



Engenharia Mecânica

**PROJETO DE UMA PRENSA HIDRÁULICA:
DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DOS COMPONENTES**

Caio Vinicius de Oliveira Botto

Filipe Eduardo Neves

Rafael Franco de Camargo

Campinas

2016



Engenharia Mecânica

PROJETO DE UMA PRENSA HIDRÁULICA: DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DOS COMPONENTES

Caio Vinicius de Oliveira Botto

RA: 004201100391

Filipe Eduardo Neves

RA: 004201100083

Rafael Franco de Camargo

RA: 004201100781

Monografia apresentada à disciplina Trabalho de Graduação, do curso de Engenharia Mecânica – Automação da Universidade São Francisco, sob a orientação metodológica do Prof. William Mariano, como exigência parcial para conclusão do curso de graduação.

Prof(a). orientador(a) do Trabalho de Graduação: Francisco José da Silva Henriques

Campinas

2016

PROJETO DE UMA PRENSA HIDRÁULICA: DIMENSIONAMENTO E SELEÇÃO DOS COMPONENTES

Caio Vinícius de Oliveira Botto
Filipe Eduardo Neves
Rafael Franco de Camargo

Monografia apresentada à disciplina Trabalho de Graduação, do curso de Engenharia Mecânica – Automação da Universidade São Francisco, sob a orientação do Prof. Francisco José da Silva Henriques, como exigência parcial para conclusão do curso de graduação.

Aprovado em: ___/___/___

BANCA EXAMINADORA:

Prof Mario Antônio Monteiro (Examinador)

USF – Universidade São Francisco – Campinas – SP.

Prof William César Mariano (Examinador)

USF – Universidade São Francisco – Campinas – SP.

Prof Francisco José da Silva Henriques (Orientador)

USF – Universidade São Francisco – Campinas – SP.

“Que os vossos esforços desafiem as impossibilidades, lembrai-vos de que as grandes coisas do homem foram conquistadas do que parecia impossível.”

(Charles Chaplin)

RESUMO

O projeto proposto nesse trabalho é utilizar dos princípios de hidráulica, resistência dos materiais e elétrica para desenvolvimento correto de uma prensa hidráulica, para utilização, por exemplo, nas indústrias, tipicamente na área de fabricação ou manutenção.

O desenvolvimento desse trabalho constitui-se de: Revisão bibliográfica, baseada em literaturas adequadas sobre sistemas hidráulicos; o equacionamento e dimensionamento que compõem o projeto; a metodologia do trabalho; e por fim a análise dos resultados, onde se pode concluir que alguns componentes estruturais estão superdimensionados.

PALAVRAS-CHAVE: Hidráulica, Resistencia dos materiais, prensa.

ABSTRACT

The project proposed in this work is to use the principles of hydraulic, material resistance and electrical for the correct development of a hydraulic press, for use, for example, in industries, typically in the area of manufacturing or maintenance.

The development of this work consists of: Bibliographical review, based on adequate literature on hydraulic systems; The equation and dimensioning that make up the project; The methodology of the work; And finally the analysis of the results, where it can be concluded that some structural components are oversized.

KEYWORDS: Hydraulics, resistance of the materials, press

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Transmissão de energia hidráulica (Lei de Pascal) - Fonte: Sistemas fluidomecânicos - Unesp, 2014.....	23
Figura 2: Princípio de operação de uma prensa hidráulica - Fonte: Apostila básica de hidráulica - SENAI-SP, 2008.....	24
Figura 3: Sistema de um circuito hidráulico. Fonte: Conceitos de Hidráulica – material de apoio, USF 2014.....	24
Figura 4: Bomba de engrenagens – Fonte: ACT Sistemas Hidráulicos.....	27
Figura 5: Bomba de Palhetas – Fonte: Automapress.....	27
Figura 6: Bomba de Parafuso – Fonte: Indústria hoje.....	28
Figura 7: Características e benefícios - Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.	29
Figura 8: Cilindro de simples ação retorno por gravidade - Fonte: Apostila Sistema hidráulicos industriais, SENAI-SP	31
Figura 9: Cilindro de simples ação com retorno por mola - Fonte: Apostila Sistema hidráulicos industriais, SENAI-SP	31
Figura 10: Cilindro de dupla ação - Fonte: Apostila Sistema hidráulicos industriais, SENAI-SP.....	32
Figura 11: Cilindro de haste dupla ou haste passante - Fonte: Apostila Sistema hidráulicos industriais, SENAI-SP	32
Figura 12: Cilindro telescópico - Fonte: Manual de Hidráulica Básica.....	32
Figura 13: Número de posições - Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.	33
Figura 14: Número de Vias - Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.	34
Figura 15: Número de Vias - Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.	34
Figura 16: Válvula de alívio - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica	35
Figura 17: Símbolos das válvulas controladoras de pressão - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica.....	36
Figura 18: Circuito regenerativo, que passa a normal pela válvula de descarga - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica	36
Figura 19: Circuito com contra balanço - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica ..	37
Figura 20: Circuito sequencial - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica	37
Figura 21: (a) Válvula redutora de pressão de ação direta e (b) símbolos - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica	38
Figura 22: Tipos de válvulas: a) de agulha; b) haste com orifício crescente; c) carretel ranhurado - Fonte: Manual de Hidráulica Básica	39

Figura 23: Válvula de Vazão com compressão de pressão - Fonte: Manual de Hidráulica Básica	40
Figura 24: Simbologia Válvula retenção simples - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica.....	41
Figura 25: Simbologia Válvula retenção pilotada - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica.....	41
Figura 26: Simbologia Válvula retenção geminada - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica.....	42
Figura 27: Simbologia Válvula retenção Sucção e preenchimento - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica.....	42
Figura 28: Reservatório de óleo (detalhes construtivos) - Fonte: Automação Hidráulica, Fialho - 2003	43
Figura 29: Mangueiras Hidráulicas e Conexões- Fonte: Catálogo Alta Pressão Condensado, Parker – 2005	44
Figura 30: Conexões Hidráulicas Metálicas- Fonte: Catálogo Alta Pressão Condensado, Parker – 2005	44
Figura 31: Filtro de sucção - Fonte: Sugai comercial hidráulica	46
Figura 32: Filtro da linha de pressão - Fonte: Soluções Industriais.....	46
Figura 33: Filtro de retorno do tipo "T" - Fonte: Automação Hidráulica - Fialho, 2003.....	47
Figura 34: Manômetro industrial modelo 1008 S - Fonte: Ashcroft Instrumentos de Medição.....	48
Figura 35: Peças que formam uma prensa mecânica - Fonte: Atuadores Hidráulicos – Universidade federal do Paraná.....	50
Figura 36: Prensa industrial tipo “C” - Fonte: CEFEQ Máquinas.....	51
Figura 37: Prensa industrial tipo duas colunas - Fonte: Romaq Máquinas Industriais	51
Figura 38: Prensa industrial tipo “H”- Fonte: Romaq Máquinas Industriais	52
Figura 39: Prensa industrial tipo 4 colunas - Fonte: Romaq Máquinas Industriais	53
Figura 40: Descrição da Trinca - Fonte: Projetos de Maquinas, Norton (2004).....	55
Figura 41: Circuito hidráulico da prensa - Fonte: Autor.....	59
Figura 42: Cilindro dupla ação modelo CDT3 - Fonte: Catálogos Bosch Rexroth Cilindros hidráulicos CDT3 - RS/E/P 17 032/05.00	60
Figura 43: Bomba de engrenamento externo modelo AZPF - Fonte: Catálogo Bosch Rexroth Bombas de engrenagens AZPF RP 10 031D/03.05.....	61
Figura 44: Vista em corte da bomba de engrenagem externa modelo AZPF - Fonte: Fonte: Catálogo Bosch Rexroth Bombas de engrenagens AZPF RP 10 031D/03.05.....	62

Figura 45: Motor elétrico WEG W21 - Fonte: Catálogo eletrônico de seleção de motores elétricos WEG	63
Figura 46: Acoplamento elástico Madeflex GR (com garras) - Fonte: Mademil.....	64
Figura 47: Montagem motor e bomba acoplada (imagem direita com a flange oculta) - Fonte: Autor.....	64
Figura 48: Válvula de controle direcional modelo WE 6 - Fonte: Catálogo de válvulas direcionais com solenoide Bosch Rexroth RP 23178/04.04	65
Figura 49: Símbolo válvula direcional WEG 6 - Fonte: Catálogo de válvulas direcionais com solenoide Bosch Rexroth RP 23178/04.04	65
Figura 50: Válvula limitadora de pressão modelo ZDBD 6 - Fonte: Catálogo de válvulas direcionais ZDBD Bosch Rexroth RP 25 751D/04.05.....	66
Figura 51: Montagem do manifold com as válvulas no reservatório - Fonte: Autor...	66
Figura 52: Montagem das válvulas - Fonte: Autor	66
Figura 53: Válvula estranguladora de vazão tipo MK - Fonte: Catálogo de válvulas estranguladoras de pressão Bosch Rexroth RP 27 219/12.02.....	67
Figura 54: Símbolo da válvula estranguladora de vazão tipo MK - Fonte: Catálogo de válvulas estranguladoras de pressão Bosch Rexroth RP 27 219/12.02	67
Figura 55: Reservatório - Fonte: Autor.....	68
Figura 56: Mangueira hidráulica de média pressão Parker - Fonte: Catálogo eletrônico Parker Hannifin.....	68
Figura 57: Base inferior (mesa) - Fonte: Autor.....	70
Figura 58: Base superior - Fonte: Autor.....	71
Figura 59: Bucha de latão - Fonte: Autor	71
Figura 60: Haste guia da ferramenta - Fonte: Autor.....	72
Figura 61: Coluna - Fonte: Autor	73
Figura 62: Porca M39x4 - Fonte: Autor.....	73
Figura 63: Viga U laminada - Fonte: Karferro - Comercial de ferros	74
Figura 64: Estrutura da prensa - Fonte: Autor.....	75
Figura 65: Interface do site traceparts - Fonte: <www.tracepartsonline.net>	75
Figura 66: Resultado do estudo de tensão Von Mises para a mesa - Fonte: Autor...	77
Figura 67: Deslocamento resultante da mesa - Fonte: Autor	77
Figura 68: Resultado do estudo de tensão Von Mises para a base superior - Fonte: Autor.....	78
Figura 69: Resultado do estudo de tensão Von Mises para as colunas - Fonte: Autor	79
Figura 70: Desenho do diagrama S-N estimado - Fonte: Autor.....	82
Figura 71: Diagrama elétrico do comando bi manual - Fonte: Autor	83

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Fatores de conversão de unidades de pressão. Fonte: Conceitos de Hidráulica – material de apoio, USF – 2014.....	43
Tabela 2 - Propriedades mecânicas dos aços – Fonte: < http://www.matweb.com/ >.....	57
Tabela 3 – Lista dos materiais utilizados no comando bi manual.....	67

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AISI - Sistema americano para a classificação dos aços (American Iron and Steel Institute)

cm² - Centímetro quadrado

cm³ - Centímetro cúbico

cm³/s – Centímetro cúbico por segundo

CS – Coeficiente de Segurança

cv – Cavalo vapor

D – Diâmetro

F - Força

Fav – Força de avanço

Fret – Força de retorno

GPa – Gigapascal

Hz - Hertz

Kf – Fator de concentração de tensão

Kg/m² - Quilograma / metro quadrado

Kgf – Quilograma força

Kgf/cm² - Quilograma força por centímetro quadrado

Ksi – Libra força por polegada ao quadrado

Kt – Fator geométrico de concentração de tensão

l – Litros

l/h – Litros por hora

l/min – Litros por minuto

l/s – Litros por segundo

m - Metro

m³/h – Metros cúbico por hora

min – Minuto

Min⁻¹ (rpm) - Rotação por minuto

mm – Milímetro

MPa – Megapascal

N – Potência

n - Rotação

NR – Norma Regulamentadora
 n_{vol} – Rendimento volumétrico
P – Pressão
Pa – Pascal
q – Constante de Neuber para aços
Q – Vazão
s – Segundos
Se – Limite de fadiga corrigido
Se – Tensão de escoamento do material
Se' – Limite de fadiga não corrigido
Sm – Limite de resistência a fadiga médio
Sut – Resistência a tração do material
t – Tempo
tu – Tubulação
v – Velocidade
V – Volts
V – Volume
 σ_{eq} – Tensão equivalente de Von Mises
 σ_m - Tensão média em MPa

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	19
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
	2.1 Princípios da hidráulica	21
	2.2 Vantagens e desvantagens dos sistemas hidráulicos	25
	2.2.1 Vantagens	25
	2.2.2 Desvantagens.....	25
	2.3 Componentes hidráulicos.....	26
	2.3.1 Bombas hidráulicas	26
	2.3.1.1 Bombas de engrenagens	26
	2.3.1.2 Bombas de palhetas.....	27
	2.3.1.3 Bombas de parafusos	27
	2.3.2 Atuadores Hidráulicos.....	28
	2.3.2.1 Atuadores lineares	28
	2.3.2.1.1 Cilindros de ação simples.....	30
	2.3.2.1.2 Cilindro com retorno por mola.....	31
	2.3.2.1.3 Cilindro de dupla ação	31
	2.3.2.1.4 Cilindro de haste dupla	32
	2.3.2.1.5 Cilindro Telescópico	32
	2.3.3 Válvulas Hidráulicas	33
	2.3.3.1 Válvula Controle Direcional	33
	2.3.3.1.1 O Número de posições	33
	2.3.3.1.2 O Número de vias.....	33
	2.3.3.2 Válvulas de Pressão.....	34
	2.3.3.2.1 Válvula de Alívio	35
	2.3.3.2.2 Válvulas de Descarga.....	35
	2.3.3.2.3 Válvula de contrabalanço	36

		16
	2.3.3.2.4	Válvula de Sequencia 37
	2.3.3.2.5	Válvulas redutoras de pressão 38
	2.3.3.2.6	Válvulas supressoras de choque 38
	2.3.3.2.7	Válvulas Reguladoras de Vazão 38
	2.3.3.2.7.1	Válvula Reguladora de Pressão sem compressão de pressão 39
	2.3.3.2.7.2	Válvula Reguladora de Pressão com compressão de pressão 39
	2.3.3.2.8	Válvulas de Retenção..... 40
	2.3.3.2.8.1	Válvula de retenção simples 41
	2.3.3.2.8.2	Válvula de Retenção com Desbloqueio Hidráulico 41
	2.3.3.2.8.3	Válvula de retenção Pilotada Geminada 42
	2.3.3.2.9	Válvulas de Sucção ou Preenchimento 42
	2.3.4	Reservatórios de óleo..... 42
	2.3.5	Condutores hidráulicos 44
	2.3.6	Filtros 45
	2.3.6.1	Filtro de sucção..... 45
	2.3.6.2	Filtro da linha de pressão 46
	2.3.6.3	Filtro de retorno..... 47
	2.3.7	Manômetros 47
	2.3.8	Prensas Hidráulicas..... 49
	2.3.8.1	Prensa Hidráulica tipo “C” 50
	2.3.8.2	Prensa Hidráulica tipo 2 colunas 51
	2.3.8.3	Prensa hidráulica tipo “H” 52
	2.3.8.4	Prensa Hidráulica tipo 4 colunas 52
	2.4	Resistência dos Materiais 53
	2.4.1	Falhas estáticas..... 53
	2.4.2	Tensão equivalente de von Mises..... 54
	2.4.3	Mecanismo de falha por fadiga..... 54
3	METODOLOGIA 57	
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES 59	

		17
4.1	Escopo do projeto	59
4.2	Projeto hidráulico	59
4.2.1	Definição do atuador.....	60
4.2.2	Definição da bomba e motor.....	61
4.2.3	Definição das válvulas	64
4.2.3.1	Válvula de controle direcional.....	64
4.2.3.2	Válvula limitadora de pressão	65
4.2.3.3	Válvula limitadora de vazão.....	67
4.2.4	Definição do reservatório.....	67
4.2.5	Definição da tubulação	68
4.2.6	Definição do filtro.....	69
4.3	Projeto mecânico	69
4.3.1	Base inferior	69
4.3.2	Base superior	70
4.3.3	Bucha	71
4.3.4	Guia.....	71
4.3.5	Coluna.....	72
4.3.6	Porcas	73
4.3.7	Estrutura de prensa	74
4.3.8	Desenho dos componentes hidráulicos	75
4.3.9	Estudo dos elementos finitos	76
4.3.9.1	Análise da base inferior (mesa).....	76
4.3.9.2	Análise da base superior	77
4.3.9.3	Análise das colunas	78
4.4	Projeto elétrico do comando bimanual	82
4.4.1	Lista de materiais utilizados para o comando	84
5	CONCLUSÃO	85
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	87
7	APÊNDICES	89

ANEXOS 92

1 INTRODUÇÃO

A prensa hidráulica é uma máquina mecânica utilizada para elevar ou comprimir materiais em geral. A força é gerada através da utilização de sistemas hidráulicos para aumentar a potência a um padrão de nível mecânico. Esse equipamento é mais encontrado tipicamente em um ambiente de fabricação.

Em 1795, o inglês Joseph Bramah construiu a primeira prensa hidráulica, usando água como fluido transmissor.

Em 1850, Armstrong desenvolveu o primeiro guindaste hidráulico, e para fazê-lo, desenvolveu, também, o primeiro acumulador hidráulico.

Em 1900, nos Estados Unidos, foi construída a primeira bomba de pistões axiais, ocorrendo a substituição do fluido, de água por óleo mineral, essa troca, porém, com muita vantagem, pois o óleo tem a capacidade de auto lubrificar os componentes mecânicos do sistema, aumentando sua vida útil.

A prensa hidráulica é uma aplicação do Princípio de Pascal:

“Uma variação de pressão provocada num ponto de um fluido em equilíbrio transmite-se a todos os pontos do fluido e às paredes que o contem”.

A prensa hidráulica possui atuadores que convertem a energia hidráulica em trabalho, e por isso os atuadores são chamados de componentes de saída do sistema.

Todo projeto de uma prensa hidráulica começa pelos atuadores, pois eles definem a força exigida durante a operação e as velocidades necessárias, somente após a escolha do atuador é que serão selecionados os demais componentes que irão compor o sistema hidráulico.

Para que a prensa hidráulica funcione corretamente, é imprescindível, o dimensionamento correto de cada componente, para que não haja problema algum, como, por exemplo, o rompimento de uma mangueira hidráulica, diminuição da vida útil da bomba devido contaminação no fluido de trabalho, desgastes e travamento de válvulas ou até mesmo vazamentos internos no sistema.

O trabalho é constituído das seguintes etapas: a revisão bibliográfica referente aos sistemas hidráulicos e resistência dos materiais, a fim de possibilitar o conhecimento dos componentes hidráulicos que poderão ser utilizados.

O equacionamento para que seja composto o dimensionamento proposto.

O desenvolvimento da metodologia para o trabalho, descrevendo passo a passo a construção do projeto.

E por fim a análise dos resultados, a qual resultou a seleção de cada componente hidráulico para a construção da prensa.

Cada uma dessas etapas está dividida em capítulos que formam o trabalho em questão.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo será apresentado a parte teórica com base em bibliografias referente aos conceitos de hidráulica, prensas hidráulicas e seus componentes que serão utilizados no projeto proposto.

2.1 Princípios da hidráulica

A Hidráulica é a ciência que estuda o comportamento e as aplicações dos fluídos para transformação e condução de energia. O princípio de qualquer sistema hidráulico é a realização de um trabalho através do esforço de um fluído.

A palavra Hidráulica provém do grego “*hydra*”, que significa água, e “*aulos*”, que corresponde a cano.

Os Fluídos são substancias que escoam e não possuem forma própria, com isso assumem a forma do recipiente em que estão contidos.

A parte da física que estuda o comportamento dos fluídos sob pressão é a Hidrostática, já a Hidrodinâmica estuda os fluidos em movimento, causados por um diferencial de pressão entre dois pontos.

Para Stewart (1981), de um modo geral, vários fluidos podem ser usados em dispositivos e sistemas. Ele diz que “em um sistema hidráulico, podem ser utilizados óleo, água e outro líquido”.

Segundo Palmieri (1997), a definição de força, pode ser descrita como qualquer causa capaz de realizar trabalho. Tendo como um exemplo, um corpo qualquer no qual para ser movimentado, devemos aplicar uma força sobre ele, por exemplo, puxar ou empurrar.

Uma importante aplicação prática é o macaco hidráulico. Para um embolo de 10m² e outro de 1m², uma força equivalente a 70 kg será suficiente para levantar um veículo que pese 700 kg, no outro embolo.

$$F = P \times A$$

No óleo hidráulico, dizemos há uma determinada pressão parte do sistema hidráulico, quando ocorre a uma resistência ao fluxo de óleo que a bomba gera no sistema. A bomba não pode gerar a pressão e sim a vazão de óleo. O responsável por gerar a pressão no circuito, são as resistências que o óleo encontra durante sua trajetória.

A pressão no sistema internacional é expressa em bar, porém é comum encontrar em kg/cm², psil, bárias ou atmosferas.

Segundo Stewart, Trabalho é definido como um “*produto de força vezes deslocamento*” o, tendo sua força na mesma direção do deslocamento, podendo ser um corpo movido verticalmente em uma distância ou deslocamento.

A energia é a capacidade de algo de realizar trabalho, ou seja, gerar uma força num determinado corpo, substância ou sistema físico.

De acordo com as leis da física, a energia não pode ser criada, mas apenas transformada, sendo cada um dos tipos de energia capaz de provocar fenômenos determinados e característicos nos sistemas físicos.

Formas de energia:

- Energia Cinética: tipo de energia relacionada com o movimento dos corpos;
- Energia térmica: forma de energia relacionada com o calor e as altas temperaturas;
- Energia solar: alternativa renovável de fornecimento de energia para diversas utilidades através da captação dos raios solares;
- Energia Eólica: forma de energia alternativa e que provém dos ventos;
- Energia Química: tipo de energia que está armazenada em todas as matérias com ligações químicas, e que é libertada quando ocorre a quebra ou perturbação dessas ligações;
- Energia Nuclear: energia libertada quando ocorre uma reação nuclear.

$$\tau = F \times d$$

Somente o termo Trabalho, não tem interferência do tempo. A razão de movimento ou Velocidade é frequentemente importante.

Para a potência, se dá a “*Variação de potência com o tempo*”, com isso se o corpo for movido sem variação de velocidade, na vertical durante um determinado tempo, podemos dizer que potência seria o trabalho dividido pelo tempo.

$$Potência = \frac{Trabalho}{Tempo}$$

Para o Sistema internacional, define-se que Watt seria a unidade de potência, que equivalente a 1 Joule por segundo. Joule é a unidade no sistema internacional para energia e trabalho, que é equivalente 1 Joule = 1Newton*metro

Fialho (2003) define vazão como sendo o volume de fluido que é descarregado pela bomba por unidade de tempo é responsável pela velocidade com que a carga se movimenta. A vazão pode ser determinada a partir do escoamento de um fluido através de determinada seção transversal de um conduto livre (canal, rio ou tubulação aberta) ou de um conduto forçado (tubulação com pressão positiva ou negativa). As unidades de medida adotadas são geralmente m^3/s , m^3/h , l/h ou l/s .

Segundo Pascal “A pressão exercida em um ponto qualquer de um fluido confinado é a mesma em todas as direções e exerce forças iguais em áreas iguais”. Com esse princípio, suas conclusões ficaram conhecidas como “Lei de Pascal”, por exemplo, se aplicarmos uma força em uma área em líquido confinada o resultado será uma pressão igual em todas as direções.

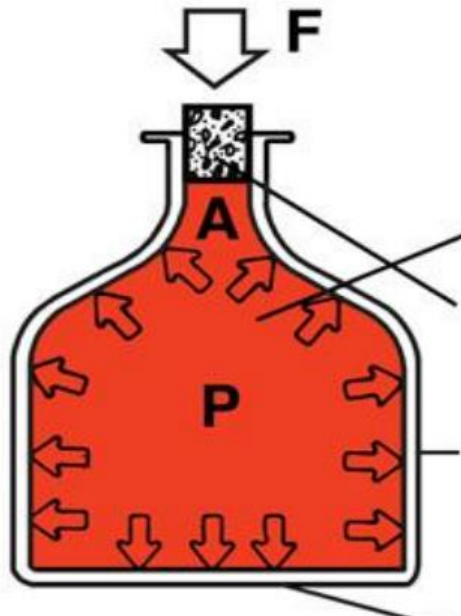


Figura 1: Transmissão de energia hidráulica (Lei de Pascal) - Fonte: Sistemas fluidomecânicos - Unesp, 2014

Bramah percebeu que se uma força moderada fosse aplicada em uma área pequena, isso gerava, proporcionalmente, uma força em uma área maior.

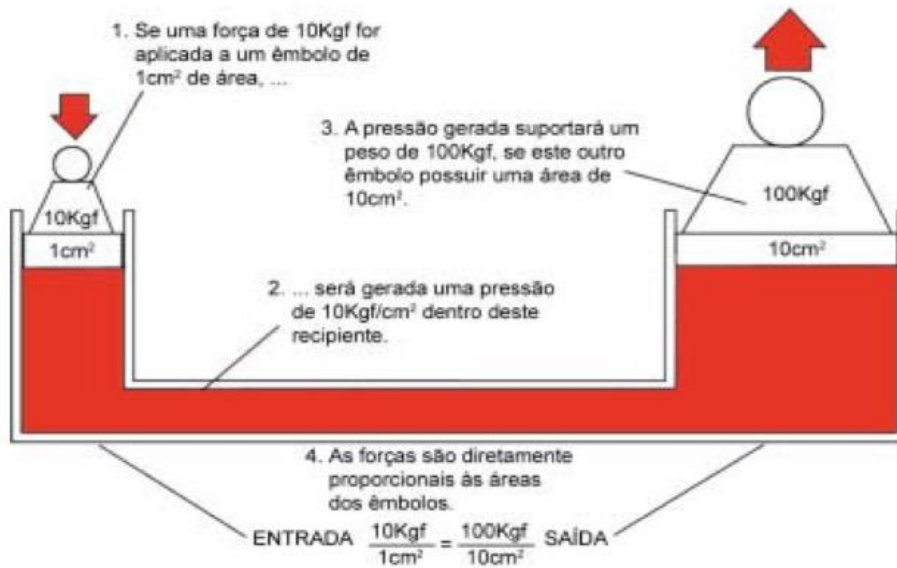


Figura 2: Princípio de operação de uma prensa hidráulica - Fonte: Apostila básica de hidráulica - SENAI-SP, 2008

Os sistemas hidráulicos podem ser divididos em três partes principais:

Sistema de geração: constituído por reservatórios, filtros, bombas, motores, acumuladores, intensificadores de pressão e outros acessórios.

Sistema de distribuição e controle: Constituído por válvulas controladoras de pressão, vazão e válvulas direcionais.

Sistema de aplicação de energia: constituído por motores, cilindros e osciladores.

