14,7	5,6	2,4	2,6	0,0090	9	20	30,6	53,0	1430	79,0	80,0	80,0	0,60	0,74	0,82	4,84
3	4	100L <sup>(2)</sup>	20,2	6,3	2,6	2,5	0,0082	6	13	31,0	53,0	1420	79,0	81,5	81,5	0,57	0,72	0,81	6,56
4	5,5	112M <sup>(2)</sup>	26,5	6,1	2,0	2,4	0,0180	9	20	43,0	56,0	1440	82,5	83,5	83,5	0,61	0,73	0,80	8,64
5,5	7,5	132S	35,9	7,5	2,0	2,8	0,0453	7	15	60,4	60,0	1465	84,0	85,5	85,5	0,63	0,76	0,84	11,1
7,5	10	132M	48,9	6,4	2,0	2,5	0,0601	8	18	73,4	60,0	1465	85,5	87,0	87,0	0,60	0,75	0,82	15,2
9,2	12,5	160M	60,2	6,0	2,0	2,4	0,0767	9	20	100	61,0	1460	86,8	87,5	87,4	0,64	0,76	0,82	18,5
11	15	160M	72,0	6,0	2,1	2,5	0,0906	9	20	109	61,0	1460	87,0	88,0	88,0	0,64	0,76	0,82	22,0
15	20	160L	97,5	7,1	2,6	3,1	0,1325	8	18	136	61,0	1470	89,0	89,7	89,3	0,66	0,76	0,83	29,2
18,5	25	180M	120	7,5	2,7	3,1	0,1398	12	26	159	61,0	1470	88,0	89,5	90,2	0,65	0,75	0,82	36,1
22	30	180L	143	6,6	2,4	2,9	0,1653	10	22	171	61,0	1465	90,0	90,8	90,7	0,66	0,77	0,84	41,7

Fonte: Catálogo WEG W22.

#### 4.2.1 Recálculo das definições

Após a definição do motor e sabendo da sua potência e rotação, é possível recalculer os valores finais de velocidade e pressão do sistema reorganizando e utilizando as equações 3.8, 3.9, 3.14, 3.15 e 3.16 da seguinte forma:

- QB a 1470 RPM = 29,3 l/min
- Pressão: 
$$N = \frac{QB \times \Delta P}{600 \times \eta_t} \rightarrow \Delta P = \frac{600 \times N \times \eta_t}{QB} = \frac{600 \times 15 \times 0,89}{29,3} = 273,38 \text{ bar} = 278,77 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$
- Força de avanço: 
$$P = \frac{F_a}{A_p} \rightarrow F_a = P \times A_p = 278,77 \times 201,06 = 56.049,5 \text{ kgf}$$
- Velocidade de avanço: 
$$Qa = Va \times Ap \rightarrow Va = \frac{QB}{Ap} = \frac{29300/60}{201,06} = 2,428 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 24,28 \text{ mm/s}$$
- Velocidade de retorno: 
$$Qr = Vr \times Ac \rightarrow Vr = \frac{QB}{Ac} = \frac{29300/60}{106,03} = 4,606 \frac{\text{cm}}{\text{s}} = 46,06 \text{ mm/s}$$

Com os valores calculados, é possível observar que a força da prensa alcançou um valor próximo do esperado, enquanto que as velocidades não foram atingidas corretamente, uma vez

que a o avanço está mais lento que o definido e o retorno mais veloz. Isso se dá pelo fato de que cada velocidade necessita de uma vazão específica para acontecer.

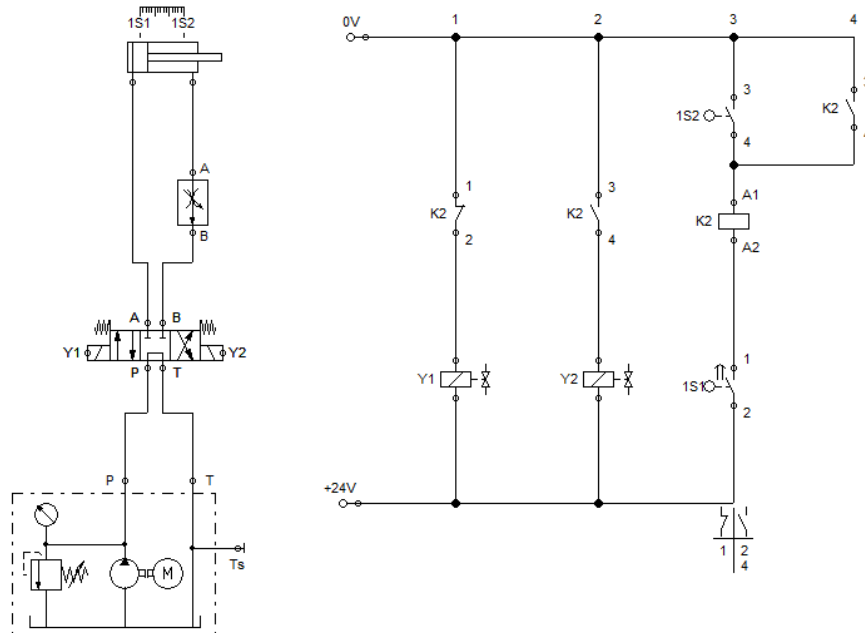
#### 4.2.2 Circuito de comando

O circuito de comando conta com a parte de acionamentos e desacionamentos da válvula solenoide responsável pelo avanço e retorno do cilindro. Pensando na aplicação da prensa dentro de uma linha de produção, um circuito que funciona de modo automático em ciclos contínuos de avanço e retorno foi pensado.

O sistema conta com uma válvula direcional 4/3 vias com acionamento por solenóides de avanço (Y1) e de retorno (Y2) e retorno por mola. Além disso, existem 2 sensores de fim de curso sendo um posicionado no início do curso do pistão (1S1) e outro no seu fim (1S2) e também se tem um relé (K2) responsável pelos comandos.

Por fim, na simulação, uma unidade hidráulica foi colocada para observar o funcionamento do cilindro. O motor acionado pelo circuito de potência é o mesmo acoplado a bomba neste circuito de comando. Além disso, a linha de potencial de 0 a 24V é transmitida pelo transformador também representado no sistema simulado no CADeSimu.

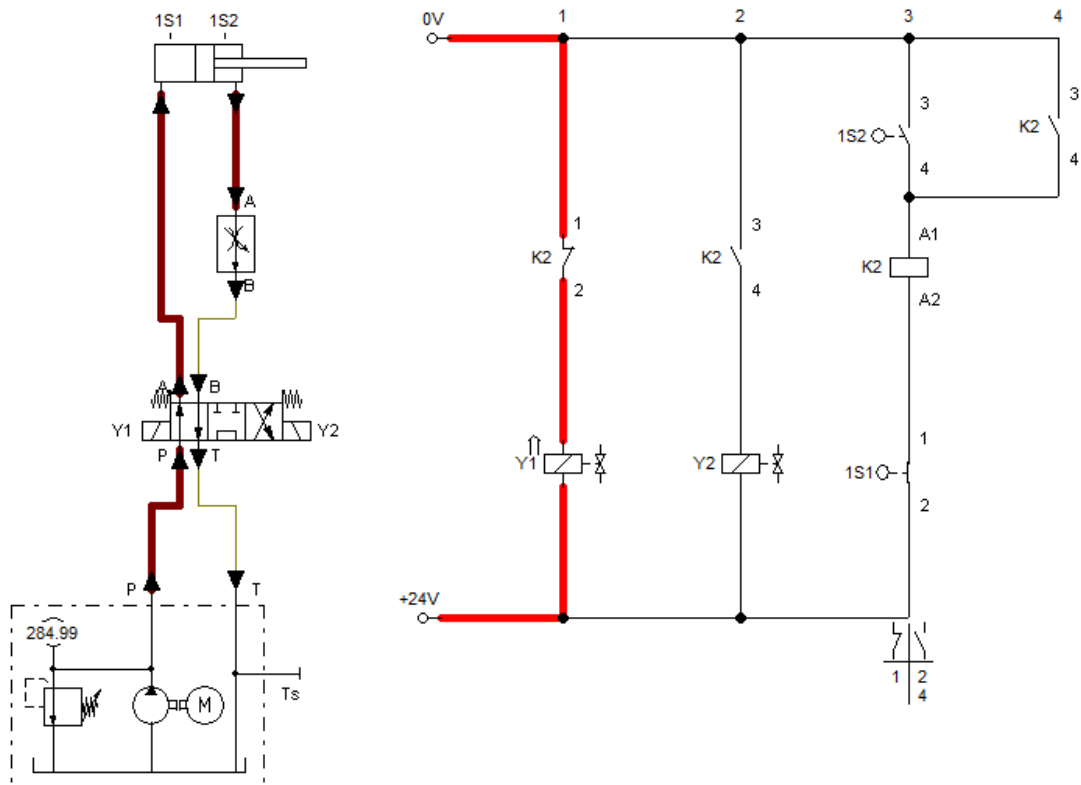
Figura 4.9 – Circuito de comando.



Fonte: Própria do autor.

O circuito é simples e de fácil entendimento. Ao ligar o sistema, o contato normalmente fechado de K2 já aciona diretamente a válvula solenoide Y1, fazendo o cilindro avançar. Na figura 4.10 é possível observar a esquerda o caminho do fluido hidráulico fazendo com que o cilindro avance e, a direita, observa-se o caminho da corrente percorrendo a válvula Y1, acionando-a.

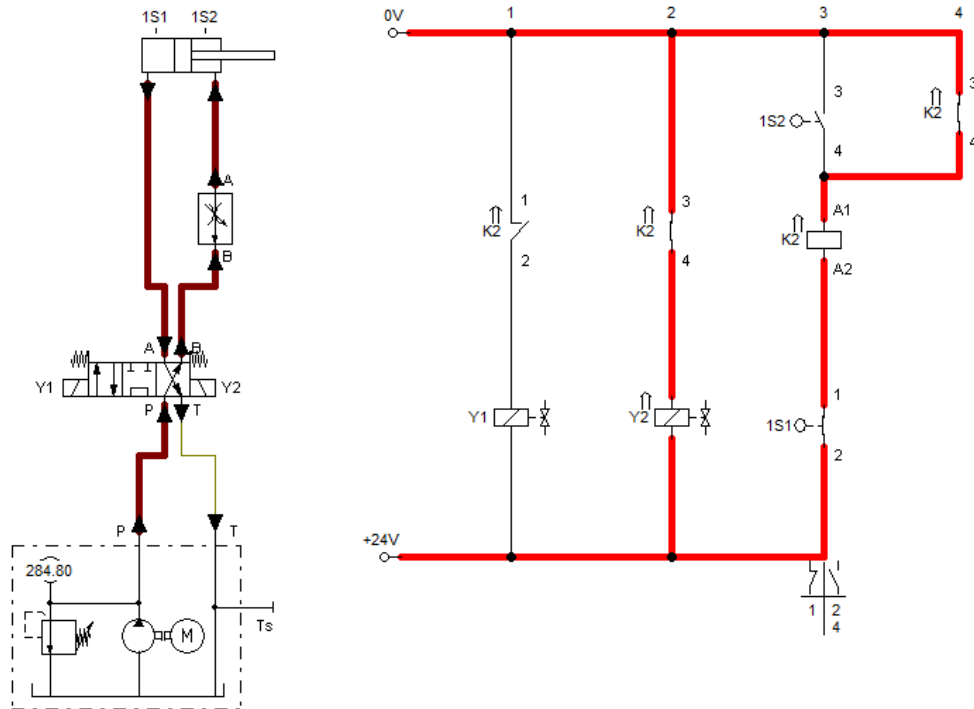
Figura 4.10 – Cilindro avançando.



Fonte: Própria do autor.

Ao chegar ao fim do curso, o comportamento é ilustrado na figura 4.11, onde o sensor 1S2 fecha o contato, acionando o relé K2, fazendo com que a válvula Y1 deixe de ser alimentada e passa a alimentar a válvula Y2, fazendo o cilindro retornar. O cilindro retorna enquanto o fim de curso 1S1 normalmente fechado permanece fechado, ou seja, ao retornar totalmente, o fim de curso 1S1 faz com que K2 deixe de ser energizado e o sistema volte a se comportar como na figura 4.10 de forma cíclica.

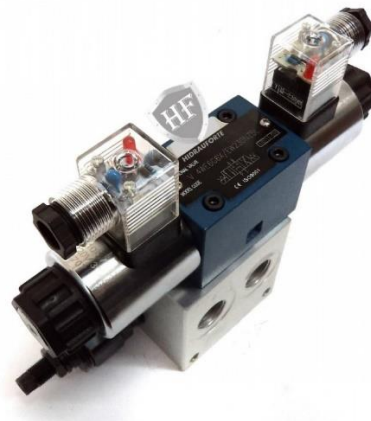
Figura 4.11 – Cilindro retornando.



Fonte: Própria do autor.

A válvula direcional utilizada no projeto hidráulico é de 3 posições com 4. Comercialmente, esse tipo de válvula é facilmente encontrado. Para o projeto, uma válvula da marca hidroforte foi escolhida conforme a figura 4.12. Essa válvula é acoplada a um bloco manifold onde se conectam as mangueiras de pressão e retorno para o reservatório e também os terminais de avanço e retorno para o cilindro atuador.

Figura 4.12 – Conjunto válvula direcional e manifold com regulação de pressão.



Fonte: Catálogo Hidrauforte ®

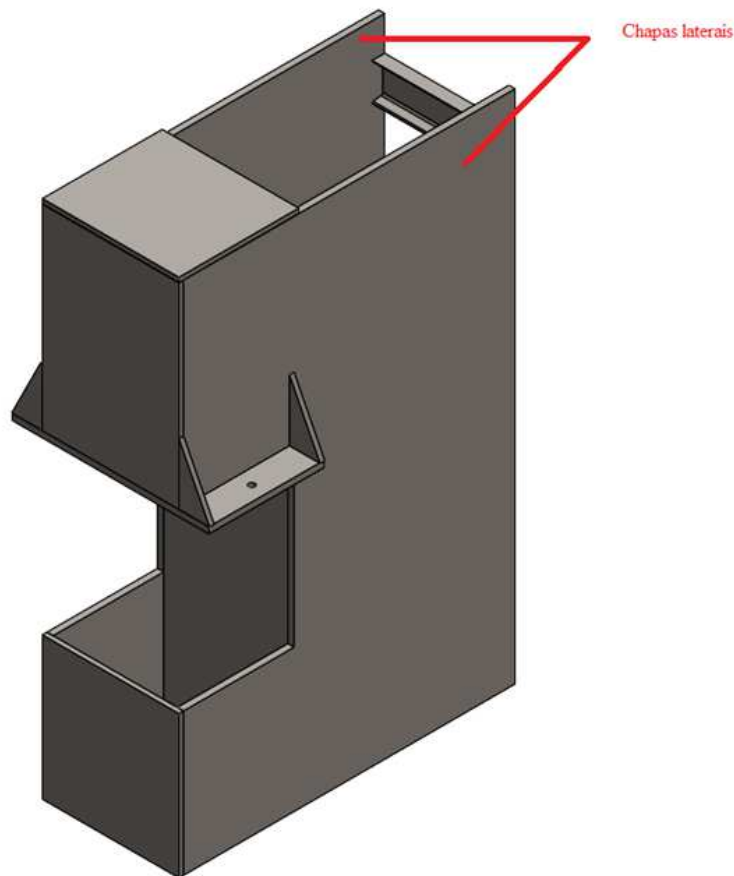
Para o controle de vazão, uma válvula reguladora de fluxo é acoplada após o retorno do cilindro. Por fim, o bloco manifold ainda conta com mais uma válvula capaz de regular a pressão no sistema.

### 4.3 Projeto mecânico

#### 4.3.1 Estrutura

A estrutura da prensa conta com duas chapas principais laterais em formato “C” com espessura de 1 polegada (25,4 mm), tais chapas são soldadas por chapas de  $\frac{3}{4}$  de polegada (19,05 mm) para formar o corpo apresentado na figura 4.13. A estrutura foi simulada com diferentes valores de espessura das chapas e os valores finais foram escolhidos devido ao fato de que com esta configuração, um coeficiente de segurança superior a 5 foi encontrado em relação ao limite de escoamento do material escolhido. Esse valor está explicitado no tópico 4.3.2.

Figura 4.13 – Estrutura geral da prensa com indicação das chapas laterais.



Fonte: Própria do autor.



O material escolhido tanto para as chapas de ligação quanto para as chapas laterais é o aço SAE 1045, que conta com as características indicadas na figura 4.14.

Figura 4.14 – Propriedades do aço SAE 1045.

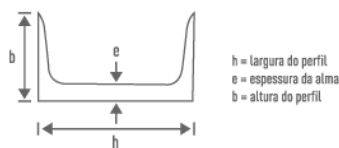
Propriedade	Valor	Unidades
Módulo elástico	205000	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.29	N/A
Módulo de cisalhamento	80000	N/mm <sup>2</sup>
Massa específica	7850	kg/m <sup>3</sup>
Resistência de tração	625	N/mm <sup>2</sup>
Resistência à compressão		N/mm <sup>2</sup>
Limite de escoamento	530	N/mm <sup>2</sup>
Coefficiente de expansão térmica	1.15e-05	/K
Condutividade térmica	49.8	W/(m·K)
Calor específico	486	J/(kg·K)
Coefficiente de amortecimento do material		N/A

Fonte: Biblioteca de materiais do SolidWorks 2020 ®.

Além disso, na parte posterior da estrutura, 4 perfis de viga tipo comercial de 6 x 2 polegadas, como especificado na figura 4.15 e apresentado na figura 4.16.

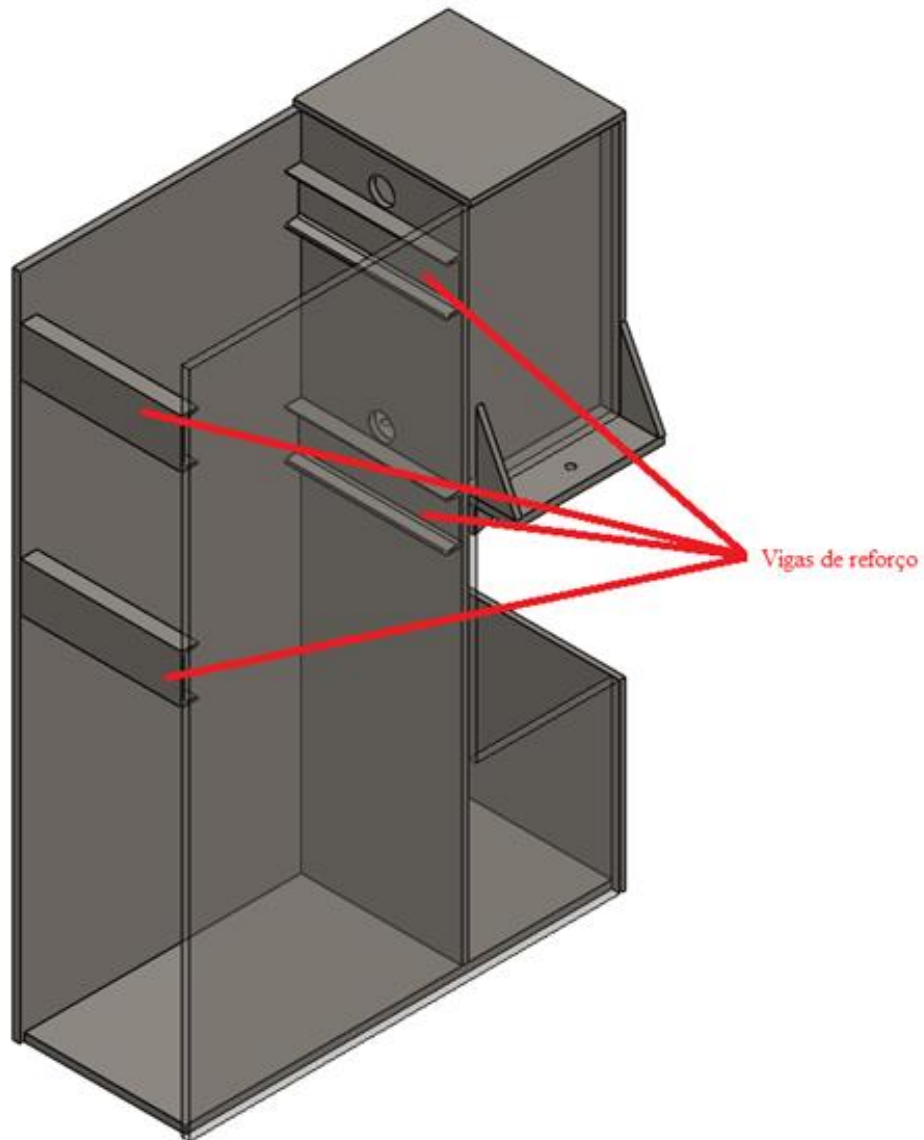
Figura 4.15 – Viga comercial escolhida como reforço.

