

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA
CATARINA – CÂMPUS JARAGUÁ DO SUL - RAU
CURSO SUPERIOR DE TECNOLOGIA EM FABRICAÇÃO MECÂNICA

ALEXANDRE GESSER

DIMENSIONAMENTO DE UMA UNIDADE HIDRÁULICA PARA CONTROLE DE
UMA PRENSA DESTINADA A OPERAÇÕES DE FORJAMENTO, UTILIZANDO
CONCEITOS DE INDÚSTRIA 4.0

JARAGUÁ DO SUL
2017

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA
CATARINA – CÂMPUS JARAGUÁ DO SUL - RAU
CURSO SUPERIOR DE TECNOLOGIA EM FABRICAÇÃO MECÂNICA

ALEXANDRE GESSER

DIMENSIONAMENTO DE UMA UNIDADE HIDRÁULICA PARA CONTROLE DE
UMA PRENSA DESTINADA A OPERAÇÕES DE FORJAMENTO, UTILIZANDO
CONCEITOS DE INDÚSTRIA 4.0

Trabalho de Conclusão de Curso submetido ao
Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia de Santa Catarina como parte dos
requisitos para obtenção do título de Tecnólogo em
Fabricação Mecânica

JARAGUÁ DO SUL

2017

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
por meio do programa de geração automática do câmpus Rau, do IFSC

Gesser, Alexandre

Dimensionamento de uma unidade hidráulica para controle
de uma prensa destinada a operações de forjamento, utilizando
conceitos de indústria 4.0 / Alexandre Gesser
; orientação de Stélio Jacomo Storti. Jaraguá
do Sul, SC, 2018.

130 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) - Instituto Federal
de Santa Catarina, Câmpus Jaraguá do Sul -
Rau. Tecnologia em Fabricação Mecânica. .

Inclui Referências.

1. Prensa hidráulica. 2. Sistema hidráulico. 3.
Forjamento. 4. Dimensionamento de componentes. 5. Quarta
revolução industrial. I. Storti, Stélio Jacomo. II. Instituto
Federal de Santa Catarina. . III. Título.

**DIMENSIONAMENTO DE UMA UNIDADE HIDRÁULICA PARA CONTROLE DE
UMA PRENSA DESTINADA A OPERAÇÕES DE FORJAMENTO, UTILIZANDO
CONCEITOS DE INDÚSTRIA 4.0**

ALEXANDRE GESSER

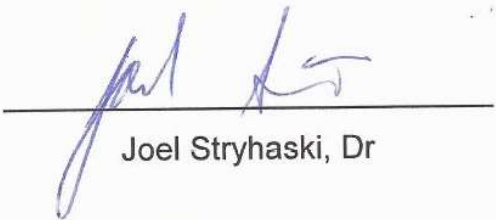
Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do Título de Tecnólogo em Fabricação Mecânica e aprovado na sua forma final pela banca examinadora do Curso Superior de Tecnologia em Fabricação Mecânica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina.

Jaraguá do Sul, 19 de dezembro de 2017.

Banca Examinadora:



Stélio J. Storti, Me



Joel Stryhaski, Dr



Tiago Silva, Me

DEDICATÓRIA

Dedico esse trabalho ao meu pai Osvaldo Gesser e a minha mãe Noeli Terezinha Marangoni Gesser, que acima de tudo me ensinaram a viver e a sempre correr atrás dos meus sonhos. Também dedico este à minha namorada, meus amigos e minha irmã, que por diversas vezes me deram apoio e ajudaram a manter a calma nos momentos mais difíceis.

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus por me dar saúde para realizar este trabalho.

Agradeço a meus pais pela educação que me deram e sempre me incentivaram a estudar e ser esforçado.

Aos colegas de classe que me acompanharam durante o curso.

A minha namorada que desde que entrei no curso, sempre me deu apoio e confiança.

A toda equipe do Instituto Federal, em especial aos professores.

A toda equipe da Jartec Automação Industrial, pela compreensão nos momentos em que precisei me ausentar e pela ajuda na busca de material de pesquisa.

Obrigado.

“O único lugar onde sucesso vem antes
de trabalho é no dicionário”

(ALBERT EINSTEIN, 1879 - 1955)

RESUMO

Prensas hidráulicas são equipamentos capazes de aplicar grandes forças, podendo ultrapassar 4900 meganewtons, por conta disso se faz necessário o dimensionamento correto dos itens que compõe a unidade hidráulica que controla a movimentação da matriz da prensa. Para realizar o dimensionamento de uma unidade hidráulica de forma correta, são necessárias várias informações, vazão, pressão e temperatura de trabalho são algumas das mais importantes. Para a aplicação proposta nesse trabalho, que envolve uma prensa destinada a operações de forjamento, a temperatura ambiente é um fator decisivo, pois se apresenta relativamente elevada, o que dificulta a troca de calor com o ar, porém, também não há disponível água para refrigeração, o que tornou ainda mais importante realizar o dimensionamento dos componentes de forma que gerem menos perda de pressão, que é um dos fatores que contribuem para geração de calor. Quando um fluido hidráulico superaquece, suas propriedades de lubrificantes são alteradas, fazendo com que o desgaste dos componentes aconteça de forma acelerada. A instalação de filtros no sistema hidráulico permite a retenção das partículas liberadas pelo desgaste dos componentes, dessa forma impedindo que as partículas liberadas causem ainda mais danos. Calor e partículas são duas das tantas variáveis que podem causar alterações nas características e na qualidade do óleo, para manter o sistema em pleno funcionamento se faz necessária a instalação de vários sensores e medidores, capazes de monitorar constantemente as condições do óleo e da máquina como um todo. A aplicação de sensores em toda a cadeia produtiva é uma das novidades da 4ª revolução industrial, que promete grandes mudanças no setor industrial. Em ambientes quentes, recomenda-se que o sistema hidráulico tenha uma boa eficiência, a fim de gerar menos calor. Para garantir essa eficiência foram utilizados equipamentos de ponta, como bombas de pistões variáveis, elementos lógicos que permitem o controle de grandes vazões e válvulas proporcionais, respeitando as normas de segurança e monitorando todo o sistema por sensores compatíveis com IO-Link, que apresenta um novo conceito de sensores e medidores.

Palavras-Chave: Prensa hidráulica, sistema hidráulico, Forjamento, Dimensionamento de componentes, 4ª revolução industrial.

ABSTRACT

Hydraulic presses are capable of exerting forces of up to 4900 meganewtons, because of that, it is necessary to correctly calculate the items that make up the hydraulic unit that controls the movement of the press matrix. In order to correctly dimension a hydraulic unit, many information are required, flow, pressure and working temperature are some of the most important. For the application proposed in this work, which involves a press for forging operations, the ambient temperature is a decisive factor, because it is relatively high, which makes it difficult to exchange heat with air, however, there is also no water available for cooling, which has made it even more important to dimension the components in a way that generates less pressure loss, which is one of the factors that contribute to the generation of heat. When a hydraulic fluid overheats, it loses its lubricating properties, causing the components to wear out at an accelerated rate. The components suffer wear naturally, but in proportions considered normal. The installation of filters in the hydraulic system allows the retention of the particles released by the wear of the components, thus preventing the released particles from causing further damage. Heat and particles are two of the many variables that can cause changes in the characteristics and quality of the oil, so to keep the system fully operational, it is necessary to install several sensors and meters, able to constantly read the conditions of the oil and the machine as one all. The application of sensors throughout all the production chain is one of the news of the 4th industrial revolution, which promises major changes in the industrial sector. In hot environments, it is recommended that the hydraulic system has a good efficiency in order to generate less heat. To ensure this efficiency, state-of-the-art equipment such as variable piston pumps, logic elements that allows the passage of large flows and proportional valves have been used in compliance with safety standards and monitoring the entire system by sensors compatible with IO-Link, which presents a new concept of sensors and meters.

Keywords: Hydraulic press, hydraulic system, Forging, Component dimensioning, 4th industrial revolution

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Prensa hidráulica.....	19
Figura 2: Cilindro hidráulico (em laranja) para abertura de comporta	20
Figura 3: Escavadeira hidráulica	20
Figura 4: Guindaste de convés.....	21
Figura 5: Flaps de uma aeronave.....	21
Figura 6: Elevador hidráulico tipo tesoura	22
Figura 7: Modelo esquemático e simbólico de um circuito hidráulico com os componentes básicos de uma unidade hidráulica.....	23
Figura 8: Unidade hidráulica.....	24
Figura 10: Forjamento em matriz aberta	26
Figura 11: Martelo de tábuas.....	27
Figura 12: Prensa excêntricas.....	27
Figura 13: Prensa de fuso por fricção	28
Figura 14: Prensa hidráulica para forjamento em matriz aberta.....	29
Figura 15: Tipos de fixação para cilindros tirantados e flangeados.....	30
Figura 16: Cilindro tirantado à esquerda, cilindro flangeado a direita.....	31
Figura 17: Exemplos de cargas de Euler	32
Figura 18: Bombas hidrostáticas e hidrodinâmicas).....	35
Figura 19: Bomba de parafuso (engrenagem helicoidal).....	36
Figura 20: Bomba de engrenagem externa	37
Figura 21: Bomba de engrenagem interna	38
Figura 22: Bomba de palhetas fixa	39
Figura 23: Bomba de palhetas variáveis	40
Figura 24: Funcionamento básico de bombas de pistões	40
Figura 25: Bomba de engrenagem pistões radiais	41
Figura 26: Funcionamento de uma bomba de pistões axiais	42
Figura 27: Tabela de critérios para seleção bombas	43
Figura 28: Válvula direcional 4/2 vias, êmbolo cruzado (êmbolo “D”)	45
Figura 29: Alguns centros disponíveis em válvulas direcionais de êmbolo	46
Figura 30: Válvula de assento metálico.....	46
Figura 31: Válvula limitadora de pressão e sua simbologia.....	47
Figura 32: Exemplo de um circuito com válvula de contrabalanço.....	48
Figura 33: Válvula controle de fluxo bidirecional	49
Figura 34: Forma construtiva de um elemento lógico.....	49
Figura 35: Elemento lógico executando função de válvula direcional 2/2 vias com retenção	50
Figura 36: Tabela de perda de carga de uma válvula centro E	50
Figura 37: Tabela de fatores de atrito.....	53
Figura 38: Reservatório prismático.....	55
Figura 39: Trocadores de calo ar/óleo.....	57
Figura 40: Gráfico vazão x capacidade de refrigeração	59
Figura 41: Trocador de calor casco e tubos	60
Figura 42: Trocador de calor de placas brasadas	60
Figura 43: Placas brasadas.....	61
Figura 44: Gráfico vazão x capacidade de refrigeração – Trocador de calor água/óleo casco/tubo	62
Figura 45: Tabela de capacidade de refrigeração – Trocador de calor água/óleo	

placas brasadas	62
Figura 46: Trocador de calor instalado em uma linha de retorno	63
Figura 47: Trocador de calor instalado em um sistema off-line juntamente com um filtro	63
Figura 48: Comparação de meios filtrantes.....	64
Figura 49: Princípio de funcionamento de um elemento filtrante.....	65
Figura 50: Filtro de sucção interno	66
Figura 51: Filtro de sucção externo	66
Figura 52: Filtro de pressão com indicador de saturação elétrico	67
Figura 53: Filtros de retorno para montagem em cima da tampa do reservatório	68
Figura 54: Exemplos de posicionamento de filtros em sistemas hidráulicos	69
Figura 55: Filtro off-line.....	70
Figura 56: Filtro de ar	71
Figura 57: Tabela para seleção de malha de filtragem e níveis de pureza ISO.....	73
Figura 58: Classificação de níveis de pureza conforme ISSO 4406:1999.....	74
Figura 59: Perda de carga inicial recomendada para filtros limpos	75
Figura 60: Saturação de um elemento filtrante.....	76
Figura 61: Exemplo de cálculo de perda de carga inicial para um elemento filtrante para linha de retorno, de 10 μm , com coeficiente de gradiente = 4.0 conforme HYDAC, 2016.....	76
Figura 62: Exemplo de um esquema hidráulico de bloco de segurança	78
Figura 63: Transmissão de dados analógica convencional x IO-Link.....	81
Figura 64: Especificações de prensas hidráulicas.....	83
Figura 65: Cilindro de prensa de forjamento	86
Figura 66: Tabela de diâmetros disponíveis para cilindro mil type CSH3.....	87
Figura 67: Modelo de fixação selecionado	88
Figura 68: Medidas cilindro mil type CSH3, fixação MF3	88
Figura 69: Tabela de medidas cilindro mil type CSH3, fixação MF3.....	89
Figura 70: Cursos admissíveis para cilindro mil type CSH3, fixação MF3	89
Figura 71: Bomba de pistão axial K3VG180DT	94
Figura 72: Controle de potência da bomba de pistão axial K3VG180DT	94
Figura 73: Controle de vazão da bomba de pistão axial K3VG180DT	94
Figura 74: Faixa de temperatura para bombas de pistão	95
Figura 75: Perda de carga em elementos lógicos com cone amortecedor e fluido com 35 mm^2/s	96
Figura 76: Tampa para elementos lógicos com válvula de pilotagem	96
Figura 77: Bomba de palheta variável PVE-006PC2.....	97
Figura 78: Seleção de potência do motor para bomba PVE-006PC2	98
Figura 79: Válvula de cartucho.....	98
Figura 80: Perda de carga de uma válvula com cavidade 10.....	99
Figura 81: Vazões máximas da válvula de preenchimento TN160	99
Figura 82: Caso de aplicação 2 para montagem da válvula.....	100
Figura 83: Tanque de 5000 litros dimensionado para a aplicação.....	101
Figura 84: Perda de carga para filtro NF 2650 - 3 μm	103
Figura 85: Perda de carga para filtro NF 2650 - 10 μm	104
Figura 86: Perda de carga para filtro NF 2650 - 20 μm	104
Figura 87: Filtro NF 2650.....	105
Figura 88: Gráfico de perda de carga para filtros de sucção internos de 125 μm com viscosidade de 30 mm^2/s	106
Figura 89: Gráfico de perda de carga à 10 l/min para filtros de pressão LF 60 de 3	