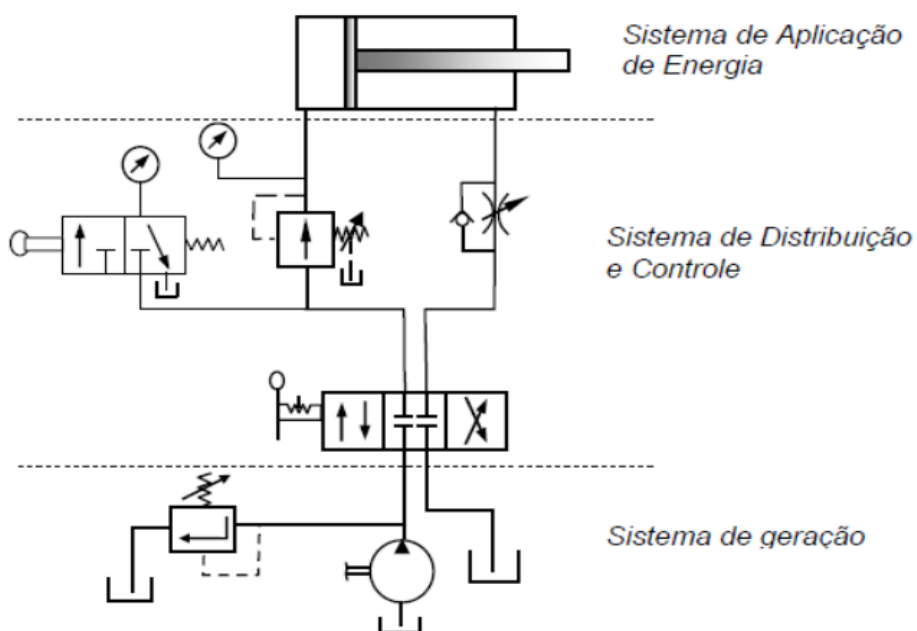


Figura 3: Sistema de um circuito hidráulico. Fonte: Conceitos de Hidráulica – material de apoio, USF 2014

2.2 Vantagens e desvantagens dos sistemas hidráulicos

A utilização dos sistemas hidráulicos normalmente é selecionada quando se necessita aplicar grandes esforços aliados a áreas de trabalho relativamente pequenas.

Assim como todos os métodos de transmissão de energia, mecânica, elétrica e pneumática, a hidráulica também tem suas vantagens e desvantagens.

2.2.1 Vantagens

- Fácil instalação dos diversos elementos, oferecendo grande flexibilidade, inclusive em espaços reduzidos. Já os sistemas mecânicos, não apresenta flexibilidade;
- Devido a baixa inércia, os sistemas hidráulicos permitem uma rápida e suave inversão de movimentos, não sendo possível nos sistemas mecânicos e nos elétricos;
- São sistemas auto lubrificados, não ocorrendo o mesmo nos mecânicos e nos elétricos;
- Permitem ajustes de variações micro métrica na velocidade. Já os mecânicos e elétricos só permitem ajustes escalonados de modo custoso e difícil;
- Relação (peso x tamanho x potência consumida) muito menor que os demais sistemas;
- Devido a ótima condutividade térmica do óleo geralmente o próprio reservatório acaba eliminando a necessidade de um trocador de calor;
- Transformação da energia, tanto em movimento linear, como rotativo;
- São sistemas de fácil proteção, os acionamentos, ao serem sobrecarregados, simplesmente param.

2.2.2 Desvantagens

- Elevado custo inicial, quando comparado aos sistemas mecânicos e elétricos.
- Transformação da energia elétrica em mecânica e mecânica em hidráulica para, posteriormente, ser transformada novamente em mecânica.
- Perdas por vazamentos internos em todos os componentes.
- Perda por atritos internos e externos.

2.3 Componentes hidráulicos

2.3.1 Bombas hidráulicas

As bombas hidráulicas são dispositivos mecânicos que movem os líquidos com o objetivo de transmitir a energia no corpo de fluido através da pressão que é encontrada pela restrição da passagem do mesmo.

A bomba é o mais importante componente do sistema hidráulico. Sua função é converter a energia mecânica em energia hidráulica, enviando um fluxo determinado de óleo do reservatório para o circuito hidráulico.

Pedrosa (2006), afirma que basicamente existem duas grandes famílias de bombas: “Bombas de deslocamento fixo, que são aquelas onde a vazão depende exclusivamente da velocidade de rotação; e Bombas de deslocamento variável, onde a vazão depende da velocidade de rotação podendo também ser influenciada por dispositivos reguladores ou variadores”.

Dos vários modelos de bombas, consideraremos alguns modelos como as principais segundo Stewart (2008).

2.3.1.1 Bombas de engrenagens

Segundo Stewart (1981), as bombas de engrenagem podem usar mecanismos de bombeamento que consiste em: engrenagens internas, engrenagens externas ou uma combinação de engrenagens internas e externas. “Uma bomba de engrenagem é uma bomba rotativa na qual as engrenagens giram para causar a ação de bombeamento. Quando a ação desengrenada das engrenagens forma um vácuo, a pressão atmosférica que atua na superfície do líquido do reservatório força o líquido a preencher os espaços entre seus dentes, o líquido então é carregado entre os dentes e o invólucro da bomba para o lado oposto desta. Quando as engrenagens se engrenam, o líquido é forçado para o tubo de descarga, essa é uma ação de deslocamento positivo”.



Figura 4: Bomba de engrenagens – Fonte: ACT Sistemas Hidráulicos

2.3.1.2 Bombas de palhetas

O mesmo autor também descreve sobre a bomba de palhetas, que também é uma bomba rotativa ou centrífuga, e também funciona dentro do princípio de aumentar o tamanho da cavidade para formar vácuo, o que permite que o fluido preencha tal espaço. A diminuição do volume faz o fluido ser forçado para fora da bomba sob pressão. As palhetas são segmentos retangulares chatos de aço temperado que se mantêm dentro de tolerâncias muito pequenas. Essas palhetas operam em um rotor que é entalhado para acomodá-las.



Figura 5: Bomba de Palhetas – Fonte: Automapress

2.3.1.3 Bombas de parafusos

As Bombas de parafuso apresentam um par de engrenagens em espiral localizadas dentro de um cilindro fechado.

Moreira (2008) ressalta que o movimento rotativo dos parafusos faz com que o óleo seja transportado pelos vãos entre os filetes das roscas, no sentido longitudinal, de pórtico de entrada para o de saída da bomba, assim observa-se a Figura 5, um modelo de bomba de parafuso.

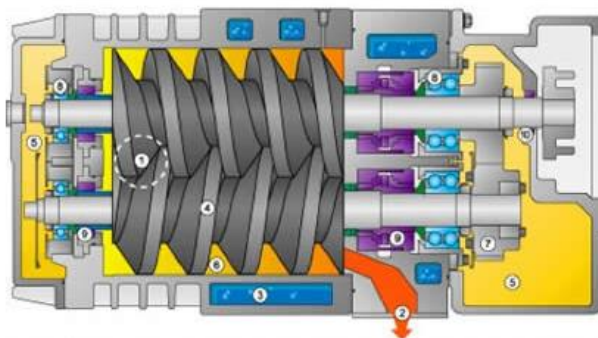


Figura 6: Bomba de Parafuso – Fonte: Industria hoje

2.3.2 Atuadores Hidráulicos

Os atuadores são responsáveis por transformar energia de trabalho em energia mecânica, sendo o principal item que devem ser considerados no projeto do equipamento, constituindo todos os pontos visíveis na qual as atividades são executadas, basicamente são dois os tipos de atuadores hidráulicos, lineares e rotativos.

2.3.2.1 Atuadores lineares

Utilizados na transformação de energia mecânica a partir da energia hidráulica, realizando movimentos lineares elevando, descansando, bloqueando e deslocando cargas.

Segundo apostila da Parker “Um cilindro consiste em uma camisa (tubo), de um pistão móvel e de uma haste ligada ao pistão. Os cabeçotes são presos ao cilindro por meio de roscas, prendedores, tirantes ou solda (a maioria dos cilindros industriais usa tirantes). Conforme a haste se move para dentro ou para fora, ela é guiada por embuchamento (conjunto removível do mancal com guarnições). O lado para o qual a haste opera é chamado de lado dianteiro ou "cabeça do cilindro". O lado oposto sem haste é o lado traseiro. Os Orifícios de entrada e saída estão localizados nos lados dianteiro e traseiro”.

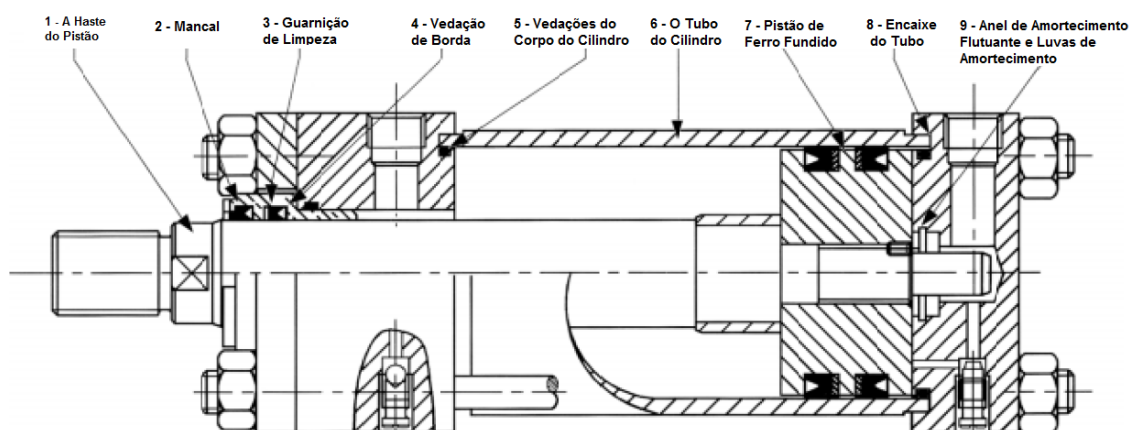


Figura 7: Características e benefícios - Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.

1 - Haste do Pistão - Uma extremidade é ligada ao dispositivo no qual o trabalho é realizado, a outra é ligada ao pistão. Utiliza-se material de boa qualidade, sendo esmerilhado e polido, devendo ter um acabamento extremamente uniforme, podendo ser cromadas ou temperadas para uma maior durabilidade ao desgaste. Comumente é utilizado aço inoxidável para resistir a corrosão.

2 - Mancal da haste do pistão - serve para abriga a vedação do pistão, e como guia para apoiar a haste do pistão. São feitos de ferro fundido ou bronze.

3 - Limpador de haste - Tem como utilidade, limpar a haste de pistão, no momento em que ela é retraída. Sendo que toda impureza, deve ser removida antes do retorno da haste para a vedação.

4 - Vedação da haste - Utilizado para vedar a haste do pistão, não deixando o fluido escapar. Existem vários modelos de vedações, feitas com anéis em V e bloqueio V entre outros. Muitos tipos de materiais são utilizados como couro, teflon e borracha sintética, tudo depende da aplicação.

5 - Gaxetas de tampas - Atuam como vedação, entre a tubo do cilindro e a tampa, usando um anel tipo "O". Formando uma vedação perfeita.

6 - Tubo do Cilindro - O material utilizado pode ser, aço inconsútil estirado a frio, latão ou alumínio, um uma tolerância muito justa e com acabamento extremamente uniforme, pois geralmente a vedação depende do acabamento do tubo. Geralmente são usados parafusos para prender as tampas.

7 - Conjunto de pistão - Sua função é atuar como um suporte, por isso deve ser ajustado hermeticamente à parede do cilindro, formando um apoio para as vedações. O material ferro fundido, com alto acabamento superficial. As vedações podem ser sintéticas, ferro fundido ou bronze, também se utiliza os anéis tipo "O" e os copos de vedação conhecido como vedação tipo divisa.

8 - Encaixe do Tubo - Saliência usinada nas extremidades do tubo, concêntrica com o diâmetro interno, permitindo um alinhamento preciso e rápido do cilindro.

9- Anel de Amortecimento Flutuante e Luvas de Amortecimento - Itens que são autocentrantes, como isso permite que as tolerâncias possam ser mais estreitas, tendo assim um amortecimento eficaz, durante o retorno, uma válvula de retenção utiliza uma esfera no final do cabeçote traseiro, permitindo que toda pressão aplicada seja distribuída por toda a área do pistão, com ganho de velocidade e potência durante a partida.

Esse tipo de atuador possui suas vantagens segundo apostila de hidráulica de Ferreira:

- Transforma movimento com bom rendimento;
- Mantem a força máxima e constante durante o curso;
- Fácil controle da força exercida pelo atuador;
- Se mantida vazão constante, sua velocidade será constante;
- Constância na velocidade durante o curso;
- Forças podem ser ambos os sentidos, tração ou compressão;
- Grande potência para acionamento com reduzidas cotas de montagem.

2.3.2.1.1 Cilindros de ação simples

Tem essa denominação, devido ter em um sentido o movimento criado pela pressão e vazão hidráulica, tendo do lado oposto o movimento sendo feito por qualquer outro agente, não sendo fluido hidráulico.

Segundo Palmieri (1997) é um cilindro com retorno com força externa. Seu avanço ou retorno depende da ação da gravidade, é mais aplicado (se comparado ao retorno por mola), pois toda força originada do fluido é aproveitada.

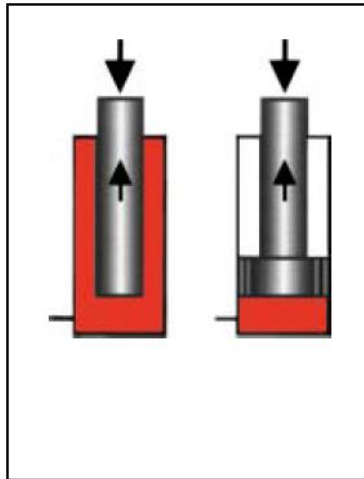


Figura 8: Cilindro de simples ação retorno por gravidade - Fonte: Apostila Sistema hidráulicos industriais, SENAI-SP

2.3.2.1.2 Cilindro com retorno por mola

Movimento que realiza o acionamento do pistão abaixo, é exercido pelo fluido hidráulico e para que ocorra seu retorno, uma mola faz a pressão para o lado oposto, sendo que um existe um respiro no lado da mola que permite seu retorno.

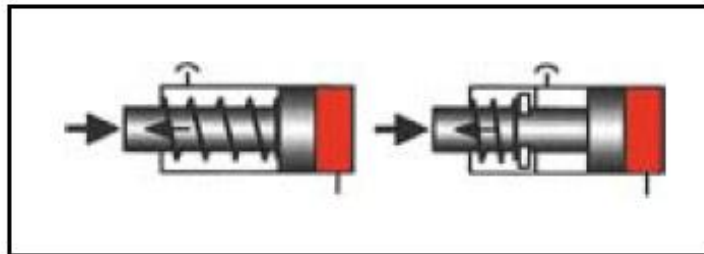


Figura 9: Cilindro de simples ação com retorno por mola - Fonte: Apostila Sistema hidráulicos industriais, SENAI-SP

2.3.2.1.3 Cilindro de dupla ação

O movimento do pistão depende da entrada de fluido a uma determinada vazão e pressão, em qualquer uma das tomadas para realizar o movimento.

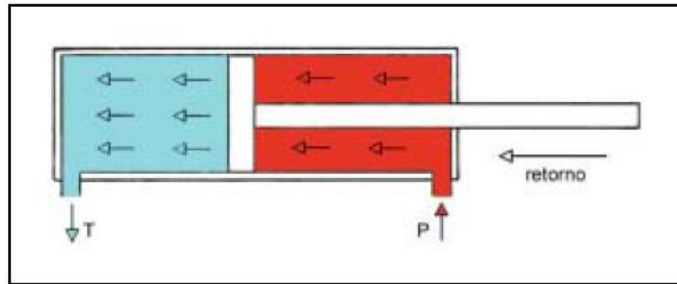


Figura 10: Cilindro de dupla ação - Fonte: Apostila Sistema hidráulicos industriais, SENAI-SP

2.3.2.1.4 Cilindro de haste dupla

Normalmente o cilindro de haste dupla, é de dupla ação, não tendo necessariamente que ser de simples efeito.

De acordo com Palmieri (1997) é comumente utilizado, quando existe a necessidade de “realizar o trabalho tanto no avanço como no retorno, ou para suprir a necessidade de ter a mesma força e velocidade para esse mesmo tipo de movimento para uma dada pressão e vazão do fluido”.

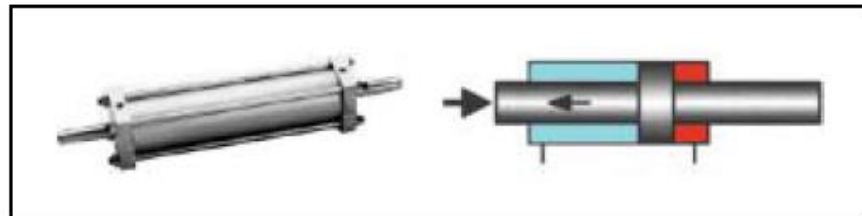


Figura 11: Cilindro de haste dupla ou haste passante - Fonte: Apostila Sistema hidráulicos industriais, SENAI-SP

2.3.2.1.5 Cilindro Telescópico

Utilizado quando existe a necessidade de um curso grande, porem ocupando o menor espaço possível quando retraído. Sua utilização pode ser vista em guindastes hidráulicos entre outros equipamentos moveis.

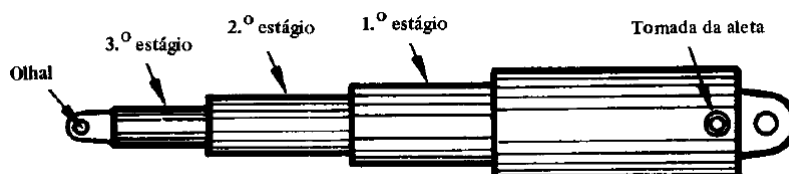


Figura 12: Cilindro telescópico - Fonte: Manual de Hidráulica Básica

2.3.3 Válvulas Hidráulicas

As Válvulas no âmbito de sistemas hidráulicos, tem como princípio realizar o controle dos sistemas em diferentes classificações como modo que são operadas e suas funções.

Quanto a operação, Ferreira descreve que podem ser diretamente operadas, uma mola suporta a carga da pressão, interferindo na abertura da válvula ou operadas por piloto, neste caso as válvulas pilotadas, contam com uma válvula auxiliar para a abertura da principal, mais utilizado com maiores vazões e maiores pressões.

Para funções são três as divisões para controle: Pressão, Direção e Vazão.

2.3.3.1 Válvula Controle Direcional

A função da válvula de controle direcional, é dirigir o fluido através das partes do sistema, realizando movimentações para que ele possa realizar o trabalho, podendo ser relacionada em válvulas 2 vias, 3 vias ou 4 vias. Podendo ser operada de forma manual, mecânica, arranjo de piloto ou eletricamente.

2.3.3.1.1 O Número de posições

O número de posições, são representados por quadrados. Sendo que a quantidade de quadrados unidos representa as manobras distintas que pode se destinar a uma válvula.

Segundo catálogo Parker, o mínimo que possui uma válvula de controle direcional são dois quadrados, possibilitando ao menos duas manobras.

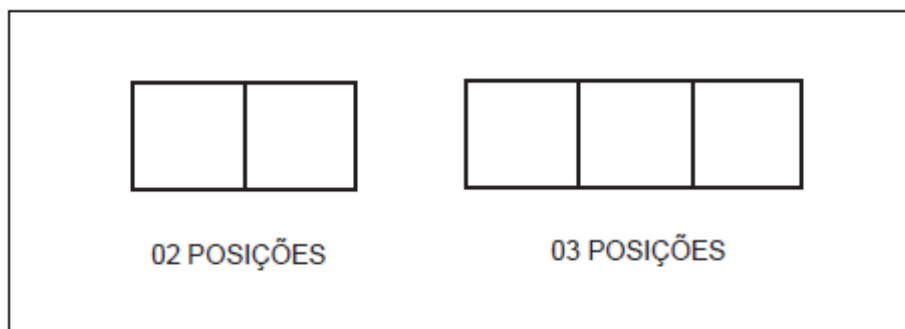


Figura 13: Número de posições - Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.

2.3.3.1.2 O Número de vias

Corresponde a quantidade de conexões que uma válvula possui. Considera-se a identificação de apenas um quadrado, e seu número de vias deve ser o correspondente em todos os quadrados.

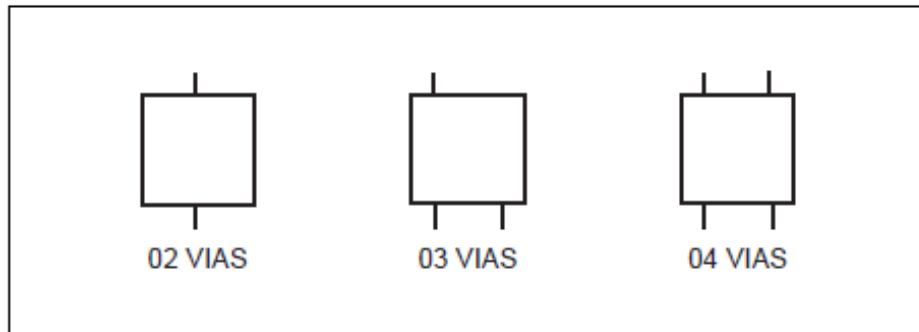


Figura 14: Número de Vias - Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.

Dentro dos quadros de representação das posições da válvula, podem ser encontrados vias de passagem, vias de bloqueio ou combinação de ambas.

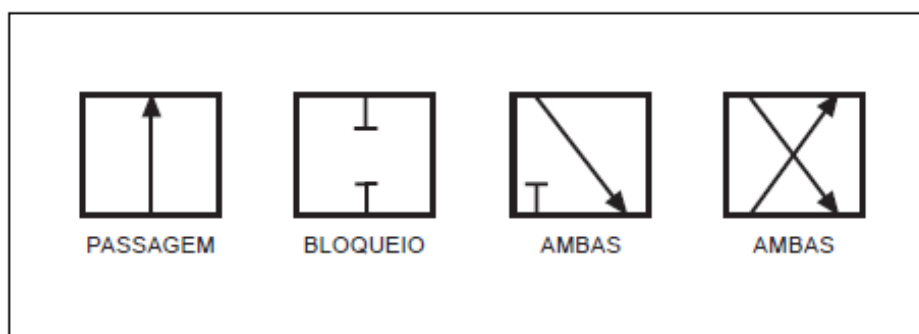


Figura 15: Número de Vias - Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.

2.3.3.2 Válvulas de Pressão

As Válvulas controladoras de pressão são construídas com a função de determinar a pressão ou limitar o sistema hidráulico, para que o equipamento que está sendo acionado possa realizar sua devida função.

Basicamente, são encontradas em cinco situações diferentes:

- Limitador para a pressão do sistema
- Determinar um nível para a pressão de trabalho
- Determinar dois diferentes níveis de pressão
- Determinar simultaneamente dois níveis de pressão distintos
- Descarregando a bomba

São classificados por tamanho, tipo de conexão e faixa de pressão de trabalho.

Seu funcionamento é baseado na resistência de uma mola contra a pressão do óleo, ou seja, a compressão da mola devido a um obturador e gera resistência ao fluxo, em m lado, no outro é um parafuso. A resistência pode ser maior quando mais pressionada óleo parafuso. As válvulas podem ser descritas conforme suas posições e configurações.

2.3.3.2.1 Válvula de Alívio

Esse tipo de Válvula tem como função, limitar a pressão em parte ou total, para não ultrapassar um nível pré-selecionado, para proteção dos equipamentos do sistema que compõem contra sobrecarga. Podendo ser ação direta ou pilotada.

Uma característica é estar logo após a bomba, e ter sua saída ligada ao tanque. A pilotada, por sua vez tem o dreno ligado na saída.

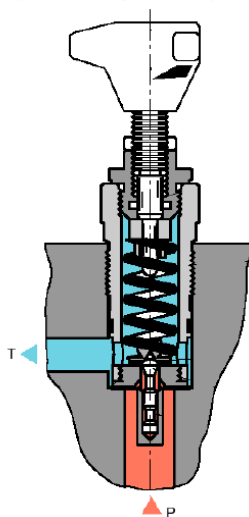
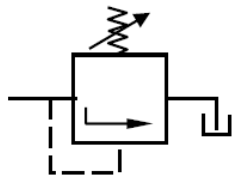


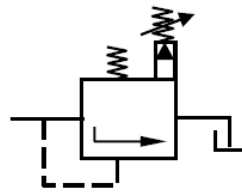
Figura 16: Válvula de alívio - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica

2.3.3.2.2 Válvulas de Descarga

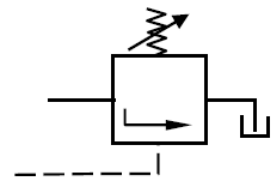
Basicamente, é uma válvula de alívio com o piloto externo, ou seja, no lugar de ter um piloto interno como no caso da de alívio, ela o possui externamente. Sendo assim, a válvula de alívio é operada pela linha de pressão, já a válvula de descarga, é operada remotamente.



Válvula de alívio ação direta



Válvula de alívio pilotada



Válvula de descarga

Figura 17: Símbolos das válvulas controladoras de pressão - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica

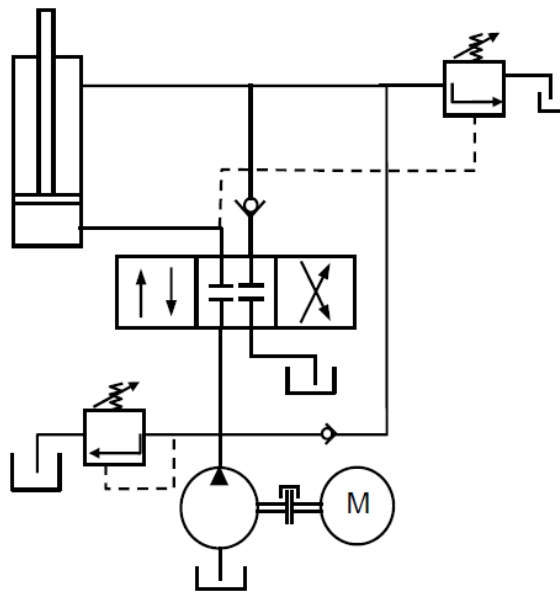


Figura 18: Circuito regenerativo, que passa a normal pela válvula de descarga - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica

2.3.3.2.3 Válvula de contrabalanço

Utilizada para que não ocorra uma descida livre pela força da gravidade, de um cilindro vertical. Tem seu funcionamento análogo a válvula de descarga, contém seu piloto externamente, e seu dreno na parte interna, pois a saída da válvula envia o fluxo para o tanque. Mas possui uma válvula de retenção, a qual deixa o fluxo do óleo livre quando pistão é elevado.

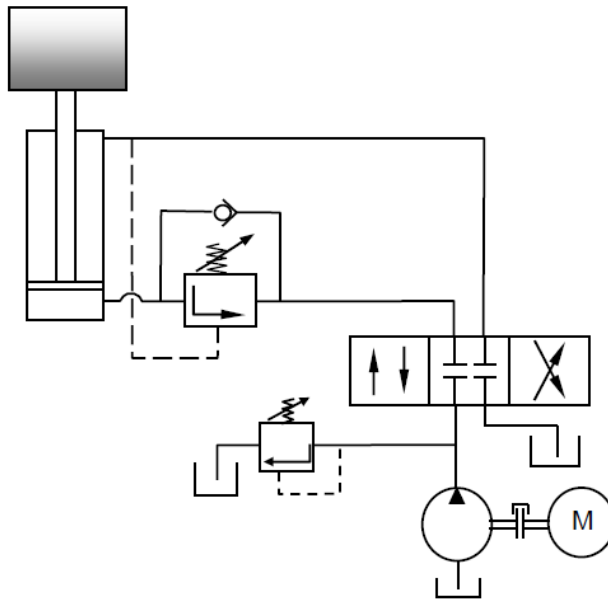


Figura 19: Circuito com contra balanço - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica

2.3.3.2.4 Válvula de Sequencia

Difere-se por dois aspectos se comparada a válvula de contrabalanço, te uma saída como linha de pressão, e conseqüentemente seu dreno deve ser externo (caso exista). O dreno causaria um calço hidráulico se ligado na saída, e a válvula não funcionaria mais.

A linha de pressão na saída é devido a um movimento que será gerado posteriormente. Ao terminar o primeiro movimento, é gerado um aumento de pressão, que abre a válvula e executa o próximo movimento.