Bitola (h x b)		Alma	Espessura da alma (e)		Peso teórico kg/m
pol.	mm		mm	pol.	
3" x 1.1/2"	76,20 x 35,81	1ª	4,32	0,170	6,11
3" x 1.1/2"	76,20 x 38,05	2ª	6,55	0,258	7,44
4" x 1.5/8"	101,60 x 40,23	1ª	4,67	0,183	7,95
4" x 1.5/8"	101,60 x 41,83	2ª	6,27	0,246	9,30
6" x 2"	152,40 x 48,80	1ª	5,08	0,200	12,20
6" x 2"	152,40 x 51,70	2ª	7,98	0,314	15,60
8" x 2.1/4"	203,20 x 57,15	1ª	5,59	0,220	17,10
8" x 2.1/4"	203,20 x 57,15	2ª	7,70	0,303	20,50
10" x 2.5/8"	254,00 x 66,68	1ª	6,10	0,240	22,70
10" x 2.5/8"	254,00 x 66,68	2ª	9,63	0,379	29,80
12" x 3"	304,80 x 76,20	1ª	7,11	0,280	30,70
12" x 3"	304,80 x 76,20	2ª	9,83	0,387	37,20
15" x 3.3/8"	381,00 x 85,73	1ª	10,20	0,400	50,40
15" x 3.3/8"	381,00 x 85,73	2ª	10,70	0,422	52,10



Fonte: Catálogo Aços Continente (disponível em: <http://www.acoscontinente.com.br/>).

Figura 4.16 – Vigas de reforço tipo U



Fonte: Própria do autor.

Ambos os pratos foram desenhados com rasgos em T para a possível colocação de moldes de uma forma fácil e rápida, tornando a máquina versátil para receber diferentes tipos de aplicações. Além disso, ambos foram projetados com o material AISI 4340 no SolidWorks®, um aço normalizado com maiores resistências que o aço carbono comum, contando com mais elementos químicos em sua composição, possuindo as características ilustradas na figura 4.17.

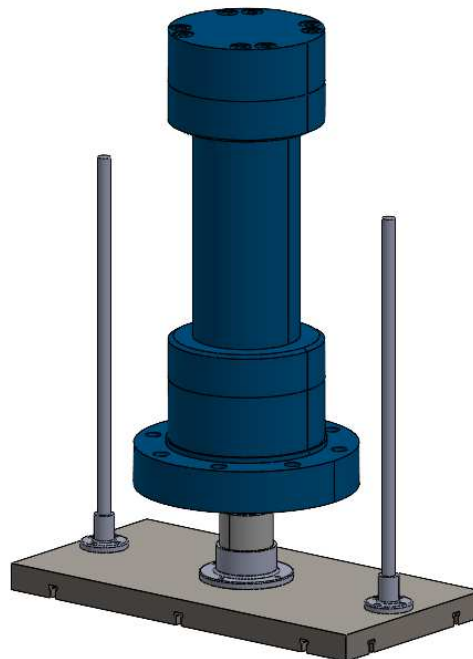
Figura 4.17 – Propriedades Aço AISI 4340 normalizado.

Propriedade	Valor	Unidades
Módulo elástico	2.05e+11	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de Poisson	0.32	N/A
Módulo de cisalhamento	8e+10	N/m <sup>2</sup>
Massa específica	7850	kg/m <sup>3</sup>
Resistência de tração	1110000000	N/m <sup>2</sup>
Resistência à compressão		N/m <sup>2</sup>
Limite de escoamento	710000000	N/m <sup>2</sup>
Coefficiente de expansão térmica	1.23e-05	/K
Condutividade térmica	44.5	W/(m·K)
Calor específico	475	J/(kg·K)
Coefficiente de amortecimento do material		N/A

Fonte: Biblioteca de materiais do SolidWorks 2020 ®.

O prato superior é parafusado diretamente na cabeça do cilindro através de uma peça soldada que envolve a haste do cilindro, além disso, duas guias lineares de 25,4 mm de diâmetro estão dispostas e presas ao prato para o auxílio de movimento, conforme a figura 4.18. As guias laterais passam por uma bucha de bronze que é envolvida por uma peça de aço.

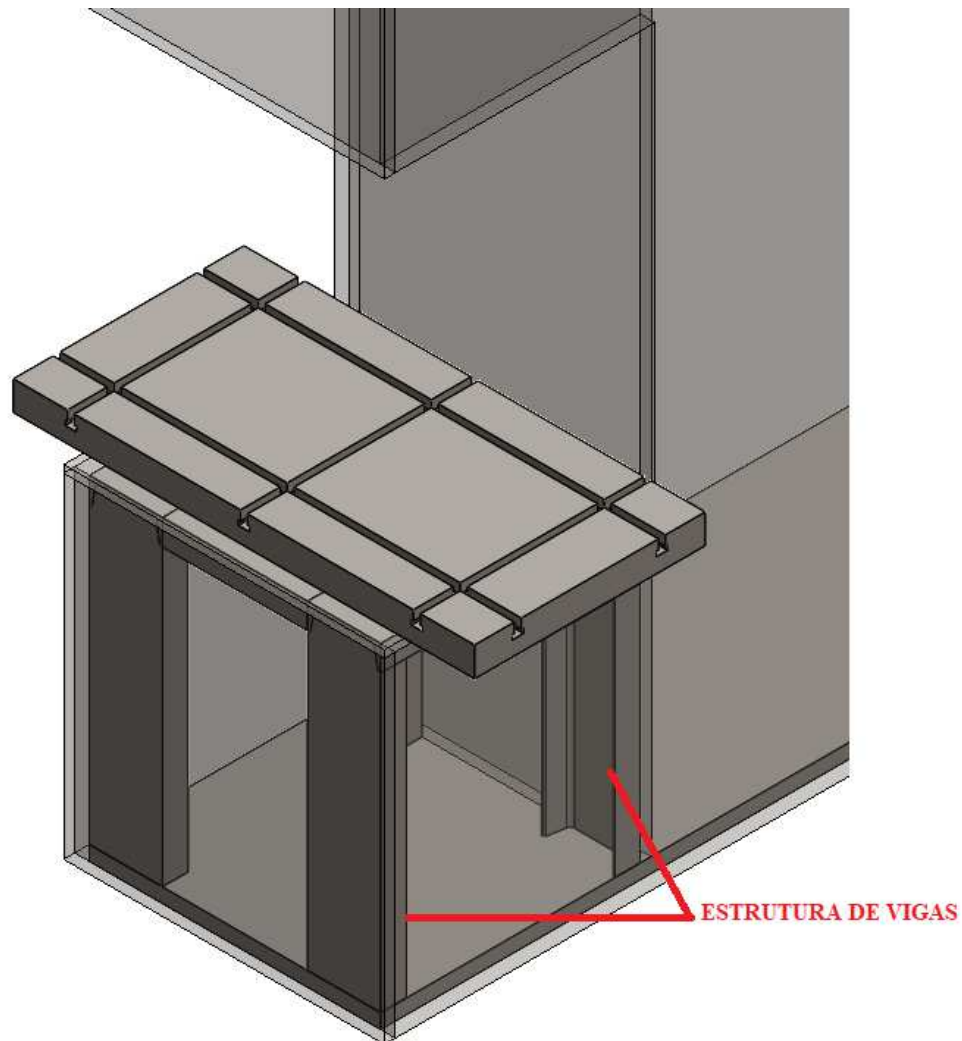
Figura 4.18 – Fixação do cilindro a mesa superior.



Fonte: Própria do autor.

O prato inferior é de mesmo tamanho do superior e está sobre uma estrutura de vigas dentro da estrutura principal, de forma a ter uma sustentação mecânica suficiente para receber a aplicação da força do cilindro. O prato inferior é soldado em uma chapa de apoio, que está apoiada e soldada pelo reforço de vigas estruturais. O reforço está ilustrado na figura 4.19.

Figura 4.19 – Estrutura de vigas para reforço do prato inferior.



Fonte: Própria do autor.

Por fim, a parte posterior da estrutura consta com furos na sua chapa para que as mangueiras hidráulicas sejam colocadas no cilindro e consiga chegar ao reservatório, que está alocado no vão da parte posterior da estrutura, como pode ser observado na figura 4.16.

#### 4.3.2 Simulações

As simulações, conforme a figura 2.35, foram feitas de forma a analisar o comportamento da tensão no prato inferior da peça (ação da força), prato superior (força remota) e a deflexão causada por esta.

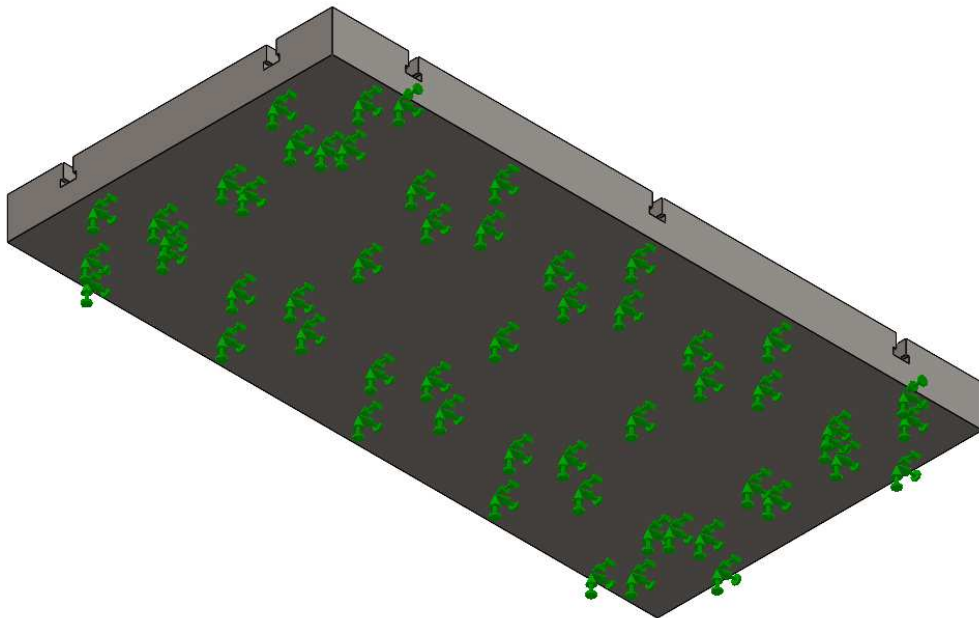
Todas as simulações foram feitas com uma força de simulação de 55000 kgf. Os resultados de cada simulação estão dispostos a seguir.

**a) Pratos**

Tendo em vista que os pratos superior e inferior possuem a mesma geometria e são feitos do mesmo material, uma única simulação é necessária para demonstrar o comportamento.

A parte inferior da peça foi tratada como fixa, conforme indica as setas verdes na figura 4.20.

Figura 4.20 – Fixação da simulação dos pratos.



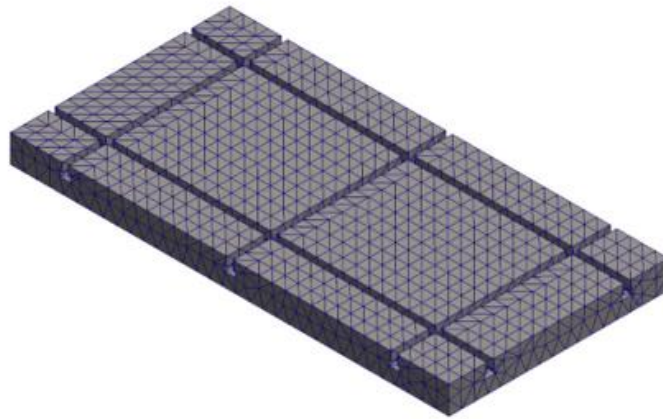
Fonte: Própria do autor.

A malha utilizada foi a malha de qualidade alta padrão do SolidWorks® e seus detalhes estão explicitados na figura 4.21.

Figura 4.21 – Detalhes da malha para os pratos.

**Informações de malha**

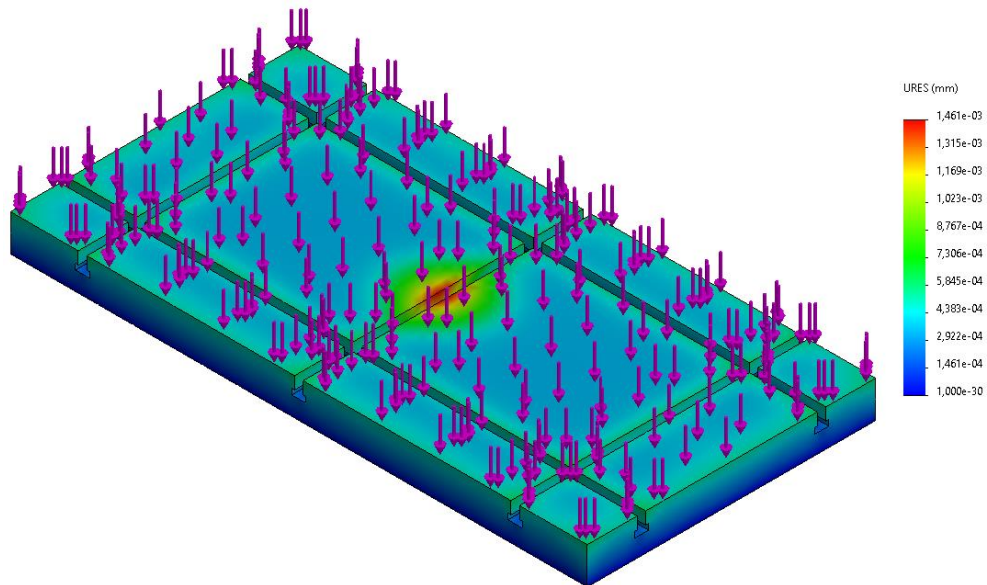
<b>Tipo de malha</b>	Malha sólida
<b>Gerador de malhas usado:</b>	Malha padrão
<b>Total de elementos</b>	16610
<b>Total de nós</b>	27543
<b>Pontos Jacobianos para malha de alta qualidade</b>	16 Pontos
<b>Tamanho do elemento</b>	24,7818 mm
<b>Tolerância</b>	1,23909 mm
<b>Qualidade da malha</b>	Alta



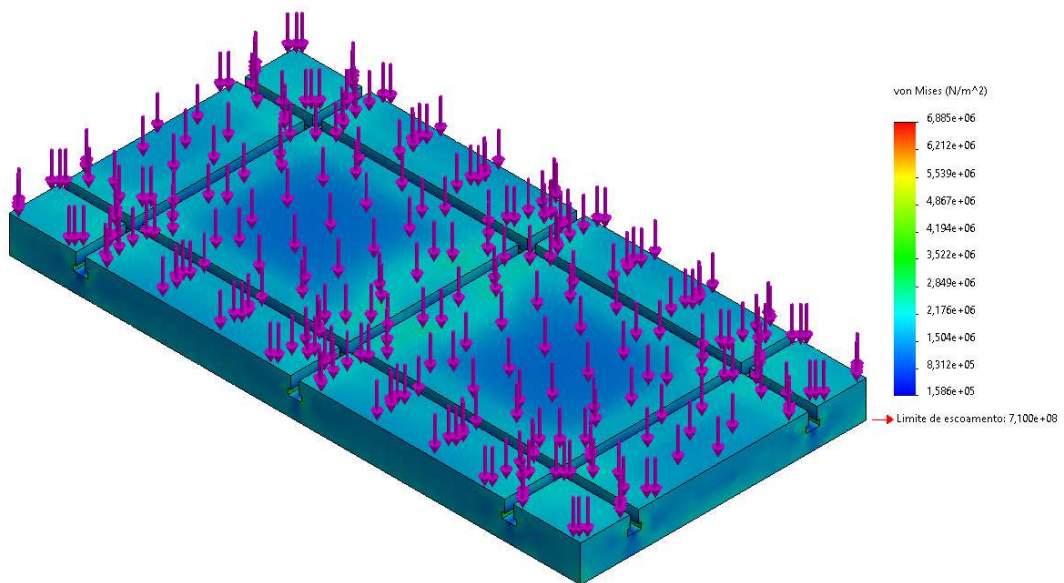
Fonte: Própria do autor,

Como pode-se observar na figura 4.22, os limites do material foram respeitados, com uma tensão equivalente de Von Mises máxima de  $6,885 \times 10^6 \text{ N/m}^2$ , valor muito inferior que o limite de escoamento do material de  $7,1 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ , indicando que a peça pode ser considerada super-dimensionada, uma vez que a tensão encontrada é de cerca de 100 vezes menor que a tensão de limite de escoamento.. Além disso, o deslocamento máximo na peça ocorreu em seu centro e foi de um valor muito pequeno de  $1,461 \times 10^{-3} \text{ mm}$ .

Figura 4.22 – Simulação nos pratos da prensa. (a) Deslocamento em mm. (b) Tensão equivalente de Von Mises.



(a)



(b)

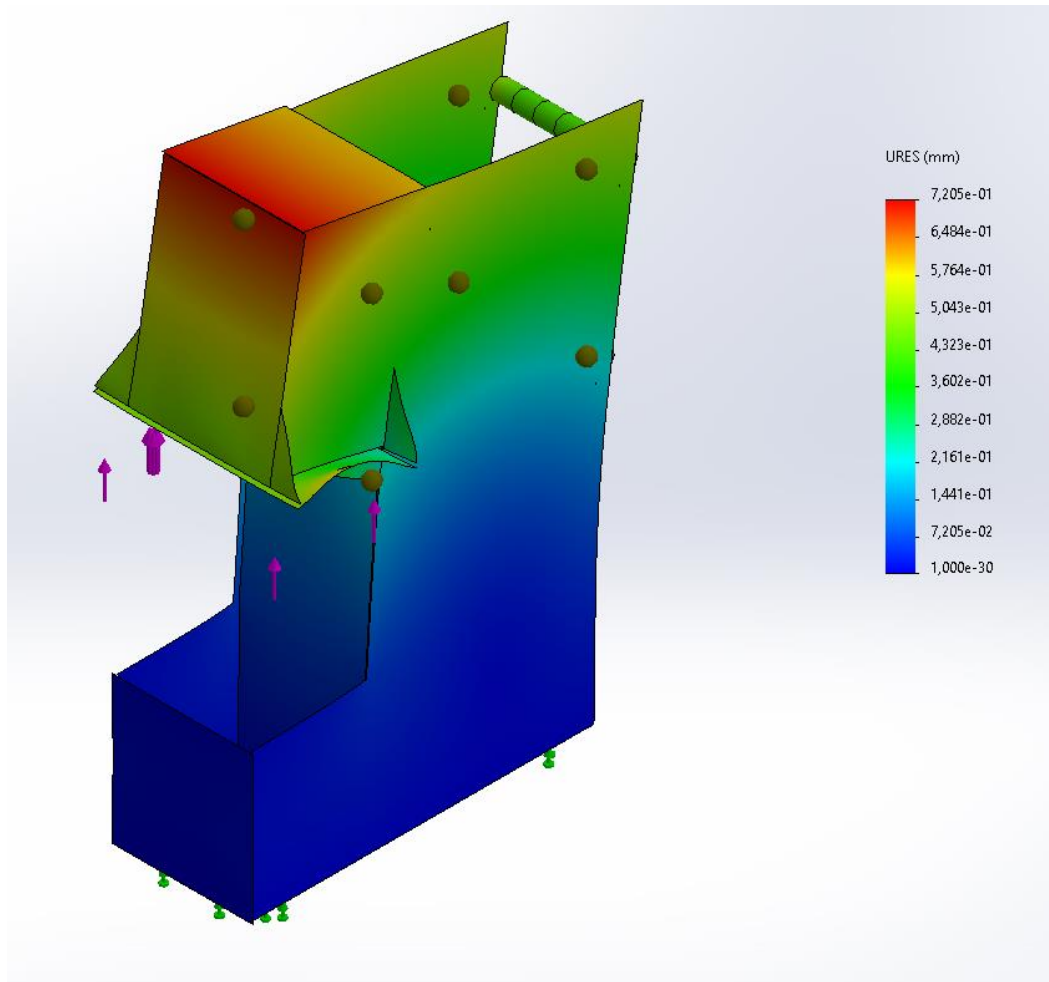
Fonte: Própria do autor

### b) Estrutura geral

Assim como os pratos, a estrutura geral foi tratada como fixa ao chão em sua parte inferior, conforme pode ser observada pelas setas verdes na figura 4.23, enquanto que a força aplicada está indicada pelas setas roxas. Além disso, a figura 4.23 também indica que os limites das

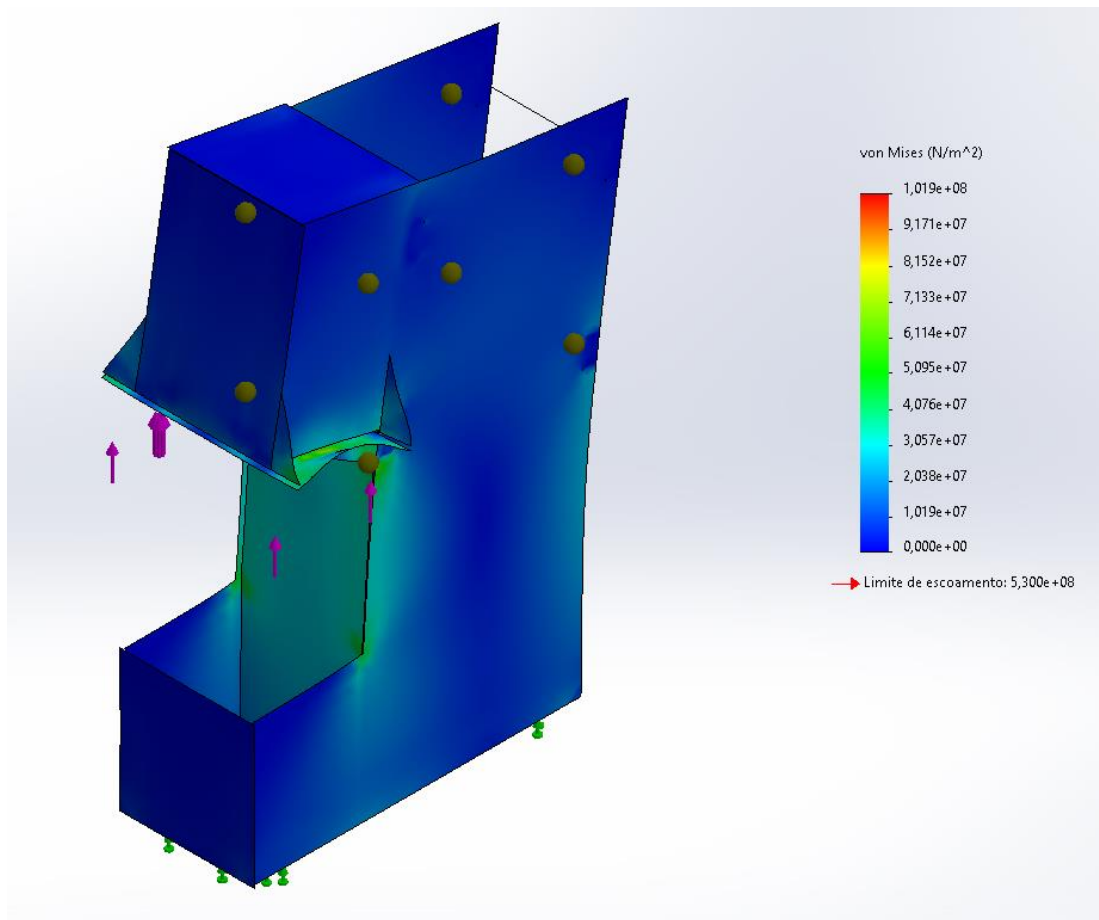
características do material foram respeitados e a estrutura sofreu um pequeno deslocamento. É importante ressaltar que a figura está conta com uma escala de distorção para que a ação da simulação seja melhor observada.