µm	107
Figura 90: Gráfico de perda de carga à 589 l/min para filtros de pressão DF 2000 de 3 µm	107
Figura 91: Dimensionamento do tamanho do filtro de ar.....	108
Figura 92: Perda de carga para filtro de ar BF 9	109
Figura 93: Perda de carga para filtro de ar com bocal de enchimento ELF 52.....	109
Figura 94: Dados do filtro desumidificador SDB-122.....	110
Figura 95: Trocador de calor recomendado para a aplicação	112
Figura 96: Linha de sucção da bomba principal	113
Figura 97: Blocos de segurança instalados nos cabeçote dos cilindros escravos .	118
Figura 98: Esquema hidráulico do bloco de segurança utilizado.....	119
Figura 99: Cabos de segurança para ruptura de mangueiras	119
Figura 100: Sistema de filtragem off-line, reservatório e conjunto de pilotagem	122
Figura 101: Bloco de distribuição	123
Figura 102: Bomba de pistões.....	123
Figura 103: Cilindro hidráulicos	124
Figura 104: Esquema hidráulico completo	125
Figura 105: Unidade Hidráulica Projetada, vista isométrica 1	126
Figura 106: Unidade Hidráulica Projetada, vista isométrica 2	127

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Descrição	Unidade
PTb	Pressão de trabalho	[Mpa ou bar]
Fa	Força de avanço	[N]
η_{at}	Rendimento	[0,9]
Dh	Diâmetro da haste	[mm ou cm]
λ	Comprimento livre de flambagem	[mm ou cm]
E	Módulo de elasticidade do aço	[2,1 x 10 ⁷ N/cm ²]
S	Coefficiente de segurança em flambagem	3,5
D	Diâmetro do atuador	[mm ou cm]
V	Volume de óleo	[cm ³ ou litros]
r	Raio do cilindro hidráulico	[mm ou cm]
h	Curso do cilindro hidráulico	[mm ou cm]
Q	Vazão de óleo / vazão na tubulação	[l/min ou cm ³ /s]
T	Tempo	[s]
Qia	Vazão induzida no avanço	[l/min ou cm ³ /s]
Vret	Volume de óleo para retorno do cilindro	[cm ³ ou l]
Tav	Tempo de avanço	[s]
Qir	Vazão induzida no retorno	[l/min ou cm ³ /s]
Vav	Volume de óleo para avanço do cilindro	[l/min ou cm ³ /s]
Ter	Tempo de retorno	[s]
Vg	Volume de deslocamento	[cm ³ /rot]
η_v	Rendimento volumétrico	[0,91]
n	Rotação	[rpm]
QB	Vazão calculada da bomba	[l/min ou cm ³ /s]
N	Potência de acionamento	[KW ou CV]
P	Pressão do sistema	[Mpa ou bar]
η_t	Rendimento total	[0,9]
d	Diâmetro interno da tubulação	[cm ou mm]
v	Velocidade do fluxo na linha	[m/s]
Re	Número de Reynolds	[90/Re]
dt	Diâmetro interno da tubulação	[cm ou mm]
ν	Viscosidade do fluido	[mm ² /s]
ΔP	Perda de carga	[bar]
Ψ	Fator de atrito	[adimensional]
Lt	Comprimento total dos tubos	[cm ou mm]
ρ	Massa específica do fluido	[kg/m ³]
CR	Volume do reservatório	[l]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 Problema	16
1.2 Justificativa	16
1.3 Objetivos	17
1.3.1 Objetivo geral	17
1.3.2 Objetivos específicos	17
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1 Histórico da Hidráulica	18
2.2 Automação hidráulica e suas divisões	18
2.3 Unidades Hidráulicas, sistemas e circuitos hidráulicos	22
2.4 Definições importantes	24
2.5 Forjamento	25
2.5.1 Matrizes abertas e matrizes fechadas	25
2.5.2 Equipamentos utilizados no processo de forjamento	26
2.6 Dimensionamento e características	29
2.6.1 Dimensionamento de atuadores hidráulicos	29
2.6.2 Vazão do sistema e tipos de bombas	33
2.6.3 Válvulas de controle (direcionais, pressão, vazão)	44
2.6.4 Dimensionamento de tubulações e mangueiras	51
2.6.5 Dimensionamento do reservatório	54
2.6.6 Trocadores de calor	56
2.6.7 Filtragem do sistema e nível de contaminação	64
2.6.8 NR-12	77
2.6.9 Indústria 4.0	79
3 METODOLOGIA	82
3.1 Dados de entrada	83
3.2 Dimensionamentos	84
3.2.1 Atuadores hidráulicos	84
3.2.2 Vazão do sistema e escolha da bomba	90
3.6.3 Válvulas de controle	95
3.6.4 Reservatório de óleo	100
3.6.5 Filtragem do sistema e nível de contaminação	102
3.6.6 Trocador de calor	110
3.6.7 Tubulações e Mangueiras	112
3.6.8 NR-12	118
3.6.9 Indústria 4.0	120
4 ESQUEMA HIDRÁULICO E DESENHO DA UNIDADE HIDRÁULICA	121
5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	128

1 INTRODUÇÃO

Nos dias atuais os sistemas hidráulicos estão presentes em diversos equipamentos, como em escavadeiras, máquinas agrícolas, elevadores de carga, movimentação em máquinas operatrizes, dentre uma série de outras aplicações, sendo que em sua maioria, são para trabalhos considerados “pesados”.

Uma das aplicações mais comuns para o uso de sistemas hidráulicos, são no controle de prensas hidráulicas. Prensas hidráulicas podem ser manuais ou automatizadas e conseguem gerar forças de 4900 meganewtons ou mais (MICHELS et al. 2013).

Existem diversos tipos de prensa, alguns exemplos são as prensas excêntricas, de fuso e de fuso por fricção. No entanto, quando se deseja utiliza-las em operações de forjamento, as prensa hidráulicas se destacam entre os outros modelos se compararmos os aspectos, força, paradas rápidas com inícios de ciclos intercalados e controle preciso por conta da pequena taxa de compressibilidade do fluido hidráulico que geralmente é óleo (DURFEE; SUN; VAN DE VEM, 2015, tradução nossa).

A aplicação de sistemas hidráulicos em prensas exige um vasto estudo dos componentes que serão empregados na elaboração do projeto hidráulico. Deve ser feito um estudo para dimensionar trocadores de calor, já que se pretende criar um sistema para trabalho com alta pressão e velocidade de percurso.

O aquecimento demasiado em unidades hidráulicas deve ser evitado, pois se o óleo hidráulico chegar a temperaturas de elevadas, sua viscosidade será reduzida, fazendo com que os componentes que estão em contato tenham pouca lubrificação, gerando assim desgaste prematuro dos mesmos e vazamentos. Em contrapartida, se o óleo estiver com a temperatura demasiadamente baixa, sua viscosidade será muito alta, dificultando a sucção deste pela bomba. Por esse motivo, a viscosidade é considerada uma característica muito importante dos óleos lubrificantes (FIALHO, 2004).

A proposta deste trabalho é dimensionar uma unidade hidráulica completa para controle e automação de uma prensa hidráulica destinada a operações de forjamento, aplicando alguns conceitos da indústria 4.0.

1.1 Problema

Este trabalho tem o intuito de realizar o dimensionamento e execução de projeto de uma unidade hidráulica para controle de uma prensa hidráulica que trabalha com força de 34323 quilonewtons, curso de 1950 milímetros, duas velocidades de avanço, sendo avanço rápido (100 mm/s) para aproximação e lenta (6mm/s) para prensagem.

Por se tratar de um ambiente fabril agressivo com altas temperaturas e contaminação do ar com partículas, pretende-se encontrar uma forma correta de dimensionar uma unidade hidráulica que possa trabalhar normalmente, sem superaquecer o óleo, sem gerar gastos com manutenção que poderiam ser evitados, incluindo paradas longas por conta de quebra de componentes, pois estes são problemas geralmente encontrados quando se trabalha com altas temperaturas e grandes vazões. Para monitorar as condições da unidade hidráulica pretende-se utilizar conceitos da indústria 4.0, que sugere equipamentos de monitoramento das condições do óleo e da unidade hidráulica tais quais contaminação e temperatura do óleo e vibração do motor.

1.2 Justificativa

Um sistema hidráulico, se bem dimensionado, resultará em menos manutenção em todas as áreas. Sendo que alguns dos itens que podemos citar são menos gastos com manutenção, redução do tempo de máquina parada, menos gasto com componentes novos, redução de retrabalho de engenharia de projeto, menos gasto com logística, tanto de pessoal qualificado para realização de manutenções corretivas como também a logística para transporte de componentes novos.

No momento histórico em que estamos hoje, vivenciamos o começo da chamada 4ª revolução industrial, ou indústria 4.0, que está trazendo uma série de novos conceitos para dentro das fábricas. Aplicando esses conceitos na área da hidráulica industrial, pretende-se melhorar a confiabilidade de prensas e outros equipamentos acionados hidraulicamente, por meio de um sistema seguro para monitorar as condições de funcionamento da máquina.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

Dimensionar uma unidade hidráulica para realizar o controle das funções hidráulicas de uma prensa destinada a operações de forjamento em matriz aberta. As principais características da prensa a ser controlada pela unidade hidráulica são a aplicação de uma força máxima de 34323 quilonewtons, curso de 1950 milímetros, duas velocidades de avanço, sendo avanço rápido (100mm/s) para aproximação e lenta (6mm/s) para prensagem.

Esse sistema deve utilizar conceitos da indústria 4.0, oferecer pouca queda de pressão e apresentar meios de serem realizadas manutenções preditivas visando aumentar a vida útil dos componentes e da unidade hidráulica como um todo.

1.3.2 Objetivos específicos

- Dimensionar os componentes e acessórios para que atendam as especificações.
- Aplicar conceitos de indústria 4.0 na unidade hidráulica.
- Verificar as medidas de segurança que devem ser tomadas para atender as especificações da NR-12.
- Realizar o projeto da unidade hidráulica em 3D e o desenvolvimento do diagrama hidráulico em 2D.
- Fornecer ao Instituto Federal de Santa Catarina um material para ser utilizado por alunos ou profissionais da área para dimensionamento de um sistema hidráulico.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Para tornar possível o correto dimensionamento da unidade hidráulica para controle de uma prensa, foi necessária uma extensa pesquisa sobre os seus principais componentes e acessórios, bem como as características de prensas hidráulicas. Esse capítulo apresenta os resultados das pesquisas que foram feitas.

2.1 Histórico da Hidráulica

A palavra hidráulica é proveniente do grego “hidros”, que significa água, ou mais precisamente, água conduzida em tubos. É a ciência que estuda líquidos em escoamento e sob pressão (FIALHO, 2004).

Não há como falar da hidráulica industrial sem antes citar os primeiros usos de condução de fluidos e as primeiras máquinas hidráulicas criadas pelo homem. Na antiga Babilônia e também no Egito antigo, para realizar a irrigação de suas plantações eles utilizaram canais em cadeia. Na Pérsia, começaram a ser utilizadas rodas d'água com canecos periféricos para transporte de água.

Por volta de 250 a.C, Arquimedes inventou a primeira bomba de parafuso, sendo que este modelo é utilizado até os dias de hoje. Os primeiros conceitos de bombas centrífugas foram desenhados por Leonardo da Vinci, que também ajudou a resolver diversos outros problemas hidráulicos de sua época.

Em 1682 o engenheiro francês Rannequin construiu o sistema de abastecimento de Versalhes, compreendendo 253 bombas acionadas por 14 rodas d'água (AZEVEDO, 1989). Os equipamentos começaram a apresentar uma maior similaridade com as bombas que conhecemos hoje, no final do século XVII e metade do século XVIII, com as avanços de Denis Papin que foi o primeiro a construir uma bomba centrífuga, Thomas Savoy, que começou a utilizar vapor d'água para acionar bombas aspirantes e também James Watt, que realizou inúmeros aperfeiçoamentos nestes modelos descritos acima.

Hoje em dia a hidráulica foi imensamente aprimorada, tanto que se fez necessário dividi-la em áreas específicas.

2.2 Automação hidráulica e suas divisões

A automação pode ser definida como a dinâmica organizada dos automatismos. Os automatismos são os meios, ferramentas, máquinas, processos de trabalho ou recursos graças aos quais a ação humana, em determinado processo, fica reduzida, eliminada ou potencializada. (FIALHO, 2004).

A hidráulica nos permite a obtenção de força usando um fluído como meio de trabalho. Com a automação aplicada à hidráulica, podemos direcionar a força para o sistema ou equipamentos que desejamos (FIALHO, 2013).

Para realização de uma automação hidráulica, é necessária a utilização de um circuito hidráulico, esse circuito deve ser dimensionado com dados de pressão, vazão e componentes conforme as necessidades de cada aplicação.

De acordo com Linsingen (2003), existem 6 diferentes utilizações para o uso da hidráulica, são elas as aplicações na hidráulica industrial (1), na siderurgia, engenharia civil, geração de energia e extração mineral (2), aplicações mobil (3), hidráulica para aplicações navais (4), aplicações técnicas especiais (5) e aplicações gerais (6).

- Hidráulica industrial: É aquela utilizada em máquinas ou equipamentos estacionários utilizados nas indústrias, por exemplo, máquinas operatrizes, máquinas injetoras, robôs industriais, simuladores de automóveis e prensas hidráulicas (LINSINGEN, 2003, tradução nossa), como mostra a Figura 1.