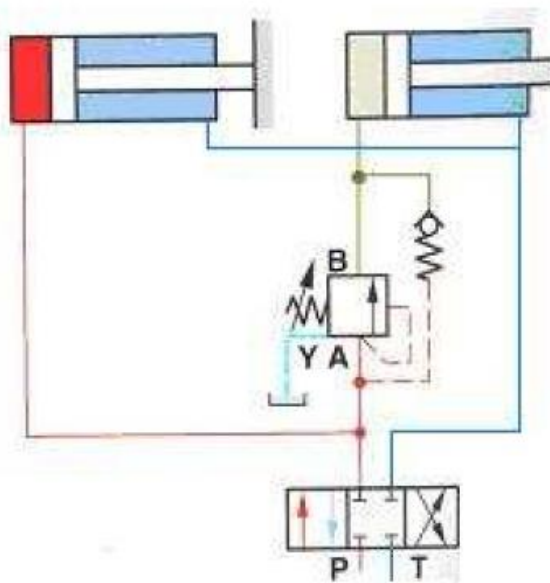


Figura 20: Circuito sequencial - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica

2.3.3.2.5 Válvulas redutoras de pressão

Válvula normalmente aberta tem como função, fechar quando atinge a pressão de regulação na saída.

A válvula redutora de ação direta, uma mola aciona o carretel que controla a pressão na saída. No momento em que a pressão for maior do que a de regulação se vence a força da mola, movimentando o carretel e fecha a mola. Possui dreno externo.

Já na válvula redutora de pressão pilotada, a regulação da pressão de fechamento é feita no estágio piloto, localizado no corpo superior. O carretel no corpo inferior tem o mesmo funcionamento que a válvula de ação direta, que está em equilíbrio, devido a um orifício no centro, e conta com a ajuda para ficar aberta de uma mola fraca.

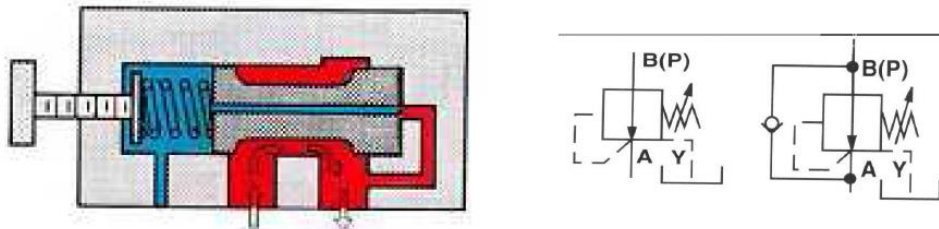


Figura 21: (a) Válvula redutora de pressão de ação direta e (b) símbolos - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica

2.3.3.2.6 Válvulas supressoras de choque

São conhecidos dois tipos de choque hidráulico, o primeiro devido à compressão e o segundo por pressão. Esse problema devendo sempre ser evitado, pois é sempre o possível responsável por uma eventual quebra do equipamento.

A origem mais comum de choque hidráulico é a elevação da pressão de forma brusca e em excessiva no circuito, junto com uma válvula de controle de pressão com uma resposta lenta.

2.3.3.2.7 Válvulas Reguladoras de Vazão

Permite uma regulação da velocidade de maneira simples do atuador, limitando a vazão do fluido, de entrada ou saída do atuador, alterando assim a velocidade de deslocamento.

Seu funcionamento ocorre de modo a deslocar o fluido através de um orifício, que pode ser variável ou fixo, sendo proporcional ao diferencial de pressão que passa pelo orifício. Proporcionalmente a vazão cresce com a raiz quadrada do diferencial de pressão.

Sendo assim, o elemento controlável que no caso é a área do orifício, quanto maior, mais fluido será deslocado pelo seu interior na mesma unidade de tempo. O tipo de fluido também interfere no fluxo, quanto menos viscosa for sua composição, maior será a vazão. A temperatura pode alterar a viscosidade, ou seja, a temperatura do fluido quando variada, pode variar a vazão.

São dois os tipos de Válvulas de vazão, podendo ser com ou sem válvula de retenção integral.

- Válvula Reguladora de Pressão sem compressão de pressão
- Válvula Reguladora de Pressão com compressão de pressão

2.3.3.2.7.1 Válvula Reguladora de Pressão sem compressão de pressão

Mais comum tipo de válvula reguladora de pressão, podemos comparar a uma torneira, é feito a regulação diminuindo ou aumentando de fluido pelo interior.

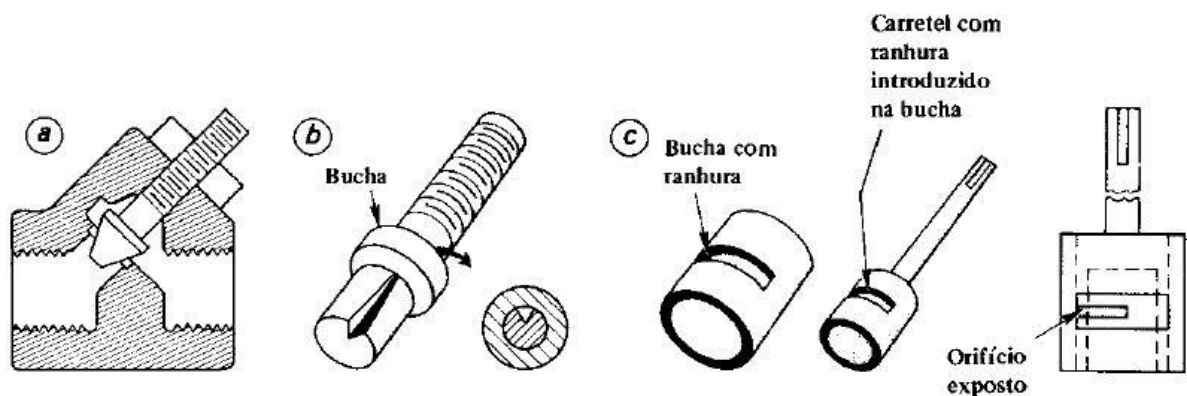


Figura 22: Tipos de válvulas: a) de agulha; b) haste com orifício crescente; c) carretel ranhurado - Fonte: Manual de Hidráulica Básica

Esse tipo de válvula pode conter um sistema de retenção integrada, comumente denominada válvula reguladora de vazão não-compensada com retenção integral.

Nota-se que com essas válvulas não se pode ter um controle muito correto da vazão, pois, qualquer mudança na pressão entre as tomadas da válvula, variação da temperatura do fluido hidráulico, pode ter uma influência no controle de vazão. Com tudo isso em vista, não é recomendada a utilização desse tipo de válvula em sistemas que tem a necessidade de um alto controle de velocidade dos atuadores.

2.3.3.2.7.2 Válvula Reguladora de Pressão com compressão de pressão

Uma variação, mesmo que pequena, no diferencial de pressão da válvula reguladora de vazão, podem causar variações na vazão. Desse modo, processos mais rigorosos, que necessitam de uma velocidade do atuador constante, devem lançar mão das válvulas reguladoras de vazão com compensação de pressão.

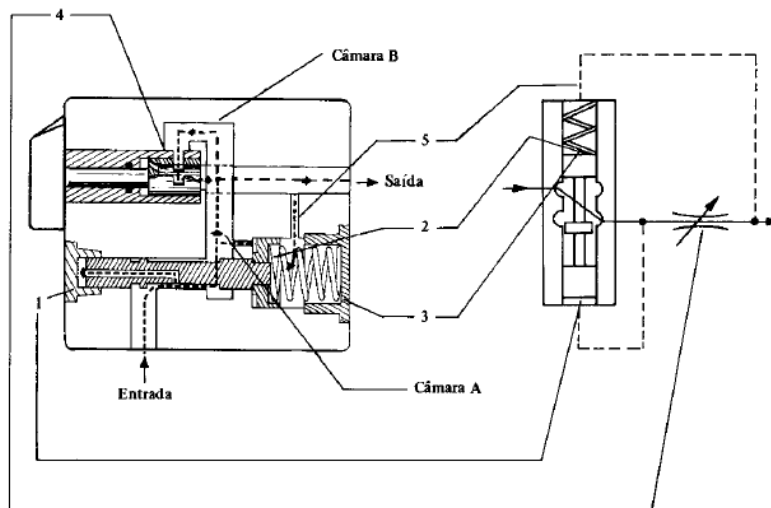


Figura 23: Válvula de Vazão com compensação de pressão - Fonte: Manual de Hidráulica Básica

O compensador de pressão tem como função, manter um diferencial de pressão constante através do orifício de controle, ou seja, manter uma pressão constante entre as câmaras de pressão A e B. As áreas 1 e 2 são as quais o fluido irá agir ao entrar na válvula, que estará aberto devido a mola 3. O fluido chega na câmara A com uma pressão P_e , ao passar pelo orifício 4 de controle de vazão irá uma pressão de saída P_s à câmara B. A pressão P_s chega através do canal 5 até a câmara da mola 3, que irá agir no sentido da mola, com isso sempre terá a pressão da mola mais a aplicada por P_s contra área 2, contra a aplicação da área P_e contra área 1. Com o P_e maior que P_s , o Spool, ocupa uma posição intermediária na válvula.

2.3.3.2.8 Válvulas de Retenção

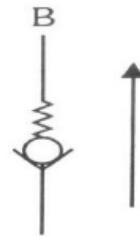
Consiste de um corpo de válvula com uma mola de pressão que prende um assento móvel, e vias de entrada e saída. O assento móvel pode ser construído com um disco, ou uma esfera, para o sistema hidráulico, normalmente é uma esfera.

O fluido consegue passar apenas por uma direção, isso ocorre quando pressão do fluido for muito alta, conseguindo superar a mola que suporta o assento, isso gera um deslocamento para trás do assento permitindo a passagem do fluxo.

2.3.3.2.8.1 Válvula de retenção simples

Modelo em linha: O fluido passa por ela em linha reta. A válvula tem seu corpo rosqueado diretamente na tubulação, formando uma sede para uma esfera ou pistão móvel, não deve ser usado em bloqueio de fluxo reverso em altas velocidades, tendo como problema resultante o choque hidráulico.

Modelo em ângulo reto: Essa unidade é mais robusta, tendo na composição de seu corpo feito de ferro fundido, um pistão de aço e uma sede temperada na qual é fundida ao corpo. O fluxo de passagem entra e sai em um ângulo reto. Podendo ser operado sistemas que necessitam uma alta velocidade e com a possibilidade de acontecer golpe de aríete.

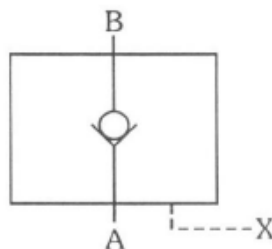


Retenção simples

Figura 24: Simbologia Válvula retenção simples - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica

2.3.3.2.8.2 Válvula de Retenção com Desbloqueio Hidráulico

Tem como características principais, um pórtico de pilotagem, que possibilita a inversão de fluxo, ou seja, quando atuado o pórtico, é possível se ter fluxo no sentido oposto (B-A). Comumente usados, em sistemas que exigem um alto nível de segurança, que tem a necessidade de manter o sistema bloqueado sob pressão, é impedindo o retorno da carga.

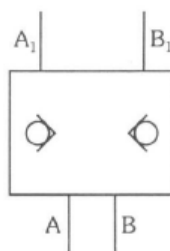


Retenção pilotada

Figura 25: Simbologia Válvula retenção pilotada - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica

2.3.3.2.8.3 Válvula de retenção Pilotada Geminada

Sua característica construtiva tem como ponto principal uma montagem que é feita em conjunto, por duas válvulas de retenção, que são operadas através de um piloto em uma única carcaça. Seu pistão de comando trabalha entre duas retenções simples.



Retenção geminada

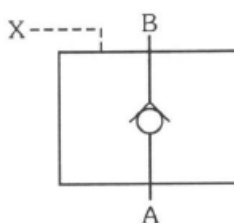
Figura 26: Simbologia Válvula retenção geminada - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica

2.3.3.2.9 Válvulas de Sucção ou Preenchimento

Válvulas de retenção com desbloqueio hidráulico. Projetadas com a intenção de reduzir a potência do sistema, para assegurar uma alta velocidade de aproximação em prensas, máquinas injetoras, etc.

Podem ser utilizadas para anticavitação, pois ela seria responsável por completar o óleo na câmara do cilindro.

Geralmente são de grande porte. Usadas quando se necessita de um preenchimento do volume em cilindros de grandes dimensões, e para fechar assim que o circuito principal de trabalho é submetido à pressão.



Sucção e preenchimento

Figura 27: Simbologia Válvula retenção Sucção e preenchimento - Fonte: Apostila de Noções de Hidráulica

2.3.4 Reservatórios de óleo

Os reservatórios de óleo são os lugares aonde o fluido é filtrado e armazenado. É também necessário que exista o reservatório para a instalação da bomba hidráulica.

Algumas dificuldades podem ser encontradas para quem está projetando um sistema hidráulico quanto ao dimensionamento do reservatório e posicionamento dos elementos e acessórios do mesmo.

A fim de solucionar uma das dificuldades, Fialho (2003) cita: “O volume do fluido armazenado no reservatório deve ser o suficiente para suprir o sistema por um período de no mínimo três minutos antes que haja o seu retorno, completando um ciclo”.

Isso quer dizer que o volume mínimo do reservatório deve ser igual a três vezes a vazão da bomba em l/min.

Para facilitar a manutenção do fluido, o reservatório é projetado de maneira em que no fundo do tanque tenha um bujão para drenagem do óleo, e tampas de fácil remoção para poder limpar o tanque. Para facilitar a verificação do nível do óleo é recomendada a utilização de visores.

A chicana possibilita que o fluido circule pelo interior do reservatório, evitando que seja succionado pela bomba logo que é descarregado no tanque pela tubulação de descarga. Assim a chicana evita a turbulência no tanque, ajuda a separar o ar do fluido e ajuda a dissipar calor pelas paredes do tanque.

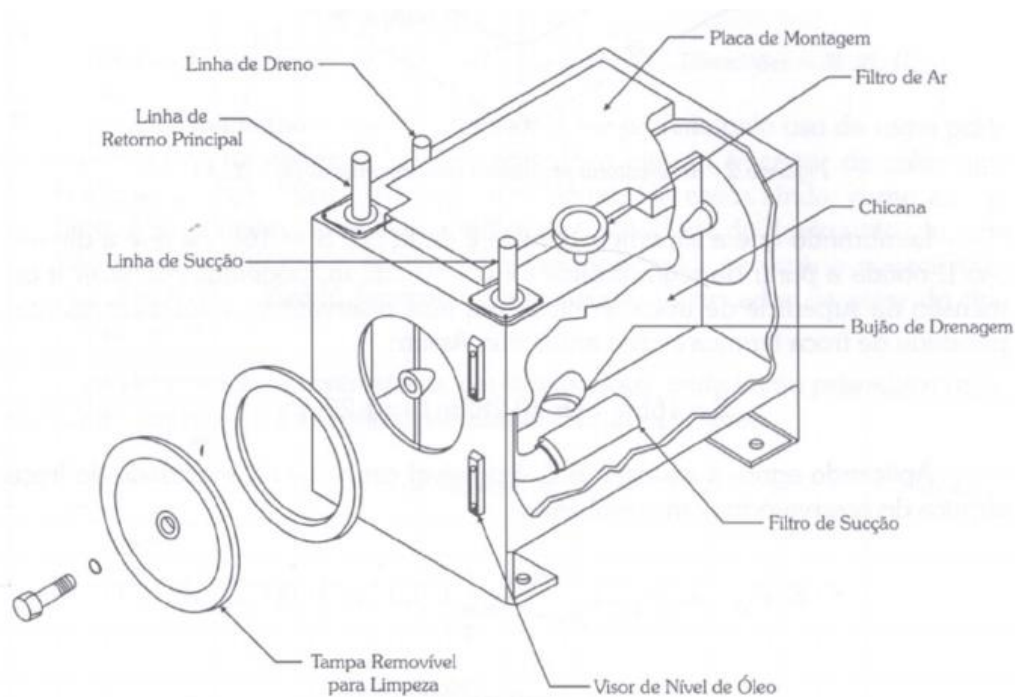


Figura 28: Reservatório de óleo (detalhes construtivos) - Fonte: Automação Hidráulica, Fialho - 2003

2.3.5 Condutores hidráulicos

Condutores hidráulicos são materiais que tem como sua função é transportar um fluido de um lugar para outro. Segundo Parker (2011), existem alguns tipos de produtos que são utilizados como condutores hidráulicos, dentre eles, os principais são: Mangueiras, tubos de aço e tubulações termoplásticas.



Figura 29: Mangueiras Hidráulicas e Conexões- Fonte: Catálogo Alta Pressão Condensado, Parker – 2005

Em conjunto, também são utilizados vários tipos de acessórios de conexão tais como: Adaptadores de conexão rápida, conexões para tubos, juntas oscilantes, válvulas entre outros. Para um perfeito funcionamento de todo o sistema do ponto de estrutural, é primordial que o condutor hidráulico seja dimensionado corretamente para a pressão de trabalho utilizada, já com o fator de segurança corrigido.



Figura 30: Conexões Hidráulicas Metálicas- Fonte: Catálogo Alta Pressão Condensado, Parker – 2005

2.3.6 Filtros

A grande maioria dos casos de mau funcionamento de componentes hidráulicos e falhas no sistema são provocadas pela contaminação dos fluidos hidráulicos. Moreira (2008) cita que: “Os filtros são componentes de vital importância nos circuitos hidráulicos, com a função de evitar boa parte da contaminação do óleo, retendo todos os contaminadores insolúveis, partículas sólidas presentes no fluido”.

De acordo com Fialho (2003), existem dois tipos de filtros: o filtro químico e o filtro mecânico.

O filtro químico, quando em contato com o óleo mineral, gera uma reação química, fazendo a separação da água e do cloreto de sódio, deixando passar apenas o óleo puro. Esse filtro é utilizado apenas quando se quer a limpeza absoluta do fluido.

Já o filtro mecânico é o mais utilizado, devido sua grande importância, pois está ligado diretamente a vida útil de todo sistema hidráulico. Para Palmieri (1997), sua aplicação é decisiva e obrigatória.

Fialho (2003) destaca que em um sistema hidráulico, o filtro pode estar localizado em três lugares diferentes: na linha de sucção, na linha de pressão ou na linha de retorno.

2.3.6.1 Filtro de sucção

Esse filtro encontra-se instalado no reservatório, abaixo do nível do fluido. Sua função é impedir que corpos sólidos de maior tamanho sejam succionados pela bomba, danificando-a totalmente.

Para Fialho (2003), esse filtro cria uma resistência hidráulica, assim determina uma perda de pressão no ponto mais delicado do circuito. Porém ele cita que: “Se houver interesse na utilização de um filtro na linha de sucção, deve prever-se que ele seja dimensionado para uma vazão relativamente maior que a da bomba (normalmente o dobro)”.



Figura 31: Filtro de sucção - Fonte: Sugai comercial hidráulica

2.3.6.2 Filtro da linha de pressão

Como o próprio nome já diz, esse filtro é montado na linha de pressão. Geralmente é utilizado quando se necessita de uma limpeza perfeita do fluido, que será introduzido em um determinado componente do sistema, a fim de prolongar a vida útil do mesmo.

Segundo Fialho (2003), “a instalação desse filtro é menos perigosa que o montado na sucção e quanto aos efeitos da perda de carga, suas malhas podem ser sumamente entupidas, conferindo assim uma elevada eficácia à sua função, devendo ser nesse caso substituído”.



Figura 32: Filtro da linha de pressão - Fonte: Soluções Industriais

2.3.6.3 Filtro de retorno

É o filtro responsável pela filtragem de todo o fluido que retorna ao tanque, geralmente apresenta a forma de um “T”. Ele é constituído basicamente de três partes: a caneca, o elemento filtrante e o corpo superior, em que se encontra a válvula protetora do elemento filtrante.

Segundo Palmieri (1997), “o fluido que entra é obrigado a passar pelo elemento filtrante, confeccionado a partir de um papel poroso especial de 10μ de abertura de poro, resultando assim a uma excelente filtragem. Quando o elemento filtrante vai ficando contaminado, a pressão vai aumentando até chegar a 1,0 bar, quando aciona a mola da válvula em *by-pass*”.

Por isso, é interessante que seja colocado antes da válvula do filtro um manômetro com leitura de 0 a 10 bar, pois saberemos que será necessário a troca do elemento filtrante quando o manômetro estiver registrando 1,0 bar.

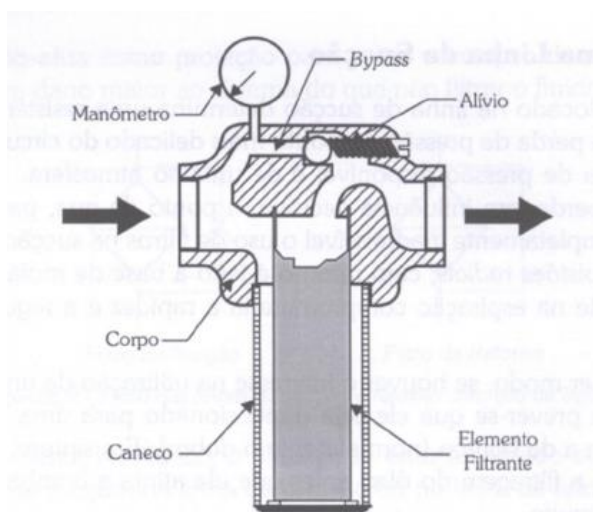


Figura 33: Filtro de retorno do tipo "T" - Fonte: Automação Hidráulica - Fialho, 2003

2.3.7 Manômetros

Os manômetros são instrumentos destinados a receber no seu interior uma determinada pressão e indicá-la, essa pressão indicada é a pressão manométrica ou relativa.

Existem tipos diferentes de manômetros, porem os mais utilizados nos sistemas hidráulicos, são os de mostrador circular e ponteiro, contendo unidades de pressão expressa em kg/cm^2 ou psi , ou até mesmo em ambas as unidades.



Figura 34: Manômetro industrial modelo 1008 S - Fonte: Ashcroft Instrumentos de Medição

Palmieri (1997) destaca, quanto a sua construção interna, dois tipos de manômetros, o bourdon e o de bourdon com glicerina.

“O funcionamento do manômetro de bourdon consiste, basicamente, na deformação sofrida por um elemento metálico denominado de “elemento de pressão” ou “elemento sensor”, quando este se submete a ação do fluido da linha em que queremos medir a pressão”.

Em linhas que ocorrem pulsações constantes na pressão, não é recomendado esse tipo de manômetro para a leitura, pois dessa maneira ocorreria um desgaste prematuro do mecanismo interno.

O manômetro de glicerina consiste basicamente ao mesmo mecanismo do manômetro de bourdon, no entanto o indicador fica mergulhado em um banho de líquido altamente viscoso.

Segundo Palmieri (1997), a glicerina absorve as pequenas vibrações transmitidas ao indicador, assegurando uma maior vida útil ao mesmo.

	Atmosfera	Pascal	Bar	milibar o hPa	mm Hg	m H ₂ O	kgf/cm ²
Atmosfera	1	$1,01325 \times 10^5$	1,01325	1013,25	760,0	10,33	1,033
Pascal	$9,869 \times 10^{-6}$	1	10^{-5}	0,01	$7,501 \times 10^{-3}$	$1,020 \times 10^{-4}$	$1,019 \times 10^{-5}$
Bar	0,9869	100000	1	1000	750,1	10,20	1,020
milibar	$9,869 \times 10^{-4}$	100	0,001	1	0,7501	$1,020 \times 10^{-2}$	10,20
mm Hg	$1,316 \times 10^{-3}$	133,3	$1,333 \times 10^{-3}$	1,333	1	$1,360 \times 10^{-2}$	13,60
m H ₂ O	$9,678 \times 10^{-2}$	9807	$9,807 \times 10^{-2}$	98,06	73,56	1	0,100
kgf/cm ²	0,968	$9,810 \times 10^4$	0,9810	981,0	735,8	10,00	1

Tabela 1: Fatores de conversão de unidades de pressão. Fonte: Conceitos de Hidráulica – material de apoio, USF – 2014

2.3.8 Prensas Hidráulicas

Prensas são equipamentos utilizados na conformação e/ou corte de materiais de diversos tendo como princípio de atuação básico o movimento do martelo (punção) e que é proveniente de um sistema hidráulico/pneumático ou de um sistema puramente mecânico, pelo qual o movimento rotativo é transformado em linear através de bielas, manivelas ou fusos. De acordo com Hibbeler (1999), o princípio de prensagem é uma aplicação direta do limite de resistência de conformação mecânica de um material, e saber esse limite é essencial para obter um resultado final assertivo.

Segundo Santos A. (2013), a prensa é uma “máquina-ferramenta” que possui uma capacidade de fornecimento de força e energia para prover uma conformação plástica à uma chapa de modo a se obter uma peça com determinadas forma e dimensão.

Elas podem ser classificadas quanto à natureza do agente motor:

- Prensas mecânicas:

Onde o movimento da corrediça é conseguido por um sistema biela-manivela

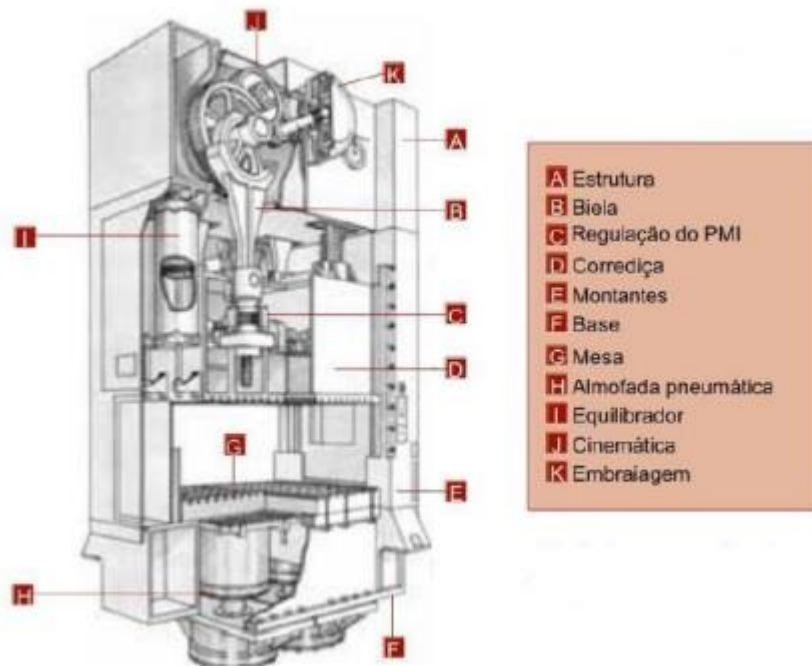


Figura 35: Peças que formam uma prensa mecânica - Fonte: Atuadores Hidráulicos – Universidade federal do Paraná

- Prensas hidráulicas:

Quem provê o acionamento do sistema é uma bomba hidráulica através de um motor que aciona os cilindros do equipamento e coordenam os movimentos de subida e descida.

2.3.8.1 Prensa Hidráulica tipo “C”

Segundo Pressform, As prensas hidráulicas tipo C são utilizadas em diversas aplicações, mas as principais são: corte, dobra, repuxo, rebarbações, furações, compactação dentro outros processos que demandem uma precisão elevada.

Seu princípio de trabalho é operar em ciclo contínuo, e uma velocidade de prensagem menor que a de aproximação. Geralmente é acionada por comando bi manual, todavia existem modelos que possuem equipamentos eletrônicos no controle do seu acionamento.



Figura 36: Prensa industrial tipo “C” - Fonte: CEFEQ Máquinas

2.3.8.2 Prensa Hidráulica tipo 2 colunas

Esse tipo de prensa usa como princípio de aplicação baseado em duas guias no martelo, sua precisão está atrelada a qualidade desse conjunto. De acordo com Pressform, a prensa de duas colunas é ideal para pequenas ferramentas, sua característica de trabalho é possuir uma velocidade de aproximação maior que a velocidade de prensagem, e usa uma válvula de preenchimento especial. Suas principais aplicações são: montagem, desmontagem, compactações, rebarbações e dobra.