Figura 4.23 – Simulação da estrutura geral da prensa



(a)





(b)

Fonte: Própria do autor.

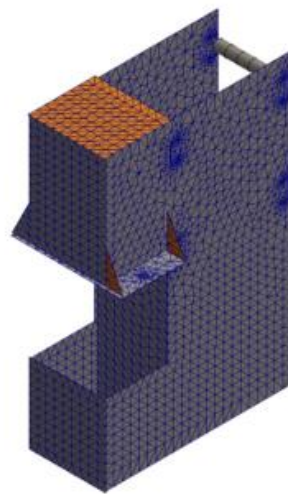
Como pode ser observado, o deslocamento sofrido é de  $7,205 \times 10^{-1} \text{ mm}$ , valor ínfimo em relação a altura da estrutura de 2,10 m. A tensão máxima é de  $1,019 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ , aproximadamente 5 vezes menor que o limite de escoamento do material que é de  $5,3 \times 10^8 \text{ N/m}^2$ .

A figura 4.24 ilustra os detalhes da malha utilizada gerada automaticamente pelo SolidWorks®.

Figura 4.24 – Detalhes da malha

**Informações de malha**

<b>Tipo de malha</b>	Malha mista
<b>Gerador de malhas usado:</b>	Malha padrão
<b>Total de elementos</b>	6724
<b>Total de nós</b>	14315
<b>Verificação Jacobiana para cascas</b>	Desativada
<b>Tamanho do elemento</b>	61,2581 mm
<b>Tolerância</b>	3,0629 mm
<b>Qualidade da malha</b>	Alta



Fonte: Própria do autor.

**4.3.3 Desenho final**

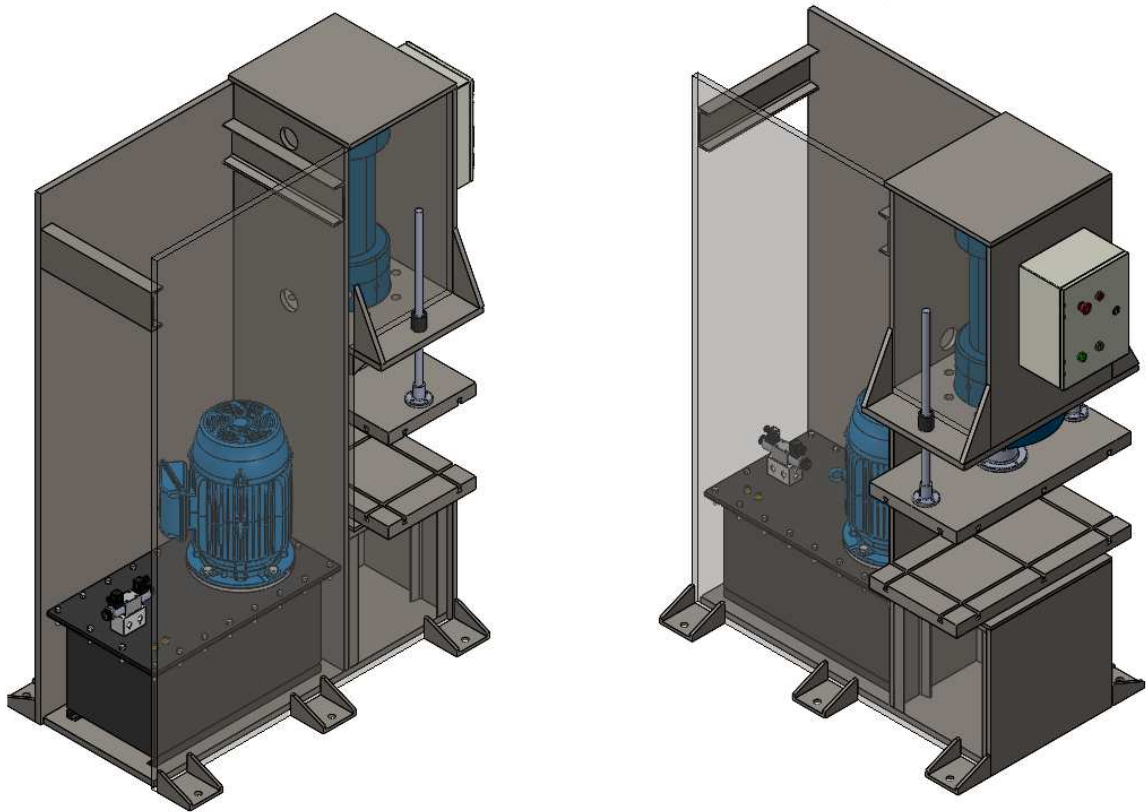
A figura 4.25 mostra duas vistas da montagem final do projeto com uma das chapas laterais em transparência para observar a montagem do reservatório. Além disso a tabela 4.1 mostra um comparativo do projeto com as prensas comerciais previamente explicitadas na tabela 3.1.

Tabela 4-1 – Comparativo do projeto final com prensas comerciais.

Parâmetro	Unidade	MODELOS			
		PPCM-50 - RHTC	KCP 50 - KNUTH	HC 60 - HIDROKAR	<b>PROJETO</b>
Força	[ton]	50	55	60	<b>55</b>
Velocidade de avanço	[mm/sec]	32	25,4	20	<b>24,28</b>
Velocidade de retorno	[mm/sec]	44	41,91	20	<b>46,06</b>
Pressão máxima	[bar]	320	320	-	<b>274</b>
Curso do atuador	[mm]	250	249,9	300	<b>300</b>
Diâmetro das guias	[mm]	50	50,8	25,4	<b>25,4</b>
Dimensão da mesa inferior	[mm]	700 x 450	711,2 x 457,2	400 x 400	<b>800 x 400</b>
Dimensão da mesa superior	[mm]	550 x 300	558,8 x 304,8	-	<b>800 x 400</b>
Dimensões gerais	[m]	1,29 x 1,16 x 2,09	1,37 x 1,19 x 2,06	0,9 x 0,35 x 1,9	<b>1,57 x 0,86 x 2,1</b>

Fonte: Própria do autor.

Figura 4.25 – Montagem final da peça.



Fonte: Própria do autor.

## 5 CONCLUSÃO E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Feito a seleção dos componentes, simulações e discussão dos resultados, pode-se concluir que o trabalho alcançou o seu objetivo principal, mostrando a importância da simulação como etapa de um projeto final. Através de simulações é possível prever, otimizar e reduzir custos de forma a tornar o projeto viável antes de uma construção final.

O dimensionamento hidráulico foi feito de forma a se chegar a uma força de 55 toneladas ao fim do projeto com uma estrutura mecânica capaz de sustentar tal esforço, de acordo com o que foi analisado na simulação através do software SolidWorks®, em que os valores encontrados dos esforços sofridos nas peças foram inferiores aos valores limites de tensão de escoamento dos materiais, tanto para a estrutura geral quanto para os pratos da prensa.

O valor final da força de atuação foi atingido com sucesso. Entretanto, as velocidades estipuladas inicialmente não foram atingidas corretamente, e o projeto contou com uma velocidade de avanço inferior ao desejado e uma velocidade de retorno superior.

Além disso, a parte de automação e dimensionamento de dispositivos de acionamento e segurança foi executada com êxito, como observou-se nas simulações dos softwares CDeSimu® e FluidSim®.

Ainda, o projeto foi construído visando a implementação de componentes facilmente encontrados comercialmente, sendo que o projeto leva como vantagem a facilidade de manipulação dos principais componentes, tais como caixa de comando, unidade hidráulica e cilindro. Dessa forma, a possível troca de componentes é facilitada, bem como a sua manutenção, tornando-se um projeto mais modular em relação aos produtos comerciais.

Por fim, como sugestão de trabalhos futuros, pode-se pensar em uma otimização de material ou forma geral da estrutura através de maiores simulações. Ademais, a implementação da prensa em uma linha contínua de produção pode ser pensada através de dispositivos e sensores de comunicação com outras máquinas. Esta visão pode ser direcionada para o conceito da indústria 4.0 e internet das coisas aplicadas a sistemas de manufatura.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

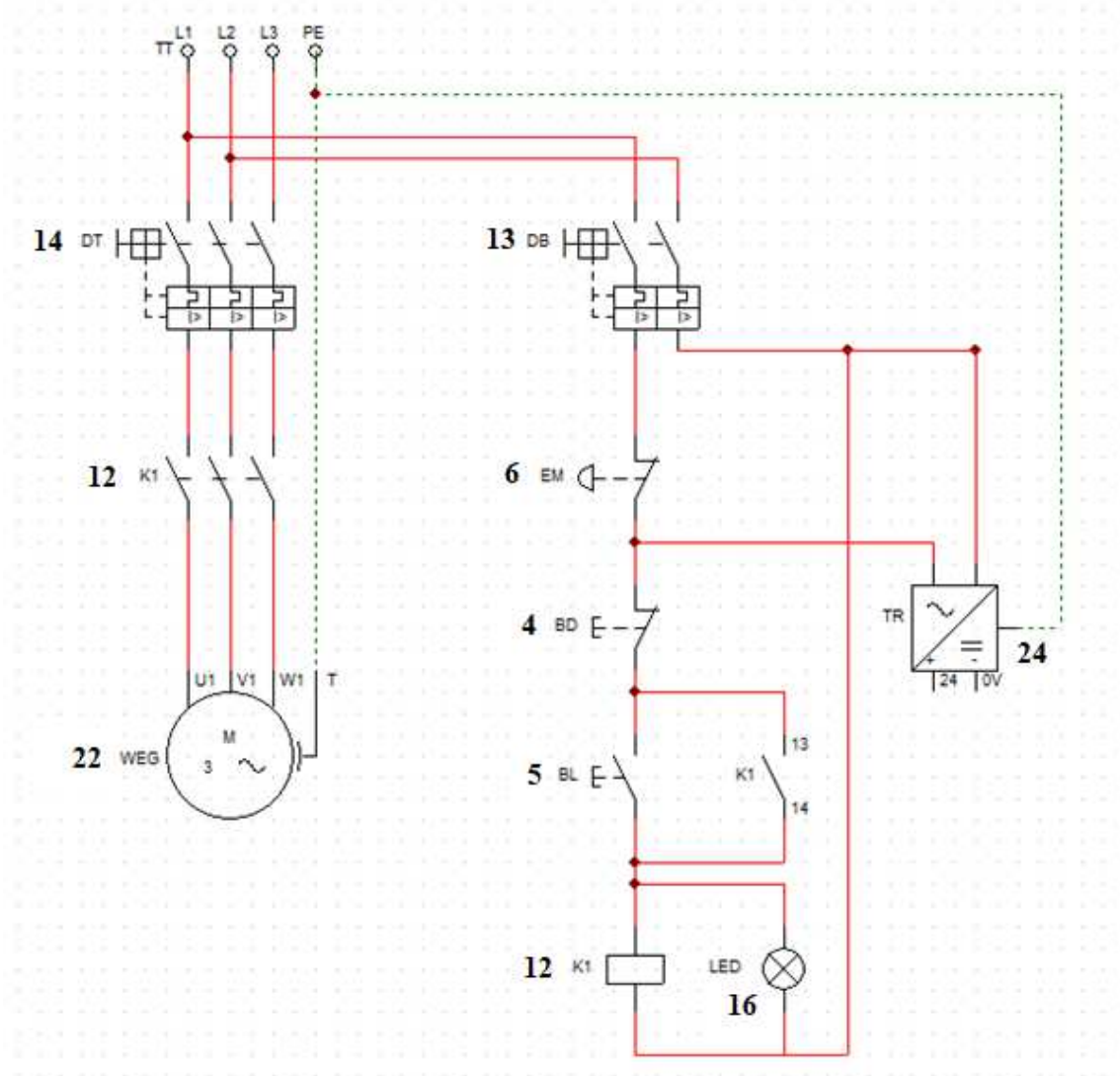
1. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRAS DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5410: Instalações elétricas de baixa tensão**. Rio de Janeiro, 2004.
2. ASSOCIAÇÃO BRASILEIRAS DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 8896 (DIN/ISSO 1291-1): Simbologia pneumática**.
3. Botoeiras – Tipos e Aplicações. **ATHOS Eletronics**, 2021. Disponível em: <<https://athoselectronics.com/botoeiras-tipos-e-aplicacoes/>>. Acesso em 10 dez. 2021.
4. BRASIL, A. N. **BOMBAS – CLASSIFICAÇÃO E DESCRIÇÃO**. Disponível em: <[https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4015/capitulo3\\_bombasc lassificacaoedescricao.pdf](https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4015/capitulo3_bombasc lassificacaoedescricao.pdf)>. Acesso em: 15 dez. 2021
5. Catálogo Aços Continente, **AÇOS CONTINENTES**, 2021. Disponível em: <<http://www.acoscontinente.com.br/>>. Acesso em 05 jan. 2022
6. Catálogo ELETROPAULO. **ELETROPAULO**, 2021. Disponível em: <<https://www.lojaeletropaulo.com.br/>>. Acesso 14 dez. 2021.
7. Catálogo HIDRAUTEC. **HIDRAUTEC**, 2021. Disponível em: <<https://www.hidrautec.com.br/>>. Acesso em 19 dez. 2021.
8. Catálogo ROMAQ MÁQUINAS. **ROMAQ**, 2021. Disponível em: <<https://www.romaqmaquinas.com.br/>>. Acesso em 19 dez. 2021.
9. ÇENCEL, Yunus A.; CIMBALA, John M. Mecânica dos **Fluidos–Fundamentos e Aplicações**. SÃO PAULO, McGraw-Hill, 2007.
10. Como funcionam os manômetros mecânicos? **WIKA blog**, 2021. Disponível em: <<https://blog.wika.com.br/know-how/como-funcionam-os-manometros-mecanicos/>>. Acesso em 15 dez. 2021.
11. DE OLIVERIA BOTTO, Caio Vinicius; NEVES, Filipe Eduardo; DE CAMARGO, Rafael Franco. **PROJETO DE UMA PRENSA HIDRÁULICA: DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DOS COMPONENTES**, Campinas, 2016. Universidade de São Francisco.
12. FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação Hidráulica, projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. 2. Ed. São Paulo: Érica, 2004.
13. GOMES, M. H, R. **Apostila de mecânica dos fluidos**. Faculdade de Engenharia da UFJF, 2012.

14. GOMES, Marcio Rodrigues; ANDRADE, Marcos; FERRAZ, Fábio. **Apostila de hidráulica**. Santo Amaro-BA: Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia, 2008.
15. HATAPAKKI, Ameet B., GULHANE, U. D. **Design Optimization of C Frame of Hydraulic Press Machine**. Asian Journal For Convergence In Technology (AJCT) ISSN-2350-1146, v. 2, 2016
16. HIBELLER, Russel Charles. **Resistência dos Materiais**, São Paulo, Ed. 2004
17. HIDRALMAC. **Linha de Produto**. Disponível em: <<https://hidralmac.us/produtos/>>. Acesso em: 04 jan. 2022.
18. KRAUSMULLER. **Quadro de Comando**. Disponível em: <<https://www.krausmuller.com.br/voce-sabe-o-que-e-quadro-de-comando-entenda/>>. Acesso em: 20 dez. 2021.
19. LIMA, F. S. **A AUTOMAÇÃO E SUA EVOLUÇÃO**. Natal, 2003. Universidade Federal do Rio Grande do Norte.
20. MAMEDE, F. J. **Proteção de Sistemas Elétricos de Potência**. Grupo Gen-LTC, 2011.
21. MILANO. **CATÁLOGO TÉCNICO – MANGUEIRAS E CONEXÕES**.
22. MOREIRA, Ilo Da Silva. **Sistemas hidráulicos industriais**. SESI SENAI Editora, 2012.
23. NISKIER, Julio; MACINTYRE, Archibald Joseph; COSTA, **Instalações Elétricas**. Grupo Gen-LTC (2000).
24. ORTUNHO, V. T. **PRÁTICAS EM INSTALAÇÕES ELÉTRICAS – P1EE1**. Presidente Epitácio, 2015. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de São Paulo.
25. PALMIERI, A. C. **Manual de hidráulica básica**. Décima edição, Albarus Sistemas Hidráulicos Ltda, Porto Alegre, 1997.
26. PARKER HANNIFIN. **Tecnologia Hidráulica Industrial – Apostila M2001-2 BR**.
27. PAVANI, Sérgio A.; **Comandos Pneumáticos e Hidráulicos**. – Santa Maria – RS – 2011.
28. PEDROSA, Lontever Domingues. **Hidráulica – Manual de Consulta**. FLUIDPRESS, 2006
29. Prensa hidráulica 200 ton. **LOVEC**, 2021. Disponível em: <<http://lovec.com.br/produto/prensa-hidraulica-200-ton-eletrica-pistao-cilindro-560-mm/49/>>. Acesso em 09 dez. 2021.

30. PRENSA HIDRÁULICA DE 4 COLUNAS PARA COMPACTAÇÃO. **Soluções Industriais**, 2021. Disponível em: <<https://www.solucoesindustriais.com.br/empresa/metal-mecanica-e-usinagem/hidral-mac-industrial-ltda-/produtos/maquinas-ferramenta/prensa-hidraulica-de-4-colunas-para-compactacao>>. Acesso em: 08 nov. 2021.
31. Prensa Hidráulica de Corte e Conformação. **AMH SISTEM**, 2021. Disponível em: <<https://www.amh.com.br/Produtos/54/Prensa-Hidraulica-de-Corte-e-Conformacao>>. Acesso em: 19 dez. 2021.
32. REXROTH BOSCH GROUP. **Internal gear pump Fixed displacement**. Disponível em: <<https://www.boschrexroth.com/en/products/>>. Acesso em: 05 jan. 2022.
33. SILVEIRA, D. F. H.; DIAS, A. P. M.; **Dimensionamento, especificações e aplicação de disjuntores elétrico sendo o equipamento de proteção e manobra mais viável é utilizado**. Montes Claros, 2018. Faculdades Santo Agostinho.
34. SINHA, S. P.; MURARKA, P. D. **Computer-aided design of hydraulic press structures**. *Mathematical and Computer Modelling*, v. 10, n.9, p 637-645, 1988.
35. SOUZA, N. S. **Apostila de acionamentos elétricos**. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte. Rio Grande do Norte, 2009.
36. VILANOVA, Luciano Caldeira. **Mecânica dos fluidos**. Santa Maria, 2011. (GOMES, 2011)
37. WEG. **W22 Motor Elétrico Trifásico**. Disponível em: <[www.weg.net/w22](http://www.weg.net/w22)>. Acesso em: 05 jan. 2022
38. ZANIN, Massimiliano et al. **An earlystage researcher's primer on systems medicine terminology**. *Network and systems medicine*, v. 4, n. 1, p. 2-50, 2021.