Figura 1: Prensa hidráulica

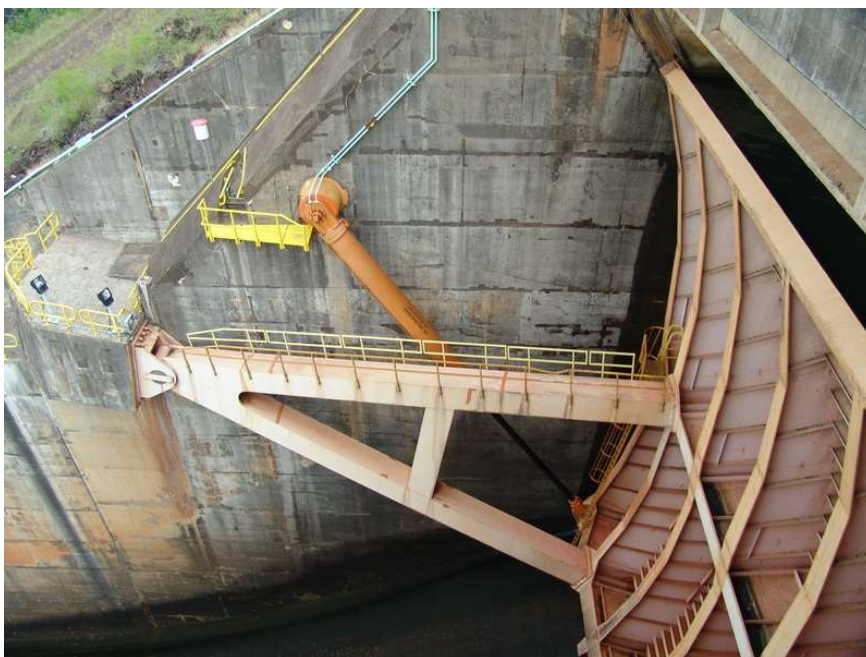


Fonte: <https://www.mecanicaindustrial.com.br/507-o-conceito-primario-da-prensa-hidraulica/>

- Siderurgia, Engenharia Civil, Geração de Energia e Extração Mineral: Alguns exemplos de aplicação da hidráulica nos campos de siderurgia, engenharia civil, geração de energia e extração mineral são em laminadores, controle de fornos, aberturas de comportas de represas, equipamentos de exploração de petróleo, equipamentos para pontes móveis, etc.

Na Figura 2 podemos ver um cilindro hidráulico responsável pela abertura e fechamento da comporta de uma grande usina hidrelétrica.

Figura 2: Cilindro hidráulico (em laranja) para abertura de comporta



Fonte: <http://forum.outerspace.com.br/index.php?threads/pr%C3%A9dio-de-itaipu-tremeu-com-o-desligamento-dos-18-geradores-fotos.133050/>

- Hidráulica Mobil: É aquela utilizada por veículos, como por exemplo tratores, automóveis, veículos de transporte, passeio e em escavadeiras conforme mostra a Figura 3.

Figura 3: Escavadeira hidráulica



Fonte: <http://rmmaquinasse.com.br/maquina/escavadeira/>

- Hidráulica para aplicações navais: Os equipamentos para esse tipo de aplicação, geralmente possuem algum tipo de tratamento ou pintura especial para evitar a oxidação dos mesmos. Algumas das aplicações da hidráulica nessa área são em, controladores de lemes e guindastes de convés conforme a Figura 4.

Figura 4: Guindaste de convés



Fonte: <http://sysla.no/maritim/ny-toppsjef-i-tts/>

- Hidráulica para aplicações técnicas especiais: Algumas das aplicações da hidráulica nessa área são em trens de aterrissagem, controle de antenas e telescópios, direcionadores de foguetes e controle de aeronaves, como mostra a Figura 5.

Figura 5: Flaps de uma aeronave



Fonte: <http://www.airliners.net/photos/airliners/5/0/3/0291305.jpg>

- Hidráulica para aplicações gerais: Nesse tópico podemos citar por exemplo equipamentos odontológicos e hospitalares, processadores de lixo urbano e oficinas e postos de serviços de veículos conforme a Figura 6.

Figura 6: Elevador hidráulico tipo tesoura



Fonte: <https://www.ferramentaskennedy.com.br/45137/107566-raven-elevador-pantografico-de-superficie-tesoura-dupla-3ton>

2.3 Unidades Hidráulicas, sistemas e circuitos hidráulicos

Uma unidade hidráulica é basicamente o componente onde serão acoplados todos os outros itens que compõe um circuito (diagrama) hidráulico.

São geralmente dimensionadas para realizar um trabalho, fornecendo fluído ao sistema de maneira controlada, tanto na quantidade de fluído, como na quantidade de pressão (MOREIRA, 2012).

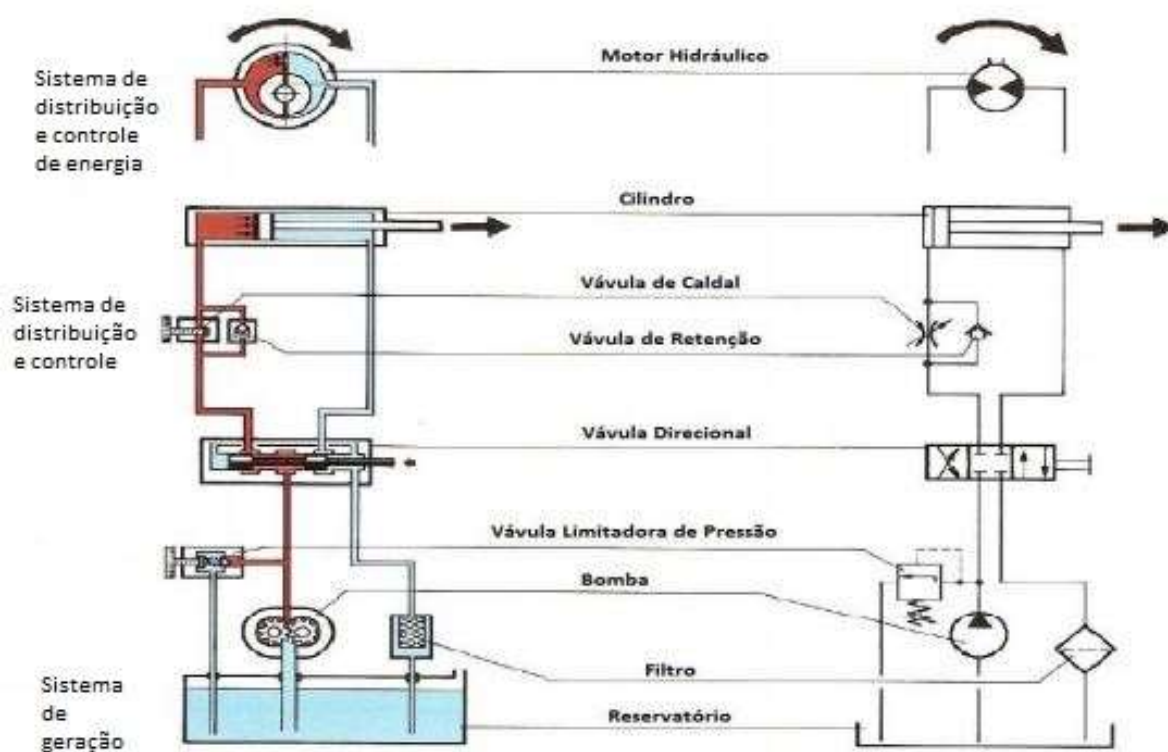
Todos os circuitos hidráulicos possuem três sistemas principais (Figura 7), são eles:

- Sistema de geração: constituído por reservatórios, filtros, bombas, motores, acumuladores, intensificadores de pressão e outros acessórios (FIALHO, 2004). O motor supri o sistema com a energia mecânica requerida. A bomba converte a energia mecânica em energia hidráulica (RABIE, 2009, tradução nossa).
- Sistema de distribuição e controle: Constituído por válvulas controladoras de

vazão, pressão e válvulas direcionais (FIALHO, 2004). O fluido carregando a energia hidráulica é transmitido pelas linhas de transmissão hidráulicas: tubos e mangueiras. A energia hidráulica é controlada por válvulas de diferentes tipos. Alguns modelos são, controladora de pressão, controladora direcional e controladora de vazão (RABIE, 2009, tradução nossa).

- Sistema de aplicação de energia: Constituído pelos atuadores, que podem ser cilindros (atuadores lineares), motores hidráulicos e osciladores (FIALHO, 2004). Tubos ou mangueiras carregando energia hidráulica se conectam ao cilindro hidráulico, que converte essa energia hidráulica em energia mecânica novamente. Geralmente, os sistemas hidráulicos fornecem movimento linear e rotacional (RABIE, 2009, tradução nossa).

Figura 7: Modelo esquemático e simbólico de um circuito hidráulico com os componentes básicos de uma unidade hidráulica



Fonte: STEWART (2000)

Uma unidade hidráulica pode conter muitos outros itens além dos apresentados no sistema básico mostrado na Figura 7. Conforme a necessidade, podem vir a ser acrescentadas válvulas, acumuladores e trocadores de calor, como

ilustrado na Figura 8, em que a unidade hidráulica possui um trocador de calor água-óleo.

Figura 8: Unidade hidráulica



Fonte: <http://www.jartec.com.br/produtos/Unidades-Hidr%C3%A1ulicas-28/Unidades%20Hidr%C3%A1ulicas-475>

2.4 Definições importantes

- **Força:** É qualquer influência capaz de produzir uma alteração no movimento de um corpo. Temos como unidade de medida de força o NEWTON (N), (PARKER, 1999). A força define o tamanho máximo das peças que conseguiremos forjar na prensa hidráulica.
- **Pressão:** É a força exercida por unidade de área. Em hidráulica, a pressão é expressa em MPa, kgf/cm², atm ou bar (PARKER, 1999). A pressão aplicada no êmbolo de um cilindro hidráulico gera a força responsável pela conformação do metal.
- **Vazão:** Define-se vazão como sendo o volume de fluído descarregado pela bomba por unidade de tempo, ou ainda o produto entre a velocidade com que um fluido se desloca em uma tubulação e a seção transversal desta. Sua unidade no S.I é dada em m³/s, embora seja comum encontrar em hidráulica unidades como l/min ou gpm. (FIALHO, 2004). A vazão define a velocidade com que o êmbolo se deslocará dentro da camisa do cilindro, definindo assim a velocidade de conformação do material no forjamento.

2.5 Forjamento

Forjamento pode ser descrito como um processo de conformação de metais, por meio dele é possível obter uma determinada forma em uma peça por martelamento ou aplicação gradativa de pressão (BRESCHIANI et al. 2011).

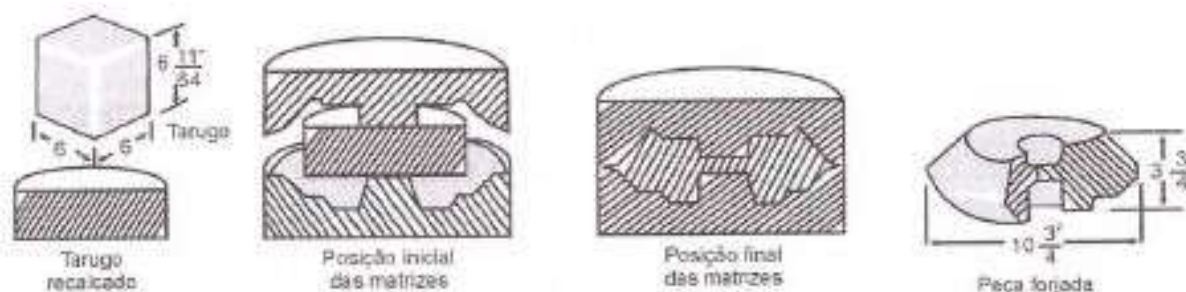
Possivelmente o forjamento de metais é a mais antiga técnica de conformação mecânica, os mestres artesãos nessa arte eram chamados de ferreiros, e utilizavam martelos e bigornas para dar forma ao metal. As operações de forjamento geralmente são realizadas a quente, mas em alguns casos é possível realiza-las a frio. (HELMAN E CETLIN, 2010).

2.5.1 Matrizes abertas e matrizes fechadas

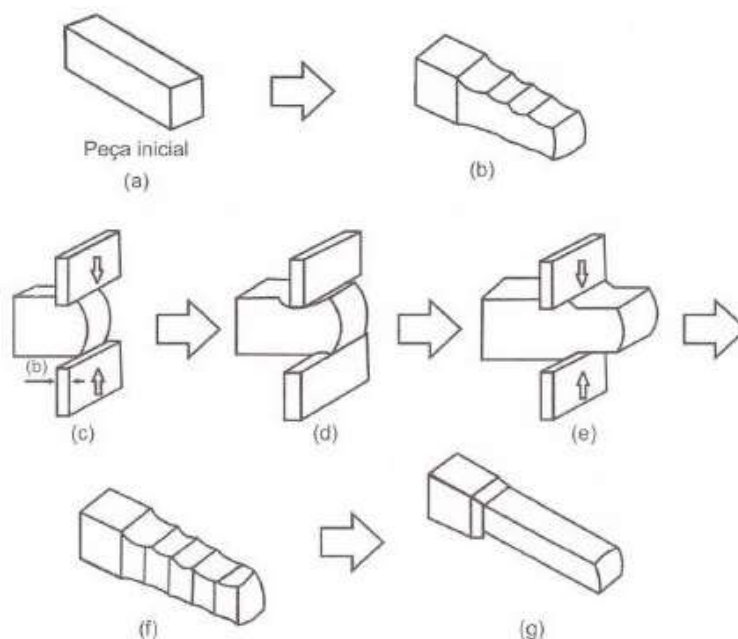
Quando se trata de categorizar o processo de forjamento, além de a quente e a frio, o processo também pode ser dividido em forjamento em matrizes abertas e fechadas (HELMAN; CETLIN, 2010).