Figura 37: Prensa industrial tipo duas colunas - Fonte: Romaq Máquinas Industriais

2.3.8.3 Prensa hidráulica tipo “H”

Segundo a Pressform, esse tipo de prensa possui uma vantagem em relação aos outros tipos: oferece uma vida útil da ferramenta superior em até 50 por cento maior que as outras prensas, e um nível de ruído menor. Podem ser usadas para produção de peças seriadas, conformação de chapas, perfis e rebitagens. Seu processo de operação é o ciclo contínuo além de apresentar a velocidade de aproximação maior que a de prensagem, geralmente usada por comando bi manual.

Uma outra função deste tipo de prensa é o endireitamento de chapas, barras, eixos, vergalhões e cunhagem.



Figura 38: Prensa industrial tipo “H”- Fonte: Romag Máquinas Industriais

2.3.8.4 Prensa Hidráulica tipo 4 colunas

De acordo com Romag Máquinas, seu princípio de operação idêntico ao da de duas colunas, esse tipo de prensa possui as mesmas características de trabalho. A principal diferença entre as duas, como o próprio nome diz, é devido ao martelo ser guiado por quatro colunas ao invés de apenas duas do outro modelo. Essas duas colunas extras aumentam a precisão e a confiabilidade do equipamento, que expande a faixa de trabalho com pequenas ferramentas, podendo trabalhar com ferramentas de portes médio e grande.



Figura 39: Prensa industrial tipo 4 columnas - Fonte: Romag Máquinas Industriais

2.4 Resistência dos Materiais

A análise e o projeto de uma dada estrutura implicam a determinação das tensões e deformação.

A resistência dos materiais é a parte da mecânica que estuda as relações entre cargas externas aplicadas a um corpo deformável e a intensidade das forças internas que atuam dentro do corpo.

De acordo com Hibbeler (2004) “no projeto de qualquer estrutura ou máquina é necessário primeiro usar os princípios da estática para determinar forças que atuam tanto sobre como no interior de seus vários membros”.

Como a estática desempenha um papel relevante tanto no desenvolvimento como na aplicação da resistência dos materiais, é muito importante ter uma boa compreensão de seus fundamentos.

2.4.1 Falhas estáticas

Quando um determinado corpo de prova sofre uma tensão acima do seu limite de resistência, o mesmo é rompido, ou seja, falha. Porém é necessário avaliar que tipo de tensão causou a falha. Esse rompimento pode ser causado por uma tensão excessiva de tração, compressão ou cisalhamento que ultrapassa sua resistência.

É importante levar em consideração também se o carregamento é estático ou dinâmico e se o material em questão possui algum tipo de trinca.

2.4.2 Tensão equivalente de von Mises

De acordo com Norton (2004), na grande maioria dos casos em que há presença de tensões combinadas normal e de cisalhamento em um mesmo ponto, é conveniente definir uma tensão equivalente que irá representar essa combinação de tensões. A implementação desse tipo de energia de distorção fornece um bom meio para executá-lo em materiais dúcteis.

A Tensão equivalente de Von Mises, conforme Norton cita pode ser definida como: “A tensão de tração uniaxial que criaria a mesma energia de distorção que é criada pela combinação atual das tensões aplicadas”.

Através desse processo é possível tratar um caso no qual a tensão multiaxial combinada a tensões de cisalhamento como se fossem devidos a um carregamento de tração pura.

A tensão equivalente de Von Mises para um caso que possua um carregamento tridimensional pode ser obtida através da seguinte fórmula:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - \sigma_1\sigma_2 - \sigma_2\sigma_3 - \sigma_1\sigma_3}$$

Já para o caso em que o carregamento ocorre somente em duas dimensões, temos:

$$\sigma_e = \sqrt{(\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2)}$$

A ausência de algum cálculo ou o mesmo feito de forma indevida poderá desencadear uma série de problemas no material, podendo ser eles imediatos (rompimento) ou em uma falha que se fará presente em médio/longo prazo (fadiga).

2.4.3 Mecanismo de falha por fadiga

A grande maioria das falhas que ocorrem por fadiga tem início com uma trinca de tamanho reduzido, podendo estar intrínseca no material desde sua manufatura ou até mesmo se desenvolver com o passar do tempo devido às deformações cíclicas ao redor da área de concentração de tensões. As trincas de fadiga na sua maioridade se iniciam em um entalhe ou em outro elemento de concentração de tensões.

Falando especificamente do material, existem três estágios na falha por fadiga:

- Início da trinca
- Propagação da trinca
- Ruptura repentina devido ao crescimento da trinca



Figura 40: Descrição da Trinca - Fonte: Projetos de Maquinas, Norton (2004)

De acordo com Norton (2004) o primeiro estágio de trinca geralmente acontece com materiais manufaturados que, mesmo não apresentando nenhum tipo de defeito superficial, possui partículas, inclusões, etc., é algo corriqueiro de se encontrar em um material de engenharia. Quando olhados ao microscópio esses metais não possui homogeneidade. Se esse tipo de material possuir qualquer região com concentração de tensões (entalhes) e com a presença de tensões oscilantes nessa região de entalhe, pode desencadear um escoamento local devido a concentração de tensões existente.

Conforme esse tipo de trinca é mais severo, desenvolve-se uma zona plástica na ponta da trinca, e quanto mais as tensões aumentam e variam ao redor dela, suas dimensões vão crescendo gradativamente. A taxa de crescimento ou propagação da trinca é muito pequena, da ordem de 10^{-8} até 10^{-4} polegadas por ciclo, porém após uma quantidade significativamente grande de ciclos aplicados no material, se torna significativa.

A corrosão é outro fator importante que propaga uma trinca através de um material. Caso a peça possuir qualquer trinca e estiver em um meio corrosivo, a trinca por sua vez irá crescer devido as tensões estáticas.

Por fim, a trinca continuará crescendo enquanto as tensões e/ou fatores de corrosão de severidade suficientes estiverem presentes. Em um certo momento, o tamanho da trinca torna-se suficientemente grande para aumentar o fator de intensidade de tensão na

extremidade da trinca, quando repentinamente e de maneira quase instantânea, o material falha

3 METODOLOGIA

De acordo com Turrioni e Mello (2012), a natureza da pesquisa pode ser classificada como básica ou aplicada. É chamada de pesquisa básica aquela em que há procura pela ampliação de conhecimentos teóricos, sem a preocupação de utilizá-los na prática. Já a pesquisa aplicada é aquela onde há interesse prático, ou seja, que os resultados sejam utilizados para a solução de problemas reais.

Outro tipo de classificação para as pesquisas, ainda segundo Turrioni e Mello (2012), leva em consideração seus objetivos. As pesquisas classificadas como exploratória têm por objetivo proporcionar maior familiaridade com o problema com vistas a torná-lo explícito ou a construir hipóteses. Já as pesquisas classificadas como descritivas visam descrever as características de determinada população ou fenômeno ou o estabelecimento de relações entre variáveis. As pesquisas explicativas visam identificar os fatores que determinam ou contribuem para a ocorrência dos fenômenos. Por fim, as pesquisas classificadas como normativas estão primariamente interessadas no desenvolvimento de estratégias para aperfeiçoar os resultados disponíveis na literatura existente, para encontrar uma solução ótima para novas definições de problemas ou para comparar várias estratégias relativas a um problema específico.

A método de pesquisa utilizada foi a pesquisa básica, onde há o objetivo da ampliação dos conhecimentos teóricos.

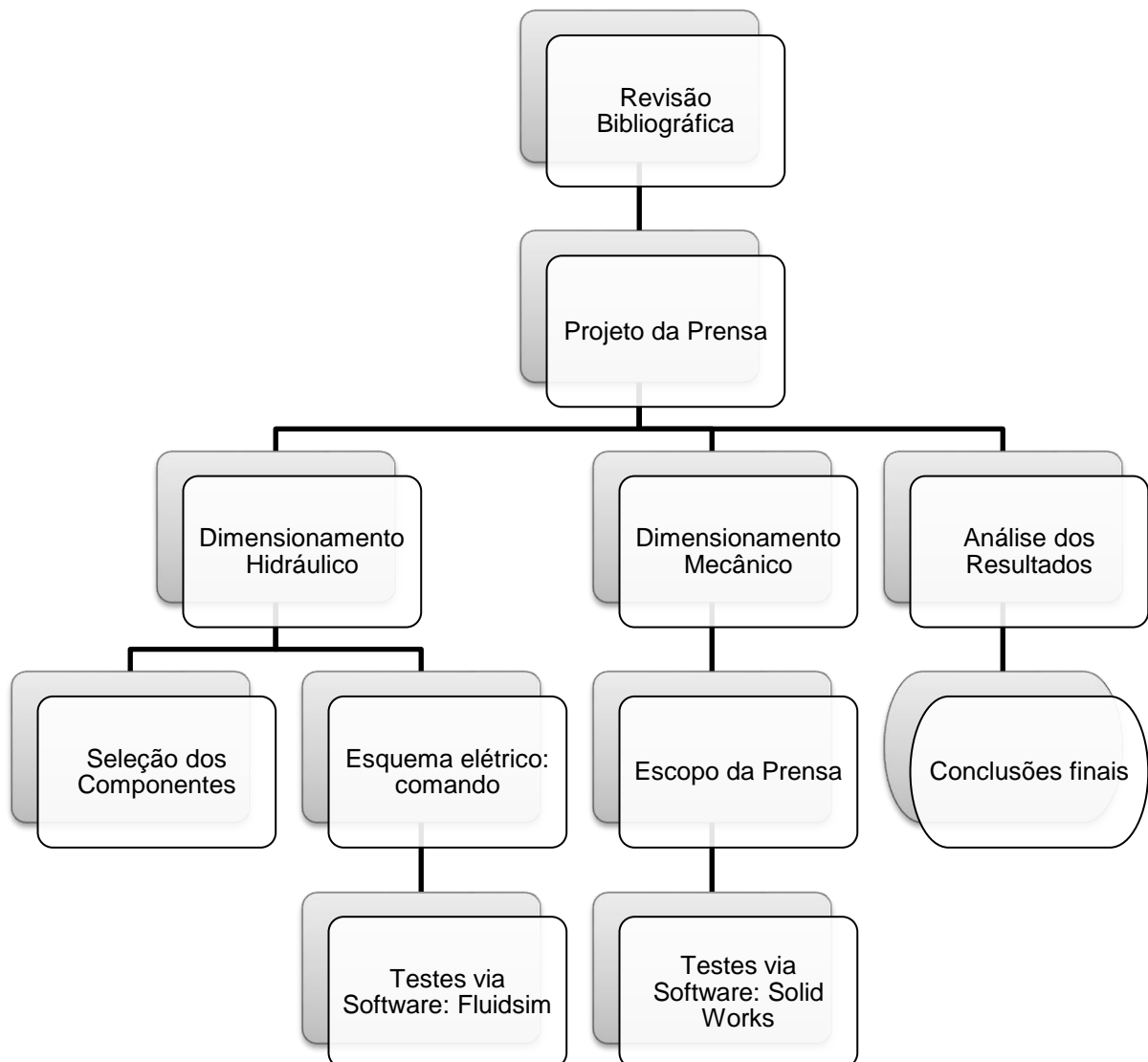
As etapas desse trabalho compreendem em revisão bibliográfica, pesquisas e o projeto. Após colher todas as informações sobre o assunto, o projeto foi dividido em etapas:

- Dimensionamento hidráulico: Selecionar todos os componentes hidráulicos que constituirão a prensa através de cálculos baseados nas bibliografias utilizadas e catálogos comerciais de fabricantes, posteriormente realizar testes via software “*Fluidsim*” para testar o funcionamento da prensa, tanto o funcionamento hidráulico quanto o comando de acionamento, com objetivo de encontrar possíveis erros na instalação.
- Dimensionamento mecânico: Através de pesquisas sobre fabricantes de prensas hidráulicas será definido o modelo a ser projetado. Será desenhado a estrutura mecânica e todos os componentes hidráulicos no “*Solid Works*”, e após todos os desenhos feitos, será feita a montagem da prensa. Será feito estudo dos elementos finitos para análise das

condições dos materiais mecânicos selecionados e cálculo de fadiga das colunas da prensa para determinar a quantidade de ciclos até a fadiga do material.

Todas as análises e estudos serão feitos teoricamente, não será construído um protótipo e não serão feitas análises práticas dos materiais e componentes.

E por fim será feita análise dos resultados descrevendo o escopo do projeto passo a passo e as conclusões finais.



4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Escopo do projeto

Prensa hidráulica tipo “H”

Acionamento: Comando elétrico bimanual

Capacidade (Ton): 10

Curso do pistão (mm): 400

Dimensões (A x L x C) (mm): 2027 x 480 x 1100

Distância entre mesa e pistão (mm): 175

Largura da mesa (mm): 460

Comprimento da mesa (mm): 300

Largura entre colunas (mm): 340

Velocidade de acionamento (cm/seg): 6,0

Velocidade de retorno (cm/seg): 8,0

4.2 Projeto hidráulico

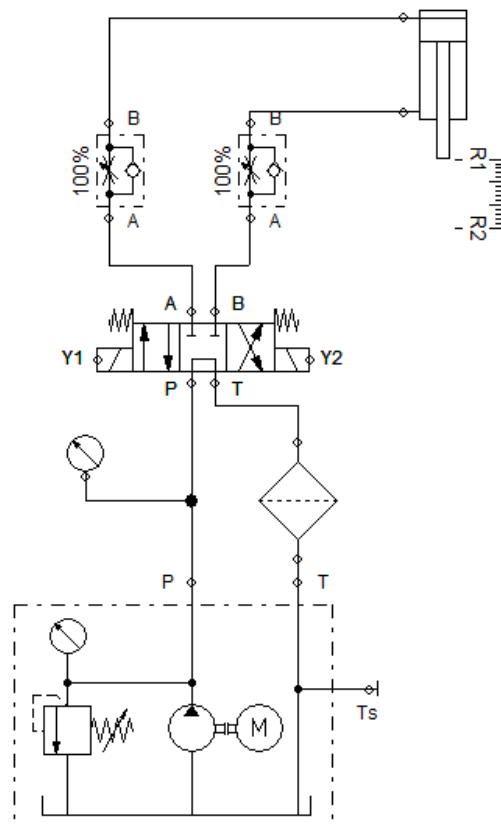


Figura 41: Circuito hidráulico da prensa - Fonte: Autor

4.2.1 Definição do atuador

Todo projeto de uma prensa hidráulica começa pela escolha do atuador hidráulico, pois ele define a força exigida durante a operação e as velocidades necessárias, após a escolha do atuador foram escolhidos os demais componentes do projeto.

Selecionou-se o atuador de dupla ação da marca Bosch Rexroth modelo CDT3 com pressão máxima de operação de 210 bar (21 MPa), diâmetro do pistão de 100 mm, diâmetro da haste de 50 mm e curso de 400 mm, flange tipo ME5.

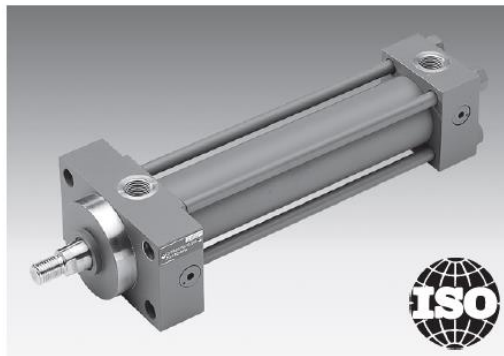


Figura 42: Cilindro dupla ação modelo CDT3 - Fonte: Catálogos Bosch Rexroth Cilindros hidráulicos CDT3 - RS/E/P 17 032/05.00

Com o atuador selecionado, foi calculada a pressão necessária de operação para obter a força desejada de 10.000 kgf. Utilizou-se a equação de força de avanço:

$$F_{av}(kgf) = P\left(\frac{kgf}{cm^2}\right) \cdot A_p(cm^2) \quad (Eq.01)$$

Nesse caso para cálculo da força do avanço, utiliza-se a área do pistão que é dada por:

$$A_p(cm^2) = \frac{\pi \cdot D^2(cm)}{4} \quad (Eq.02)$$

A área encontrada foi 78,54 cm².

Depois de encontrada a área do pistão, encontrou-se a pressão de trabalho necessária de 127,3 kgf/cm², converteu-se para a unidade bar, ou seja, multiplicou-se por

0,9804, pois o manômetro escolhido indica a pressão do sistema em bar, então a pressão de trabalho utilizada é de 125 bar.

Para cálculo da força de retorno do cilindro utilizou-se também a equação 01, porém, para calcular a força de retorno deve utilizar-se a área de retorno, ou “área da coroa”, que se calculou com a seguinte equação:

$$A_{ret}(cm^2) = A_p(cm^2) - A_h(cm^2) \quad (Eq.03)$$

Sabendo que a área do pistão encontrada foi de 78,54 cm² e a área da haste 19,63 cm², a área da coroa é 58,90 cm².

Então a força de retorno do cilindro é de 7500 kgf.

4.2.2 Definição da bomba e motor

A bomba hidráulica selecionada foi uma bomba de engrenamento externo tipo AZPF da Bosch Rexroth, seu volume nominal é de 16,5 cm³ e pressão máxima de trabalho contínuo de 250 bar, pressão máxima intermitente 280 bar e pressão máxima de pico 300 bar.



Figura 43: Bomba de engrenamento externo modelo AZPF - Fonte: Catálogo Bosch Rexroth Bombas de engrenagens AZPF RP 10 031D/03.05

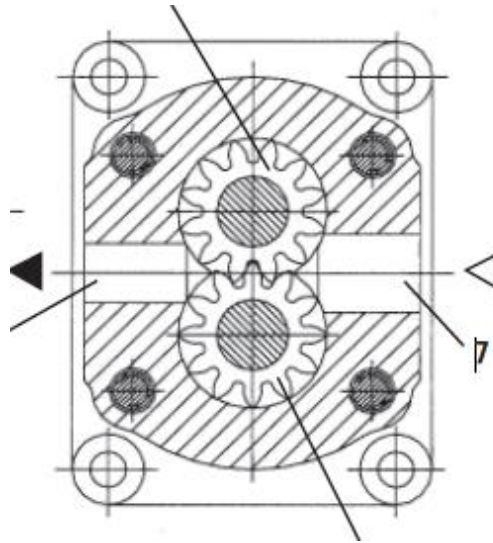


Figura 44: Vista em corte da bomba de engrenagem externa modelo AZPF - Fonte: Fonte: Catálogo Bosch Rexroth Bombas de engrenagens AZPF RP 10 031D/03.05

Para cálculo da vazão da bomba foi utilizado a equação:

$$Q\left(\frac{l}{min}\right) = \frac{V(cm^3) \cdot n(min^{-1}) \cdot \eta_{vol}}{1000}$$

Eq.04

O volume nominal da bomba encontrado no catálogo da mesma é 16,5 cm³, a rotação do motor que a aciona é 1740 rpm e o rendimento volumétrico 95%, o valor encontrado da vazão foi de 27,3 l/min.

Após obter a vazão da bomba, foi possível calcular o tempo de avanço e de retorno da haste do cilindro através da equação:

$$t(s) = \frac{A(cm^2) \cdot L(mm) \cdot 6}{Q\left(\frac{l}{min}\right) \cdot 1000}$$

Eq.05

Para o cálculo do tempo de avanço utilizou-se a área do pistão, e para o cálculo do tempo de retorno a área da coroa.

O tempo de avanço e retorno da haste encontrada foram, respectivamente, 6,9 s e 5,1 s.

Foi calculada também a velocidade de avanço e retorno da haste, ambas com a seguinte equação:

$$v\left(\frac{\text{cm}}{\text{s}}\right) = \frac{Q\left(\frac{\text{cm}^3}{\text{s}}\right)}{A\left(\text{cm}^2\right)}$$

Eq.06

Como no caso do cálculo do tempo de avanço e retorno da haste, utiliza-se a área do pistão para velocidade de avanço e área da coroa para velocidade de retorno.

Os valores encontrados foram: velocidade de avanço 5,8 cm/s e velocidade de retorno 7,7 cm/s.

O motor elétrico utilizado para acionamento da bomba foi o motor elétrico trifásico WEG modelo W21 IP55 com potência de 7,5 cv, 60 Hz e rotação nominal de 1740 rpm.



Figura 45: Motor elétrico WEG W21 - Fonte: Catálogo eletrônico de seleção de motores elétricos WEG

A seleção desse motor foi baseada na equação de potência de acionamento da bomba:

$$N(\text{cv}) = \frac{Q\left(\frac{\text{l}}{\text{min}}\right) \cdot P\left(\frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}\right)}{456}$$

Eq.07

A potência de acionamento encontrada foi de 7,5 cv.

Para unir o motor e a bomba foi utilizado um acoplamento comercial da marca Madeflex, os acoplamentos são elementos de transmissão de máquinas com objetivo de unir duas extremidades (eixos) de equipamentos distintos transmitindo força.

São compostos por dois cubos simétricos de ferro fundido cinzento, e um elemento elástico alojado entre eles. Esta configuração torna apto ao acoplamento ser torcionalmente elástico e flexível em todas as direções, absorvendo vibrações, choques, desalinhamentos radiais, axiais e angulares; protegendo desta forma os equipamentos acoplados. Foi selecionado o modelo GR82 que pode ser usinado com diâmetro interno máximo de 38 mm, este atendeu ao projeto devido o eixo do motor ser de 28 mm e o eixo da bomba de 18 mm.



Figura 46: Acoplamento elástico Madeflex GR (com garras) - Fonte: Mademil

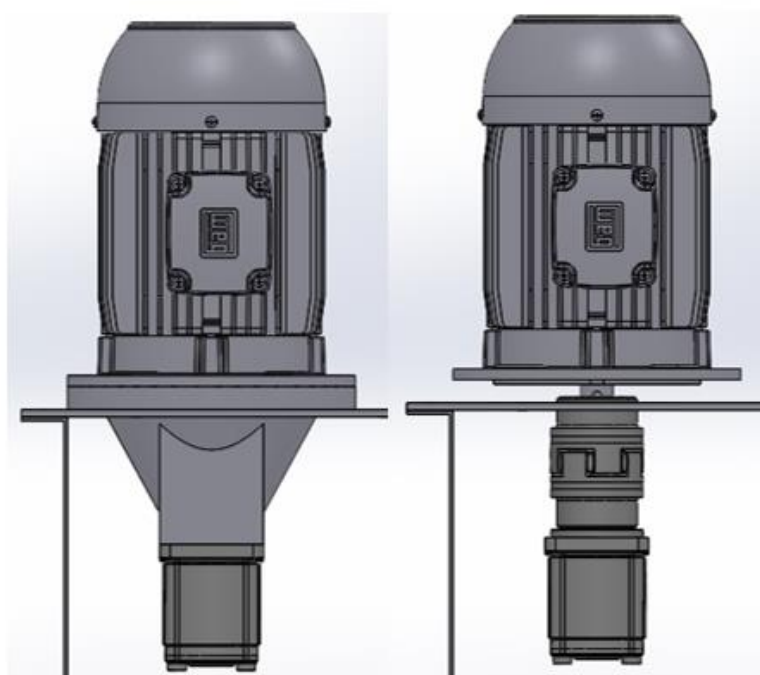


Figura 47: Montagem motor e bomba acoplada (imagem direita com a flange oculta) - Fonte: Autor

4.2.3 Definição das válvulas

4.2.3.1 Válvula de controle direcional

Primeiramente foi selecionado o tipo de válvula direcional a ser usada, pois essa tem a função de dirigir o fluido através das partes do sistema.

Para a aplicação do projeto da prensa hidráulica determinou-se a válvula de controle direcional modelo 4WE6 g/EG24 da Bosch Rexroth, tipo 4/3 vias com duplo solenoide 24 V corrente contínua e centrada por mola. Sua pressão máxima de trabalho é de 350 bar e vazão máxima de 80 l/min.

Essa válvula possui centro fechado com recirculação da vazão da bomba, ou seja, quando a mesma não está acionada o fluido recircula para a bomba com o objetivo de preservar a vida útil da bomba, evitando que a mesma sofra superaquecimento.

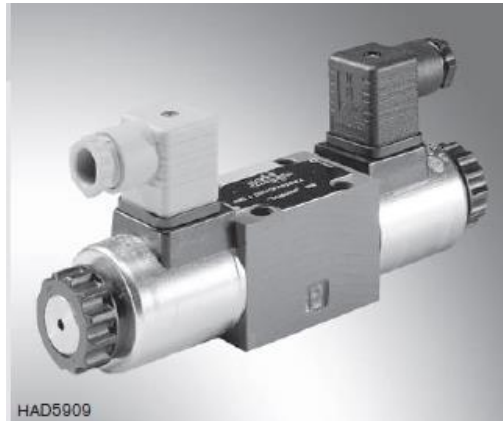


Figura 48: Válvula de controle direcional modelo WE 6 - Fonte: Catálogo de válvulas direcionais com solenoide Bosch Rexroth RP 23178/04.04



Figura 49: Símbolo válvula direcional WEG 6 - Fonte: Catálogo de válvulas direcionais com solenoide Bosch Rexroth RP 23178/04.04

4.2.3.2 Válvula limitadora de pressão

A válvula limitadora de pressão tem a função básica de limitar ou determinar a pressão do sistema hidráulico. Para a determinada função do equipamento projetado, que necessita de uma pressão de 125 bar, conforme a equação 01, foi selecionado a válvula limitadora de pressão da Bosch Rexroth modelo DBDS6/200, diretamente operada e com pressão máxima de operação 200 bar.

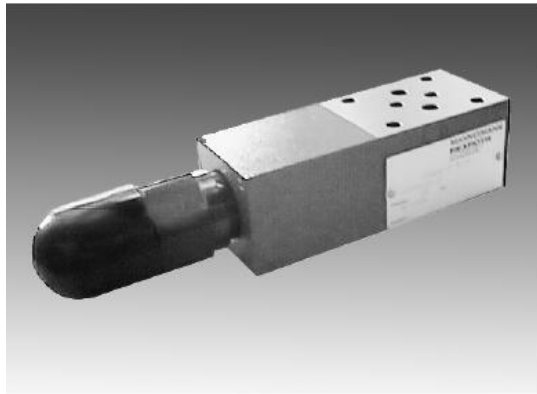


Figura 50: Válvula limitadora de pressão modelo ZDBD 6 - Fonte: Catálogo de válvulas direcionais ZDBD Bosch Rexroth RP 25 751D/04.05

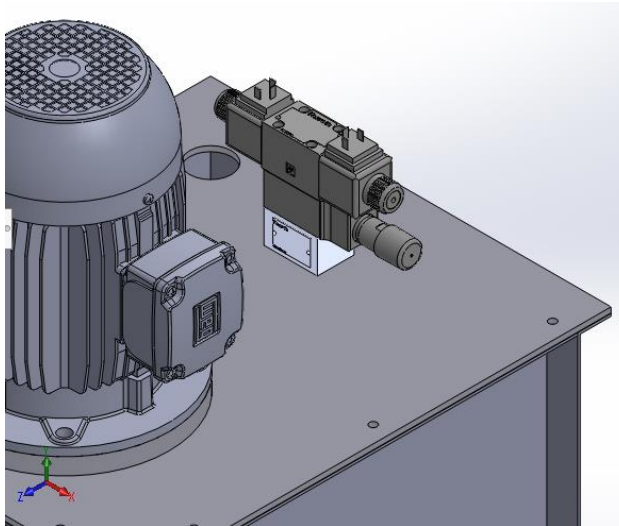


Figura 51: Montagem do manifold com as válvulas no reservatório - Fonte: Autor

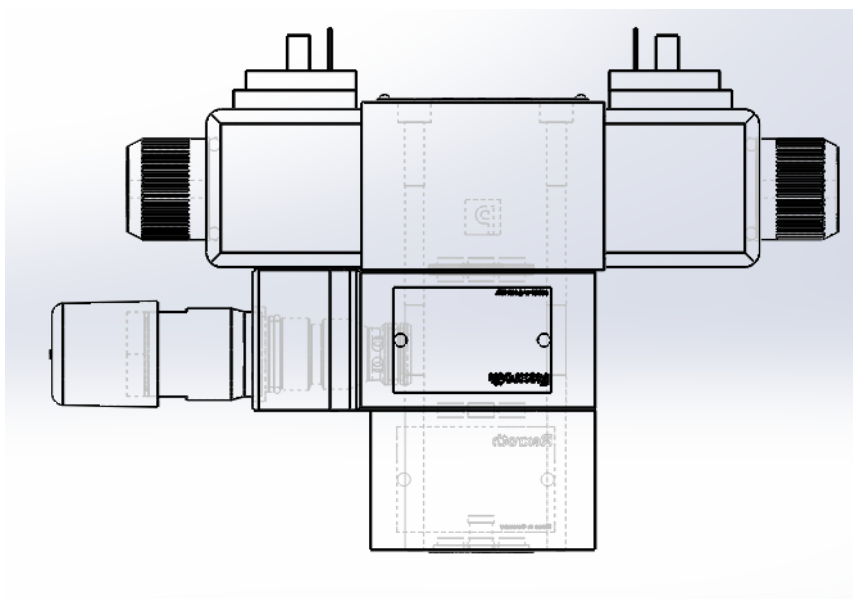


Figura 52: Montagem das válvulas - Fonte: Autor

4.2.3.3 Válvula limitadora de vazão

A válvula limitadora de vazão permite uma regulação da velocidade da haste do atuador, limitando a vazão do fluido manualmente, através de um estreitamento de secção transversal ajustável.