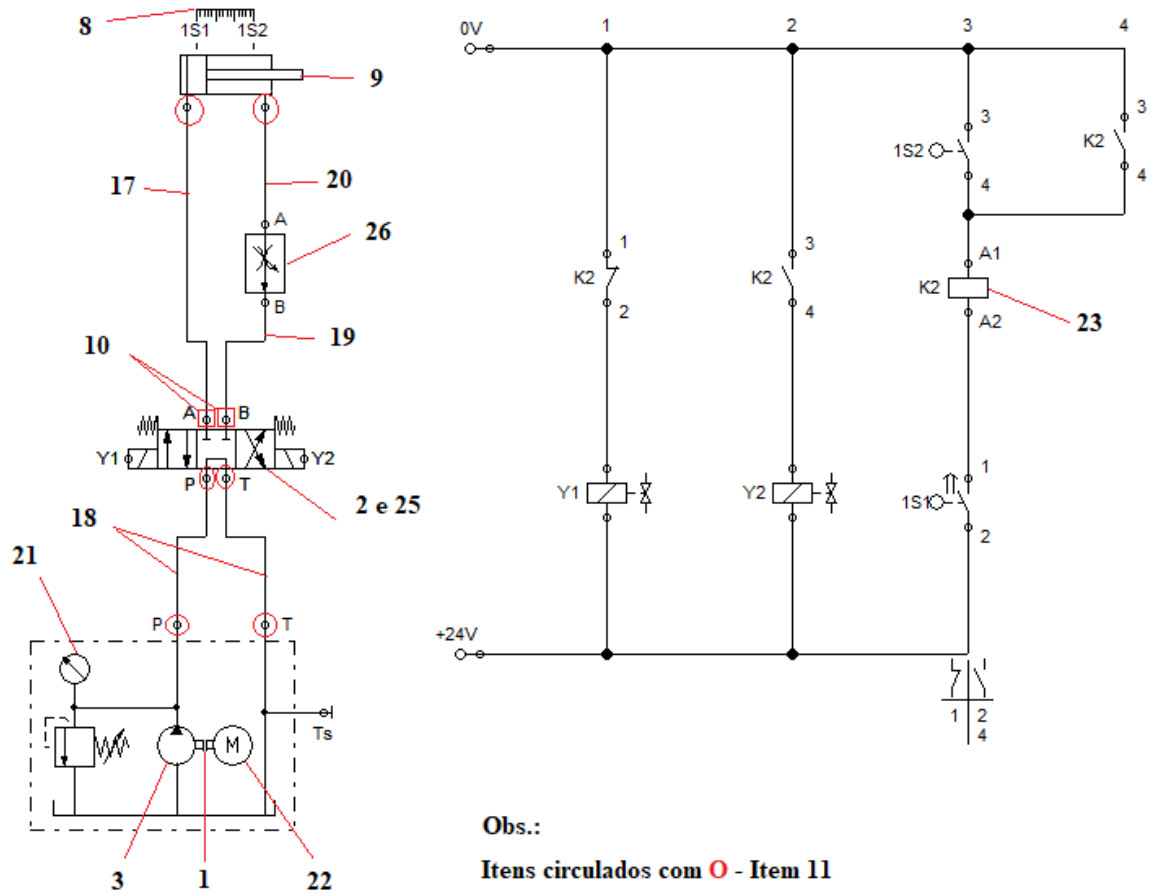
## 7 APÊNDICES

### APÊNDICE A.1 – Circuito de potência enumerado





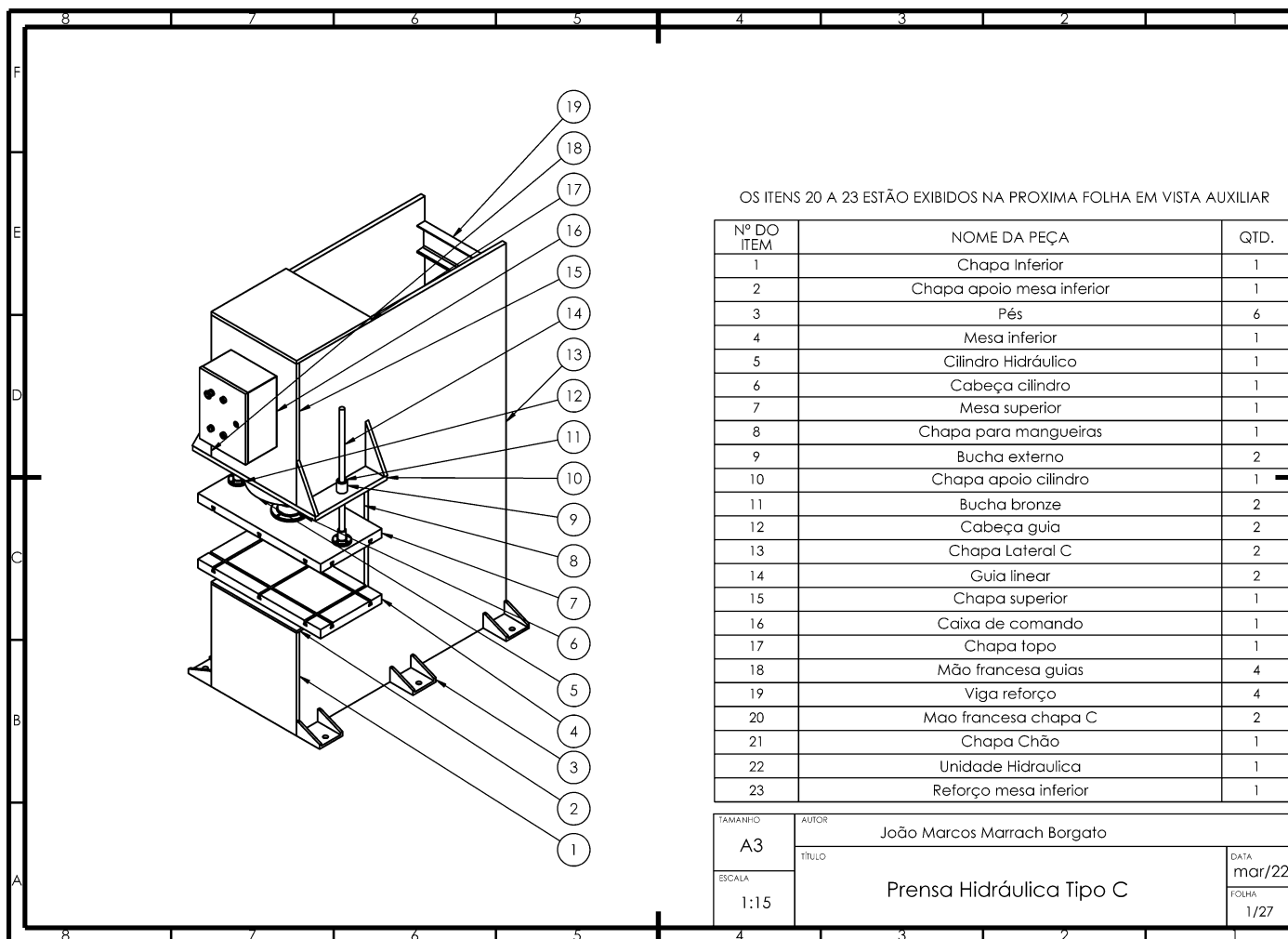
## APÊNDICE A.2 – Circuito de comando hidráulico enumerado



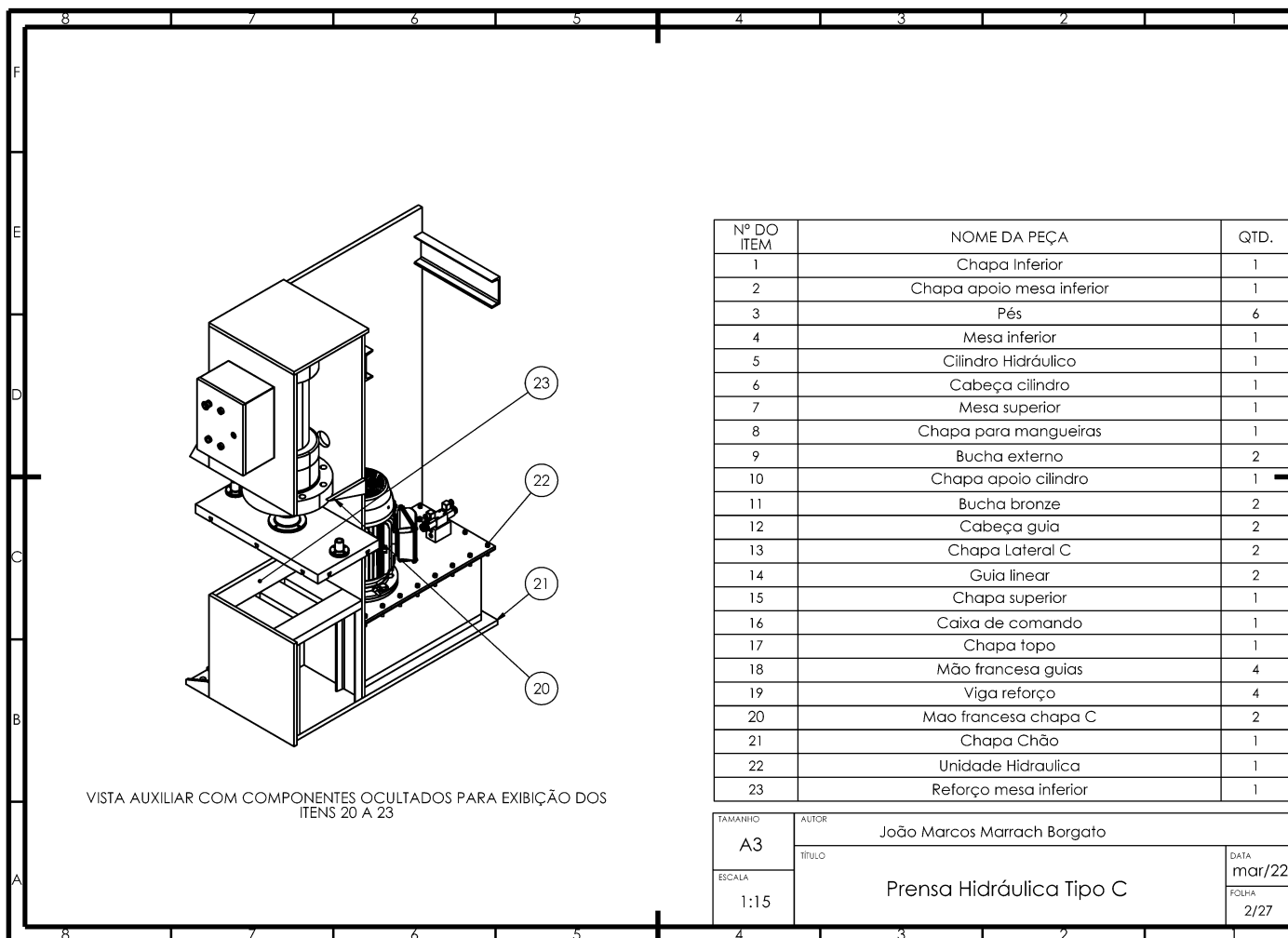
**APÊNDICE A.3 – Tabela de componentes dos circuitos de comando hidráulico e de potência**

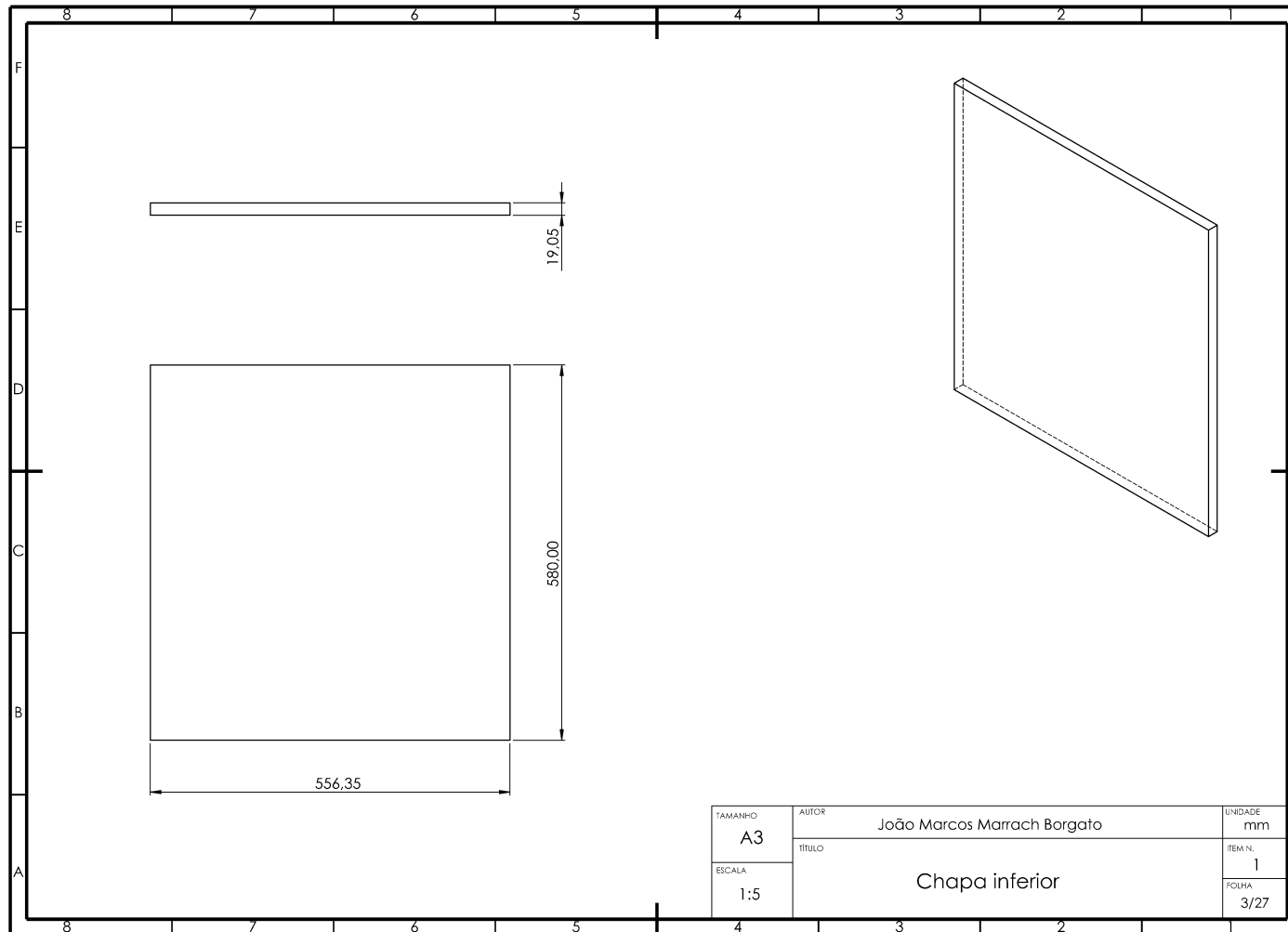
<b>ITEM</b>	<b>DESCRIÇÃO</b>	<b>QTDE</b>
1	ACOPLAMENTO ELÁSTICO	1
2	BLOCO MANIFOLD	1
3	BOMBA HIDRÁULICA PGH4	1
4	BOTÃO DESLIGAR	1
5	BOTÃO LIGAR	1
6	BOTOEIRA EMERGÊNCIA	1
7	CAIXA DE COMANDO	1
8	CHAVE FIM DE CURSO	2
9	CILINDRO REXROTH CDH3	1
10	CONECTOR HIDRAULICO 3/8" ROSCA BSP MACHO 90°	2
11	CONECTOR HIDRAULICO 3/8" ROSCA BSP MACHO RETO	6
12	CONTATOR TRIFÁSICO 32 A	1
13	DISJUNTOR BIFÁSICO	1
14	DISJUNTOR TRIFÁSICO 32 A	1
15	FILTRO HIDRÁULICO	1
16	LED VERDE DE ACIONAMENTO	1
17	MANGUEIRA HIDRÁULICA 2SN-10 (AVANÇO DO BLOCO MANIFOLD AO CILINDRO)	1x 170 cm
18	MANGUEIRA HIDRÁULICA 2SN-10 (BLOCO MANIFOLD AO RESERVATÓRIO)	2 x 11 cm
19	MANGUEIRA HIDRÁULICA 2SN-10 (REGULADORA DE VAZÃO AO RETORNO DO MANIFOLD)	1x 30 cm
20	MANGUEIRA HIDRÁULICA 2SN-10 (RETORNO CILINDRO A VÁLVULA REGULADORA DE VAZÃO)	1x 140 cm
21	MANÔMETRO	1
22	MOTOR WEG W22	1
23	RELÉ DE CONTATO	1
24	TRANSFORMADOR 24 V	1
25	VALVULA 4/3 VIAS C/ REGULAÇÃO DE PRESSÃO	1
26	VÁLVULA REGULADORA DE VAZÃO	1

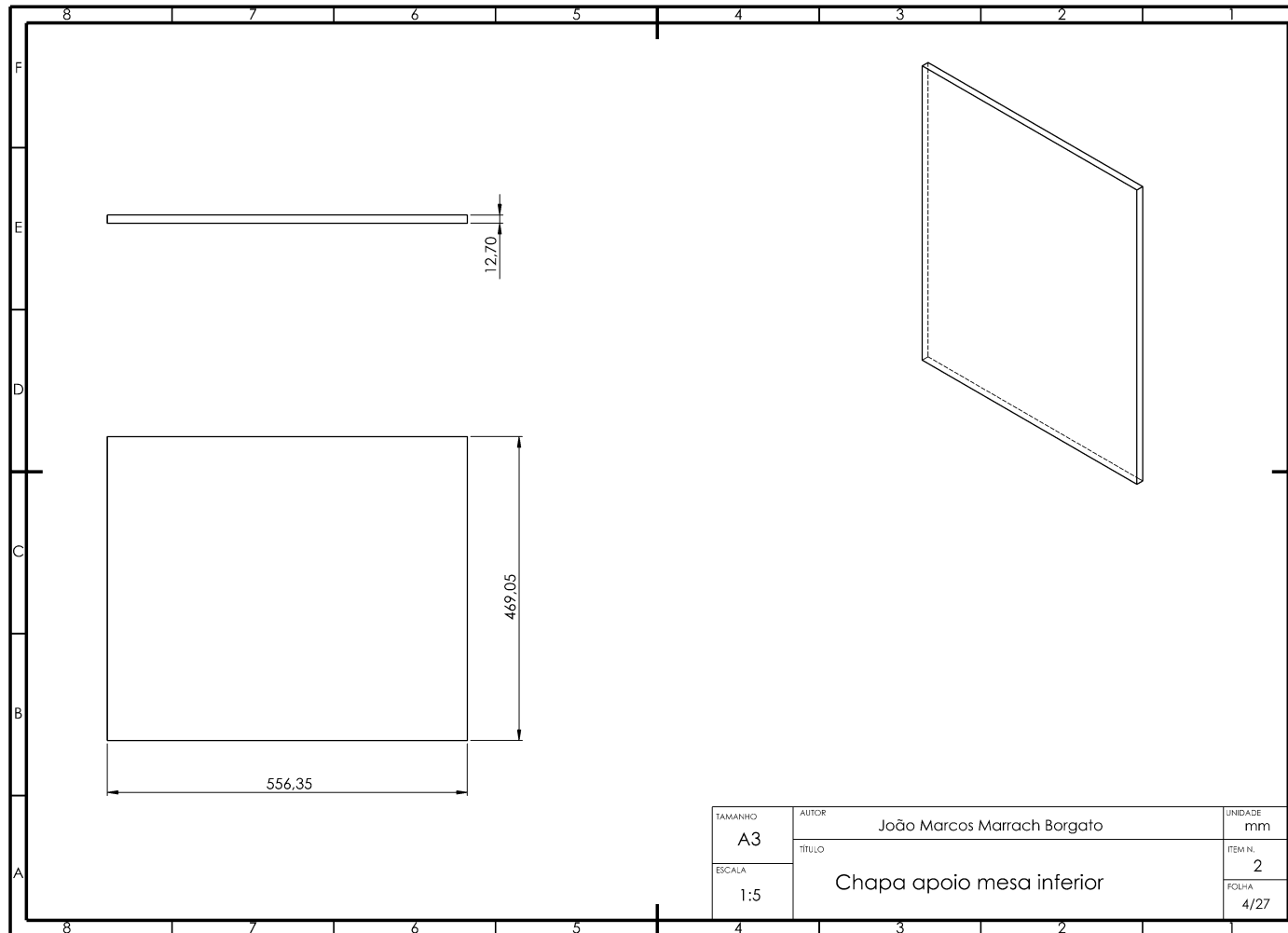
## APÊNDICE B.1 – Desenho técnico do projeto mecânico folha 01: Prensa Hidráulica tipo C