O forjamento em matrizes abertas apresenta pouca restrição ao movimento lateral do metal sendo comprimido e suas matrizes apresentam formato bastante simples, geralmente utilizado em peças grandes, como pode ser visualizado na Figura 10 (BRESCHIANI et al. 2011). Já no forjamento em matrizes fechadas o metal deformado obtém a forma esculpida previamente nas duas matrizes conforme Figura 9, havendo fortes restrições ao movimento do material (HELMAN; CETLIN, 2010).

Figura 9: Forjamento em matriz aberta



Fonte: HELMAN; CETLIN (2010)

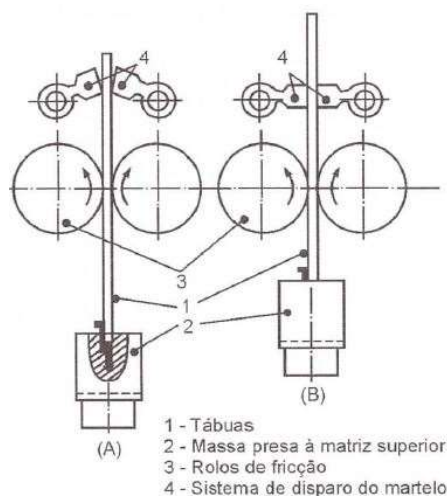
Figura 10: Forjamento em matriz aberta

Fonte: HELMAN; CETLIN (2010)

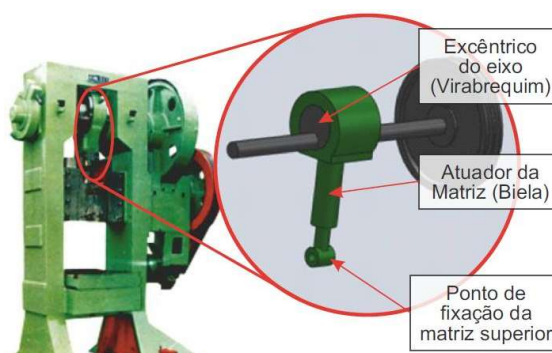
2.5.2 Equipamentos utilizados no processo de forjamento

Conforme mencionado anteriormente, o processo de forjamento pode ser realizado por martelamento ou aplicação gradativa de pressão.

Tanto Michels et al. (2013), como Helman e Cetlin (2010), quando se trata de martelamento, citam alguns equipamentos utilizados no processo. São eles, o martelo de queda livre, que consiste em erguer o martelo a uma determinada altura utilizando um sistema hidráulico ou pneumático e depois liberá-lo em queda livre. Um método semelhante seria o martelo de dupla ação, que além de erguer o martelo e liberá-lo em queda livre, também adiciona uma aceleração extra, podendo esta ser hidráulica ou pneumática. Michels et al. (2013) também cita o martelo de contragolpe, este, no momento da descida do martelo, adiciona uma carga extra utilizando cabos de aço ou atuadores, fazendo com que a parte inferior suba em direção ao martelo superior. Um outro modelo citado por Helman e Cetlin (2010) é o martelo de tábuas, que consiste em dois rolos de fricção que movimentam uma tábua para cima e depois para baixo, e nesta fica presa a massa, conforme Figura 11.

Figura 11: Martelo de tábuas**Fonte:** HELMAN et al. (2010)

Quando realizamos o processo de forjamento aplicando pressão gradativamente, o equipamento a ser utilizado são prensas. Podendo ser acionadas por força mecânica ou hidráulica (HELMAN; CETLIN, 2010). Quando se trata das prensas acionadas mecanicamente, podemos citar as prensas excêntricas (Figura 12), que tem como princípio de funcionamento a transformação do movimento de rotação em movimento linear (MICHELS et al. 2013). Podemos dizer que esse modelo funciona de forma semelhante ao virabrequim de um motor de carro. Geralmente é utilizada para forjar peças de médio ou pequeno porte, possui facilidade no manuseio e baixo custo de operação, podendo atingir forças que ultrapassam 117680 quilonewtons (BRESCIANI et al. 2011). Algo importante quando se fala desse modelo de prensa, é que permite movimento cíclico, resultando em um processo de forjamento contínuo (MICHELS et al. 2013).

Figura 12: Prensa excêntricas**Fonte:** MICHELS et al. (2013)

Outro modelo de prensa por acionamento mecânico é a prensa de fuso (Figura 13), podendo ser acionadas diretamente pelo acoplamento de um motor elétrico ao seu fuso, por discos de fricção ou ainda por engrenagens (MICHELS et al. 2013). Esse modelo possui algumas vantagens se comparado às prensas excêntricas, principalmente precisão, porém, é difícil forjar peças de grande porte.

Figura 13: Prensa de fuso por fricção



Fonte: MICHELS et al. (2013)

Quando se trata de peças de grande porte e aplicações de forças que podem ultrapassam 4900 meganewtons, são utilizadas presas hidráulicas (Figura 14) (BRESCIANI et al. 2011). Apresentam maior eficiência para operação de forjamento em matriz aberta, para obtenção de formas simples, também uma boa precisão, curso variável e controle de velocidade (MICHELS et al. 2013).

Esse modelo de prensa funciona aplicando óleo em um ou mais cilindros hidráulicos, que são equipamentos que transformam a energia hidráulica em energia mecânica linear, se assemelham muito com seringas (MICHELS et al. 2013).

Quando o óleo preenche o cilindro, este fica sem ter para onde escoar, então a pressão dentro da camisa do cilindro aumenta, deslocando o êmbolo para frente até o momento em que ele chegue no final de seu curso ou encontre uma restrição ao movimento.

Quanto maior a pressão e maior o diâmetro do êmbolo do cilindro, maior a força que o martelo da prensa exerce sobre a peça (MICHELS et al. 2013).

Figura 14: Prensa hidráulica para forjamento em matriz aberta



Fonte: <http://www.siempelkamp.com/index.php?id=2284&L=0>

2.6 Dimensionamento e características

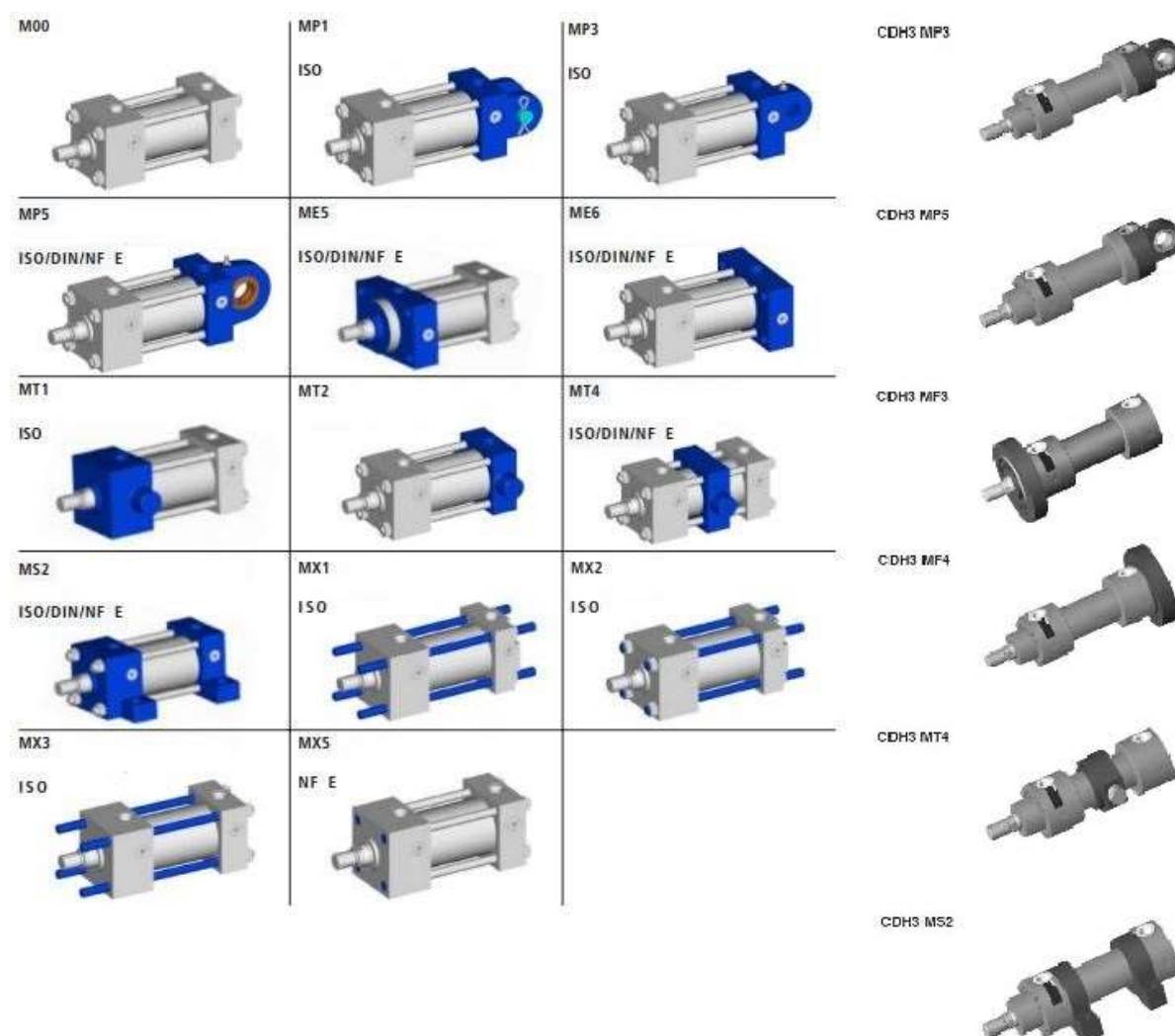
Neste tópico serão apresentadas características básicas dos principais componentes e acessórios de uma unidade hidráulica bem como o básico para realizar o dimensionamento desses componentes.

2.6.1 Dimensionamento de atuadores hidráulicos

Os atuadores hidráulicos ou cilindros hidráulicos, são responsáveis por converter a pressão e a vazão do fluido hidráulico em força e velocidade de deslocamento (DURFEE; SUN; VAN DE VEN, 2015, tradução nossa). São atuadores lineares que podem puxar ou empurrar e se forem colocadas rótulas em suas extremidades, são capazes de realizar movimentos rotacionais, como em uma escavadeira (DURFEE; SUN; VAN DE VEN, 2015, tradução nossa).

Existem algumas formas de se classificar os cilindros hidráulicos, conforme sua forma de atuação (dupla ou simples), tipo construtivo (Figura 16) (tirantes (à esquerda) ou flanges (à direita)) com haste passante ou não, pela forma de fixação (Figura 15) (rotula traseira (MP5), flange dianteira (ME5) ou traseira (ME6), munhão central (MT4), por pés (MS2), etc.), fluido admissível para trabalho, pressão máxima e também velocidade de deslocamento. Essas características influenciam no desempenho do cilindro, portanto é necessário encontrar o tipo construtivo e fixação mais adequados para condição de operação do projeto. Isso é possível por meio de procuras em catálogos de fornecedores de cilindros e componentes hidráulicos.

Figura 15: Tipos de fixação para cilindros tirantados e flangeados



Fonte: REXROTH (2007, 2009)

Figura 16: Cilindro tirantado à esquerda, cilindro flangeado a direita



Fonte: REXROTH (2007, 2009)

Para calcular o diâmetro necessário do cilindro é utilizada a Equação I (LINSINGEN, 2003, tradução nossa).

Eq. (I)

$$PTb = \frac{4 * F_a * \eta_{at}}{\pi} \left(\frac{1}{D^2} \right)$$

Onde:

PTb = Pressão de trabalho (Mpa);

Fa = Força de avanço (N);

η_{at} = Perdas por atrito – (usar 1,1 na equação);

D = Diâmetro do atuador (mm).

Depois de calculado e selecionado o diâmetro do cilindro, deve ser calculado o diâmetro da haste, para que suporte os esforços que serão aplicados sem apresentar flambagem. Para encontrar esse valor utiliza-se a Equação II (FIALHO, 2004). Lembrando que o valor encontrado é o do diâmetro mínimo necessário da haste.

Eq. (II)

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64 * S * \lambda^2 * Fa}{\pi^3 * E}}$$

Onde:

Dh = diâmetro mínimo da haste (mm);

λ = Comprimento livre de flambagem (mm) (exemplos podem ser contatados na Figura 17);

E = Módulo de elasticidade do aço = $2,1 \times 10^5$ Mpa;

S = Coeficiente de segurança (3,5);

F_a = Força de avanço (N).

Figura 17: Exemplos de cargas de Euler

Cargas de Euler				
Carga de Euler	Caso 1 Uma extremidade livre e a outra fixa	Caso 2 (Caso básico) As duas extremidades articuladas	Caso 3 Uma extremidade articulada e a outra fixa	Caso 4 As duas extremidades fixas
Representação Esquemática				
Situação de Montagem para Cilindros Hidráulicos	Comprimento Livre de Flambagem			
	$\lambda = 2L$	$\lambda = L$	$\lambda = L \cdot (0,5)^{0,5}$	$\lambda = L/2$
Notas			Guiar a carga com cuidado, porque há possibilidade de travamento.	Inadequado, provável ocorrência de travamento.

Fonte: FIALHO (2004)

2.6.2 Vazão do sistema e tipos de bombas

Após ser determinado o diâmetro do cilindro hidráulico pelas fórmulas apresentadas, deve-se determinar a vazão necessária para atender as velocidades solicitadas. Com essa vazão definida será possível definir o tamanho da bomba hidráulica a ser aplicada no sistema.

Para se determinar a vazão do sistema é necessário calcular o volume de óleo utilizado para fazer o(s) cilindro(s) hidráulico(s) avançar completamente, ou seja, o volume de óleo que preenche o cilindro, tanto no movimento de avanço, como no de recuo do êmbolo.

Para o volume necessário para o avanço do êmbolo é possível realizar o cálculo utilizando uma simples equação para volume de corpos cilíndricos (Equação III).