Selecionou-se a válvula estranguladora de vazão tipo MK6 G da Bosch Rexroth, pressão máxima de operação 315 bar e vazão máxima 400 l/min.

Essa válvula possui retorno livre, ou seja, quando a vazão passa no sentido contrário da válvula o fluido passa pela mesma sem restrição.



Figura 53: Válvula estranguladora de vazão tipo MK - Fonte: Catálogo de válvulas estranguladoras de pressão Bosch Rexroth RP 27 219/12.02

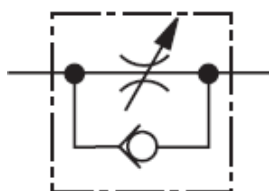


Figura 54: Símbolo da válvula estranguladora de vazão tipo MK - Fonte: Catálogo de válvulas estranguladoras de pressão Bosch Rexroth RP 27 219/12.02

4.2.4 Definição do reservatório

O reservatório de óleo foi dimensionado de acordo com a citação de Fialho (2003) que diz que o tamanho deve ser maior ou igual a três vezes a vazão da bomba.

Sendo assim, como a vazão da bomba é de 27,3 l/min, o reservatório foi projetado com a capacidade de 82 litros.

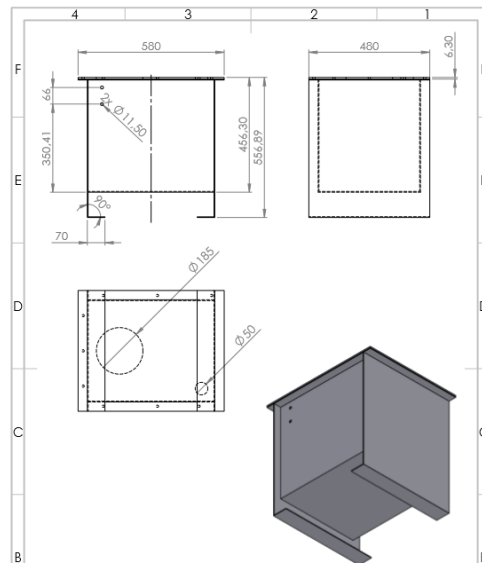


Figura 55: Reservatório - Fonte: Autor

4.2.5 Definição da tubulação

Para calcular o diâmetro interno da tubulação necessária para o sistema, foi utilizada a seguinte equação:

$$D_{tu}(\text{mm}) = \sqrt{4 \cdot \frac{Q \left(\frac{\text{l}}{\text{min}} \right)}{\pi \cdot v \left(\frac{\text{m}}{\text{s}} \right)}}$$

Eq.08

Onde Q é a vazão e v a velocidade do fluido.

O resultado encontrado foi de 24,9 mm, então foi definida uma tubulação com diâmetro interno de uma polegada ou 25,4 mm.

Utilizou-se mangueiras hidráulicas Parker série 421 SN de média pressão, a mesma suporta até 225 bar.



Figura 56: Mangueira hidráulica de média pressão Parker - Fonte: Catálogo eletrônico Parker Hannifin

4.2.6 Definição do filtro

Para o projeto utilizou-se um filtro na linha de retorno, devido trabalho em alta pressão que necessitam de um fluido sempre limpo. A garantia é de se ter controles melhores e uma longa vida dos componentes.

O filtro selecionado foi o filtro Parker de Alta Pressão, série 15P/30P com pressão máxima de trabalho de 206,9 bar.

4.3 Projeto mecânico

Foi escolhida a prensa do tipo “H”, pois esse tipo de prensa tem algumas vantagens em relação a outros tipos. A finalidade dessa prensa é a produção de peças seriadas, conformação de chapas, perfis e rebitegens.

A prensa foi projetada com sua base (mesa) e cilindro hidráulico fixos, diferente de outros tipos de prensa tipo H que possuem altura da base ajustável.

A prensa é composta por uma base inferior (mesa), 4 colunas de apoio, base superior, chapa de prensagem, buchas guias, guias, porcas de fixação, reservatório de óleo e os componentes hidráulicos selecionados.

4.3.1 Base inferior

A base inferior é feita de aço AISI 4340 normalizado, foi projetada com espessura: 90 mm, largura: 460 mm e comprimento: 300 mm. Possui rasgos “T” para fixação de berços de apoio do produto a ser prensado. Foram feitos quatro furos passantes com diâmetro de 40 mm para passagem da rosca M39 da coluna.

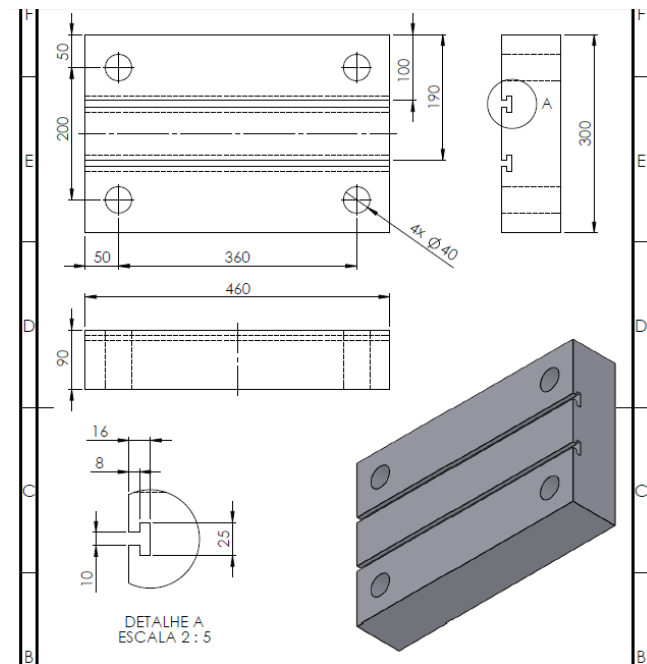


Figura 57: Base inferior (mesa) - Fonte: Autor

4.3.2 Base superior

A base superior também foi feita com aço AISI 4340, a mesma possui as mesmas dimensões da base inferior e os quatro furos passantes para fixação das colunas, porém esta possui um furo quadrado de 122 mm passante em seu centro para passagem e fixação do cilindro hidráulico. Também foi feito dois furos com diâmetro de 50 mm H7 para alojamento ajustado das buchas das guias, e um rebaixo de 10 mm de profundidade por 65 mm de diâmetro para alojamento do rebaixo da bucha. Para fixação do cilindro na base foram feito as furações de acordo com a flange do cilindro tipo ME5

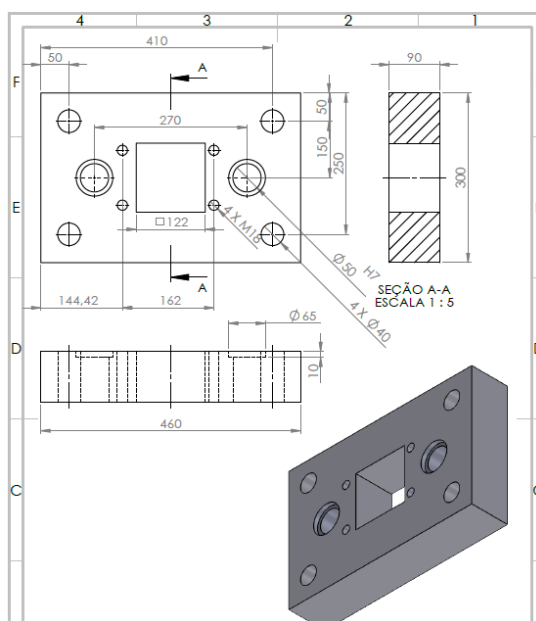


Figura 58: Base superior - Fonte: Autor

4.3.3 Bucha

As buchas foram feitas de latão, para deslizamento das guias sem desgaste das mesmas. Foi feito com diâmetro externo de 50 mm h7 para entrarem ajustadas nos alojamentos feitos na base superior, e diâmetro interno de 25 mm para passagem das guias. O comprimento do corpo da bucha foi feito com 80 mm e cabeça de 10 mm.

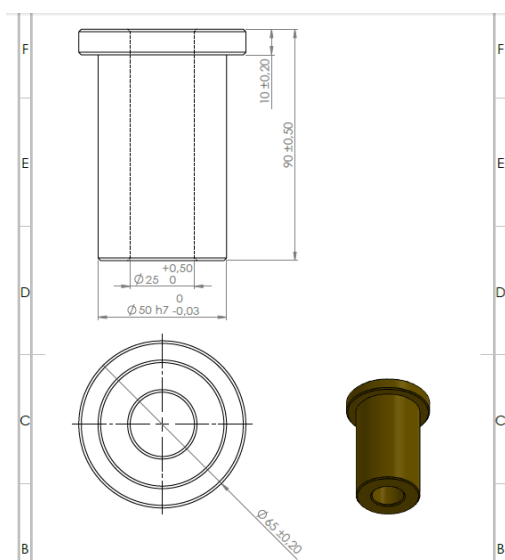


Figura 59: Bucha de latão - Fonte: Autor

4.3.4 Guia

As guias foram feitas em aço AISI 1045 devido as mesmas não sofrerem nenhum esforço, apenas têm a função de guiarem a ferramenta. Possuem comprimento total de 530 mm, sendo que em sua ponta tem um rosca M20 x 30 mm de comprimento para serem fixadas na chapa de prensagem. Possuem acabamento usinado e diâmetro de 25 mm.

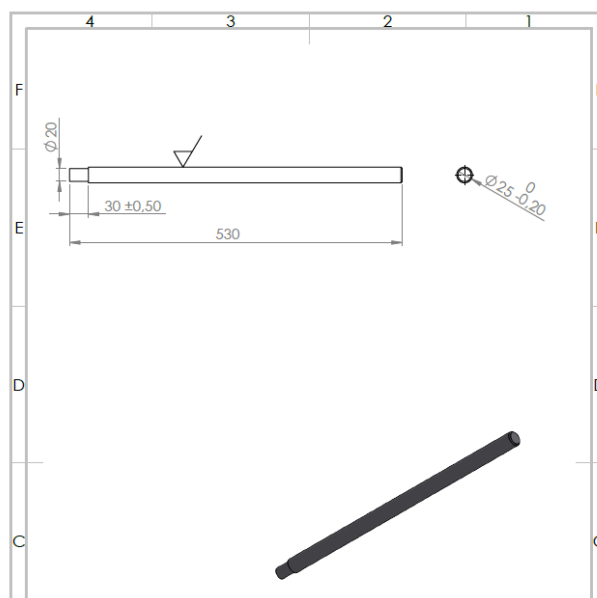


Figura 60: Haste guia da ferramenta - Fonte: Autor

4.3.5 Coluna

As quatro colunas foram projetadas com aço AISI 1045, as mesmas possuem comprimento de 680 mm e diâmetro de 50 mm. Nas pontas foram usinadas roscas M39 x passo de 4 com 140 mm de comprimento, onde são fixadas através de porcas que as fixam nas bases inferior e superior.

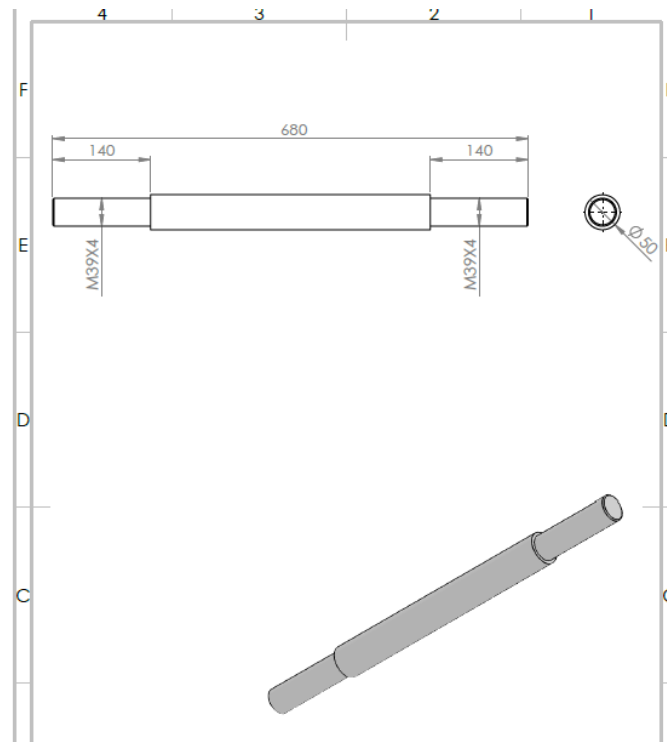


Figura 61: Coluna - Fonte: Autor

4.3.6 Porcas

Foram usinadas porcas com rosca M39 x 4 para fixação das colunas nas bases superior e inferior.

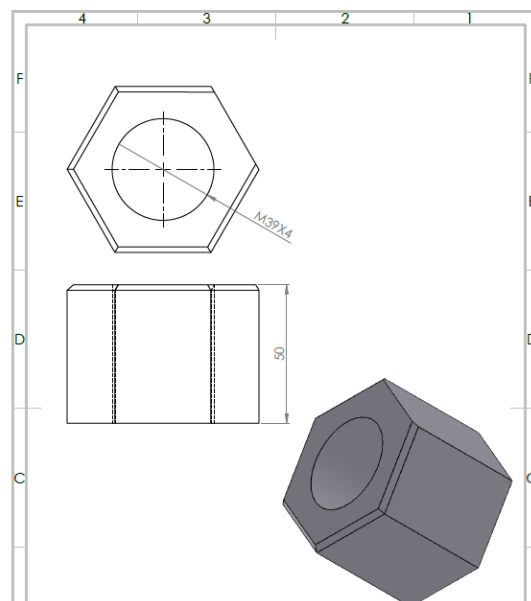


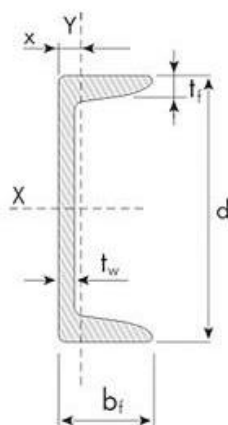
Figura 62: Porca M39x4 - Fonte: Autor

4.3.7 Estrutura de prensa

A estrutura da prensa foi feita toda com vigas de aço carbono perfil U laminadas.

Com a viga ou perfil U é possível realizar a solução para ligações, encaixes e acabamentos.

Medidas comerciais para viga bitola de 3 polegadas: Alma (d): 76,20 mm; Espessura (tw): 4,32 mm; Aba (bf): 35,81 mm.



Bitola	Peso Nominal	Alma		Aba		área	Eixo X			Eixo Y			x
		h	tw	bf	tf		J	W	r	J	W	r	
Pol	Kg/m	mm	mm	mm	mm	cm ²	cm ⁴	cm ³	cm	cm ⁴	cm ³	cm	cm
3"	6,11	76,20	4,32	35,81	6,93	7,78	68,90	18,10	2,98	8,20	3,32	1,03	1,11
	7,44		6,55	38,05	6,93	9,48	77,20	20,30	2,85	10,30	3,82	1,04	1,11
4"	7,95	101,60	4,57	40,23	7,52	10,10	159,50	31,40	3,97	13,10	4,61	1,14	1,16
	9,30		6,27	41,83	7,52	11,90	174,40	34,30	3,84	15,50	5,10	1,14	1,15
6"	12,20	152,40	5,08	48,77	8,71	15,50	546,00	71,70	5,94	28,80	8,16	1,36	1,30
	15,60		7,98	51,66	8,71	19,90	632,00	82,90	5,63	36,00	9,24	1,34	1,27
8"	17,20	203,20	5,59	57,40	9,50	21,68	1344,30	132,70	7,87	54,10	12,94	1,42	1,47
	20,50		7,70	59,51	9,50	25,93	1490,00	147,50	7,59	62,40	14,09	1,42	1,42
10"	22,77	254	6,10	66,04	11,10	29,00	2800,00	221,00	9,84	95,00	19,00	1,81	1,61
	29,76		9,63	69,57	11,10	37,90	3290,00	259,00	9,31	117,00	21,60	1,76	1,54

Figura 63: Viga U laminada - Fonte: Karferro - Comercial de ferros

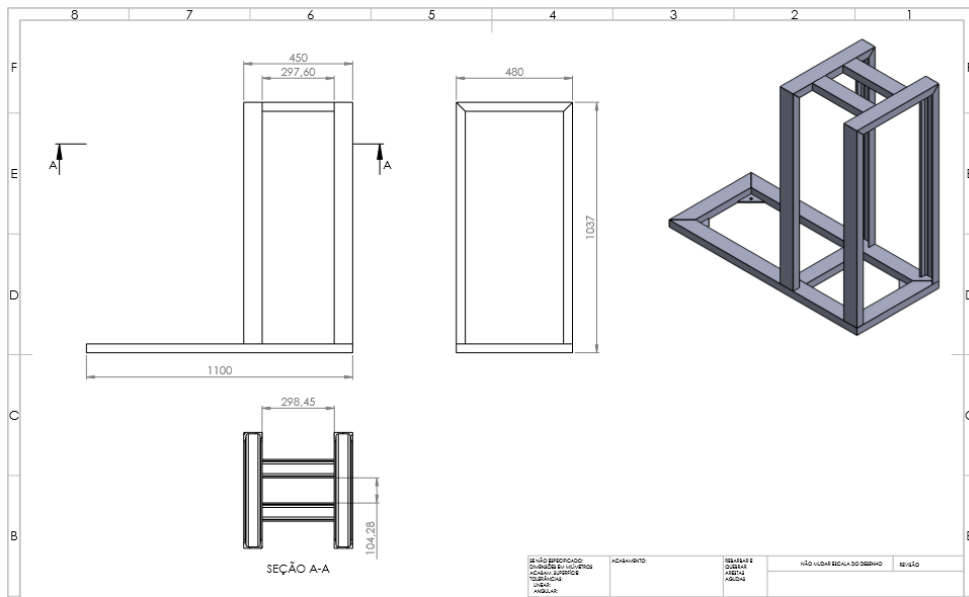


Figura 64: Estrutura da prensa - Fonte: Autor

4.3.8 Desenho dos componentes hidráulicos

Os componentes hidráulicos e o motor elétrico foram todos retirados do site *traceparts* já no formato 3D para uso no *Solid Works*, todos de acordo com os seleccionados nos catálogos.

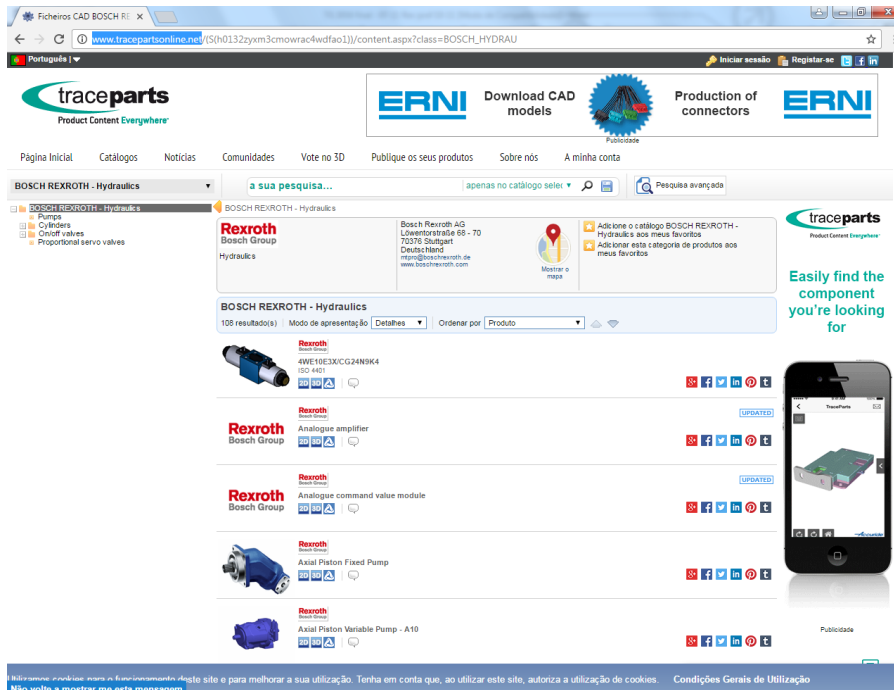


Figura 65: Interface do site traceparts - Fonte: <www.tracepartsonline.net>

4.3.9 Estudo dos elementos finitos

Após definição da estrutura foi criado o modelo utilizando o software *Solid Works*.

Através do software foram feitas análises dos elementos finitos com objetivo de definir o material a ser utilizado nas bases inferior e superior e nas colunas da prensa.

Analisou-se dois tipos de aços, AISI 1045 laminado a frio e AISI 4340 normalizado.

PROPRIEDADE \ MATERIAL	AISI 1045 Laminado à frio	AISI 4340 Normalizado
Massa específica [kg/m ³]	7850	7850
Resistência a tração [MPa]	625	1282
Tensão limite de escoamento [MPa]	530	710
Módulo de elasticidade [GPa]	205	205

Tabela 2 - Propriedades mecânicas dos aços – Fonte: <<http://www.matweb.com/>>

Definiu-se que o material utilizado para as colunas de apoio da prensa seria o aço AISI 1045 laminado à frio e para a mesa de prensagem e base superior seria o aço AISI 4340 normalizado, pois o mesmo possui maior limite de escoamento.

Foi utilizado o critério de falha Tensão de Von Mises, que é aplicável para a análise de deformação plástica de materiais dúcteis como os metais. Antes do escoamento do material é assumida como tensão elástica.

4.3.9.1 Análise da base inferior (mesa)

Aplicou-se sobre a mesa a força de 98.066,5 N (10.000 kgf), em toda a região onde a ferramenta encosta na mesma.

A tensão encontrada foi de 14,4 MPa, bem abaixo do limite de escoamento do material que é de 710 MPa. Já no material AISI 1045 havia sido encontrado uma tensão de 21,2 MPa.

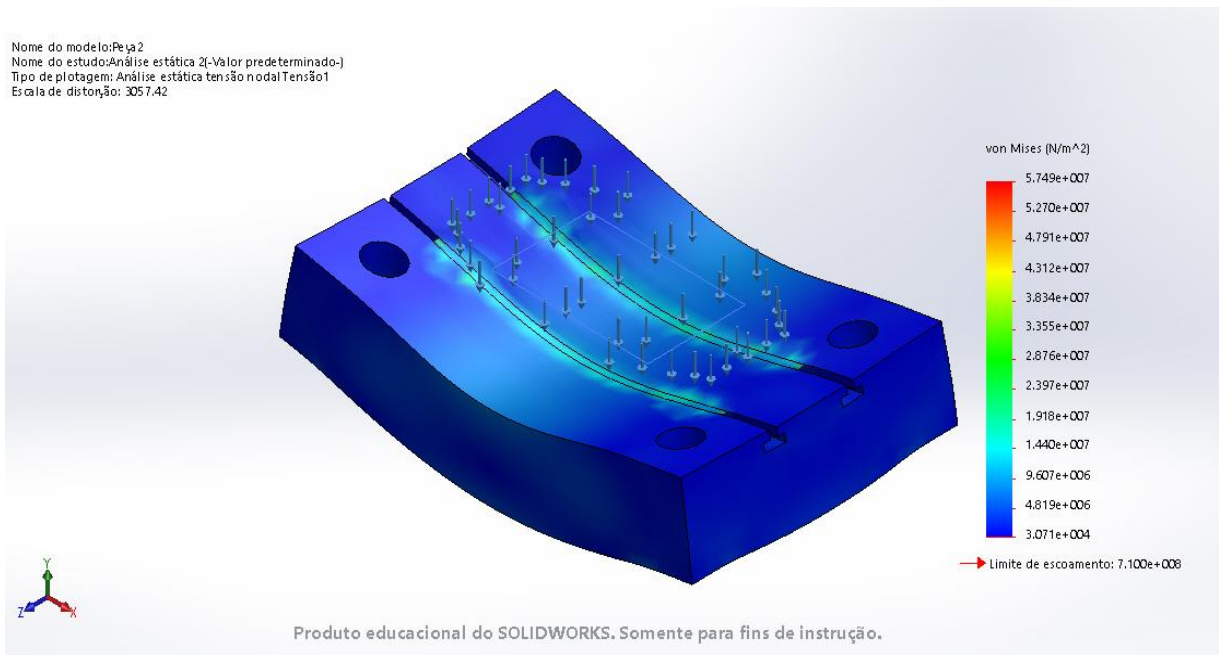


Figura 66: Resultado do estudo de tensão Von Mises para a mesa - Fonte: Autor

O deslocamento resultante da base utilizando o aço AISI 4340 foi de 0,015 mm, valor muito pequeno.