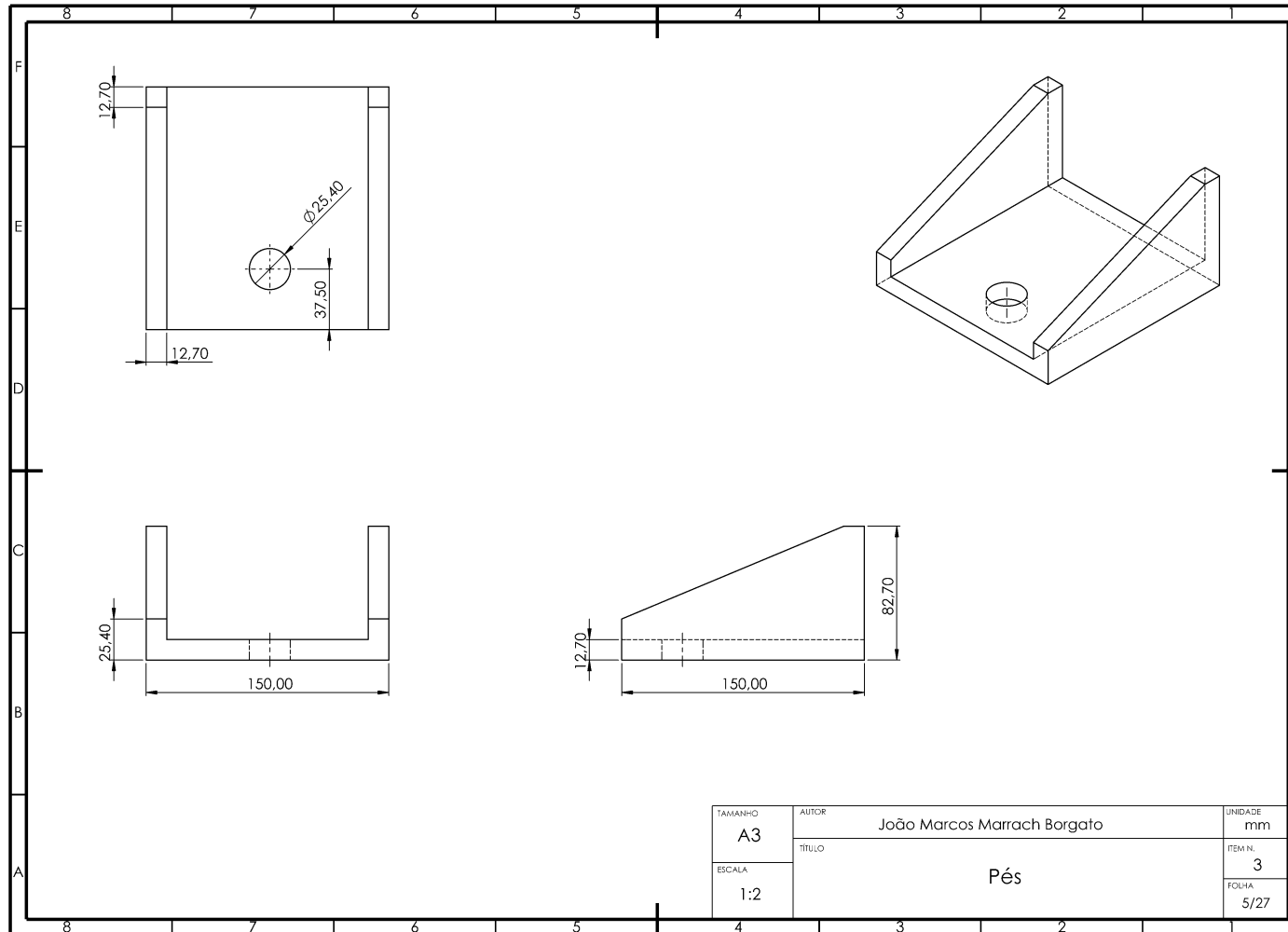
## APÊNDICE B.2 – Desenho técnico do projeto mecânico folha 02: Prensa hidráulica tipo C



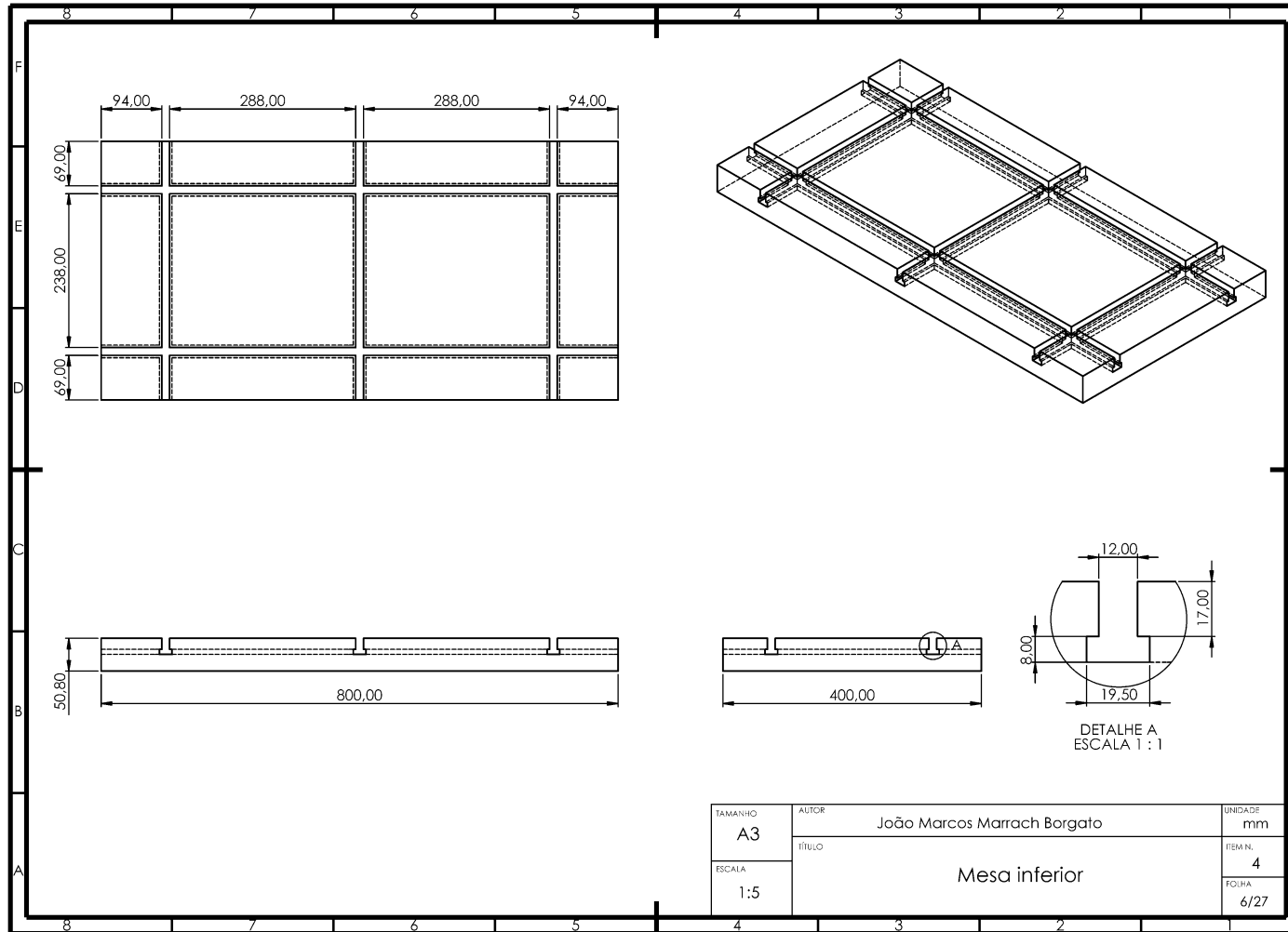
**APÊNDICE B.3 – Desenho técnico do projeto mecânico item 1: Chapa inferior**

**APÊNDICE B.4 – Desenho técnico do projeto mecânico item 2: Chapa apoio mesa inferior**

### APÊNDICE B.5 – Desenho técnico do projeto mecânico item 3: Pés

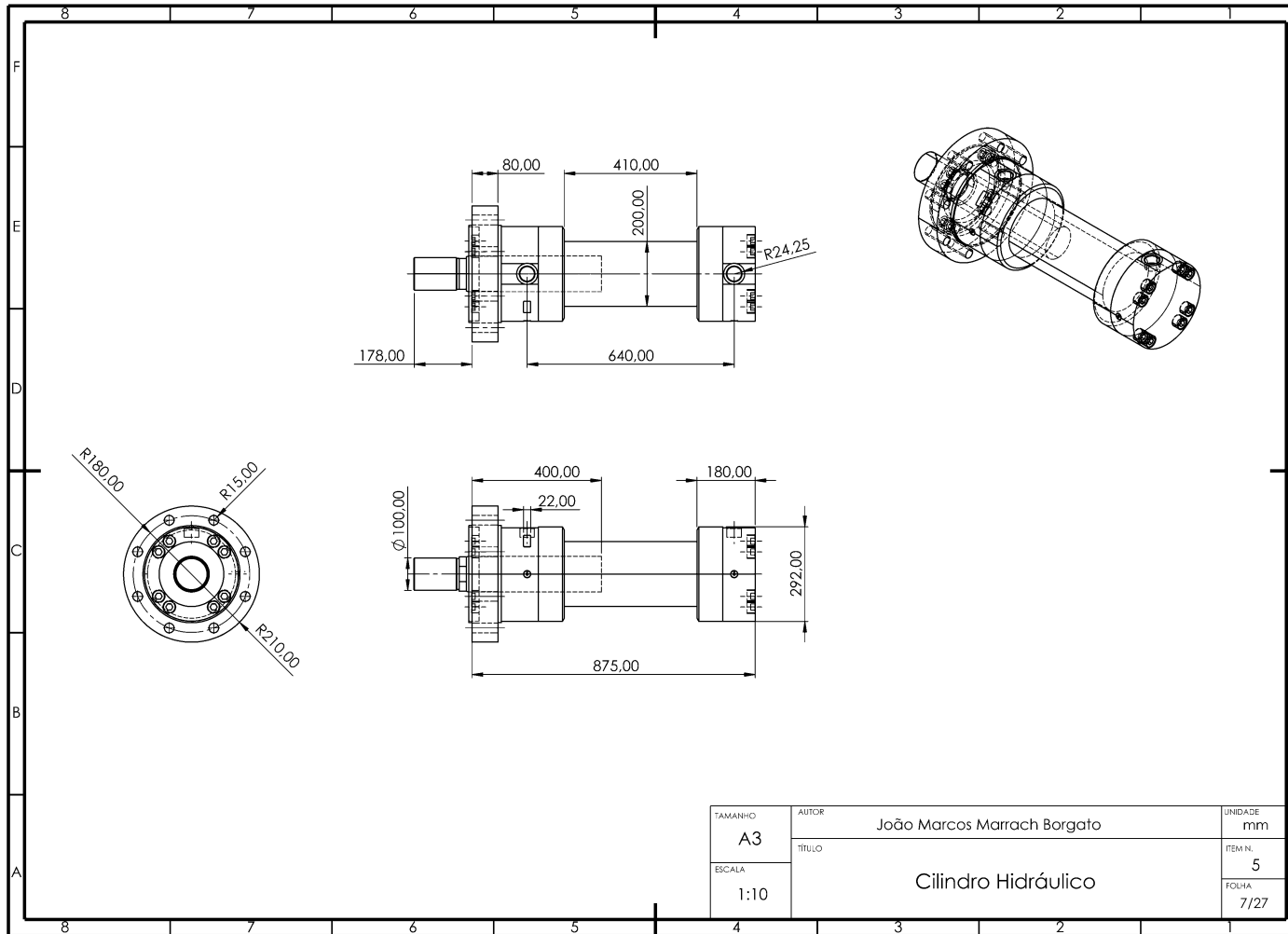


APÊNDICE B.6 – Desenho técnico do projeto mecânico item 4: Mesa inferior

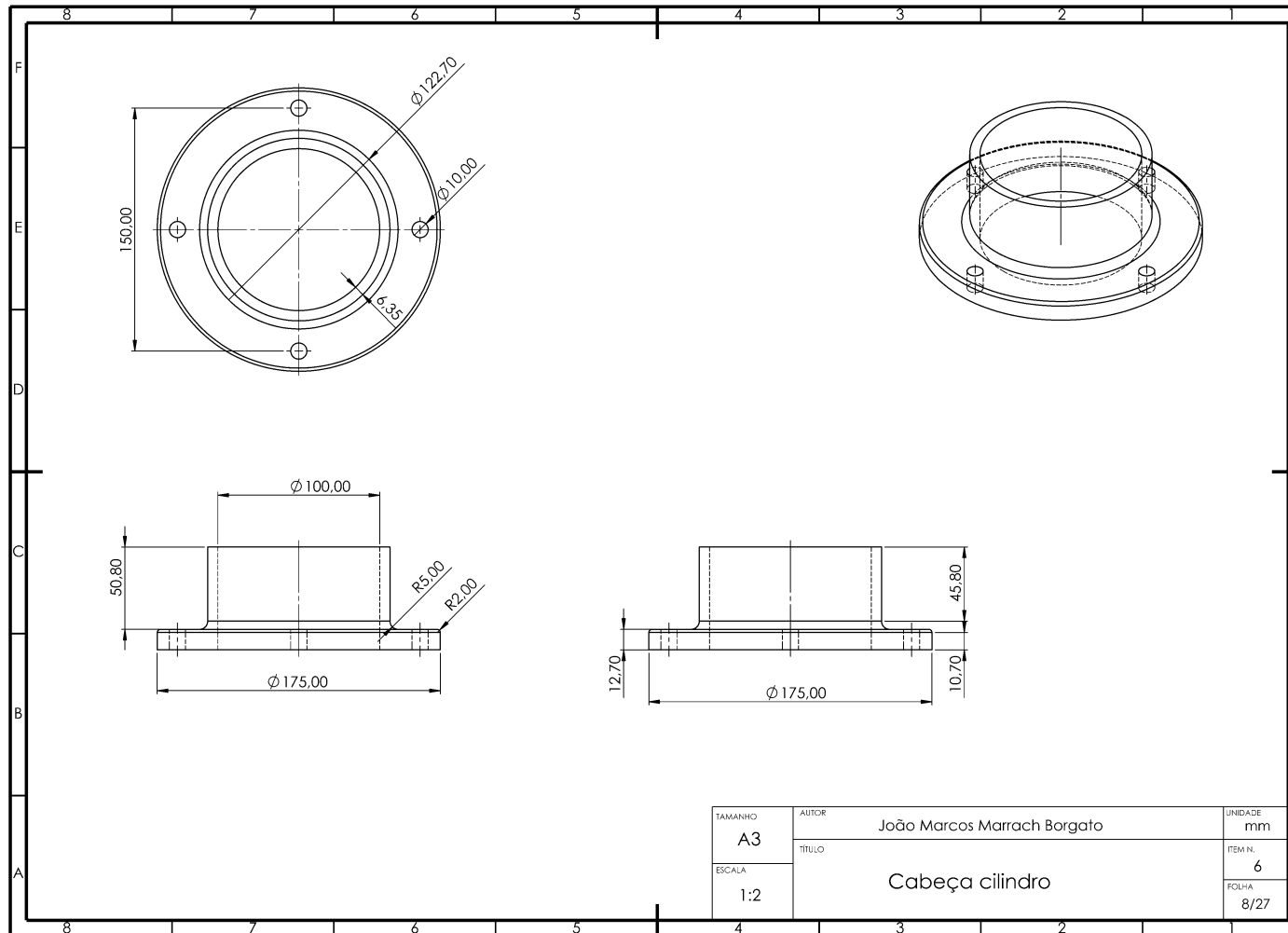




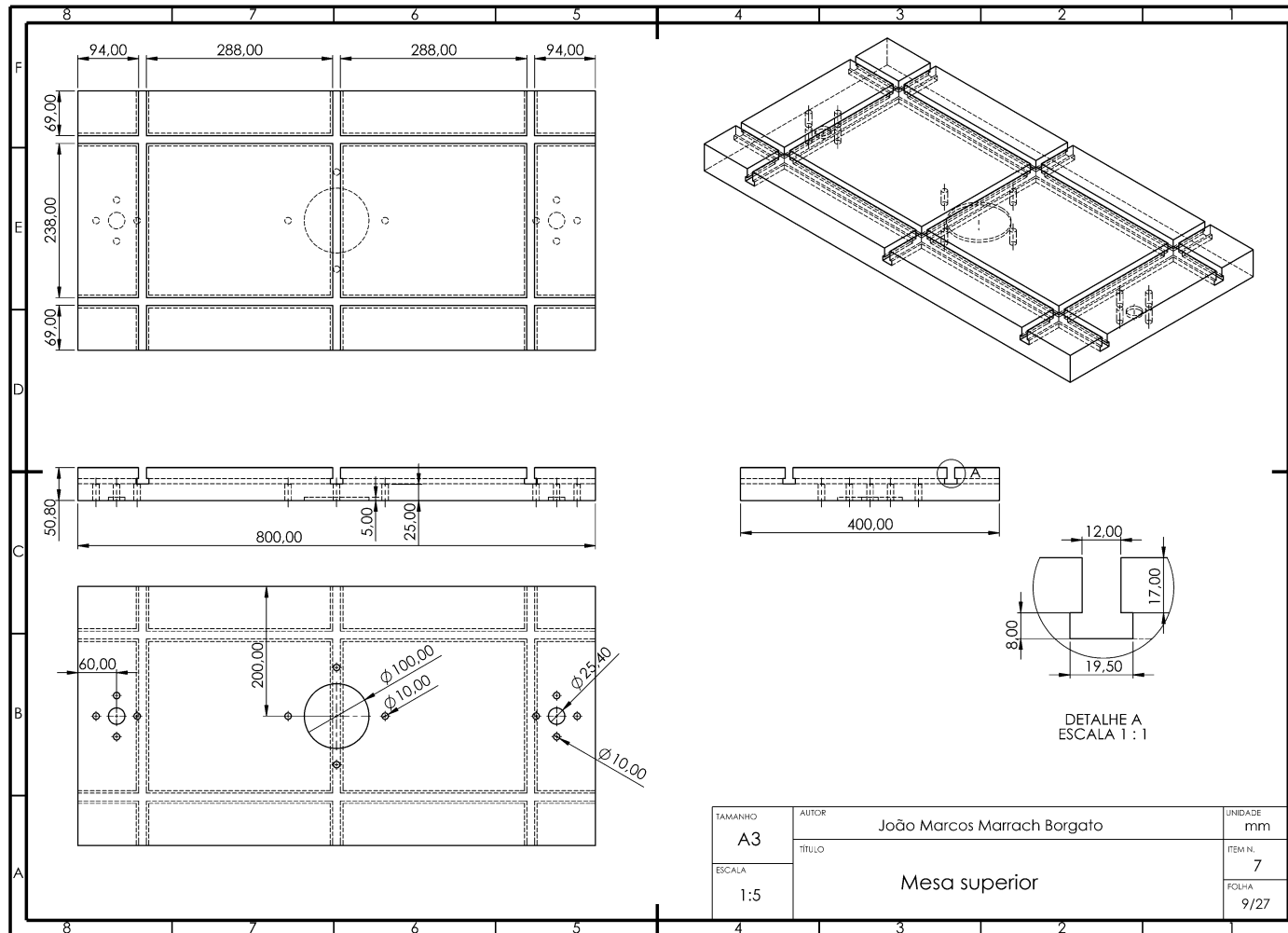
**APÊNDICE B.7 – Desenho técnico do projeto mecânico item 5: Cilindro hidráulico**



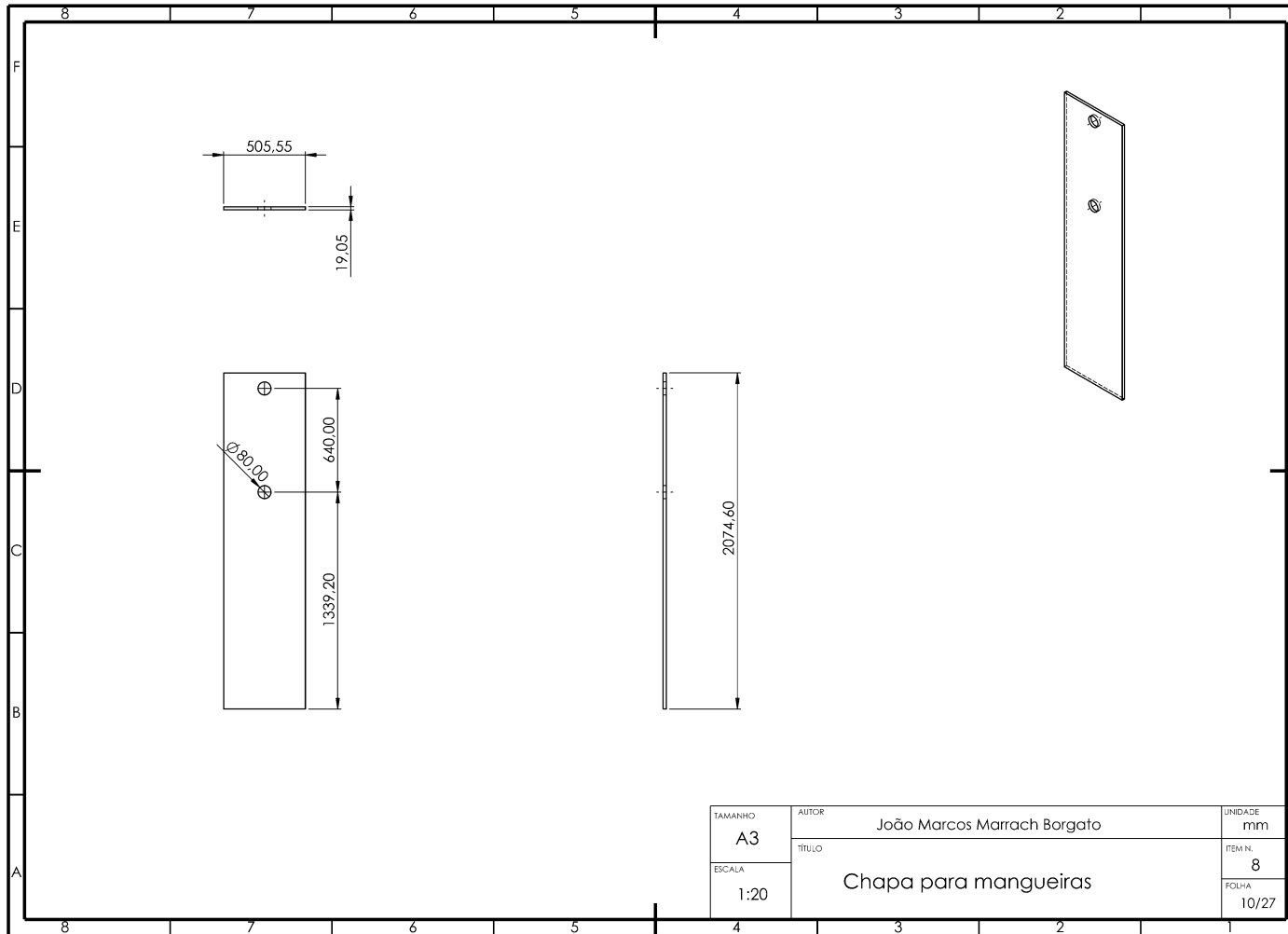
### APÊNDICE B.8 – Desenho técnico do projeto mecânico item 6: Cabeça cilindro