Eq. (III)

$$V = \pi * r^2 * h * 0,000001$$

Onde:

V = volume de óleo (l);

r = Raio do cilindro hidráulico (mm);

h = Curso do cilindro hidráulico (mm).

Para o volume de retorno, desconta-se o volume da haste.

Tendo calculado os volumes para avanço e retorno, consegue-se encontrar a vazão de óleo que será necessária para o avanço e retorno do êmbolo do cilindro hidráulico. Para tanto, basta utilizar o volume encontrado para cada caso, e dividir esse volume pelo tempo de avanço ou recuo desejado (Equação IV).

Eq. (IV)

$$Q = (V/T) * 60$$

Onde:

Q = vazão no avanço rápido, lento e recuo (l/min);

V = volume consumido para avanço (l);

T = tempo de avanço ou recuo (segundos).

Os valores em litros por minuto, facilitam interpretações de catálogos para realização do dimensionamento de componentes efetivamente, tais quais, válvulas, filtros, trocadores de calor, etc. Também deve-se dividir a maior de vazão encontrada, pela rotação da bomba dividida por mil, para encontrar o tamanho da mesma em cm^3/rot . Esse valor é de grande importância para seleção da bomba

Após o dimensionamento das vazões necessárias para o avanço e retorno do atuador linear, torna-se necessário realizar o cálculo da vazão induzida do atuador, tanto no cabeçote dianteiro, como no cabeçote traseiro do atuador hidráulico (FIALHO, 2004). Isso se deve ao fato de que, quando um cilindro de dupla ação faz o movimento de avanço, o óleo que está contido em sua câmara dianteira sairá pelo pórtico dianteiro com uma vazão diferente da fornecida pela bomba hidráulica. O mesmo fenômeno acontece no momento em que o cilindro é recuado. Esse valor se faz necessário para selecionar as válvulas, tubos e outros componentes utilizados na unidade hidráulica.

Para realizar o cálculo da vazão induzida, são utilizadas a Equação V para vazão induzida no avanço e a Equação VI para vazão induzida no retorno, que foram derivadas das fórmulas utilizadas por Fialho (2004).

Eq. (V)

$$Q_{ia} = (V_{ret}/T_{av}) * 60$$

Onde:

Q_{ia} = Vazão induzida no avanço (l/min);

V_{ret} = Volume de óleo para retorno do cilindro (l);

T_{av} = Tempo de avanço (s).

Eq. (VI)

$$Q_{ir} = (V_{av}/T_{re}) * 60$$

Onde:

Q_{ir} = Vazão induzida no retorno (cm^3/s);

V_{av} = Volume de óleo para avanço do cilindro (cm^3 ou litros);

T_{re} = Tempo de retorno (s).

Depois de calculadas as vazões do circuito, se faz necessária a escolha do

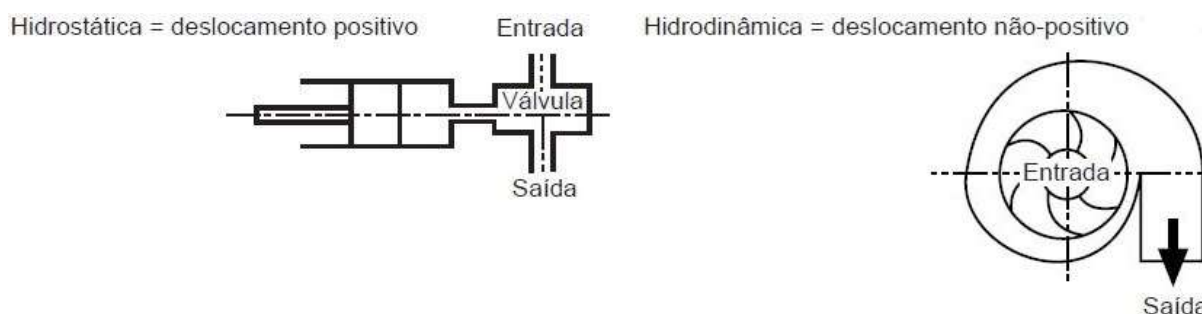
modelo de bomba hidráulica que será empregada na unidade hidráulica. Para tanto, é preciso conhecer quais os principais modelos existentes e suas características básicas.

De acordo com Exner (et al. 1991, tradução nossa) os principais pontos que devem ser levados em consideração na hora de selecionar um modelo de bomba hidráulica são:

- Deslocamento volumétrico;
- Faixa de pressão;
- Faixa de velocidades;
- Temperatura mínima e máxima de operação;
- Viscosidade mínima e máxima do fluido hidráulico;
- Tempo de vida desejado;
- Máximo nível de ruído;
- Facilidade de manutenção;
- Custo máximo.

Existem basicamente dois tipos de bombas, hidrostáticas e hidrodinâmicas. Hidrodinâmicas são bombas de deslocamento não-positivo, que significa que são utilizadas apenas para transferir fluidos, cuja única resistência é apenas o próprio peso do fluido. Isso ocorre porque elas não deslocam o fluido por uma câmara vedada, elas apenas o impulsionam. Já as bombas hidrostáticas deslocam o fluido por uma câmara vedada, literalmente empurra o fluido para a linha. Na Figura 18 podemos constatar um exemplo da diferença entre os dois tipos de bombas (PARKER, 1999).

Figura 18: Bombas hidrostáticas e hidrodinâmicas)



Fonte: PARKER (1999)

Antes de falar dos modelos de bombas utilizados em sistemas hidráulicos industriais, é necessário citar que independente do modelo de bomba utilizado em um sistema hidráulico industrial, a grande maioria são bombas hidrostáticas (PARKER, 1999).

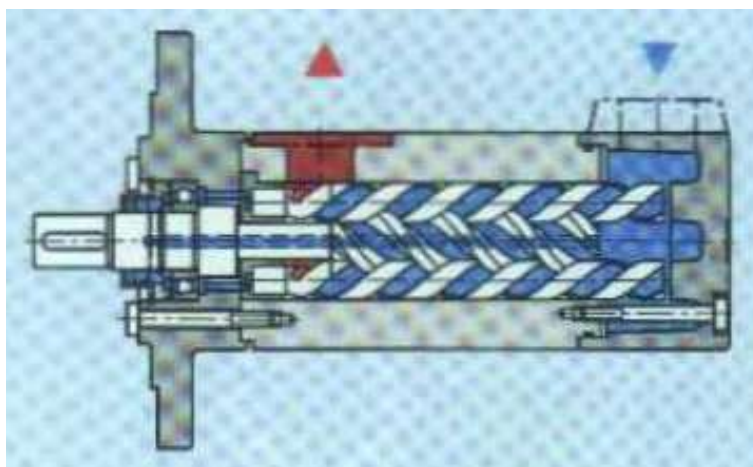
Alguns dos modelos de bombas disponíveis no mercado e suas principais características são:

- Bombas de parafuso (Figura 19) (engrenagem helicoidal): É composta por duas ou três engrenagens helicoidais dentro de sua carcaça, uma sendo a motora e a(s) outra(s) a(s) movida(s). As roscas ou os dentes helicoides quando rotacionam, deslocam o óleo da sucção para a pressão com uma vazão constante. Uma característica interessante é que este modelo é muito silencioso (EXNER et al. 1991, tradução nossa).

Algumas das principais características do modelo de bomba de parafuso são:

- Deslocamento volumétrico: 15 à 3500 cm³/rotação;
- Pressão de operação: até 200 bar;
- Faixa de velocidades: 1000 a 3500 rpm.

Figura 19: Bomba de parafuso (engrenagem helicoidal)



Fonte: EXNER et al. (1991)

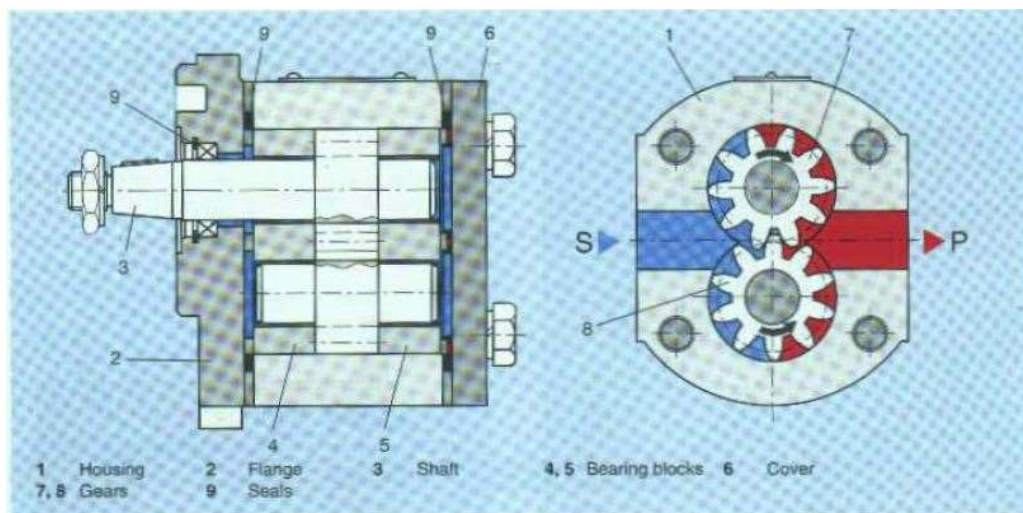
- Bombas de engrenagem externa (Figura 20): Bomba composta por um par de engrenagens, uma sendo a motora e a outra a movida. Quando as bombas são acionadas, duas coisas acontecem, os dentes da engrenagem ao se desengrenarem na câmara de sucção, geram uma pressão negativa (vácuo)

que faz com que o óleo suba do tanque para a linha de sucção. O óleo é então transportado pelos dentes, passando pela carcaça da bomba e chegando na câmara de pressão, onde os dentes se engrenam novamente, empurrando o fluido para a linha de óleo (PARKER, 1999). Esse modelo de bomba em particular é um dos mais utilizados na linha mobil e industrial, a razão para isso é que é um dos modelos mais baratos de se fabricar, proporciona altas pressões sem apresentar uma grande massa (EXNER et al. 1991, tradução nossa).

Algumas das principais características do modelo de bomba de engrenagem externa são:

- Deslocamento volumétrico: 0,2 à 200 cm³/rotação;
- Pressão de operação: até 300 bar;
- Faixa de velocidades: 1000 a 3500 rpm.

Figura 20: Bomba de engrenagem externa



Fonte: EXNER et al. (1991)

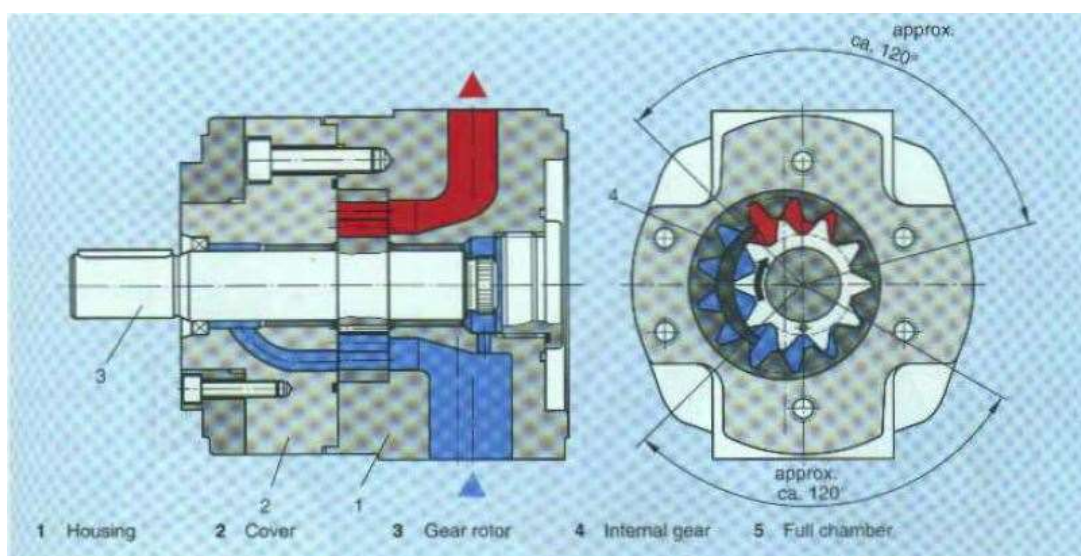
- Bombas de engrenagem interna (Figura 21): Esse modelo de bomba consiste de uma engrenagem com dentes externos, cujos dentes engrenam-se nos dentes internos de uma engrenagem maior (PARKER, 1999). Muito semelhante ao processo físico que ocorre em uma bomba de engrenagens externas, quando os dentes se desengrenam, gera-se um vácuo e quando se engrenam, propõem o fluido para fora da carcaça da bomba. Essas bombas se caracterizam por apresentarem um rendimento melhor que as bombas de

engrenagem externa, além de gerarem muito menos ruído (EXNER et al. 1991, tradução nossa).

Algumas das principais características do modelo de bomba de engrenagem externa são:

- Deslocamento volumétrico: 3 à 250 cm³/rotação;
- Pressão de operação: até 300 bar;
- Faixa de velocidades: 500 a 3000 rpm.