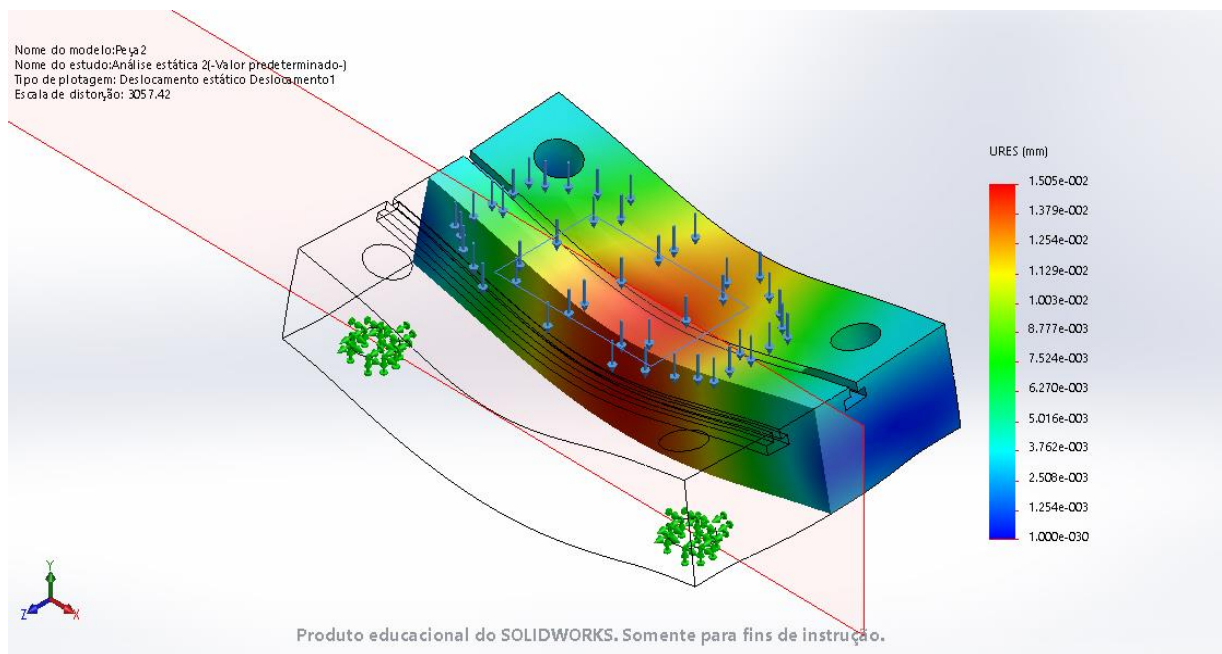


Figura 67: Deslocamento resultante da mesa - Fonte: Autor

4.3.9.2 Análise da base superior

A base superior também foi fabricada em aço AISI 4350 normalizado, a mesma sofre o efeito da força contrária que é aplicada pelo atuador na prensagem. A tensão encontrada foi muito abaixo do limite de escoamento do material que é de 710 MPa. Abaixo segue a tensão no material que foi de 7,071 MPa.

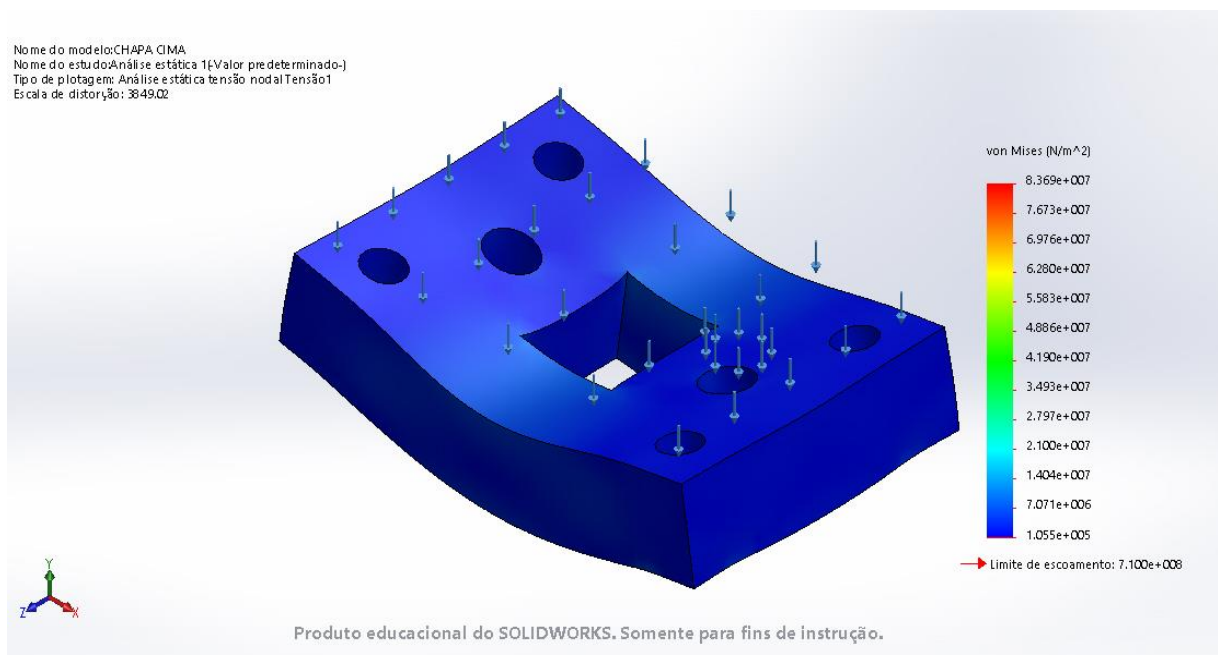


Figura 68: Resultado do estudo de tensão Von Mises para a base superior - Fonte: Autor

4.3.9.3 Análise das colunas

Para a coluna foi adotado o material AISI 1045 laminado a frio, a tensão de von Mises analisada apresentou 48,29 MPa, bem abaixo do limite de escoamento do material que é de 530 MPa. Esse material foi escolhido devido suportar as tensões médias sofridas, ficando bem abaixo do ponto de falha do limite de fadiga. A força aplicada em cada coluna foi de 24.516,625 N (2.500 kgf). Para o estudo as colunas foram fixadas pelas roscas, não havendo assim rotação das mesmas.

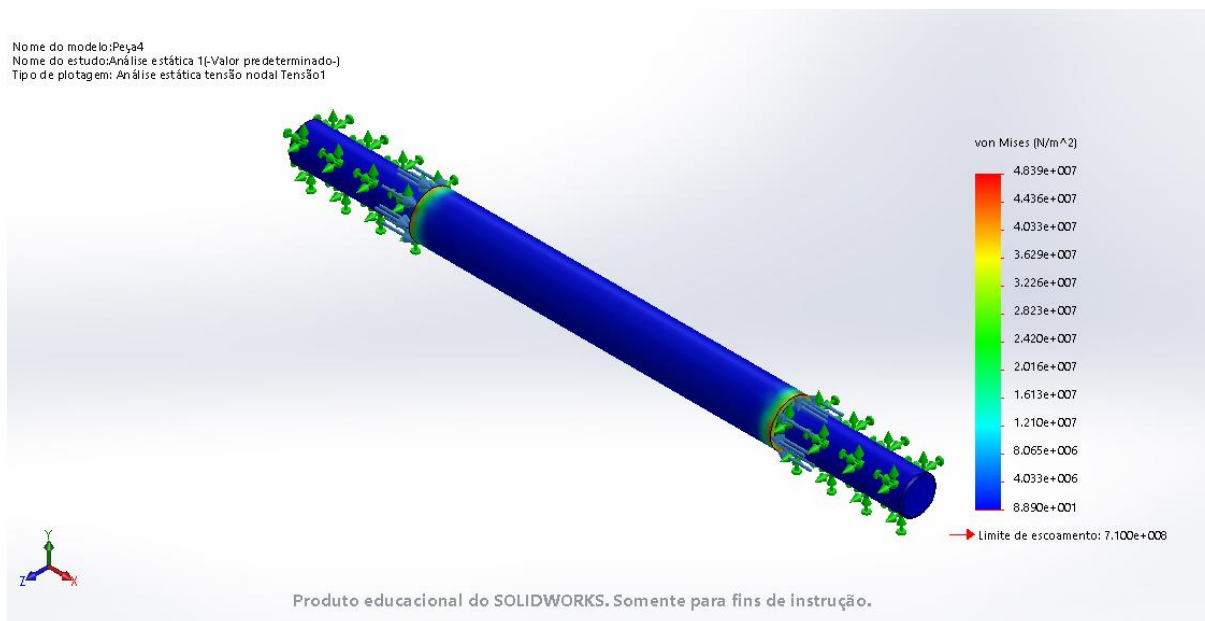


Figura 69: Resultado do estudo de tensão Von Mises para as colunas - Fonte: Autor

Foi calculado o limite de fadiga das colunas, a melhor informação para esse critério provém de ensaios com montagens reais ou com protótipos dos dispositivos de um projeto real. Nesse caso em que não foi possível devido à ausência dessas informações, foi necessário fazer uma estimativa do limite de fadiga do material com base em literaturas pesquisadas. Essa opção se limita a informação sobre a resistência a tração (S_{ut}) do material, que no caso do material adotado (AISI 1045) é de 625 MPa.

Para esse cálculo utilizou-se a equação do limite de fadiga corrigido para uma vida infinita ($N \geq 10^6$ ciclos).

$$S_e(\text{MPa}) = C_{\text{carreg}} \cdot C_{\text{tamanho}} \cdot C_{\text{superf}} \cdot C_{\text{temp}} \cdot C_{\text{conf}} \cdot S_e'(\text{MPa}) \quad (\text{Eq.10})$$

Os fatores de carregamento, tamanho, superfície, temperatura e confiabilidade foram retirados da bibliografia pesquisada, Norton (2004), foi encontrado os seguintes valores:

- $C_{\text{carreg}} = 0,7$ (para força normal aplicada na coluna)
- $C_{\text{tamanho}} = 0,831$ (para diâmetros de 8 mm a 250 mm)
- $C_{\text{superf}} = 0,82$ (conforme apêndice 3, onde $A = 4,51 \text{ MPa}$ e $b = -0,265$)

Foi encontrado o fator de superfície através da equação:

$$C_{\text{superf}} = A (S_{ut}(\text{MPa}))^b \quad (\text{Eq.11})$$

- $C_{temp} = 1$ (para $T \leq 450^{\circ}\text{C}$ (840°F))
- $C_{conf} = 0,814$ (conforme apêndice 3, utilizou-se confiabilidade de 99%)
- $S_e' = 312,5 \text{ MPa}$

S_e' é o limite de fadiga não corrigido, que corresponde a 50% da resistência máxima de tração do material (S_{ut}).

A partir dessas informações encontrou-se o limite de resistência a fadiga para uma vida infinita, que é 121,33 MPa.

Para o cálculo da quantidade de ciclos de vida da coluna a uma tensão média de 73 MPa utilizou-se a equação:

$$\sigma_v \text{ (MPa)} = a \cdot N^b \quad (\text{Eq.12})$$

Onde a tensão média foi encontrada através da equação:

$$\sigma_v \text{ (MPa)} = K_f \cdot \frac{F \text{ (N)}}{A \text{ (mm}^2\text{)}} \quad (\text{Eq.13})$$

F é a força aplicada na coluna de 24516,625 N e A é a área efetiva para roscas métricas 1040,7 mm², conforme apêndice 4.

K_f é o fator de concentração de tensão na área da rosca calculado através da equação:

$$K_f = 1 + q (K_t - 1) \quad (\text{Eq.14})$$

- $q = 0,9345$ (conforme equação:)

$$q = \frac{1}{\frac{1 + \sqrt{a}}{\sqrt{r} \text{ (mm)}}} \quad (\text{Eq.15})$$

\sqrt{a} é a constante de Neuber conforme apêndice 5, onde S_{ut} foi convertido para 90 Ksi, e r é o raio entre o corpo da coluna e da rosca M39, que é de 1 mm.

- $K_t = 2,6$ (determinação dos fatores geométricos de concentração de tensão conforme apêndice 6)

Calculado através da equação:

$$K_t = A \left(\frac{r(\text{mm})}{d(\text{mm})} \right)^b \quad (\text{Eq.16})$$

Onde $A = 0,95880$ e $b = -0,27269$

Substituindo os valores na equação 14 o valor de K_f foi de 3,1

A tensão encontrada é a tensão média, substituindo os valores na equação 13, a tensão foi de 73,0 MPa

Para encontrar b da equação 12, foi utilizada a equação:

$$b = -\frac{1}{3} \cdot \log \left(\frac{S_m(\text{MPa})}{S_e(\text{MPa})} \right) \quad (\text{Eq.17})$$

- $S_m = 468,75$ (limite de resistência a fadiga em 10^3 ciclos, que corresponde a 75% de S_{ut})

Substituindo os valores na equação 17 temos que b é -0,168862

O valor de a da equação 12 encontrado foi de 1504,96, calculado através da equação:

$$\log(a) = \log(S_m(\text{MPa})) - 3b \quad (\text{Eq.18})$$

Substituindo todos os valores calculados na equação 12, encontrou-se o N (número de ciclos) igual a 63 milhões de ciclos.

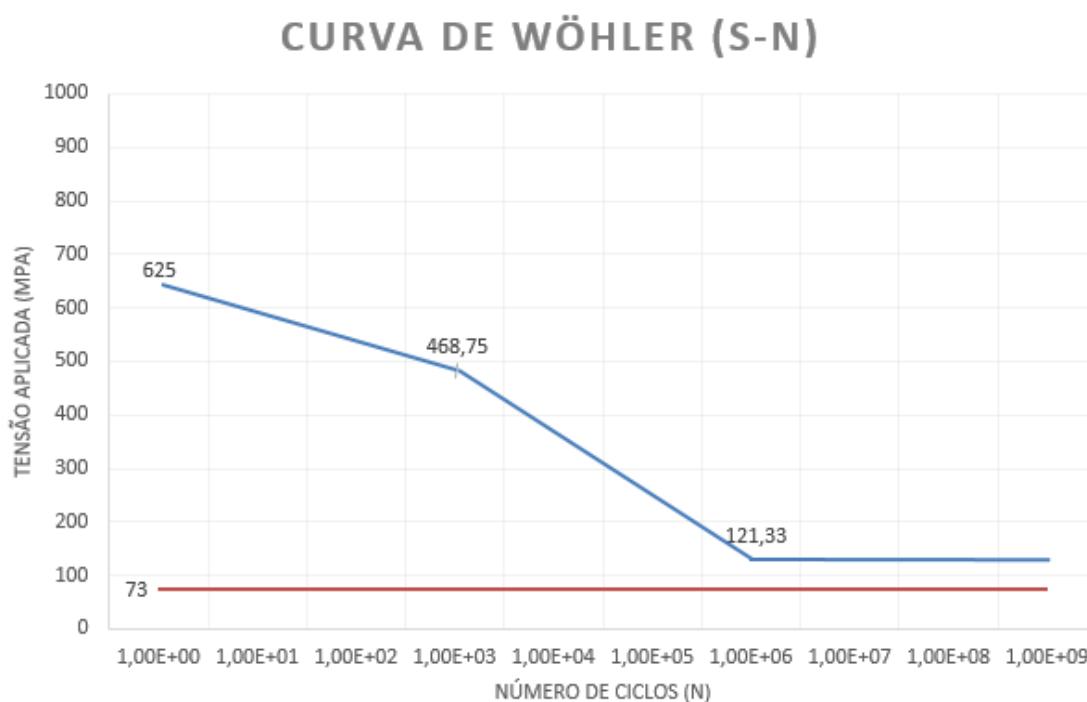


Figura 70: Desenho do diagrama S-N estimado - Fonte: Autor

Para desenhar o diagrama S-N estimado, deve-se utilizar escala monolog, S_{ut} (resistência a tração) é plotado em 1 ciclo, S_m (limite de fadiga a mil ciclos) é plotado em 1000 ciclos e S_e (limite de fadiga corrigido) é plotado em 1 milhão de ciclos. Depois liga os pontos formando a curva de Wohler.

Como observado no diagrama S-N estimado, não há um ponto de falha, pois a linha (vermelha) de tensão média aplicada não tem uma interseção com a curva de falha (linha azul), devido o material estar superdimensionado para a força de trabalho que é aplicada.

4.4 Projeto elétrico do comando bimanual

Foi projetado todo o comando elétrico com baixa tensão de 24 V conforme parágrafo 12.36 da NR12 que diz que acionamentos que compõem a operação da máquina devem operar em tensão extra baixa de até 60 V em corrente contínua.

O comando de acionamento é bi manual com relê temporizador D1 regulado em 0,5 segundos de intervalo entre o acionamento de uma botoeira e a outra, para que assim o acionamento feito pelo operador da prensa seja quase que simultâneo, de modo que o mesmo mantenha sempre as mãos ocupadas e não a coloque na área de prensagem ou zona de perigo durante o processo. Essa medida de segurança foi tomada para que evite acidentes graves, baseando-se no parágrafo 12.26 da NR12.

Ao pressionar as duas botoeiras, B2 e B3 ao mesmo tempo, acionará um contator K4 que permitirá a passagem da corrente para acionamento da primeira solenoide Y1 da válvula, dando início ao avanço do cilindro.

Devido à válvula ser centrada por mola, ao soltar qualquer uma das botoeiras o cilindro para na posição de avanço que ele estava durante o curso, e só volta a descer ao pressionar as duas botoeiras.

Colocou-se um rolete R2 no final do curso do cilindro, para que quando o mesmo esteja totalmente avançado comece uma contagem de 3 segundos pré-determinada em outro relê temporizador D2, esse é o tempo em que o cilindro permanecerá fazendo a força de prensagem, o mesmo só retornará a sua posição inicial após esse tempo, pois o relê fechara o contato D2 permitindo passagem para a solenoide Y2 de retorno do cilindro

Ao retornar por completo, acionará um sensor capacitivo R1 que permitirá dar início novamente no ciclo de prensagem.

Foi colocado também um botão de emergência B0 que ao ser acionado cortará contato do contator K1 e desligará todo sistema de acionamento. Para reiniciar o sistema foi colocado um botão B1 de reset.

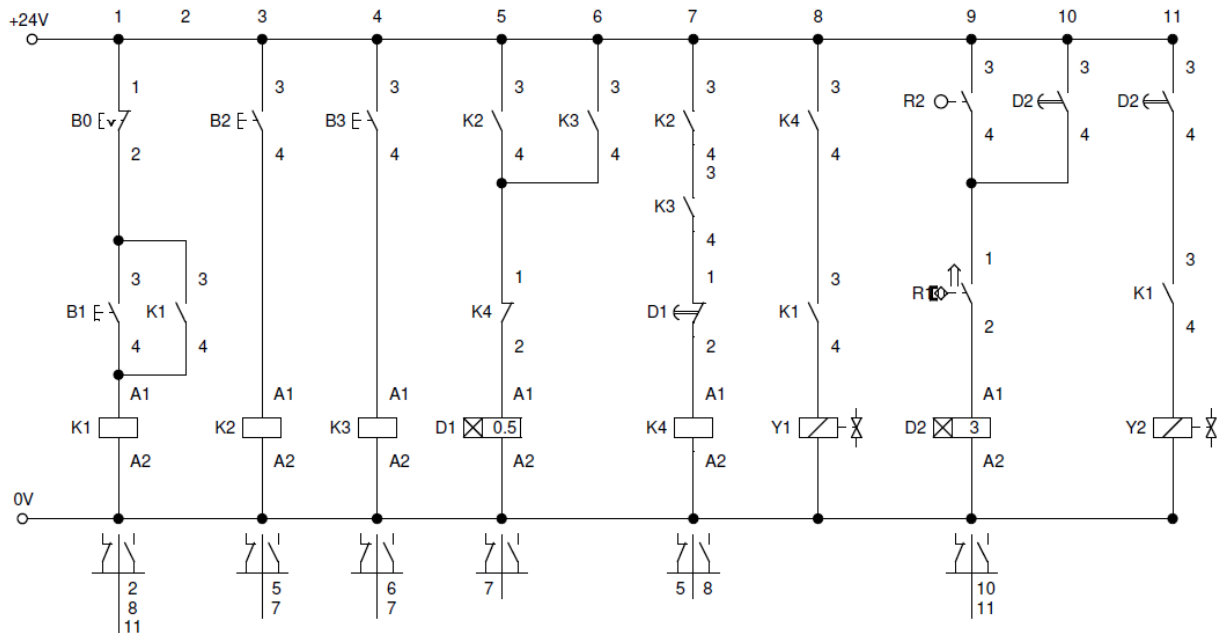


Figura 71: Diagrama elétrico do comando bi manual - Fonte: Autor

4.4.1 Lista de materiais utilizados para o comando

ITEM	DESCRIÇÃO	CÓDIGO	MARCA	QUANTIDADE
1	Botão de emergência - Ø40mm mecanismo com retenção, girar para destravar - vermelho - 1NF - SIRIUS 3SB6	3SB6130-1HB20-1CA0	SIEMENS	1
2	Botão monobloco - Tecla faceada Mecanismo pulsado - verde -1NA + 1NF - SIRIUS 3SB6	3SB6230-0AB40-1FA0	SIEMENS	1
3	Botão cogumelo - Ø 40mm mecanismo pulsado - preto - 1NA - SIRIUS 3SB6	3SB6130-1BC10-1BA0	SIEMENS	2
4	Fonte chaveada 220Vca/24Vcc	WCL24-5.2	WESEN	1
5	Relé 24VDC 10 ^a	55.32.9.024.0040	FINDER	4
6	Base tipo 94.04 para relé Finder 10 ^a	94.04	FINDER	4
7	Sensor indutivo	BES 516-113-BO-C-05/BR	BALLUFF	1
8	Cabo de ligação 3M para micro fim de curso ZCMD21	ZCMC21L3	SCHNEIDER	1
9	Cabeçote com roldana de Aço	ZCE02	SCHNEIDER	1
10	Micro fim de curso	ZCMD21	SCHNEIDER	1
11	Temporizador Eletrônico 24 VCA /VCC	AY 30 S	COEL	2

Tabela 3 – Lista dos materiais utilizados no comando bi manual – Fonte: Autor

5 CONCLUSÃO

O trabalho foi feito de acordo com o objetivo principal, que era de dimensionar corretamente e selecionar cada componente da prensa, para que assim haja uma longa vida útil do equipamento.

As escolhas dos componentes hidráulicos foram baseadas na força de trabalho equivalente a 10 toneladas como ponto de partida, a partir desse ponto foi selecionado o atuador hidráulico e determinado a pressão de trabalho do sistema.

Com essas informações foram selecionados os demais componentes, como válvulas, filtros, mangueiras, bomba e motor, todos de acordo com catálogos de fabricantes (catálogos nos anexos), de modo que atendesse a necessidade proposta no estudo. Após simulação via software conclui-se que os resultados encontrados nos cálculos foram os mesmos apresentados na simulação, como por exemplo: velocidade de avanço e de retorno.

Foram selecionados os materiais baseados em simulações e cálculos para que suportasse as tensões devido à força de trabalho do equipamento. Através dos estudos dos elementos finitos, ficou concluído que alguns componentes mecânicos estão superdimensionados, como por exemplo, a base inferior, que possui um limite de escoamento de 710 MPa, e com a força aplicada, a tensão von Mises encontrada ficou entre 14,4 Mpa à 19,18 MPa. E através do cálculo do limite de fadiga das colunas observou-se que não há um ponto de falha na mesma entre mil ciclos à um milhão de ciclos, e para projetos futuros pode utilizar-se a mesma estrutura para uma prensa com maior força de trabalho, refazendo os cálculos para saber qual a força máxima de trabalho que a mesma suporta.

Foram feitas cotações de preços de todos os componentes utilizados no projeto, chegando num valor estimado de vinte mil reais.

Apesar de o projeto não ter sido construído fisicamente, alcançou-se o objetivo, pois através de análises, cálculos e simulações justificou-se a seleção de cada componente e conseguiu-se fazer o projeto construtivo do equipamento.

Como sugestão para projetos futuros, pode ser feito um levantamento de custo de fabricação e viabilidade de construção da prensa visando competitividade com o mercado. Ou então um estudo com novos materiais com custos menores, desde que mantenha as mesmas configurações projetadas.

Podem também ser feitos novos cálculos para um melhor dimensionamento da estrutura da prensa, visto que alguns componentes estão superdimensionados, ou até

mesmo desenvolver famílias de prensas com maior capacidade, ou seja, força de prensagem maior com a mesma estrutura, pois através do cálculo estimado de fadiga foi visto que suportaria uma maior força de trabalho.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BEER, Ferdinand Pierre – **Resistência dos materiais. 3ª edição** – Pearson Education do Brasil, 1996.

FERREIRA, Prof. Dario Magno Batista - **Apostila de Noções de Hidráulica** - Disponível em: <<ftp://ftp.cefetes.br/cursos/Mecanica/Dario%20-%20IEE7/Apostila%20de%20No%E7%F5es%20de%20Hidr%E1ulica.pdf>>

FIALHO, Arivelto Bustamante – **Automação Hidráulica Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos. 2ª edição** - Editora Érica, 2003.

HIBBELER, R.C. - **Resistência dos materiais. 5ª edição.** - Prentice Hall, 2004.

HIDRALMAC GROUP – **PHC.** - Disponível em: < <http://hidralmac.com.br/pt/produtos/modelo/phc>>. Acesso em 27 de setembro 2016

MECÂNICA INDUSTRIAL. **Bombas Hidráulicas.** - Disponível em: <<http://www.mecanicaindustrial.com.br/135-tipos-de-bombas-hidraulicas/>>. Acesso em 23 de agosto 2016

MOREIRA, Ilo da Silva – **Sistema hidráulicos industriais** – SENAI-SP, 2008

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: Uma abordagem integrada. 4ª edição.** Porto Alegre: Bookman, 2013.

PALMIERI, Antonio Carlos - **Manual de Hidráulica Básica. 10ª edição** - Albarus Sistemas Hidráulicos Ltda, 1997.

PARKER - **Apostila M2001-2 BR - Informações técnicas** - Parker Hannifin Ind. Com. Ltda. Jacareí, SP – Brasil

PEDROSA, Lontevan Domingues – **Hidráulica** - FluiPress Automação, 2006

PRESSFORM – **Prensas Hidráulicas.** - Disponível em: < <http://pressform.com.br/prensas-hidraulicas-tipo-c->>. Acesso em 27 de setembro 2016

REXROTH, Bosch – **Cilindro hidráulico tipo CDT3** – Catálogo RS/E/P 17 032/05.00

REXROTH, Bosch – **Bomba de engrenamento externo tipo AZPF** – Catálogo RP 10 031D/03.05

REXROTH, Bosch – **Válvulas direcionais com solenoide tipo WE 6** – Catálogo RP 23178/04-04

REXROTH, Bosch – **Válvulas reguladora de pressão tipo ZDBD 6** – Catálogo RP 25 751D/04.05

ROMAQ MAQUINAS – **Prensas Hidráulicas.** - Disponível em: <<http://www.romaqmaquinas.com.br/index.php?sec=7&cat=44>>. Acesso em 26 de setembro 2016

ROSA, Danniela – **Atuadores Hidráulicos** – Universidade federal do Paraná – Disponível em: <<http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM261/Conte%FAdos/3%20Atuadores/ATUADORES%20-%20Cap%203%20Danni.pdf>>

SANTOS, A. **Tecnologia de Conformação Plástica - Prensas.** Apontamentos da unidade curricular Processos de Fabrico I. 2013.

STEWART, Harry L. - **Pneumática & Hidráulica 3ª edição** – Editora, 1981

7 APÊNDICES

Apêndice 1 – NR12 (fonte: SENAI-SP)

12.26 Quando forem utilizados dispositivos de acionamento do tipo comando bimanual, visando a manter as mãos do operador fora da zona de perigo, esses devem atender aos seguintes requisitos mínimos do comando:

- a) possuir atuação síncrona, ou seja, um sinal de saída deve ser gerado somente quando os dois dispositivos de atuação do comando -botões- forem atuados com um retardo de tempo menor ou igual a 0,5 s (meio segundo); *(Retificado pela Portaria MTE n.º 1.893, de 09 de dezembro de 2013)*

12.36 Os componentes de partida, parada, acionamento e controles que compõem a interface de operação das máquinas e equipamentos fabricados a partir de 24 de Março de 2012 devem: *(Item e alíneas alterados pela Portaria MTE n.º 857, de 25/06/2015)*

- a) possibilitar a instalação e funcionamento do sistema de parada de emergência, quando aplicável, conforme itens e subitens do capítulo sobre dispositivos de parada de emergência, desta norma; e
- b) operar em extrabaixa tensão de até 25VCA (vinte e cinco volts em corrente alternada) ou de até 60VCC (sessenta volts em corrente contínua), ou ser adotada outra medida de proteção contra choques elétricos, conforme Normas Técnicas oficiais vigentes.

Apêndice 2 – Coeficientes para a equação do fator de superfície (C_{superf})

Tabela 6-3 Coeficientes para a equação do fator de superfície

Fonte: Shigley e Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 5th ed., McGraw-Hill, New York, 1989, p. 283, com permissão.