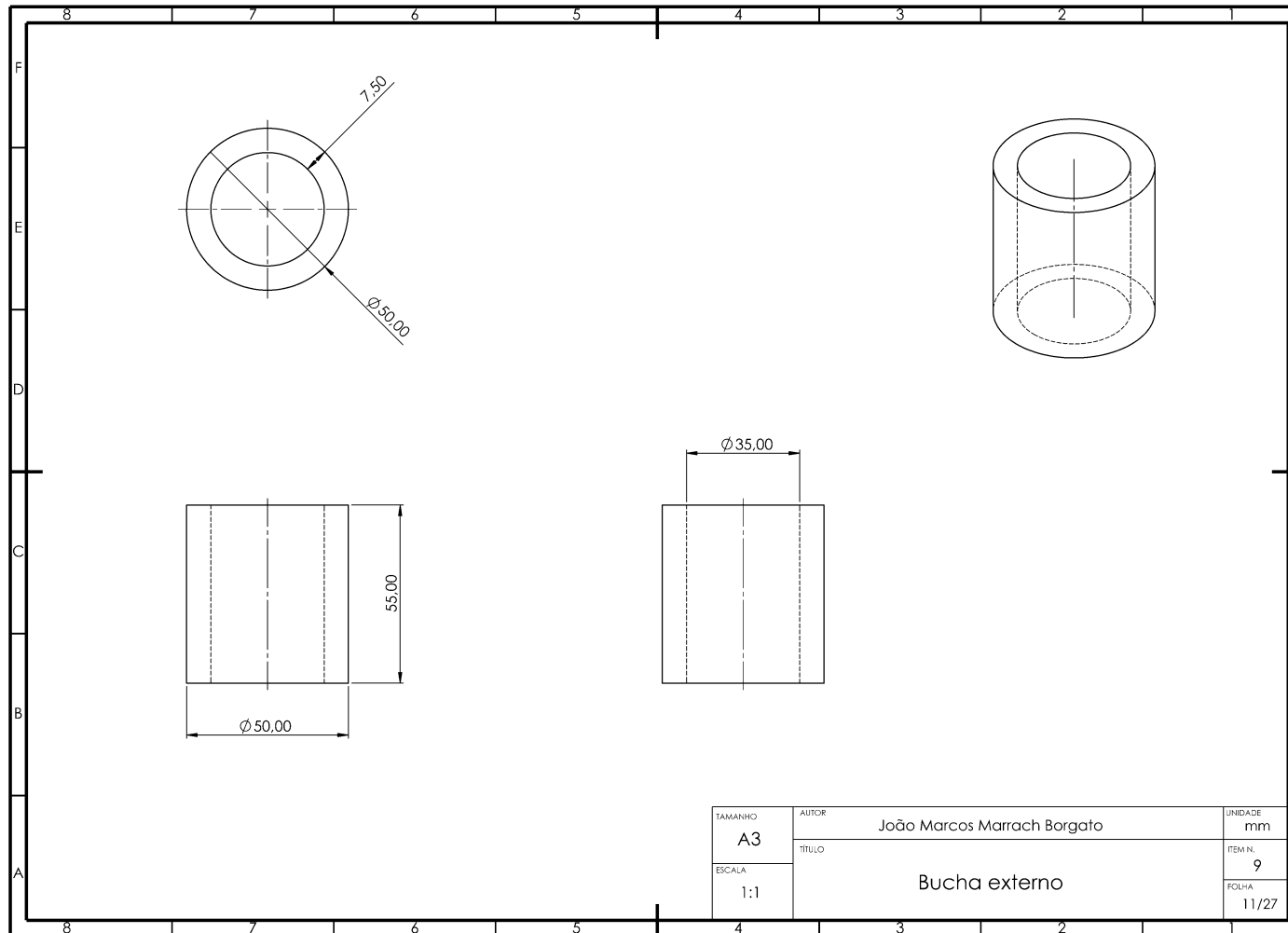


### APÊNDICE B.9 – Desenho técnico do projeto mecânico item 7: Mesa superior

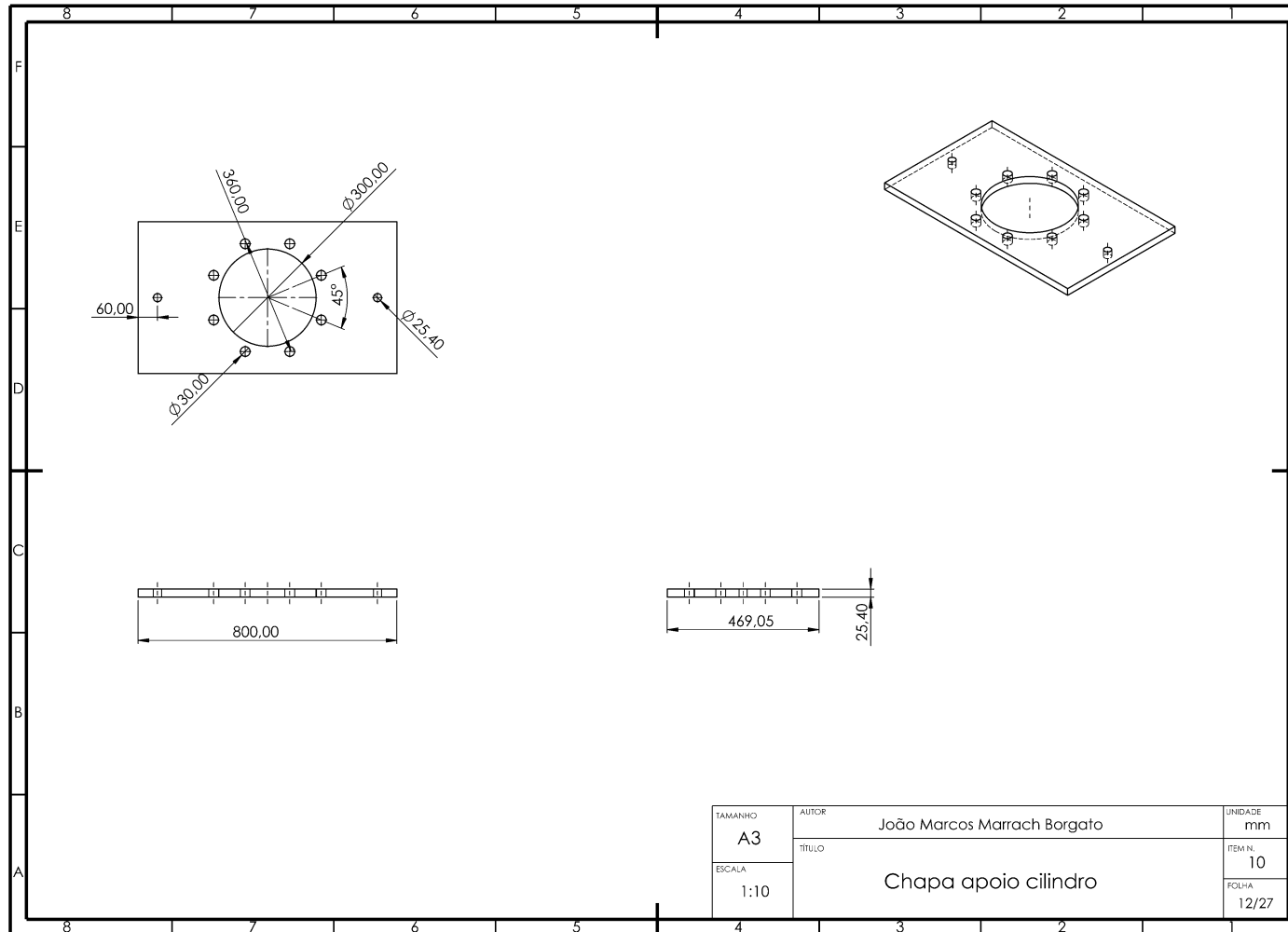


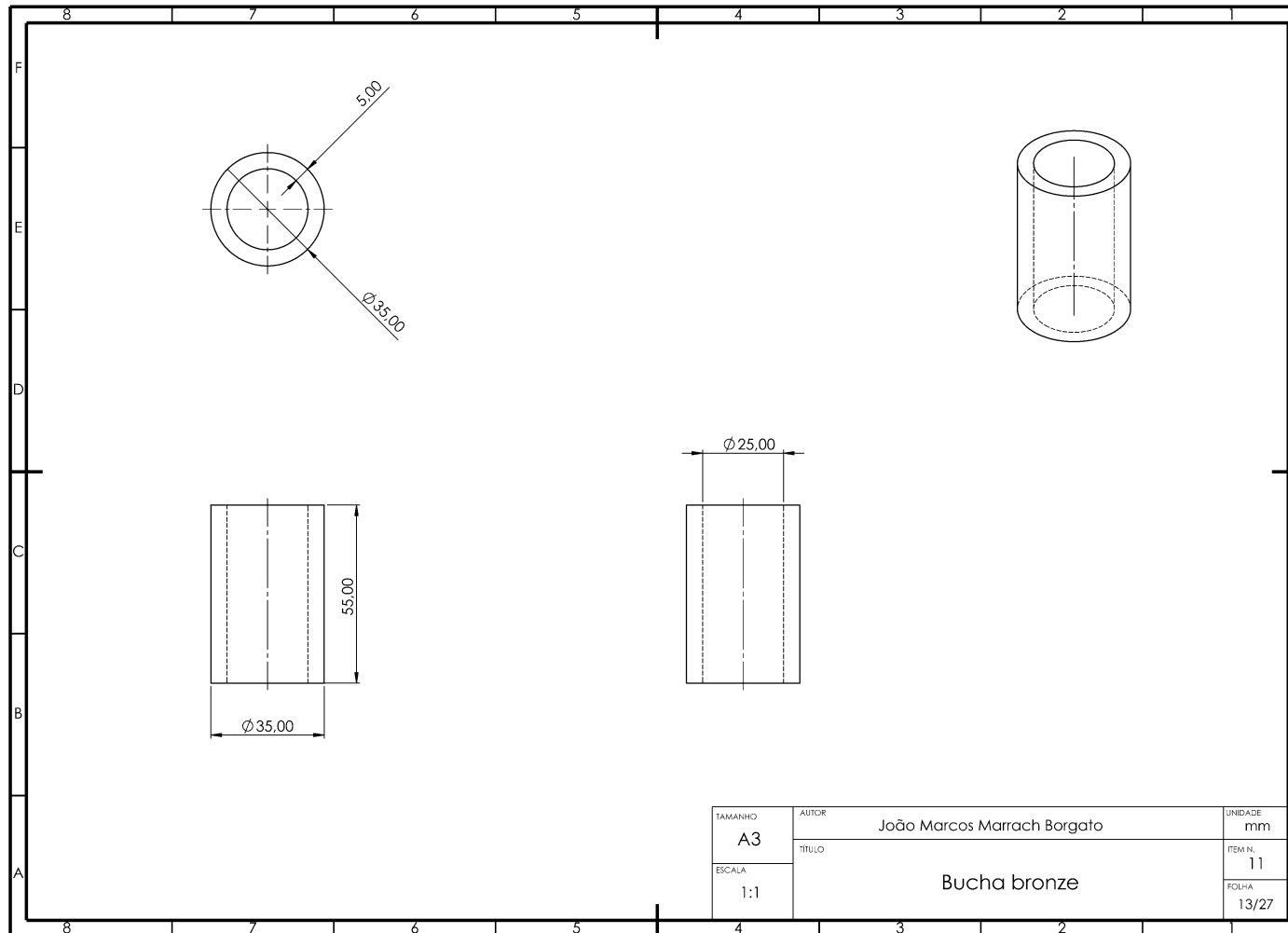
**APÊNDICE B.10 – Desenho técnico do projeto mecânico item 8: Chapa p/ mangueiras**



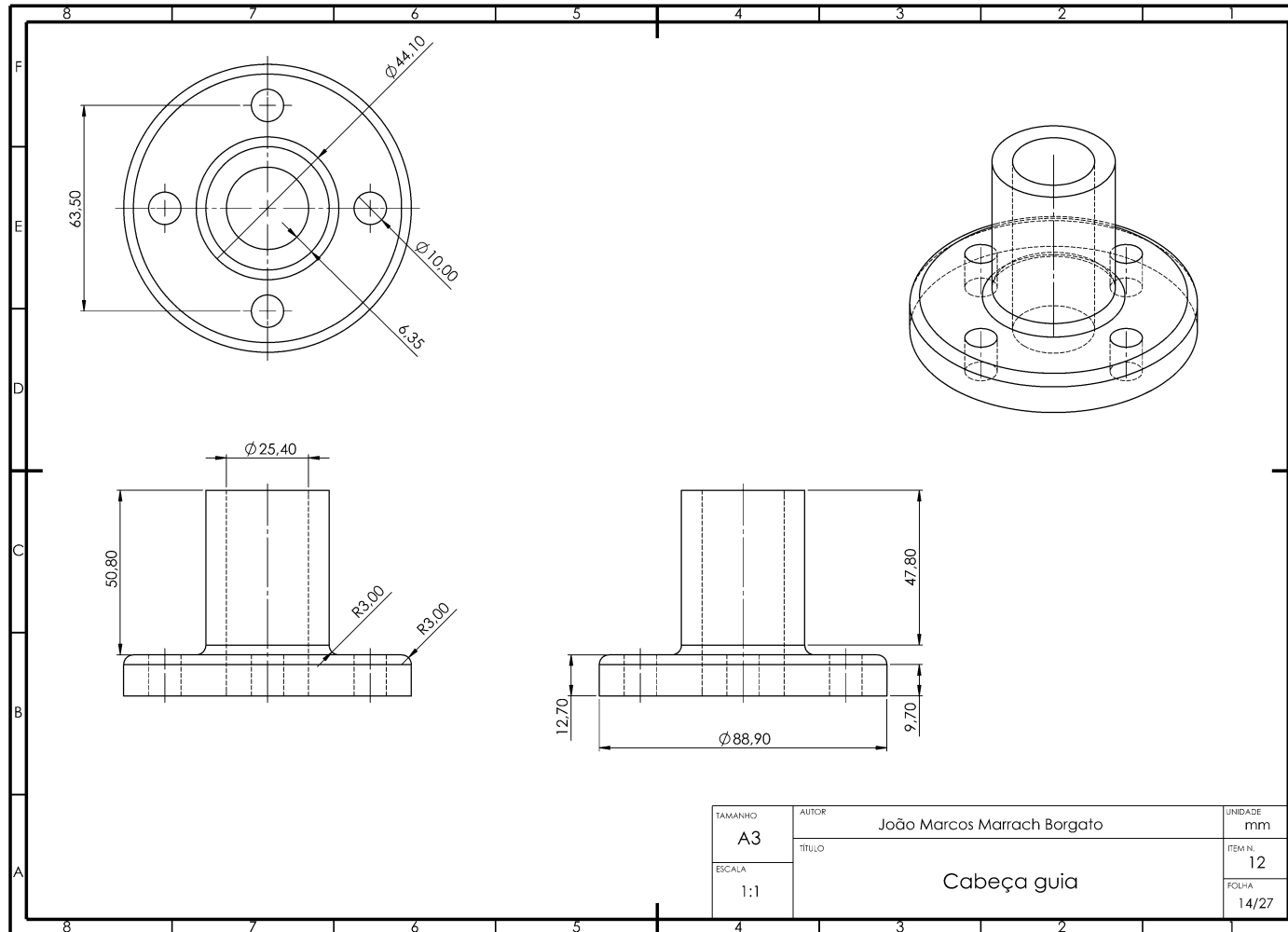
**APÊNDICE B.11 – Desenho técnico do projeto mecânico item 9: Bucha externo**

APÊNDICE B.12 – Desenho técnico do projeto mecânico item 10: Chapa apoio cilindro



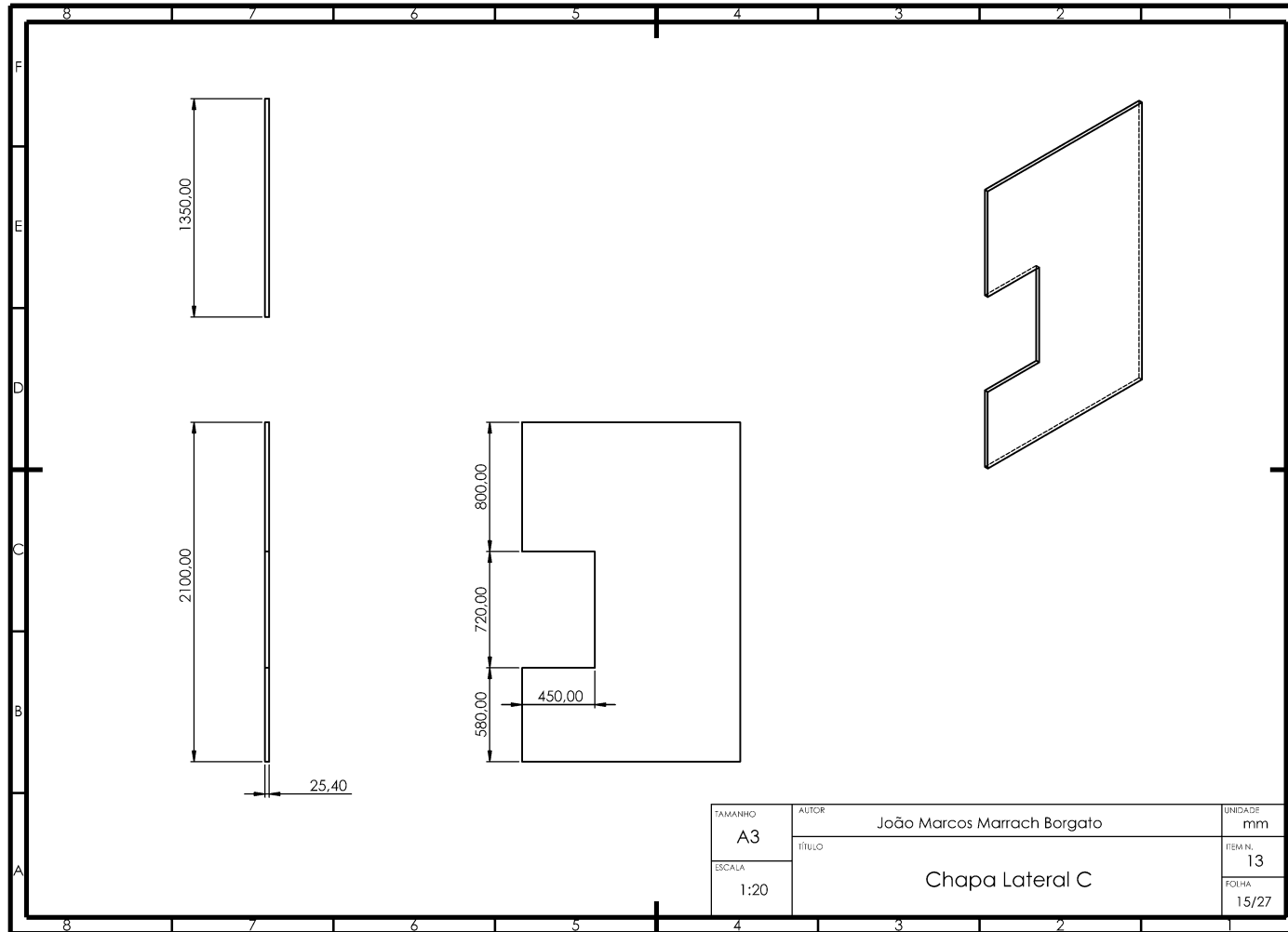
**APÊNDICE B.13 – Desenho técnico do projeto mecânico item 11: Bucha bronze**