Figura 21: Bomba de engrenagem interna



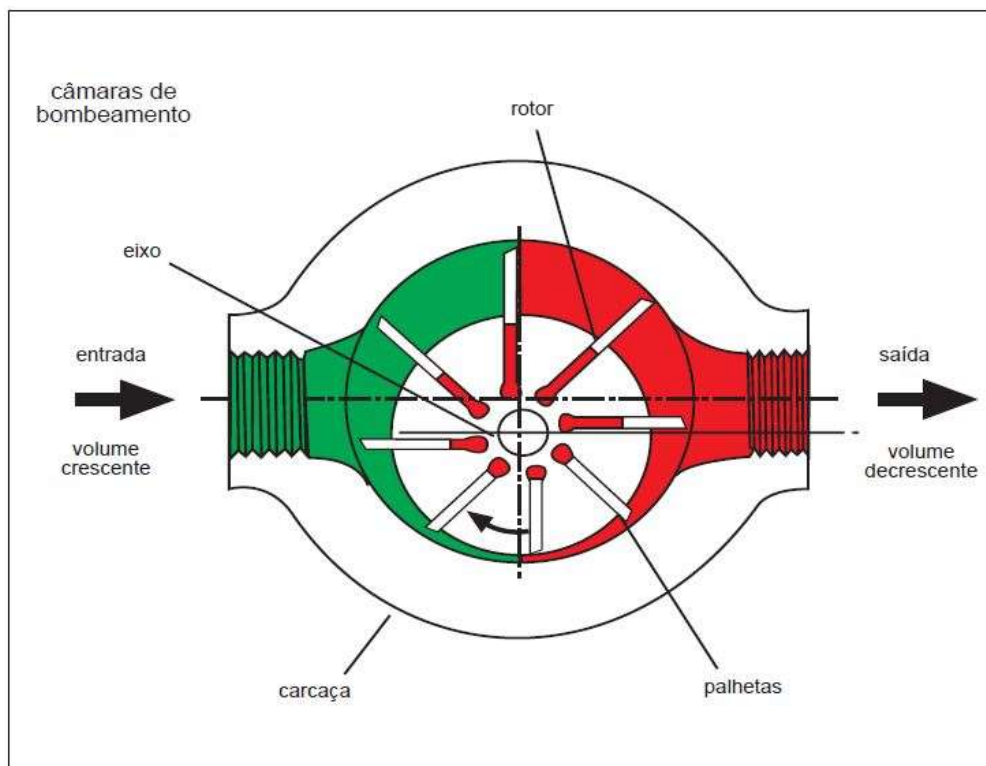
Fonte: EXNER et al. (1991)

- Bombas de palhetas fixas: Bombas de palhetas (Figura 22) realizam a ação de bombeamento fazendo com que palhetas que ficam presas a um rotor que não é concêntrico à carcaça da bomba, acompanhem o contorno da cavidade da bomba, as palhetas entram e saem de seus alojamentos, por conta da excentricidade existente entre o rotor e a carcaça (PARKER, 1999). No momento em que as palhetas estão saindo de seu alojamento, cria-se um volume crescente, gerando pressão negativa que “succiona” o óleo do reservatório, o oposto acontece quando as palhetas entram novamente em seu alojamento, propelindo o óleo para fora da carcaça da bomba (PARKER, 1999).

Algumas das principais características do modelo das bombas de palhetas fixa e variáveis são:

- Deslocamento volumétrico: 5 à 240 cm³/rotação;
- Pressão de operação: até 210 bar;
- Faixa de velocidades: 1000 a 2000 rpm.

Figura 22: Bomba de palhetas fixa

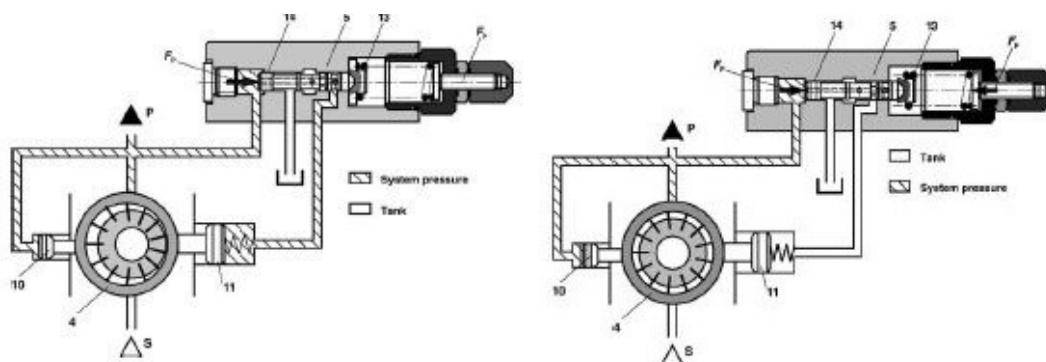


Fonte: PARKER (1999)

- As bombas de palhetas variáveis (Figura 23) tem o mesmo princípio das bombas fixas, com a diferença que a excentricidade entre o rotor e a cavidade pode ser ajustada, variando o deslocamento volumétrico da bomba. O ajuste pode ser feito manualmente por um parafuso, por um piloto hidráulico que pode ser controlado de diversas formas para gerar diferentes tipos de controle (EXNER et al. 1991, tradução nossa). Um exemplo de controle possível seria o compensador de pressão, que faz a bomba centrar o rotor quando atingir uma pressão especificada, evitando desperdícios.

Algumas das principais características do modelo das bombas de palhetas variáveis são:

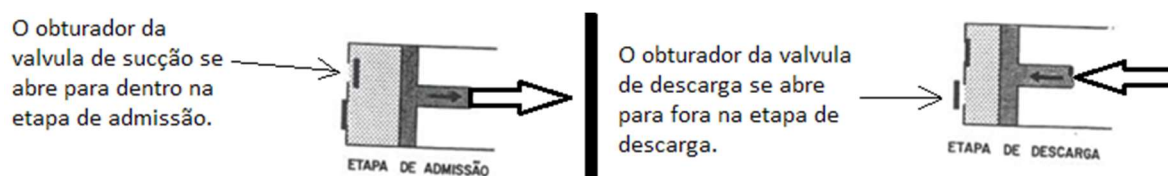
- Deslocamento volumétrico: 5 à 100 cm³/rotação;
- Pressão de operação: até 100 bar;
- Faixa de velocidades: 1000 a 2000 rpm.

Figura 23: Bomba de palhetas variáveis

Fonte: RABIE (2009)

- Bombas de pistões: Antes de falar dos modelos existentes de bombas de pistões, é preciso entender que o princípio de funcionamento (Figura 24) dessas bombas é o mesmo para todos os modelos existentes. Esse princípio se baseia em um pistão que “succiona” o óleo quando seu êmbolo retrai para dentro de uma camisa, e descarrega o óleo quando esse êmbolo desloca-se na direção para fora da camisa (podendo ser comparado a uma seringa por exemplo) (ESPOSITO, 1997, tradução nossa).

O que difere os vários modelos de bombas de pistão são as diferentes formas de agrupar mecanicamente vários pistões e acopla-los em um eixo motor, para que façam o movimento de succionar e descarregar o óleo repetidas vezes. Uma característica geral dessas bombas é que trabalham com altas pressões.

Figura 24: Funcionamento básico de bombas de pistões

Fonte: O AUTOR (2017)

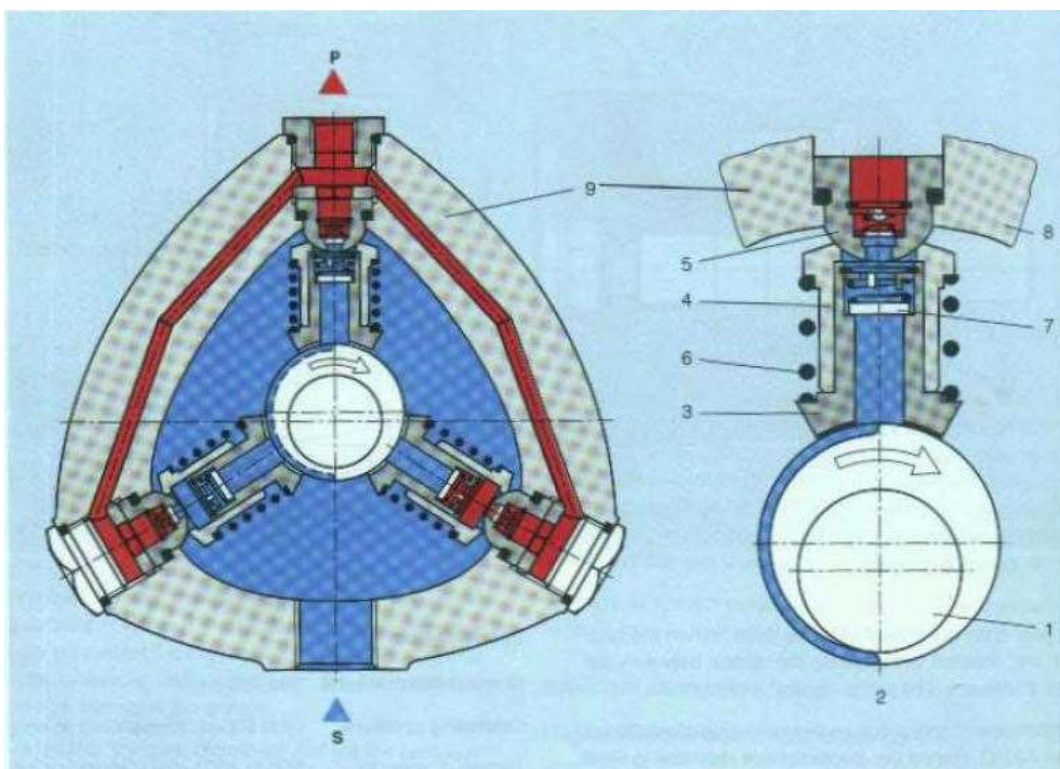
- Bombas de pistões radiais (Figura 25): Esse modelo de bomba de pistão permite operar com altíssimas pressões de até 700 ou 1000 bar. Esse modelo funciona com pistões posicionados radialmente em relação ao eixo principal

da bomba. Para fazer o movimento de vai e vem dos pistões há um came preso ao eixo principal da bomba. O came é excêntrico ao eixo e a cavidade da bomba, os pistões ficam sempre em contato com o came, realizando assim os movimentos de sucção e deslocamento de óleo conforme o eixo é rotacionado (RABIE, 2009, tradução nossa). Algumas bombas de pistões radiais também permitem a variação da excentricidade, dessa forma é possível variar seu deslocamento volumétrico.

Algumas das principais características do modelo de bomba de pistões radiais são:

- Deslocamento volumétrico: 0,5 à 100 cm³/rotação;
- Pressão de operação: até 1000 bar em casos especiais;
- Faixa de velocidades: 1000 a 3000 rpm;

Figura 25: Bomba de engrenagem pistões radiais



Fonte: EXNER et al. (1991)

- Bombas de pistões axiais: O funcionamento dessa bomba (Figura 26) é feito por um tambor de cilindros e um prato de inclinação variável conectado a sapata dos pistões que estão dentro do tambor de cilindros. O conjunto de

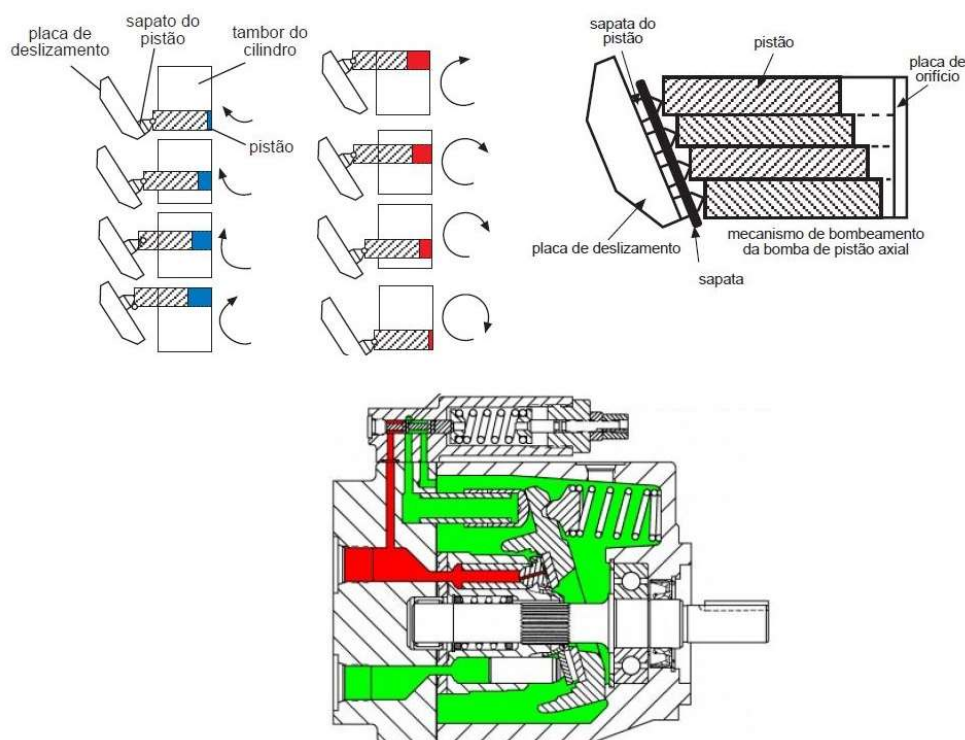
pistões gira em torno do eixo principal, ou seja, axialmente. O prato inclinado faz com que os pistões realizem o movimento de vai e vem dentro da sua respectiva cavidade no bloco de cilindros, gerando assim o movimento de sucção e deslocamento. (PARKER, 1999).

Quando se fala em tipos de controle de pressão e vazão, esse modelo se destaca por possuir uma incrível variedade, podendo citar controle de potência, load sensing e compensadora de pressão como sendo alguns dos principais.

Algumas das principais características do modelo das bombas de pistões axiais são:

- Deslocamento volumétrico: 5 à 1000 cm³/rotação;
- Pressão de operação: até 420 bar, dependendo do tamanho;
- Faixa de velocidades: 500 a 4000 rpm, dependendo do tamanho.

Figura 26: Funcionamento de uma bomba de pistões axiais



Fonte: PARKER (1999)

Ainda sobre bombas de pistões axiais, Pedrosa (2006), nos diz que por possuir vazão variável e uma série de controladores, esse modelo de bomba é fundamental quando se deseja reduzir o consumo de energia e minimizar a

geração de calor.