Acabamento superficial	MPa		kpsi	
	A	b	A	b
Retificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Apêndice 3 – Fator de confiabilidade (C_{conf})

Tabela 6-4

Fatores de confiabilidade para
 $S_d = 0,08\mu$

Confiabilidade % C_{conf}

50	1,000
90	0,897
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659

Apêndice 4 – Área efetiva de roscas métricas (A)

ROSCAS MÉTRICAS - ÁREAS EFETIVAS

Bitola (mm)		Passo	Área Resistente	Observações
Série 1	Série 2	p (mm)	(mm ²)	
3		0,5	5,6	1) Escolher, de preferência os parafusos da série 1. 2) Indicar o parafuso pela letra M seguida dos valores do diâmetro e do passo. Ex.: M20 x 2,5
	3,5	0,6	7,6	
4		0,7	10,0	
	4,5	0,75	12,7	
5		0,8	15,8	
6		1	22,5	
	7	1	31,7	
8		1,25	38,8	
10		1,5	64,0	
12		1,75	92,7	
	14	2	126,7	
16		2	169,7	
	18	2,5	210,6	
20		2,5	265,2	
	22	2,5	326,1	
24		3	381,9	
	27	3	492,9	
30		3,5	603,8	
	33	3,5	741,5	
36		4	876,3	
	39	4	1040,7	
42		4,5	1199,3	
	45	4,5	1390,5	
48		5	1573,0	
	52	3	1968,0	
	56	4	2240,0	
	60	4	2588,0	
	64	4	2961,0	
	68	4	3359,0	
	72	4	3783,0	
	76	4	4232,0	
	80	4	4705,0	
	85	4	5333,0	
	90	4	6000,0	
	95	4	6706,0	
	100	4	7451,0	

Apêndice 5 – Constante de Neuber para aços (q)

Tabela 6-6
Constante de Neuber para aços

S_{ut} (ksi)	\sqrt{a} (in ^{0,5})
50	0,130
55	0,118
60	0,108
70	0,093
80	0,080
90	0,070
100	0,062
110	0,055
120	0,049
130	0,044
140	0,039
160	0,031
180	0,024
200	0,018
220	0,013
240	0,009

Apêndice 6 – Determinação dos fatores geométricos de concentração de tensão (Kt)

D/d	A	b
3,00	0,907 20	-0,333 33
2,00	0,932 32	-0,303 04
1,30	0,958 80	-0,272 69
1,20	0,995 90	-0,238 29
1,10	1,016 50	-0,215 48
1,05	1,022 60	-0,191 56
1,01	0,966 89	-0,154 17

8 ANEXOS

Anexo 1 – Catálogo de motores WEG

30	22	160L	3530	72,1	8,5	6,08	2,5	3,0	90,2	91,0	91,0	0,78	0,85	0,88	1,15	0,06471	8	75	129
40	30	200M	3555	99,0	7,2	8,06	2,9	2,9	88,5	90,0	90,4	0,80	0,86	0,88	1,15	0,17042	11	79	215
50	37	200L	3560	120	7,5	10,1	3,0	2,9	90,0	91,5	92,2	0,81	0,86	0,88	1,15	0,20630	17	79	247
60	45	225S/M	3560	142	8,0	12,1	2,6	3,0	88,6	91,0	92,5	0,82	0,87	0,90	1,00	0,34083	21	83	360
75	55	225S/M	3560	173	8,0	15,1	2,5	2,7	90,0	92,0	92,8	0,85	0,89	0,90	1,00	0,44846	16	83	406
100	75	250S/M	3560	231	8,2	20,1	3,0	3,3	91,0	92,5	93,5	0,85	0,90	0,91	1,00	0,50227	13	85	453
125	90	280S/M	3575	286	8,0	25,0	2,5	3,0	90,0	92,0	93,7	0,80	0,86	0,88	1,00	1,27083	30	84	708
150	110	280S/M	3570	344	7,8	30,1	2,5	2,7	89,0	92,0	93,3	0,82	0,86	0,90	1,00	1,27083	34	84	709
*175	132	315S/M	3570	409	7,9	35,1	2,5	2,6	91,5	93,1	94,0	0,83	0,88	0,90	1,00	1,41204	15	87	797
*200	150	315S/M	3575	464	7,8	40,1	2,7	2,8	91,5	93,2	94,2	0,84	0,88	0,90	1,00	1,64738	17	87	867
*250	185	315S/M	3575	572	8,5	50,1	2,8	3,0	92,0	93,7	94,3	0,82	0,88	0,90	1,00	2,11806	18	87	995
300	220	355M/L	3580	662	7,2	60,0	1,7	2,5	91,0	92,7	93,8	0,88	0,91	0,93	1,00	4,36666	70	96	1482
*350	260	355M/L	3580	781	7,6	70,0	1,7	2,4	91,8	93,8	94,0	0,89	0,92	0,93	1,00	5,17105	60	96	1626
1800 RPM - 60 Hz																			
0,16	0,12	63	1720	0,89	4,5	0,07	3,2	3,4	45,0	52,0	57,0	0,46	0,55	0,62	1,15	0,00045	31	48	7
0,25	0,18	63	1710	1,14	4,5	0,10	2,8	3,0	53,0	60,0	64,0	0,47	0,57	0,65	1,15	0,00056	18	48	8
0,33	0,25	63	1710	1,44	4,5	0,14	2,9	2,9	59,0	64,0	67,0	0,48	0,59	0,68	1,15	0,00067	20	48	8
0,50	0,37	71	1720	2,07	5,0	0,21	2,7	3,0	56,0	64,0	68,0	0,48	0,59	0,69	1,15	0,00079	10	47	10
0,75	0,55	71	1705	2,90	5,5	0,31	3,0	3,2	62,0	69,0	71,0	0,49	0,60	0,70	1,15	0,00096	10	47	11
1,0	0,75	80	1720	3,02	7,2	0,42	2,5	2,9	72,0	77,5	79,5	0,62	0,74	0,82	1,15	0,00294	8	48	15
1,5	1,1	80	1720	4,43	7,8	0,62	2,9	3,2	72,0	77,0	79,5	0,60	0,73	0,82	1,15	0,00328	5	48	16
2,0	1,5	90S	1740	6,12	6,4	0,82	2,5	3,0	77,0	81,0	82,5	0,60	0,72	0,78	1,15	0,00560	7	51	21
3,0	2,2	90L	1725	8,70	6,8	1,25	2,6	2,8	79,0	82,0	83,0	0,64	0,75	0,80	1,15	0,00672	6	51	23
4,0	3,0	100L	1725	11,8	7,5	1,66	2,6	2,8	82,0	83,0	83,5	0,61	0,73	0,80	1,15	0,00918	7	54	31
5,0	3,7	100L	1715	14,0	7,6	2,09	2,9	3,1	82,5	84,3	85,5	0,63	0,75	0,81	1,15	0,00995	7	54	33
6,0	4,5	112M	1745	16,5	7,4	2,46	2,2	2,8	85,0	86,0	86,2	0,66	0,77	0,83	1,15	0,01741	11	58	44
7,5	5,5	112M	1740	20,0	7,0	3,09	2,2	2,8	86,6	87,5	88,0	0,63	0,74	0,82	1,15	0,01741	11	58	44
10	7,5	132S	1760	26,6	8,0	4,07	2,2	3,0	86,0	88,0	89,0	0,66	0,77	0,83	1,15	0,04652	5	61	62
12,5	9,2	132M	1755	33,3	8,7	5,10	2,5	2,9	86,3	87,8	88,5	0,62	0,73	0,82	1,15	0,05427	5	61	69
15	11	132M	1755	39,3	8,3	6,12	2,3	2,8	86,8	88,2	88,5	0,68	0,80	0,83	1,15	0,05815	5	61	72
20	15	160M	1760	52,6	6,3	8,14	2,3	2,2	88,0	89,3	90,2	0,69	0,79	0,83	1,15	0,09535	10	66	114
25	18,5	160L	1755	64,3	6,3	10,2	2,3	2,4	89,0	90,0	91,0	0,70	0,79	0,83	1,15	0,11542	11	66	128
30	22	180M	1765	75,5	7,5	12,2	2,8	2,8	89,3	90,0	91,0	0,70	0,80	0,84	1,15	0,16145	9	68	158
40	30	200M	1770	101	6,6	16,2	2,3	2,5	89,5	90,5	91,7	0,72	0,82	0,85	1,15	0,27579	14	71	216
50	37	200L	1770	122	6,6	20,2	2,3	2,3	90,2	91,5	92,4	0,75	0,83	0,86	1,15	0,33095	12	71	252
60	45	225S/M	1775	146	7,2	24,2	2,3	2,7	91,0	92,2	93,0	0,75	0,84	0,87	1,00	0,69967	20	75	363
75	55	225S/M	1775	176	7,4	30,3	2,2	2,7	90,3	92,0	93,0	0,76	0,84	0,88	1,00	0,80485	15	75	386
100	75	250S/M	1780	242	8,8	40,2	3,2	3,2	92,0	93,0	93,5	0,74	0,83	0,87	1,00	1,15478	12	75	486
125	90	280S/M	1780	293	7,3	50,3	2,2	2,5	91,5	92,9	93,8	0,75	0,83	0,86	1,00	1,92710	25	80	658
150	110	280S/M	1785	353	8,0	60,2	2,6	2,7	91,5	93,5	94,1	0,78	0,84	0,87	1,00	2,56947	20	80	753
175	132	315S/M	1780	433	7,5	70,4	2,5	2,5	91,0	93,0	94,1	0,80	0,83	0,85	1,00	2,81036	14	80	859
200	150	315S/M	1785	484	7,5	80,2	2,4	2,6	90,5	93,0	94,5	0,75	0,83	0,86	1,00	3,21184	19	80	924
250	185	315S/M	1785	597	8,3	100	2,8	2,8	91,0	93,0	94,5	0,76	0,84	0,86	1,00	3,77391	22	80	1010
300	220	355M/L	1790	691	7,0	120	2,2	2,3	93,0	94,5	95,0	0,79	0,85	0,88	1,00	6,33813	48	83	1428
350	260	355M/L	1790	815	7,3	140	2,3	2,4	92,9	94,6	95,1	0,77	0,85	0,88	1,00	7,45663	32	83	1544
400	300	355M/L	1790	939	6,6	160	2,1	2,1	93,3	94,7	95,3	0,81	0,86	0,88	1,00	9,32079	37	83	1723
*450	330	355M/L	1790	1030	7,1	180	2,1	2,1	93,8	94,8	95,4	0,77	0,85	0,88	1,00	10,25267	39	83	1837
*500	370	355M/L	1790	1160	6,6	200	2,1	2,2	93,9	95,0		0,79	0,85	0,88	1,00	11,18495	31	83	1923

* motores com sobrecarga de temperatura $\Delta T 105K$

Anexo 2 – Catálogo de atuador hidráulico Bosch Rexroth

Características / Features / Características

- ISO 6020/2, DIN 24 554 y NFE 48-016
- Presión de servicio máx. hasta 210 bar
- 14 tipos de fijación
- Ø pistón: 25 hasta 200 mm
- Ø vástago: 12 hasta 140 mm
- Longitudes de carrera hasta 3 m
- Amortiguación de fin de carrera autoajustable
- ISO 6020/2, DIN 24 554 and NFE 48-016
- Max. operating pressure up to 210 bar
- 14 mounting types
- Piston Ø: 25 to 200 mm
- Piston rod Ø: 12 to 140 mm
- Stroke lengths up to 3 m
- Self adjusting end position cushioning
- ISO 6020/2, DIN 24 554 e NFE48016
- Pressão de operação até 210bar
- 14 tipos de fixação
- Ø do êmbolo 25 até 200 mm
- Ø da haste 12 até 140 mm
- cursos até 3 m
- amortecimento de fim de curso auto ajustável

CDT3/CGT3

1/46

RS/E/P 17 032/05.00 - Edição Brasil 10.03

Medidas principales / Main dimensions / Dimensões principais

(mm)

AL Ø	MM Ø	KK ¹⁾ ISO / DIN	A ¹⁾ h15	KK ²⁾ ISO	A ²⁾ h15	a	f Ø máx.	b ±2	c máx.	DD	d	E	EE	D4 Ø 3)	EE	D4 Ø 3)	e	H 4)	MA Nm 5)	NV 9)	PJ ±1,25 10)	Y ±2 10)	ZB máx.	ZM
25	12	M10x1,25	14	—	—	24	9	19	7	M5 x 0,8	42	40	G 1/4	25	M14 x 1,5	21	25	5	5,5	10 14	53	50	121	153
	18	M10x1,25	14	M14x1,5	18	9	30	19	7	M5 x 0,8	42	40	G 1/4	25	M14 x 1,5	21	25	5	5,5	10 14	53	50	121	153
32	14	M12x1,25	16	—	—	26	9	29	9	M6 x 1	42	45	G 1/4	25	M14 x 1,5	21	25	5	8	12 18	56	60	137	176
	22	M12x1,25	16	M16x1,5	22	9	34	29	9	M6 x 1	42	45	G 1/4	25	M14 x 1,5	21	25	5	8	12 18	56	60	137	176
40	18	M14x1,5	18	—	—	30	5	25	13	M8 x 1	52	63	G 3/8	28	M18 x1,5	26	38	-	20	14 22	73	62	166	197
	28	M14x1,5	18	M20x1,5	28	5	42	25	13	M8 x 1	52	63	G 3/8	28	M18 x1,5	26	38	-	20	14 22	73	62	166	197
50	22	M16x1,5	22	—	—	34	5	25	17	M12 x 1,25	58	75	G 1/2	34	M22 x 1,5	29	38	-	50	18 30	74	67	176	208
	36	M16x1,5	22	M27x2	36	5	50	25	17	M12 x 1,25	58	75	G 1/2	34	M22 x 1,5	29	38	-	50	18 30	74	67	176	208
63	28	M20x1,5	28	—	—	42	5	28	17	M12 x 1,25	59	90	G 1/2	34	M22 x 1,5	29	38	-	60	22 36	80	71	185	222
	45	M20x1,5	28	M33x2	45	5	60	28	17	M12 x 1,25	59	90	G 1/2	34	M22 x 1,5	29	38	-	60	22 36	80	71	185	222
80	36	M27x2	36	—	—	50	5	27	22	M16 x 1,5	69	115	G 3/4	42	M27 x 2	34	45	-	125	30 46	93	77	212	247
	56	M27x2	36	M42x2	56	5	72	27	22	M16 x 1,5	69	115	G 3/4	42	M27 x 2	34	45	-	125	30 46	93	77	212	247
100	45	M33x2	45	—	—	60	5	30	22	M16 x 1,5	71	130	G3/4	42	M27 x 2	34	45	-	190	36 60	101	82	225	265
	70	M33x2	45	M48x2	63	5	88	30	22	M16 x 1,5	71	130	G3/4	42	M27 x 2	34	45	-	190	36 60	101	82	225	265
125	56	M42x2	56	—	—	72	5	30	28	M22 x 1,5	85	165	G 1	47	M33 x 2	43	58	-	400	46 75	117	86	260	289
	90	M42x2	56	M64x3	85	5	108	30	28	M22 x 1,5	85	165	G 1	47	M33 x 2	43	58	-	400	46 75	117	86	260	289
160	70	M48x2	63	—	—	88	5	30	34	M27 x 2	85	205	G 1	47	M33 x 2	43	58	-	800	60 95	130	86	279	302
	110	M48x2	63	M80x3	95	5	133	30	34	M27 x 2	85	205	G 1	47	M33 x 2	43	58	-	800	60 95	130	86	279	302
200	90	M64x3	85	—	—	108	5	30	37	M30 x 2	103	245	G 1 1/4	58	M42 x 2	52	76	-	1250	75 120	165	98	336	361
	140	M64x3	85	M100x3	112	5	163	30	37	M30 x 2	103	245	G 1 1/4	58	M42 x 2	52	76	-	1250	75 120	165	98	336	361

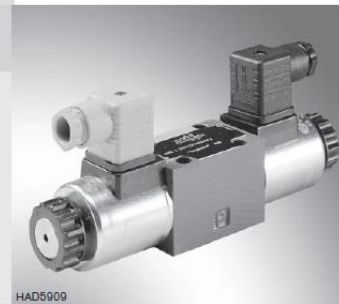
Anexo 3 – Catálogo de válvula direcional Bosch Rexroth

Válvulas direcionais 4/3, 4/2 e 3/2 com solenóide de corrente contínua ou alternada, operando em banho de óleo

Tipo WE 6 ../E

Tamanho nominal 6
Série 6X
Pressão máxima de operação 350 bar
Vazão máxima: 80 L/min (DC)
60 L/min (AC)

RP 23178/04.04 1/12
Substitui: 03.02



Dados para pedidos

WE	6	6X	/	E	/	/	/	/	/	*	
3 conexões úteis = 3 4 conexões úteis = 4		Tamanho Nominal 6 = 6		Série 60 até 69 = 6X (60 até 69: sem alteração de medidas de montagem e conexão)		Retorno por mola = sem desig. Sem retorno por mola = O Sem retorno por mola c/ detente = OF		Solenóide de alto rendimento úmido (opera em óleo) com bobina removível = E		Corrente contínua 24 V = G24 Corrente alternada 230 V 50/60 Hz = W230 Corrente contínua 205 V = G205 ¹⁾	
Simbolo, por ex. B, C, E, EA, EB etc. Execuções possíveis, vide pág. 3		Sem desig. = sem furo de fixação /60 ⁵⁾ = com furo de fixação		Sem desig. = vedações NBR V = vedações FKM (outras vedações sob consulta) ⚠ Atenção! Analisar a compatibilidade da vedação com o fluido utilizado.		Sem desig. = sem giclê B08 = Giclê-Ø 0,8 mm B10 = Giclê-Ø 1,0 mm B12 = Giclê-Ø 1,2 mm Aplicação quando a vazão for maior que limites de capacidade da válvula, atuante no canal P		Conexão elétrica ²⁾ Conexão individual sem conector com conexão DIN EN 175 301-803 conexão central		K4 ³⁾ = D1 =	
com acionamento de emergência coberto (padrão) = N9 com acionamento de emergência = N sem acionamento de emergência = sem desig.											

Anexo 4 – Catálogo de válvula limitadora de pressão Bosch Rexroth

Electric Drives
and Controls

Hydraulics

Linear Motion and
Assembly Technologies

Pneumatics

Service



RP 25 751D/04.05

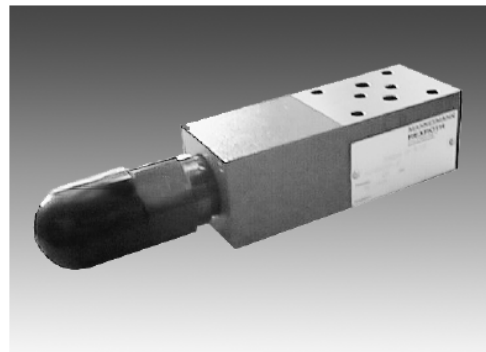
Substitui: 02.00

**Válvula Limitadora de Pressão
Diretamente Operada
Montagem como Placa Intermediária
Tipo ZDBD 6 e Z2DBD 6**

Tamanho Nominal 6

Série 1X

Pressão máxima de operação 315 bar



Z	DBD	6	1XB	/	*
Placa intermediária = Z					
Para as execuções DC ou DD indicar: 2 válvulas limitadoras de pressão tipo cartucho = 2					
Válvula limitadora de pressão, diretamente operada = DBD					
Comando					
Parafuso regulador com tampa protetora = s					
Botão giratório = h					
Tamanho nominal 6 = 6					
					Demais indicações em texto complementar
					sem desig. = Vedações em NBR, resistente a óleo mineral (HL, HLP) conf. DIN 51524
					V = Vedações em FKM, resistente a éster fosfato (HFD-R)
					25 = Pressão máxima ajustável: 25 bar
					50 = Pressão máxima ajustável: 50 bar
					100 = Pressão máxima ajustável: 100 bar
					200 = Pressão máxima ajustável: 200 bar
					315 = Pressão máxima ajustável: 315 bar
					18 = Série 1X B (10 a 19 = medidas de instalação e de conexões inalteradas)
					Limitação de pressão, de - para:
					DA = A - T
					DP = P - T
					DB = B - T
					DC = A - T ou B - T
					DD = A - B ou B - A

Anexo 5 – Catálogo de bomba de engrenamento externo Bosch Rexroth

Electric Drives
and Controls

Hydraulics

Linear Motion and
Assembly Technologies

Pneumatics

Service

Rexroth
Bosch Group

RP 10 031D/03.05

Substitui: Brasil: 08.04

Bomba de Engrenamento Externo Tipo AZPF

Tamanhos nominais 002 até 022

Pressão máxima 250 bar (conforme TN)

Volume de recalque até 22,9 cm³



Bomba AZPF

Tamanho nominal		2	4	5	8	11	14	16	19	22
Volume nominal teórico	cm ³	2,6	4,1	5,6	8,2	11,3	14,4	16,5	19,6	22,9
Pressão de operação, Entrada:	bar	$p_{abs\ min} 0,7$ $p_{abs\ max} 3,0$								
pressão absoluta										
max. pressão contínua p_1	bar	200	250	250	250	250	250	250	210	180
max. pressão intermitente p_2	bar	230	280	280	280	280	280	280	230	210
max. pressão de pico p_3	bar	250	300	300	300	300	300	300	250	230
mín. rotação à $p \leq 100$ bar	min ⁻¹	700	600	500	500	500	500	500	500	500
max. rotação à p_2	min ⁻¹	4000	4000	4000	4000	3500	3000	3000	3000	2500
Peso com flange B; R; O; M	kg	2,3	2,8	2,85	2,9	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8
Peso com flange P; Q;	kg	2,1	2,4	2,45	2,5	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4
Peso com flange A	kg	2,9	3,4	3,45	3,5	3,6	3,8	4,0	4,2	4,4

Anexo 6 – Catálogo de válvula limitadora de vazão

Electric Drives and Controls | Hydraulics | Linear Motion and Assembly Technologies | Pneumatics | Service

Rexroth
Bosch Group

RP 27 219/12.02

Substitui: 07.97

Válvula estranguladora da vazão
Tipo MG
Válvula estranguladora da vazão
com retorno livre
Tipo MK