### APÊNDICE B.14 – Desenho técnico do projeto mecânico item 12: Cabeça guia

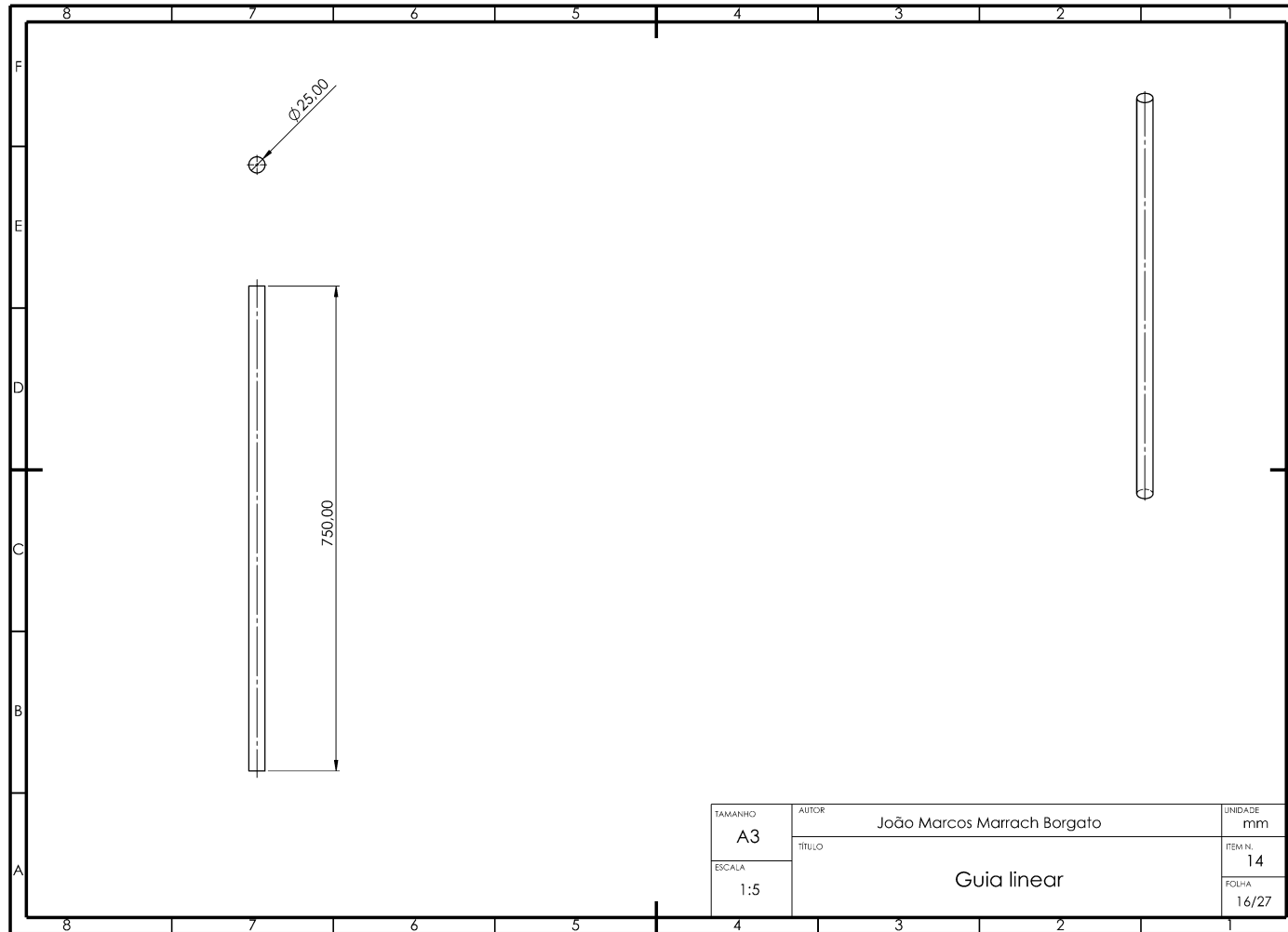


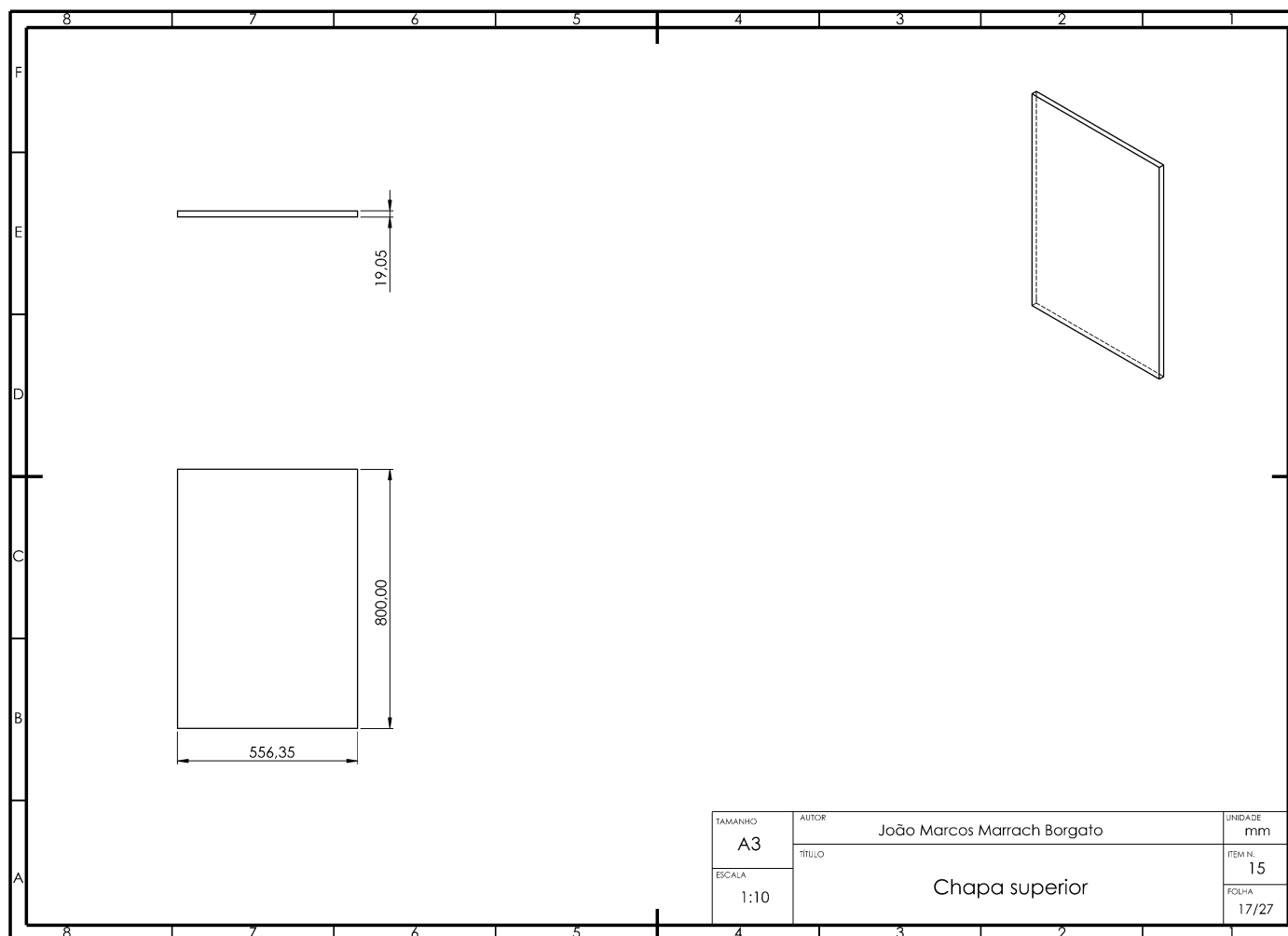


**APÊNDICE B.15 – Desenho técnico do projeto mecânico item 13: Chapa lateral C**

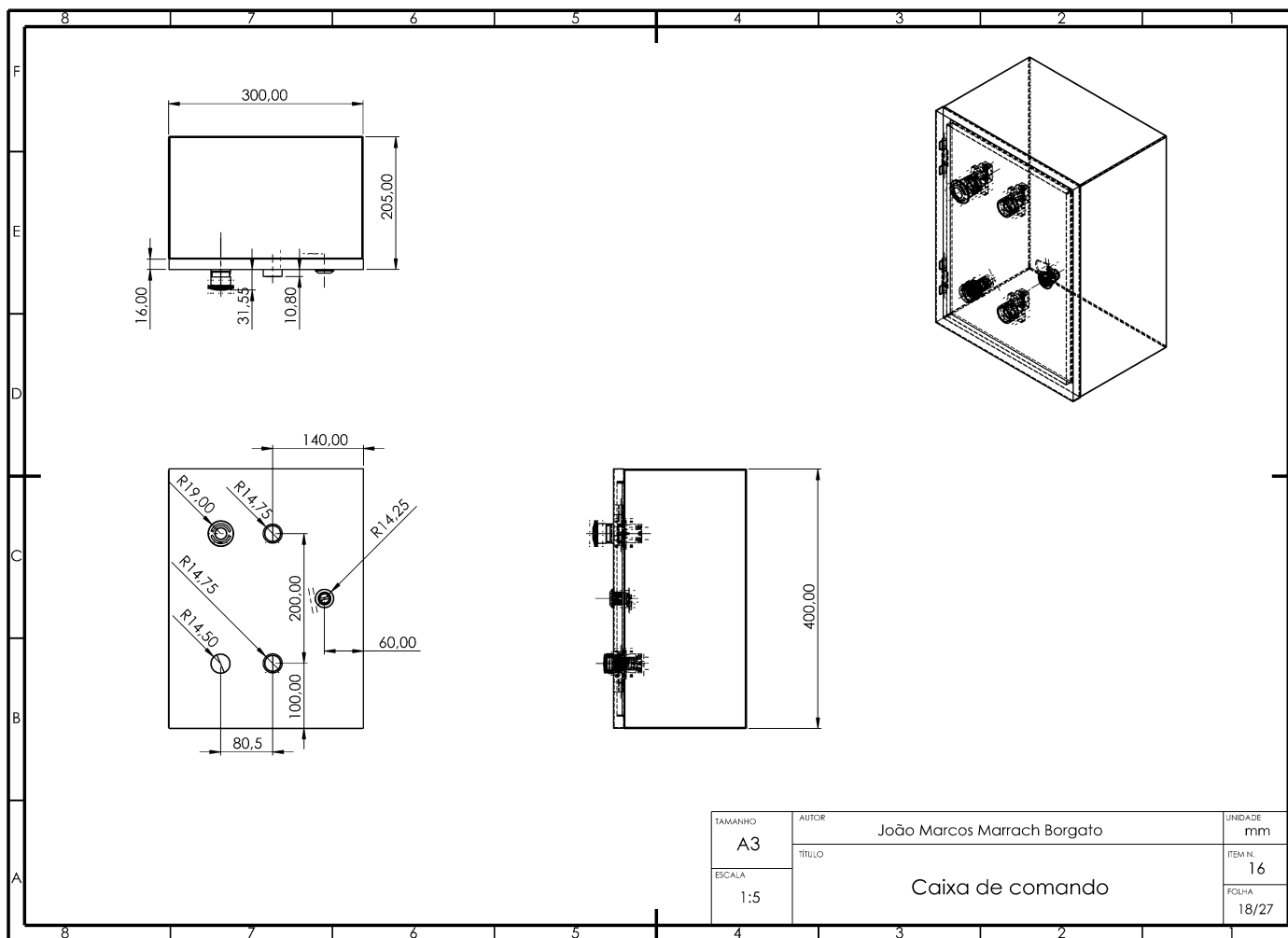


**APÊNDICE B.16 – Desenho técnico do projeto mecânico item 14: Guia linear**

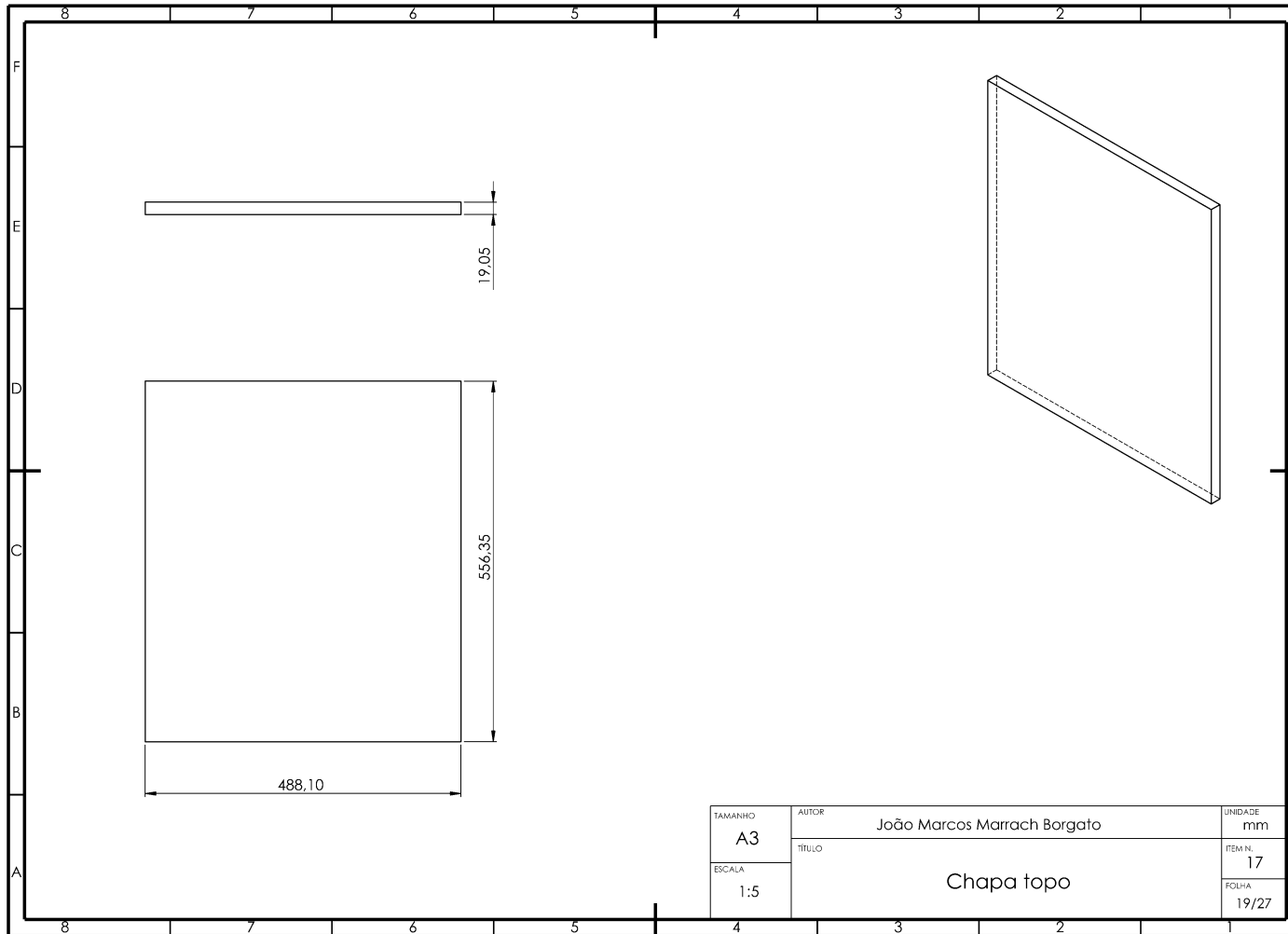


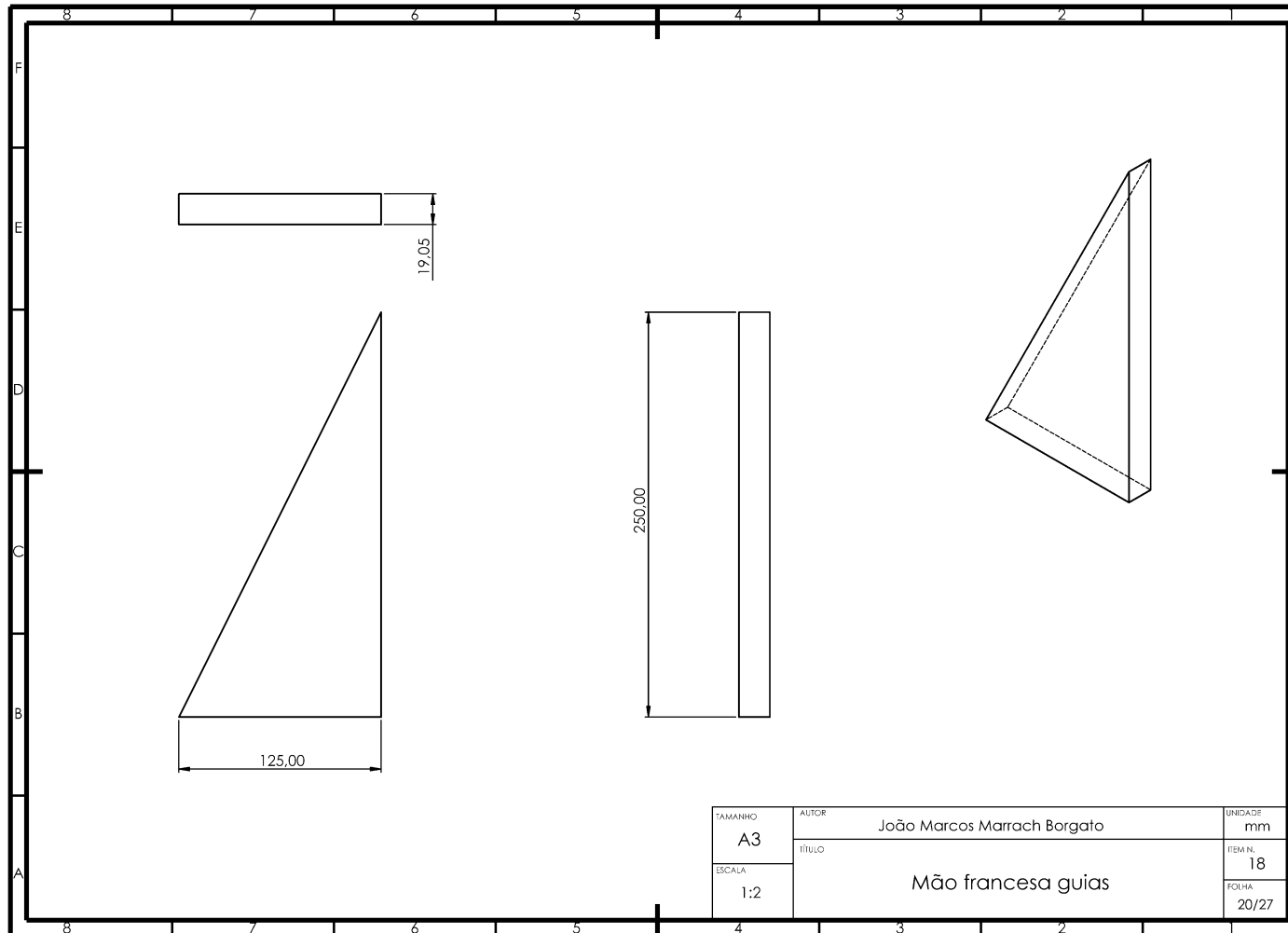
**APÊNDICE B.17 – Desenho técnico do projeto mecânico item 15: Chapa superior**