Sabendo as vazões e pressões necessárias para o funcionamento do sistema e levando em consideração as principais características das bombas supracitadas, é possível fazer a seleção do modelo de bomba que será utilizada no sistema a ser desenvolvido.

Para auxiliar na seleção, existe uma tabela (Figura 27) que junta as principais características de cada um dos tipos e modelos (EXNER et al. 1991, tradução nossa). A tabela mostra os modelos de apenas um fabricante de bombas, portanto cita os códigos das bombas, mas os princípios básicos não se alteram de fabricante para fabricante.

Figura 27: Tabela de critérios para seleção bombas

Criteria	Type									
	AZP	IZP	ZRP	SSP	FZPE	FZPD	RKPI	RKPA	AKPSA	AKPSS
Useable range of speeds	1	2	2	2	3	3	2	2	2	2
Useable range of pressures	2	2	3	3	3	3	1	1	1	1
Viscosity range	1	2	3	1	3	3	1	1	1	1
Max. noise level	4	1	2	1	2	2	3	3	3	3
Service life	3	2	2	1	1	1	2	2	2	2
Price	1	2	2	3	2	2	3	3	3	3
External gear pump							= AZP			
Internal gear pump							= IZP			
Gear ring pump							= ZRP			
Screw spindle pump							= SSP			
Single chamber vane pump							= FZPE			
Double chamber vane pump							= FZPD			
Radial piston pump with eccentric shaft							= RKPI			
Radial piston pump w. eccentric cylinder block							= RKPA			
Axial piston pump with bent axis							= AKPSA			
Axial piston pump with swashplate							= AKPSS			

Fonte: EXNER et al. (1991)

Finalmente, após dimensionados os atuadores, calculadas as vazões para atender as solicitações de velocidade e escolhido o modelo de bomba a ser empregado no equipamento, pode-se calcular o tamanho (deslocamento volumétrico por rotação) da bomba.

Para realizar o cálculo do tamanho da bomba, são utilizadas as Equações VII para o deslocamento volumétrico que será necessário e a Equação VIII potência de acionamento da bomba, essas equações foram descritas por Fialho (2004).

Eq. (VII)

$$V_g = \frac{1000 * Q_B}{n * \eta_v}$$

Onde:

V_g = Volume de deslocamento (cm^3/rot);

Q_B = Vazão calcula da bomba (l/min);

n = Rotação do motor (rpm);

η_v = Rendimento volumétrico (0,91 – 0,93).

Eq. (VIII)

$$N = \frac{Q_B * P}{450 * \eta_t}$$

Onde:

N = Potência de acionamento (CV);

P = Pressão do sistema (bar);

η_t = Rendimento total (0,75 – 0,9).

2.6.3 Válvulas de controle (direcionais, pressão, vazão)

Um dos fatores mais importantes no desenvolvimento e dimensionamento de circuitos hidráulicos é a utilização de válvulas de controle, sendo que podemos classifica-las em alguns tipos principais, que são válvula de controle direcional, de pressão e de vazão (ESPOSITO, 1997, tradução nossa).

Além da classificação da função das válvulas, elas também são classificadas por tamanho, número de vias e para válvulas direcionais também o número de posições (MOREIRA, 2012).

- Válvulas de controle direcional: Todas as válvulas que são usadas para controlar o início, a parada e mudança de direção da vazão de um fluido são chamadas de “válvulas direcionais” (EXNER et al. 1991, tradução nossa).

A função de uma válvula direcional geralmente é executada por um êmbolo, mas também pode ser feita por um assento metálica que abre e fecha apenas.

Outra característica que varia nas válvulas direcionais é o tipo de acionamento, podendo ser elétrico, manual, por piloto hidráulico ou pneumático.

Um exemplo de nomenclatura seria de uma válvula direcional seria:

Válvula direcional 4/2 vias, com fluxo normal cruzado (também chamado de êmbolo “D”), acionada manualmente (Figura 28). 4/2 vias se refere ao número de pórticos que é igual a 4, e ao número de posições que é igual a 2. Fluxo normal cruzado seria sua função. Por fim acionada manualmente significa que ela é acionada por um botão por exemplo, que quando pressionado, empurra o êmbolo para o outro lado, fazendo com que a válvula mude a direção do óleo.

Existem válvulas direcionais para as mais variadas funções (Figura 29), com elas é possível criar um circuito hidráulico que desenvolva uma lógica específica.

Figura 28: Válvula direcional 4/2 vias, êmbolo cruzado (êmbolo “D”)

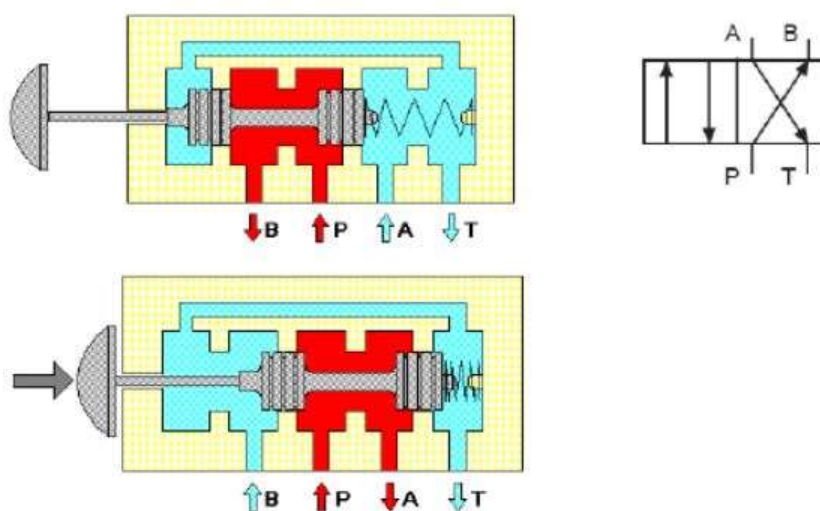
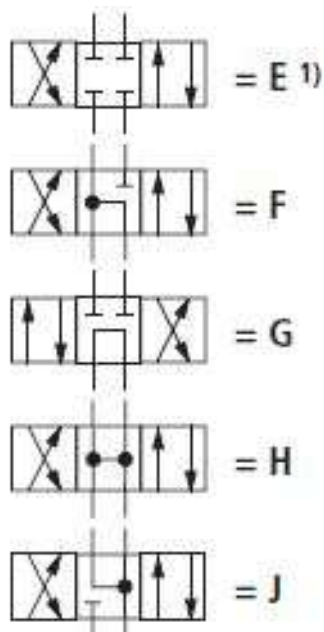


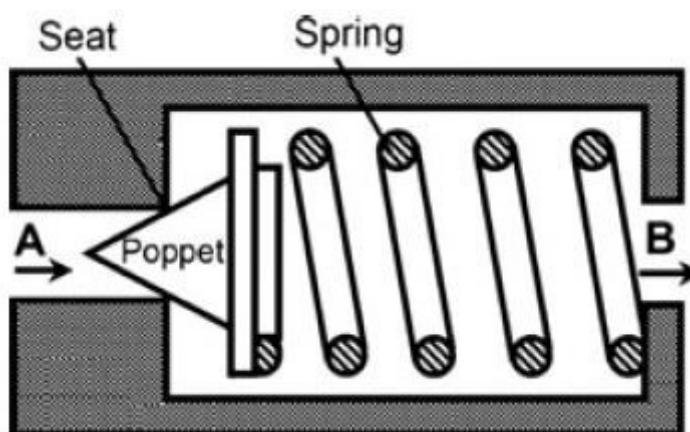
Figura 29: Alguns centros disponíveis em válvulas direcionais de êmbolo



Fonte: REXROTH (2005)

Já as válvulas direcionais de assento metálico (Figura 30), geralmente não possuem um grande número de pórto, podendo ser de dois pórto e duas posições ou em alguns casos de três pórto e duas posições. Uma vantagem que essas válvulas possuem sobre as válvulas de êmbolo, é que eles apresentam vazamento interno menor (RABIE, 2009, tradução nossa). Válvulas de retenção, de abertura pilotada ou não, também são consideradas válvulas direcionais.

Figura 30: Válvula de assento metálico

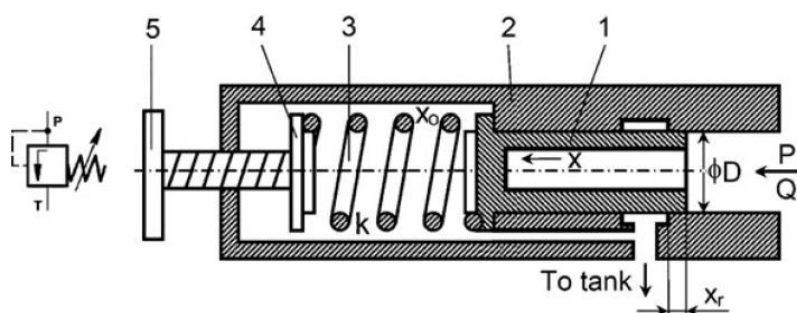


Fonte: RABIE (2009)

- Válvulas de controle de pressão: Existem válvulas de controle de pressão com diversas funções. Algumas dessas funções são alívio de pressão (Figura 31), redução de pressão e sequência (RABIE, 2009, tradução nossa).

Porém, a válvula de controle de pressão que não pode faltar em nenhum circuito hidráulico é a válvula de alívio de pressão (ESPOSITO, 1997, tradução nossa). Isso se deve ao fato de ser essa válvula que limita a pressão da unidade hidráulica, impedindo a danificação de vários componentes. Funciona basicamente com um êmbolo e uma mola que pressiona esse êmbolo contra um assento, a força da mola pode ser ajustada por meio de um parafuso, quando a pressão no óleo está alta o bastante, ela sobrepõe a força da mola, fazendo o êmbolo se mover e o óleo da bomba é direcionado novamente para o tanque (RABIE, 2009, tradução nossa).

Figura 31: Válvula limitadora de pressão e sua simbologia

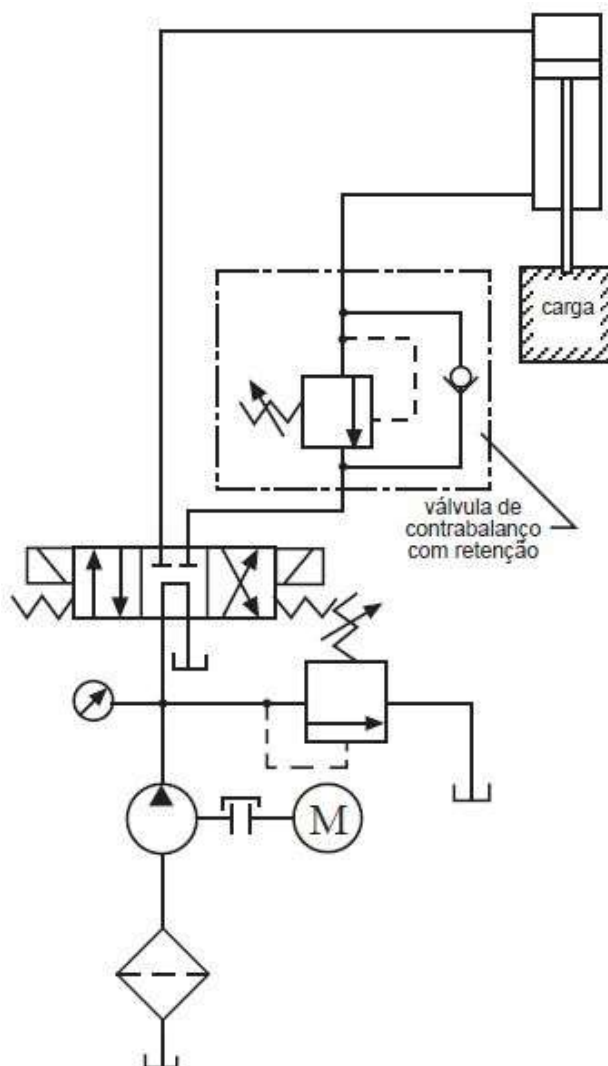


Fonte: RABIE (2009)

Como esse trabalho diz respeito ao dimensionamento e projeto de uma prensa, existe uma válvula de controle de pressão que faz a função de contrabalanço. Quando um cilindro com sua haste virada para baixo possui um peso muito grande preso na ponta da haste (como o martelo de um prensa, por exemplo), ao liberar a válvula direcional, a tendência é que o peso puxe o cilindro para baixo com uma velocidade maior do que a que seria produzida pela vazão da bomba, gerando assim, vácuo dentro do pórtico traseiro do cilindro hidráulico (PARKER, 1999).

Para evitar esse problema existe a válvula de contrabalanço. Conforme Figura 32, ela é colocada na linha do cabeçote dianteiro do cilindro hidráulico, apenas deixando que o fluxo de óleo passe por ela se a pressão nessa linha estiver maior do que a pré-carregada em sua mola (PARKER 1999).

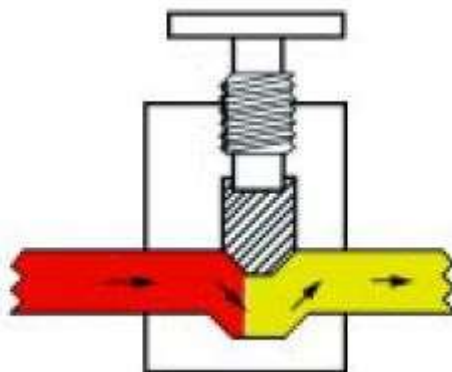
Figura 32: Exemplo de um circuito com válvula de contrabalanço



Fonte: PARKER (1999)

- Válvulas de controle de vazão: Para obter diferentes velocidades de avanço e recuo de um cilindro hidráulico é necessário diminuir a vazão na linha de utilização do cilindro, esse tipo de controle é obtido por meio de válvula de controle de vazão (RABIE, 2009, tradução nossa). Uma válvula de controle de vazão (Figura 33) possui um funcionamento bastante simples, com uma entrada e uma saída e um limitador de tamanho do orifício de passagem de óleo. Esse limitador geralmente é regulado com uma rosca (PARKER, 1999). Um efeito negativo das válvulas controladoras de vazão, é que como o orifício de passagem é reduzido, um pouco da pressão se perde quando o óleo tem que passar por esse orifício, isso se chama perda de carga. É possível controlar o fluxo em apenas uma direção também, caso desejado.