Tamanho Nominal 6 até 30

Série 1X

Pressão máxima de operação 315 bar

Vazão máxima 400 L/min

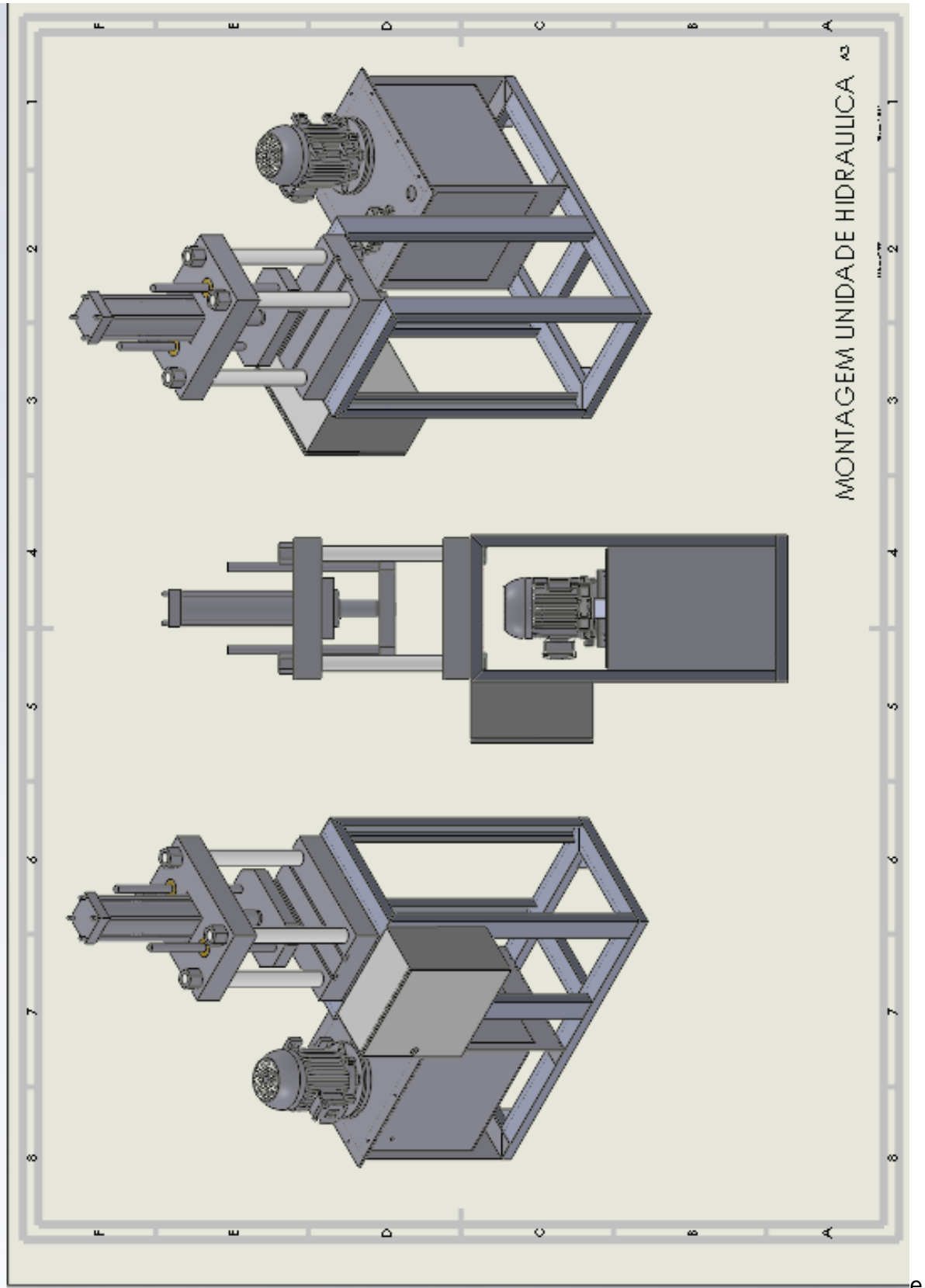


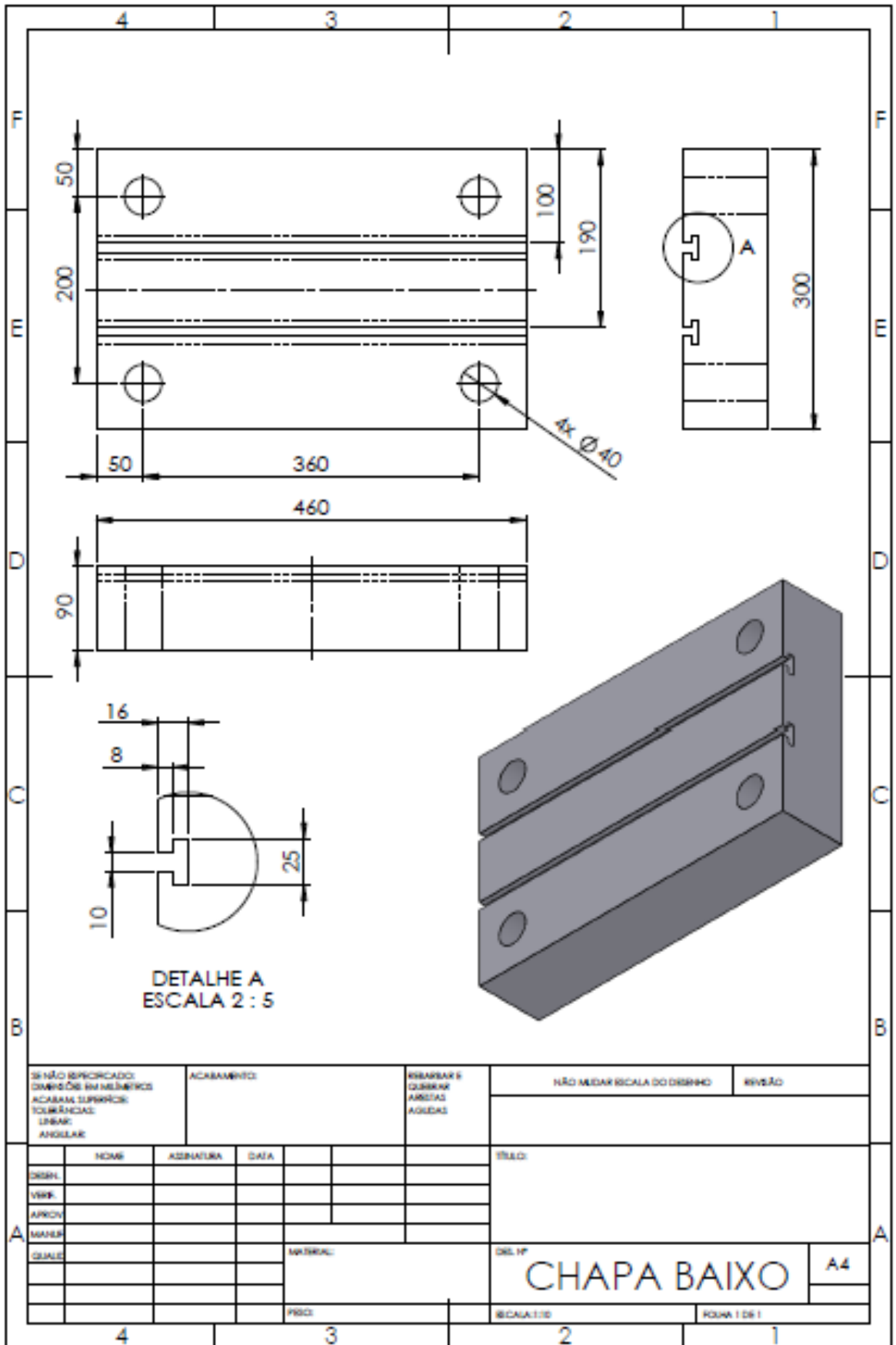
Tipo MK . G1XV

Dados para pedido

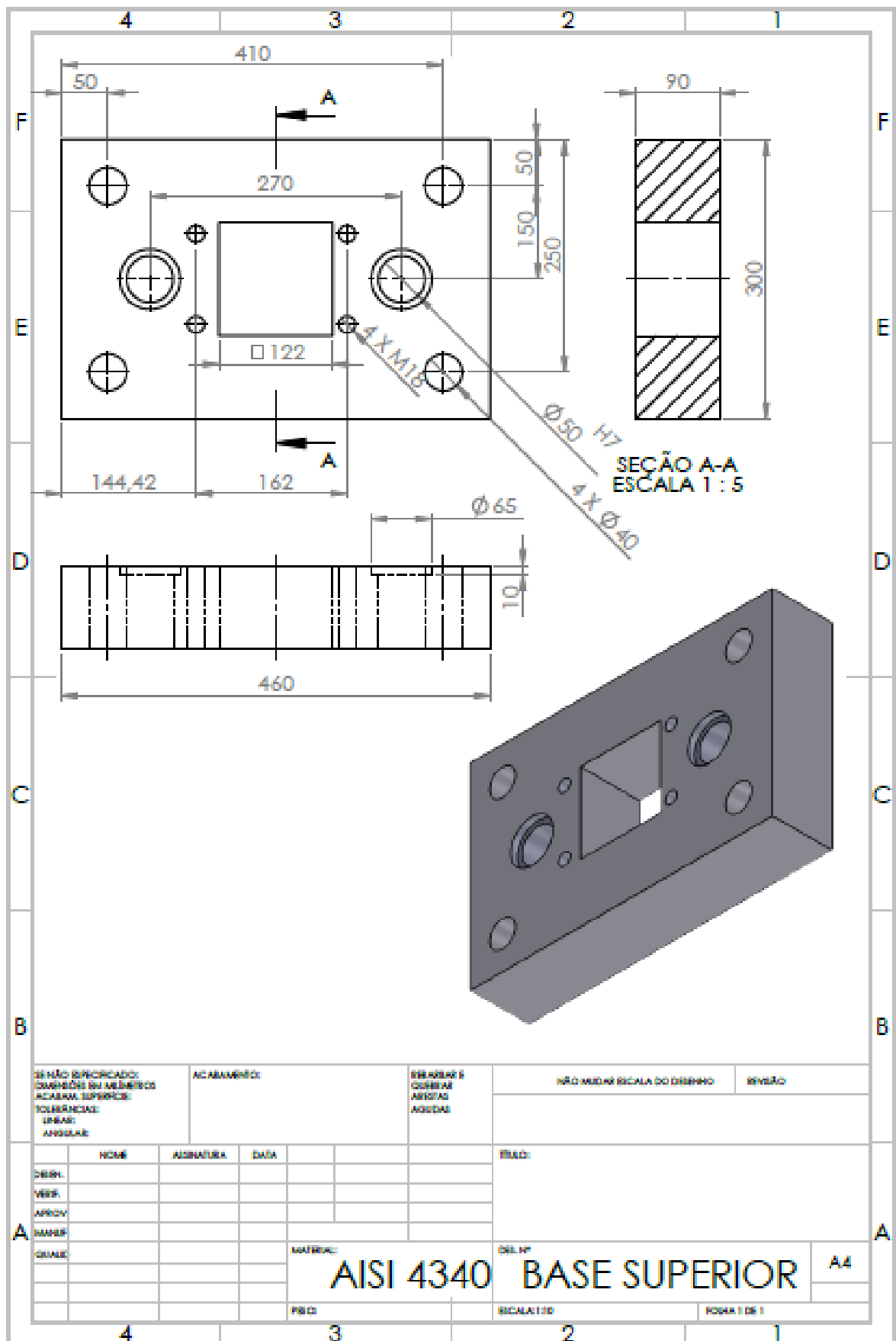
		G	1X/V	*
Válvula redutora da vazão	= MG			demais indicações em texto complementar
Válvula redutora da vazão com retorno livre	= MK			
Tamanho nominal 6	= 6			V = Vedações FKM (outras vedações sob consulta) Atenção! Analisar a compatibilidade da vedação com o fluido utilizado!
Tamanho nominal 8	= 8			
Tamanho nominal 10	= 10			
Tamanho nominal 15	= 15			
Tamanho nominal 20	= 20			
Tamanho nominal 25	= 25			
Tamanho nominal 30	= 30			1X = Série 10 a 19 (10 a 19: medidas de conexão e montagem inalteradas)
para conexão roscada	= G			

Anexo 7 – Desenho do conjunto e componentes

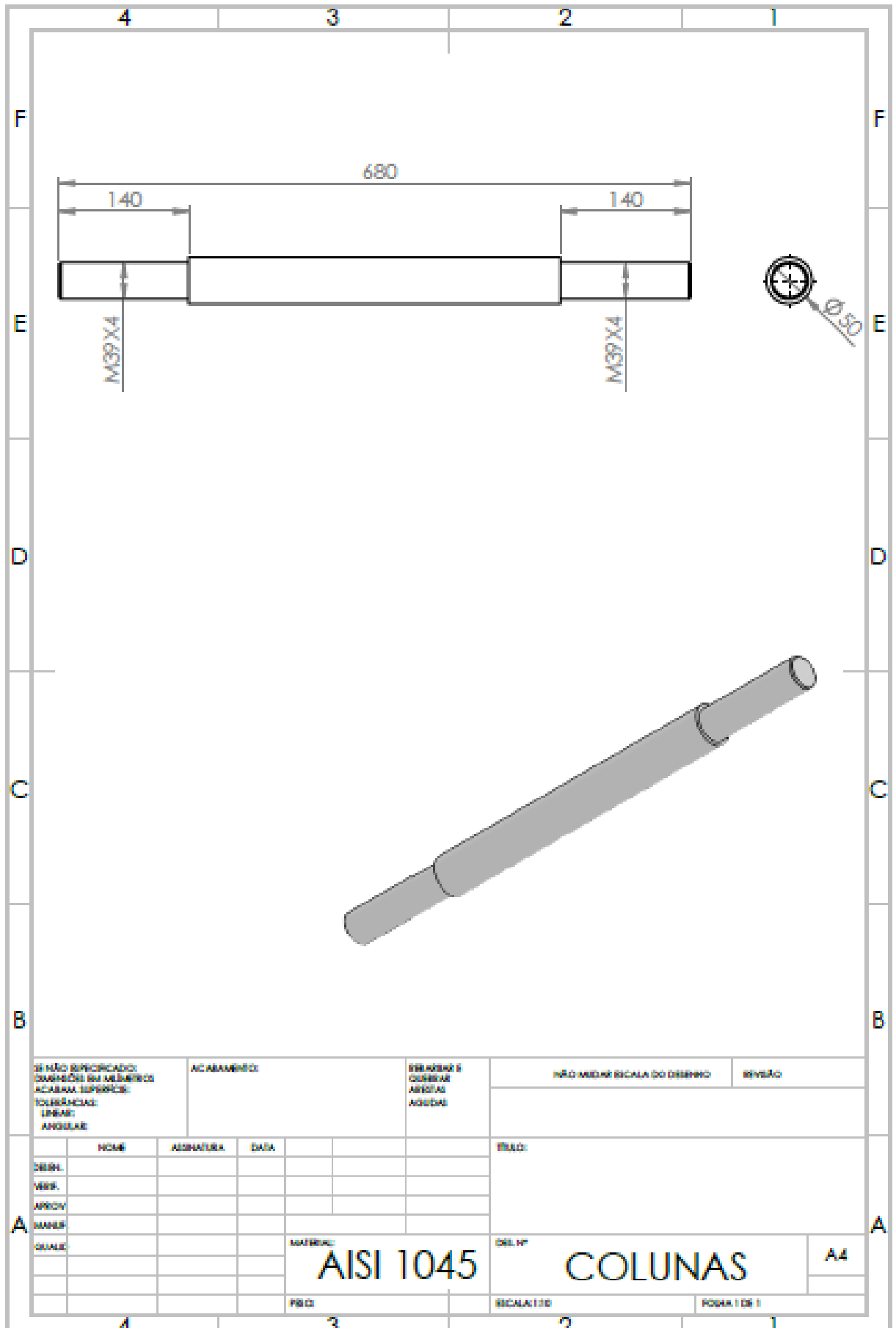




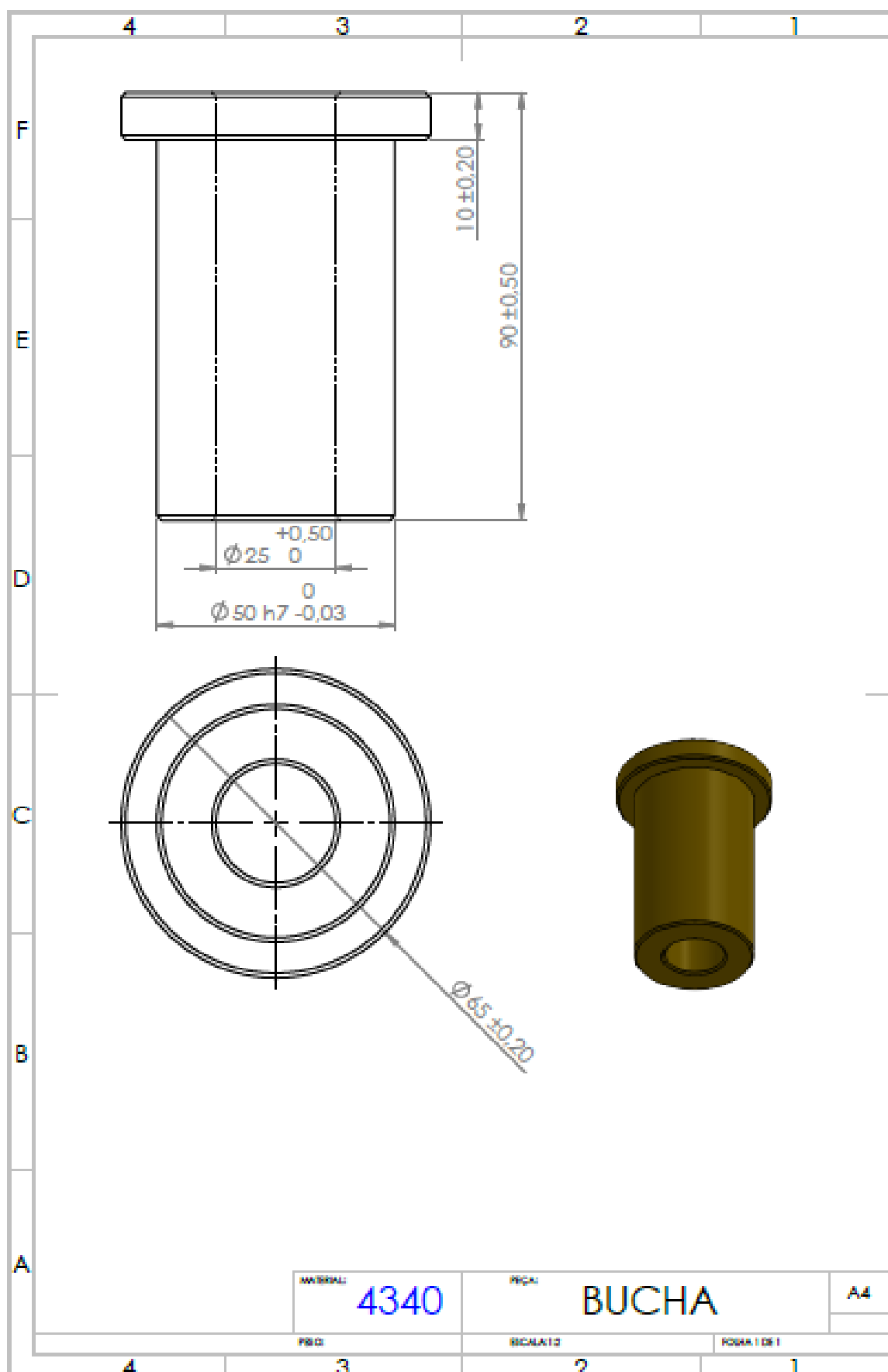
SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS		ACABAMENTO:		REBARBAR E CORNER ARREDORES AGUDOS		NÃO MEDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO	
ACABAMENTO SUPERFÍCIE: TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:									
DESIGN.	NOME	ASSINATURA	DATA	TÍTULO:					
VERIF.				CHAPA BAIXO					
APROV.									
MAQU.									
QUALIF.				MATERIAL:		DEL. 1º		A4	
				PROJ.		ESCALA: 1:10		FOLHA 1 DE 1	

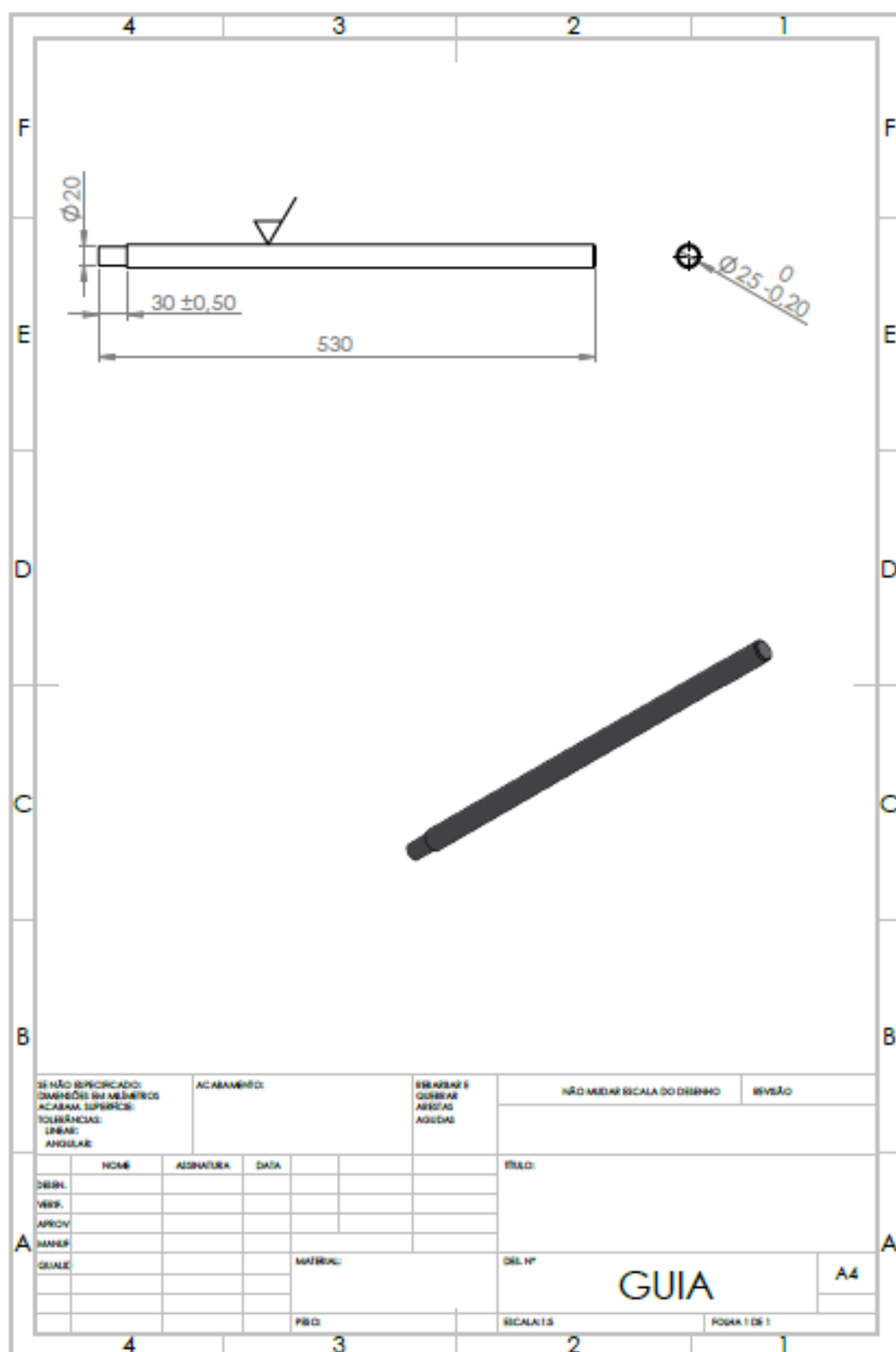


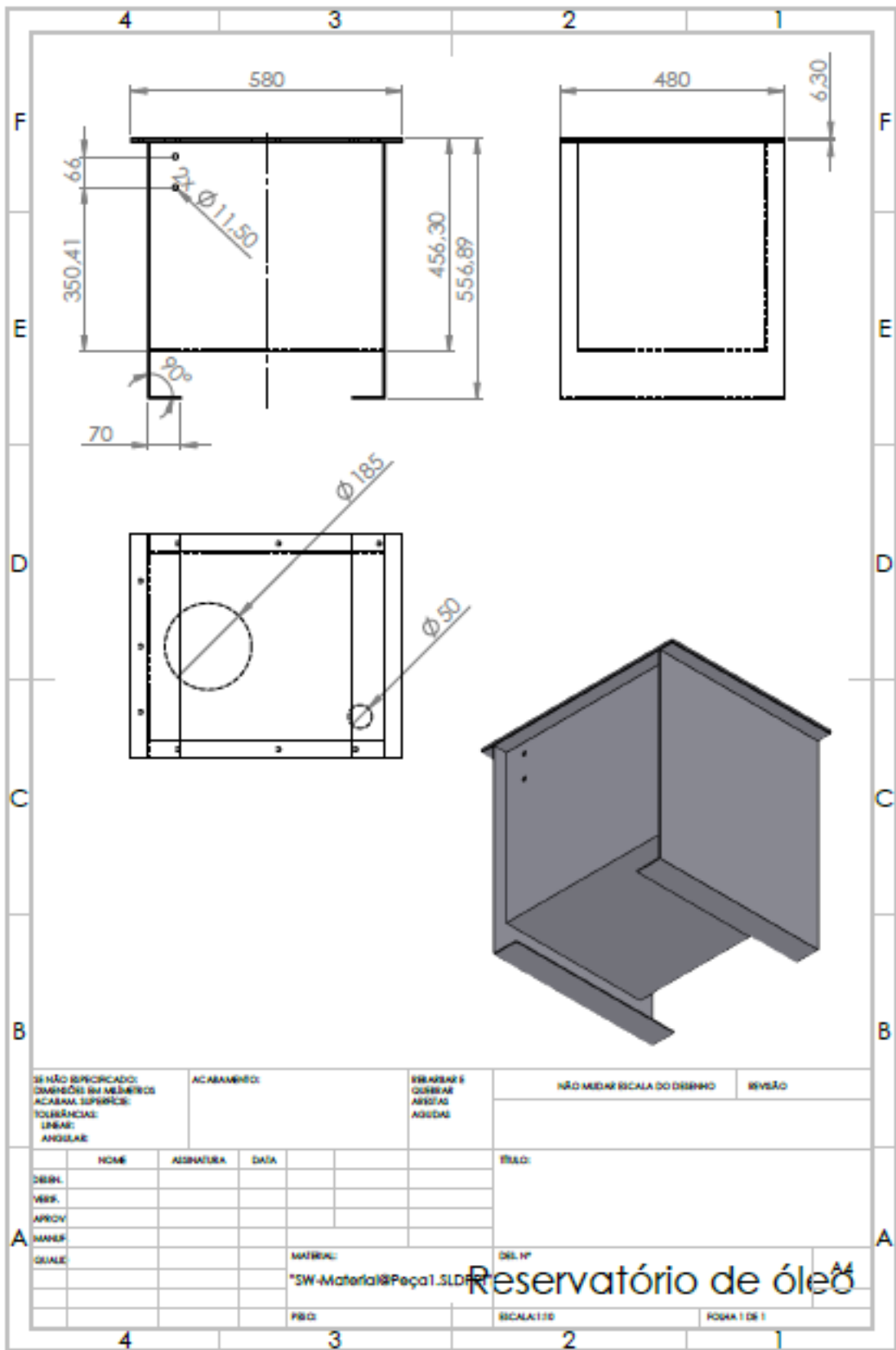
SE NÃO FORNECIDO: DIMENSÕES EM MILÍMETROS ESCALA: 1:5 TOLERÂNCIAS: LINEAR: ANGULAR:		ACABAMENTO:		SE ABILITADO: CORTELAS ABERTAS ACORDAS		NÃO MUDAR ESCALA DO DESENHO		REVISÃO					
DESENHADO:		ALINHATURA:		DATA:		TÍTULO:							
VERIFICADO:						MATERIAL: AISI 4340							
APROVADO:										DEL. Nº BASE SUPERIOR			
MATERIA:										A4			
QUANTIDADE:						FABRICAÇÃO:		ESCALA: 1:5					
						FORMA: 1 DE 1							

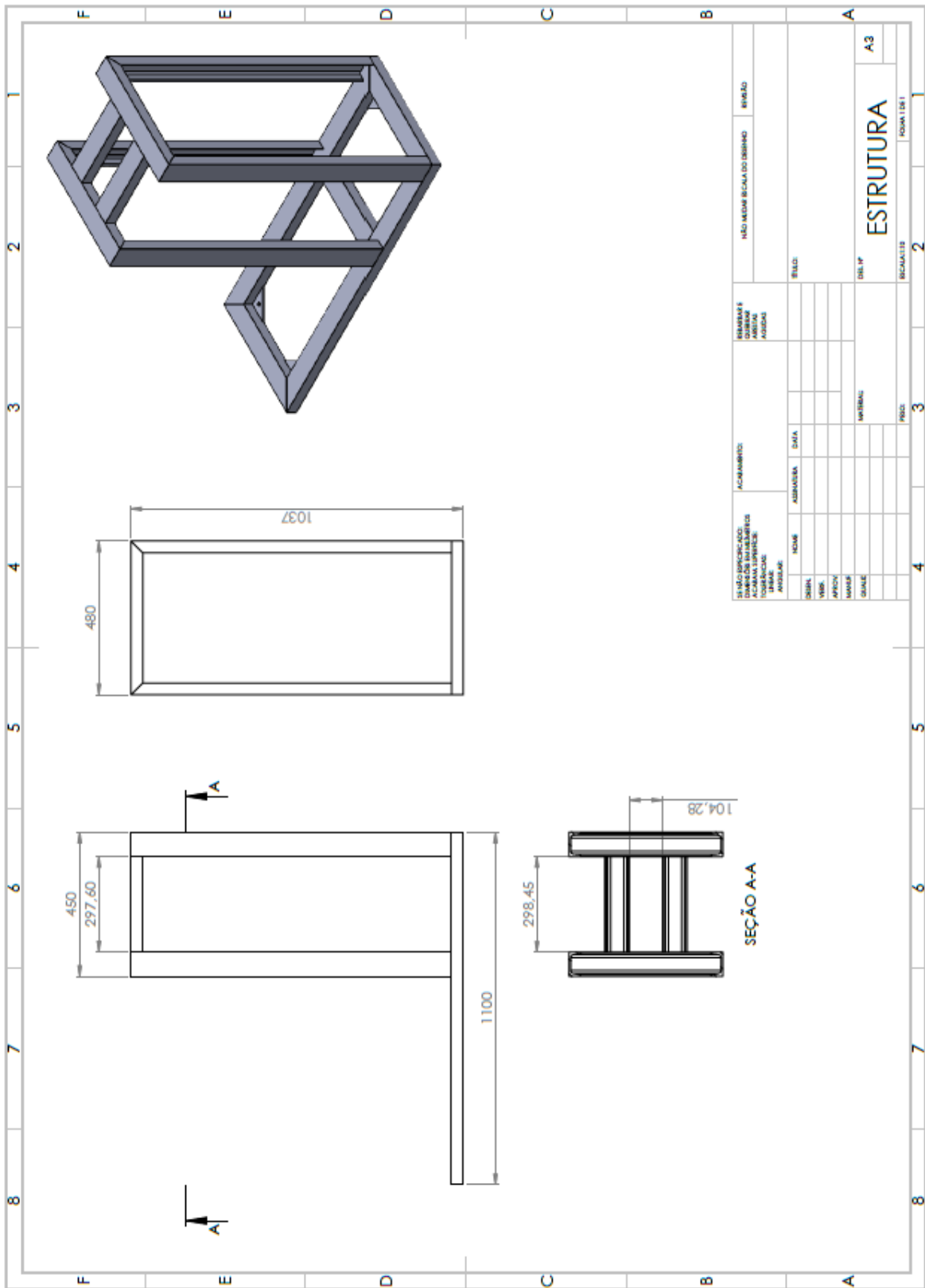


SE NÃO ESPECIFICADO: DIMENSÃO EM MILÍMETROS ACABAMENTO: TOLERÂNCIAS: LINHAS: ANGULAR		ACABAMENTO:		ESCALAS E CORREÇÃO ANGULAR ANGULAR		NÃO MEDAR ESCALA DO DESENHO		DIVISÃO	
NOME		ASSINATURA		DATA		TÍTULO:			
DESENH.						COLUNAS			
REVIS.									
APROV.									
MATER.									
QUALI.						MATERIAL:		DEL. Nº	
						AISI 1045		A4	
						FOLHA 1 DE 1			









DENOMINAÇÃO: ALCAÇA DE ESCADA		ACABAMENTO:		REFINAR E ABRAÇAR ASSEIAR		NÃO MEDIR ESCALÃO DEBEMO		REBATO	
QUANTIDADE UNIDADE	NOME	ABREVIATURA	DATA	ESTILO:		ESCALÃO			
MARCA	DATA	MATERIAL:		ESCALÃO		A3			
PREÇO:						RECALCULO:		2	
ESTRUTURA						ESCALÃO		2	
FOLHA 1 DE 1						A3		2	