### APÊNDICE B.18 – Desenho técnico do projeto mecânico item 16: Caixa de comando

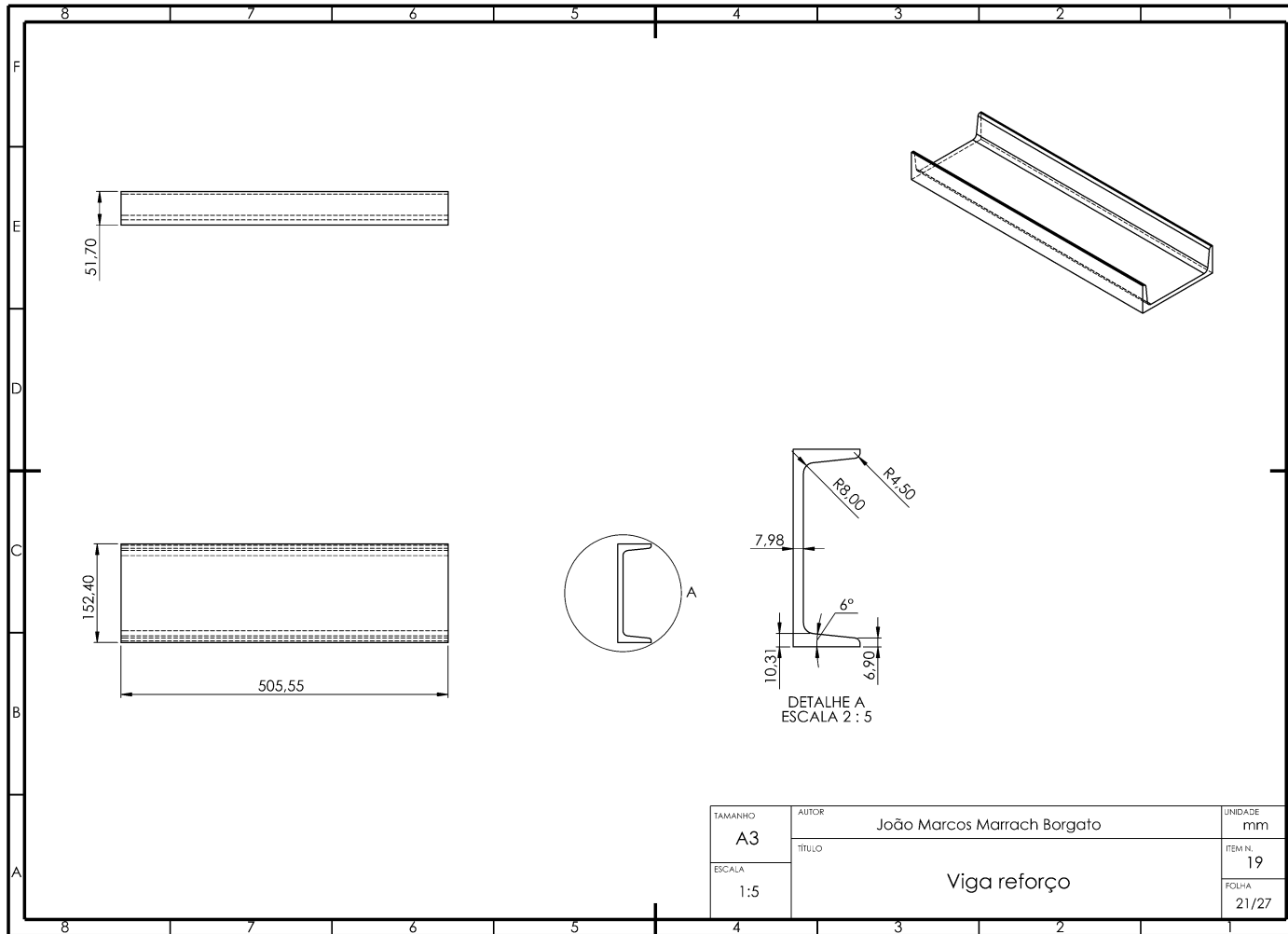


**APÊNDICE B.19 – Desenho técnico do projeto mecânico item 17: Chapa topo**

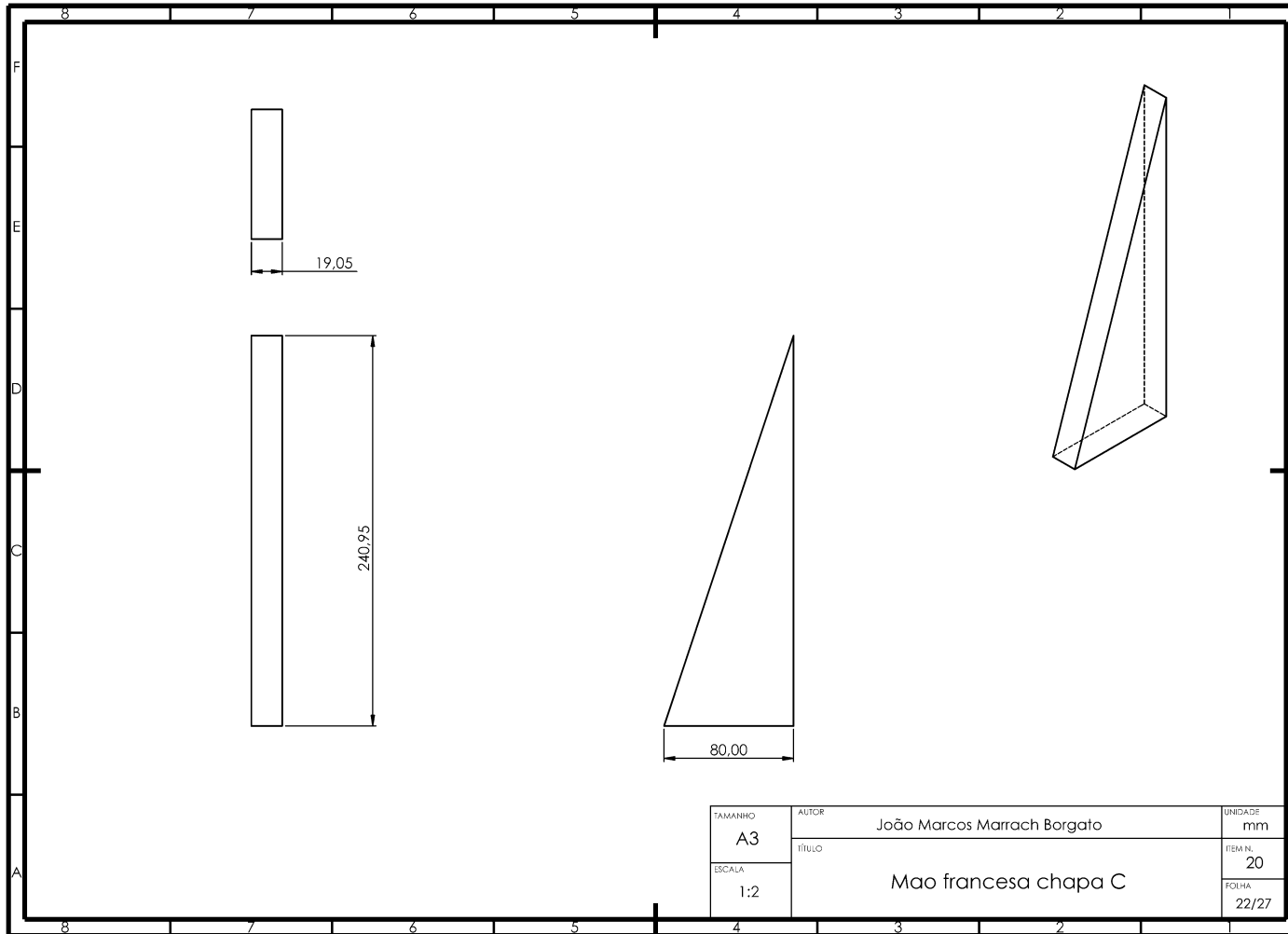


**APÊNDICE B.20 – Desenho técnico do projeto mecânico item 18: Mão francesa guias**

**APÊNDICE B.21 – Desenho técnico do projeto mecânico item 19: Viga reforço**

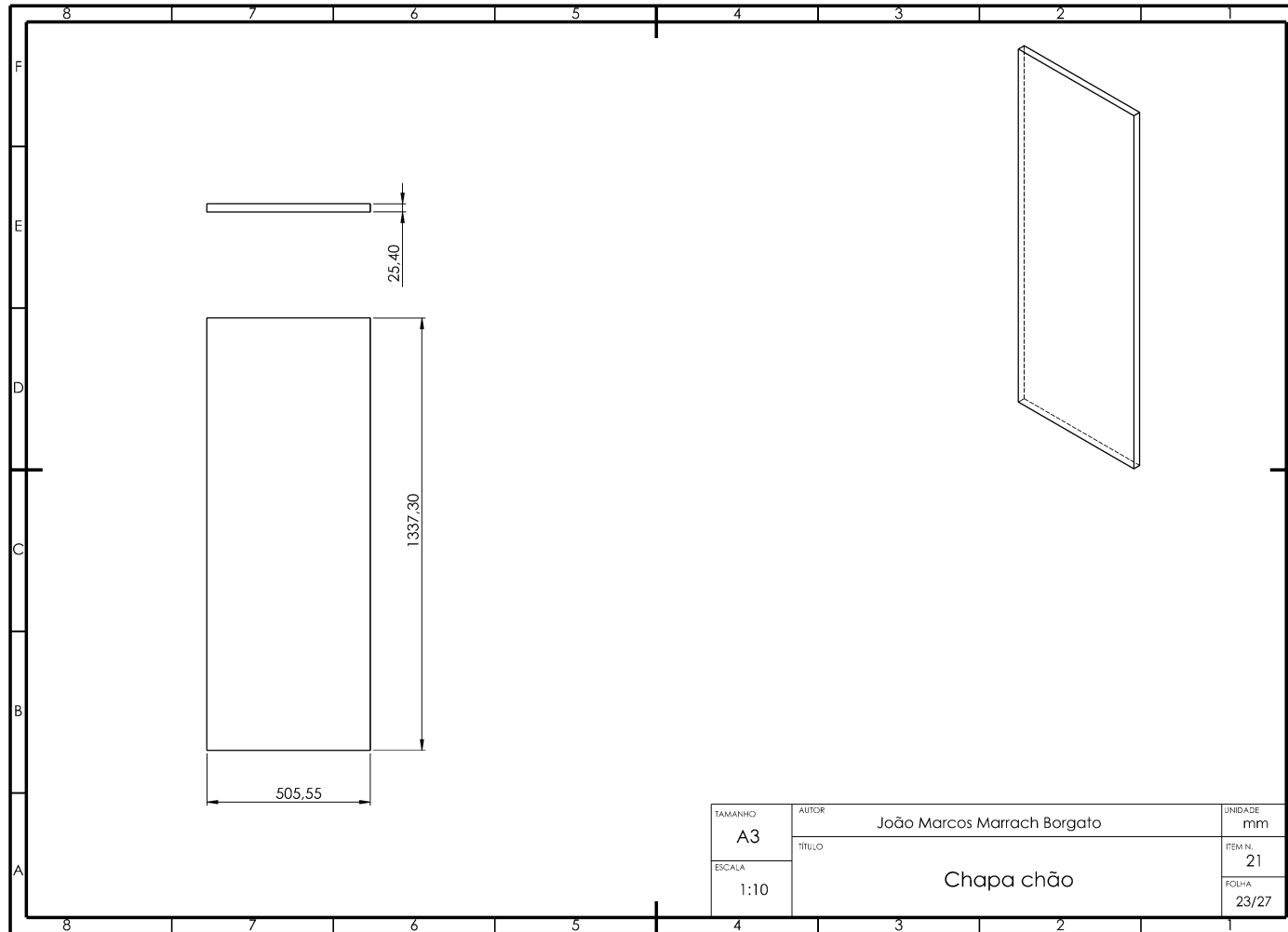


APÊNDICE B.22 – Desenho técnico do projeto mecânico item 20: Mão francesa chapa C

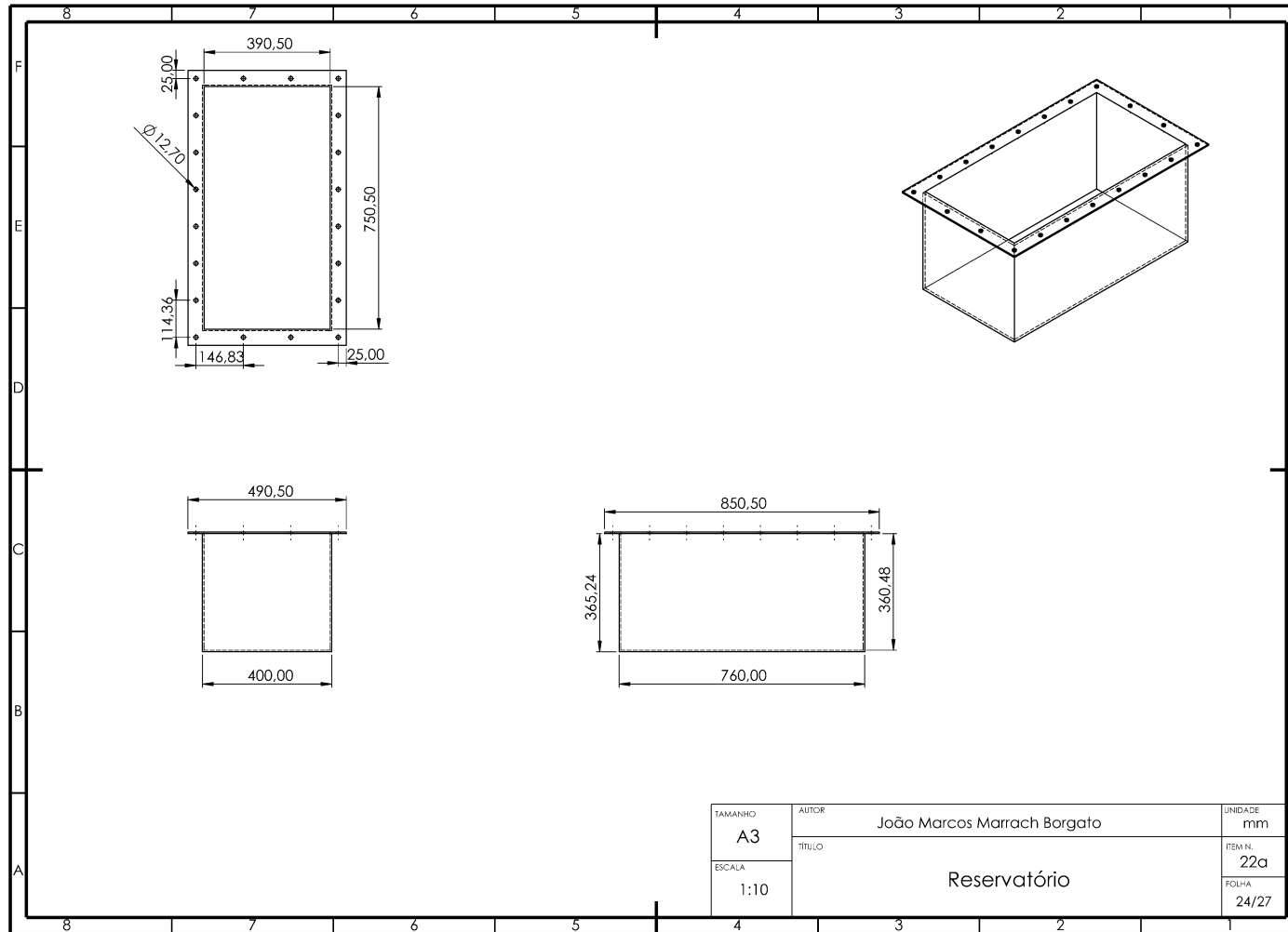




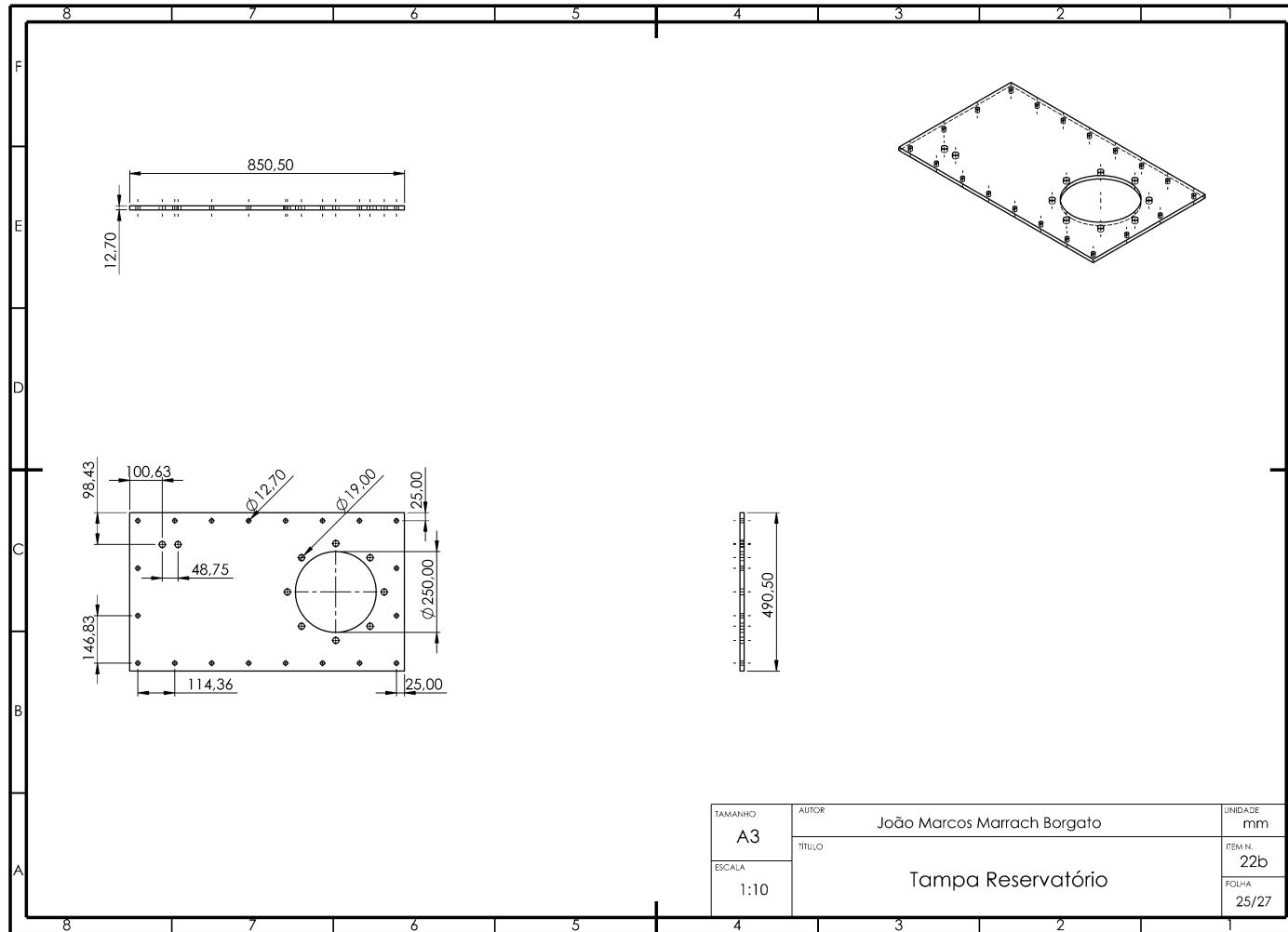
**APÊNDICE B.23 – Desenho técnico do projeto mecânico item 21: Chapa chão**



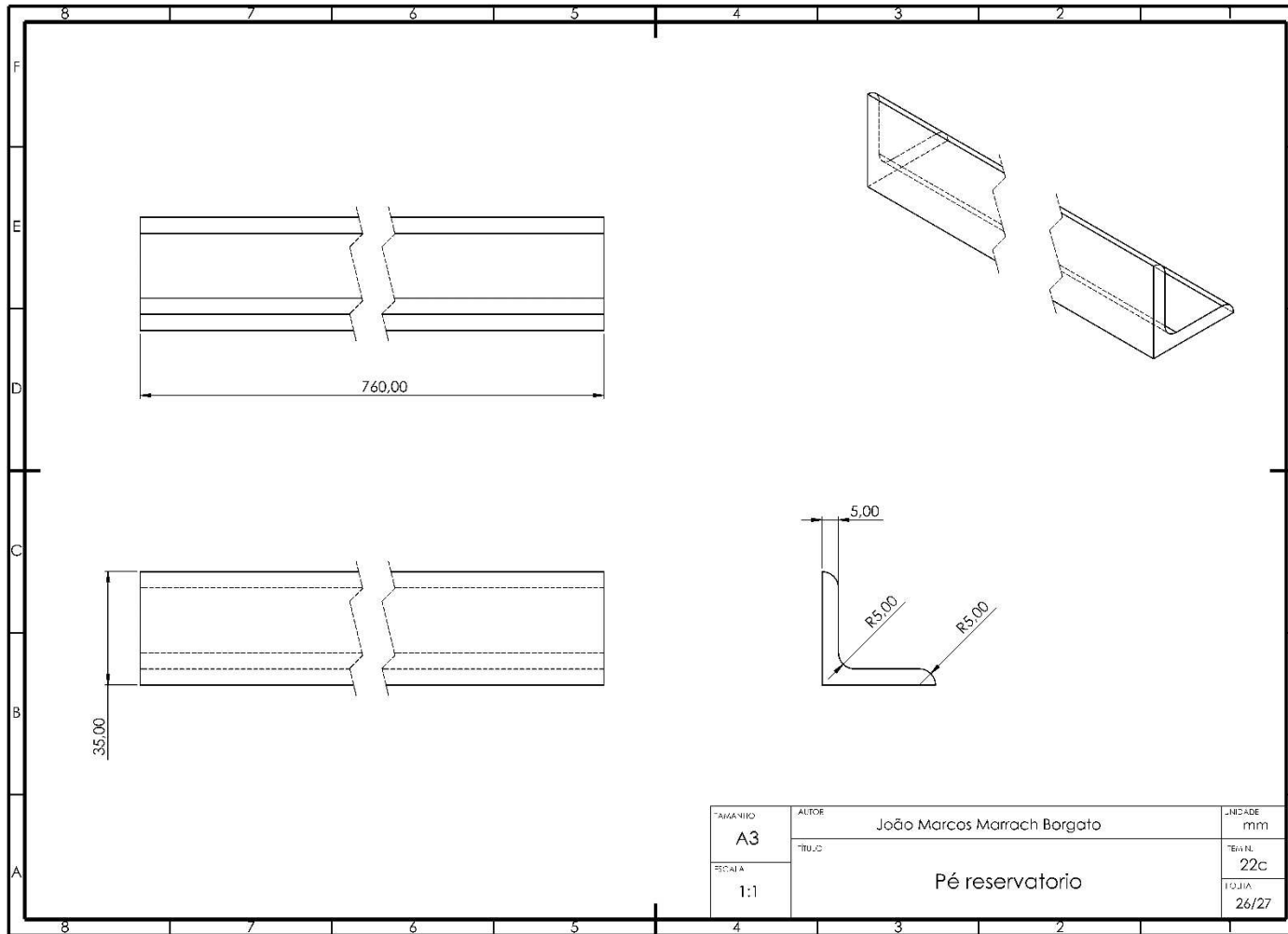
**APÊNDICE B.24 – Desenho técnico do projeto mecânico item 22a: Reservatório**



**APÊNDICE B.25 – Desenho técnico do projeto mecânico item 22b: Tapa reservatório**



**APÊNDICE B.26 – Desenho técnico do projeto mecânico item 22c: Pé reservatório**



**APÊNDICE B.27 – Desenho técnico do projeto mecânico item 23: Reforço mesa inferior**