Figura 33: Válvula controle de fluxo bidirecional

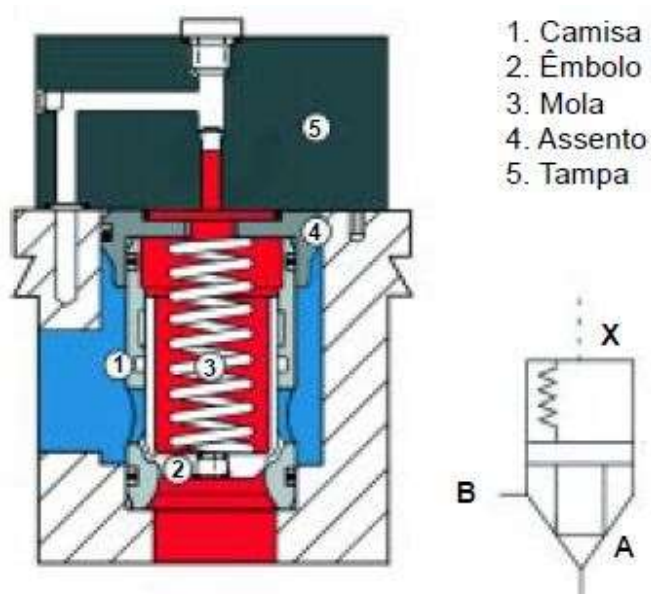


Fonte: PARKER (1999)

- Elementos lógicos: Aplicado sempre que necessário realizar controles direcionais, de pressão ou de vazão em circuitos hidráulicos de altas vazões. Podemos descrever o elemento lógico como uma válvula de duas vias, que consegue desempenhar uma série de funções em circuitos hidráulicos, apenas variando a sua pilotagem com a utilização de válvulas diferentes (PARKER, 1999).

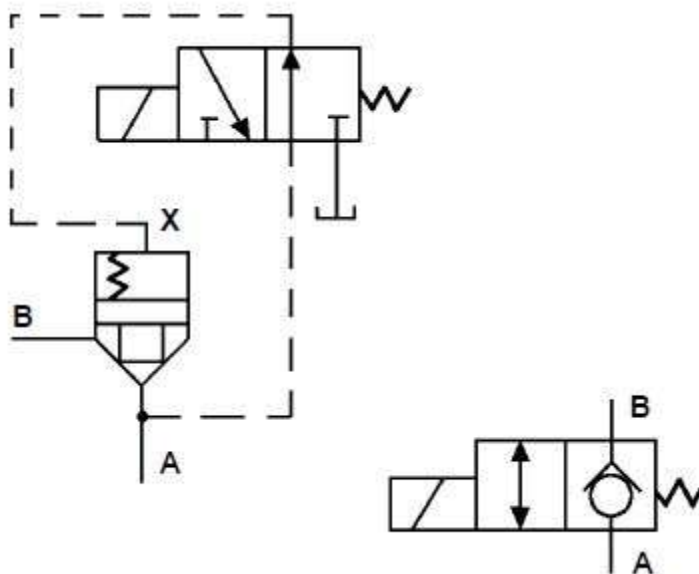
A construção de um elemento lógico é basicamente (Figura 34) um êmbolo, uma camisa, uma mola e vários tipos de tampas de pilotagem, que faz com que realize diferentes funções (Figura 35) (PARKER, 1999).

Figura 34: Forma construtiva de um elemento lógico



Fonte: PARKER (1999)

Figura 35: Elemento lógico executando função de válvula direcional 2/2 vias com retenção



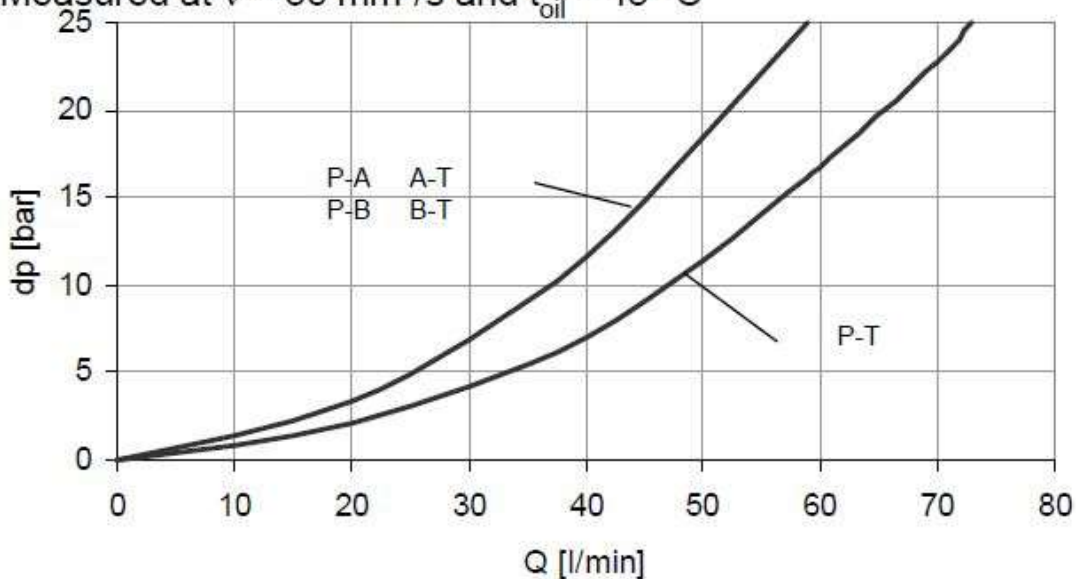
Fonte: PARKER (1999)

Para dimensionar o tamanho nominal das válvulas (TN), infelizmente não existe uma tabela geral. Se faz necessário procurar a tabela de perda de carga (dp) específica da válvula selecionada (Figura 36) de um determinado fabricante e analisar qual será o valor da perda de carga com a vazão aplicada.

Figura 36: Tabela de perda de carga de uma válvula centro E

Pressure drop

Measured at $\nu = 36 \text{ mm}^2/\text{s}$ and $t_{\text{oil}} = 45^\circ \text{C}$



Fonte: HYDAC (2013)

É importante obter o valor da soma de todas as perdas de carga gerada pelas válvulas do circuito hidráulico, pois utilizaremos esse valor posteriormente no cálculo de perda de carga total do circuito hidráulico.

- Acionamento proporcional: Um tipo de acionamento elétrico muito utilizado nos sistemas hidráulicos é o acionamento proporcional, por conta de poder-se controlar a variação da vazão, pressão ou direção de uma válvula de forma gradativa. Praticamente todas as válvulas de controle direcional, pressão e vazão possuem uma opção com acionamento proporcional.

Como funciona o acionamento proporcional? Basicamente, uma bobina solenoide funciona como um ímã, esse ímã desloca o êmbolo (carretel) da válvula, porém a diferença de uma bobina solenoide é que é possível variar a “força” desse ímã. A variação da força deve ser controlada por um sinal de 4 à 20 mA ou 0 à 10V gerado por algum controlador.

2.6.4 Dimensionamento de tubulações e mangueiras

Em sistemas hidráulicos, o fluido flui por um sistema de distribuição constituído de tubos e mangueiras, que são elementos responsáveis por conduzir o fluido do tanque para os atuadores hidráulicos (lineares ou rotativos), e depois novamente para o tanque (ESPOSITO, 1997, tradução nossa).

Mesmo possuindo uma forma construtiva simples, as mangueiras e tubulações exercem um grande efeito na performance do sistema (RABIE, 2009, tradução nossa).

Tendo isso em mente, é importante dimensionar esses componentes para que não afetem a performance do sistema (ESPOSITO, 1997, tradução nossa).

Os principais parâmetros que devem ser analisados quando se pretende calcular o diâmetro de tubulações e mangueiras são (RABIE, 2009, tradução nossa):

- O material;
- As fixações;
- O diâmetro;
- O comprimento;
- Compatibilidade de fluídos;
- Temperatura;

- Pressão de operação;
- Design de instalação.

Uma maneira simples de calcular o diâmetro interno necessário para uma tubulação ou mangueira é utilizando a Equação IX (REXROTH, 2013).

Eq. (IX)

$$d = \sqrt[2]{\frac{400}{6 * \pi} * \frac{Q}{v}}$$

Onde:

d = Diâmetro interno da tubulação (mm)

Q = Vazão na tubulação (l/min);

v = Velocidade do fluxo na linha (m/s).

As velocidades recomendadas para utilizar na equação IX são as seguintes:

- Para linhas de pressão: 2 à 6 m/s (ESPOSITO, 1997, tradução nossa);
- Para linhas de sucção: 0,6 à 1,6 m/s (RABIE, 2009, tradução nossa);
- Para linhas de retorno: 0,6 à 3 m/s (PARKER, 1999).

Lembrando que devem ser calculadas as velocidades para todas as linhas que possuírem vazões diferentes.

Assim que forem obtidos os valores dos diâmetros internos é necessário calcular a perda de carga decorrente das tubulações e mangueiras, com base no seu número de Reynolds e seu comprimento.

O número de Reynolds determina os limites de escoamento laminar ($Re \leq 2000$), transição ($2000 < Re < 2300$) e turbulento ($Re \geq 2300$). Em um sistema hidráulico é muito importante que as tubulações favoreçam a formação do regime de escoamento laminar do fluido hidráulico, isso porque o regime laminar é o que oferece menor perda de carga se comparado com os outros tipos de escoamento (FIALHO, 2004).

Para calcular o número de Reynolds utilizamos a Equação X (REXROTH).

Eq. (X)

$$Re = \frac{v * d}{\nu} * 10^3$$

Onde:

Re = Número de Reynolds (adimensional);

dt = diâmetro interno da tubulação (mm);

v = Velocidade do fluxo na linha (m/s);

ν = Viscosidade do fluido (St = mm²/s).

Assim que encontrado o número de Reynolds deve-se verificar se este ficou dentro da faixa de regime de escoamento laminar, se ficou, pode ser então calculada a perda de carga do circuito, por meio da equação XI (REXROTH, 2004).

Eq. (XI)

$$\Delta P = \psi * \frac{L_t * \rho * v^2 * 10}{d_i * 2}$$

Onde:

ΔP = Perda de carga (bar);

Ψ = Fator de atrito (adimensional), pode ser obtido com a análise da Figura 37 para fluxo linear. E por meio da equação $\Psi = 0,316 / \sqrt[4]{Re}$ para fluxo turbulento;

L_t = Comprimento total da linha (m);

d_i = diâmetro interno da tubulação (mm);

v = Velocidade de fluxo recomendada na linha (m/s);

ρ = Massa específica do fluído = 0,89 (kg/dm³).

Figura 37: Tabela de fatores de atrito

$\Psi =$	$\frac{64}{Re}$	Para tubos rígidos e temperatura constante.
	$\frac{75}{Re}$	Para tubos rígidos e temperatura variável ou para tubos flexíveis e temperatura constante.
	$\frac{90}{Re}$	Para tubos flexíveis e temperatura variável.

Fonte: FIALHO (2004)

2.6.5 Dimensionamento do reservatório

A primeira vista o reservatório de óleo hidráulico parece ser o elemento mais simples de um circuito hidráulico, porém, na realidade, ele possui funções muito importantes, tais quais armazenar o fluido hidráulico e contribuir para refrigeração do mesmo. Além disso, também é importante ter noção dos componentes e acessórios que devem ser instalados no tanque, bem como o posicionamento preferível para esses (FIALHO, 2004).

Os reservatórios de fluido hidráulico consistem basicamente de:

- Quatro paredes e quatro pés, geralmente de aço;
- Fundo com leve inclinação para concentrar o particulado sólido;
- Tampa que permite a fixação dos componentes e impede a entrada de sujeiras maiores no reservatório;
- Filtro de ar e bocal de enchimento que permite a entrada de ar filtrado para dentro do tanque, ajudando a impedir que contaminantes externos entrem no sistema;
- Tampa de inspeção interna para facilitar a manutenção;
- Chincana que impede que o fluido que retorna do circuito para o reservatório vá diretamente para linha de sucção, permite que impurezas se sedimentem no fundo do tanque, facilita a troca térmica, libera bolhas de ar para a superfície, prevenindo a cavitação de bombas;
- Visor de nível de fluido que facilita a identificação do nível de fluido hidráulico presente dentro do reservatório);
- Bujão de dreno para retirar o óleo de dentro do tanque quando necessário.

Para dimensionamento do volume do reservatório existe uma regra prática que diz para multiplicarmos a vazão da bomba por três, permitindo que mesmo sem retorno de óleo para o tanque, o sistema ainda possua três minutos de serviço (FIALHO, 2004).

Porém, prensas para forjamento, geralmente utilizam cilindros hidráulicos com grandes dimensões, que podem por sua vez utilizar grandes volumes de fluido hidráulico. Sem falar no ambiente hostil, que apresenta temperaturas acima dos 30°C.

Pensando nisso, foi feita uma pesquisa para encontrar alguma equação mais conservadora para dimensionamento do volume do reservatório.

A Equação XII (PEDROSA, 2006), foi considerada ideal para a aplicação neste trabalho, pois diz para multiplicarmos a vazão da bomba por um número entre três e cinco, e a este valor encontrado, somarmos o volume das hastes dos cilindros.

Eq. (XII)

$$CR = (3 \sim 5 * QB) + V$$

Onde:

CR = Volume do reservatório (l)

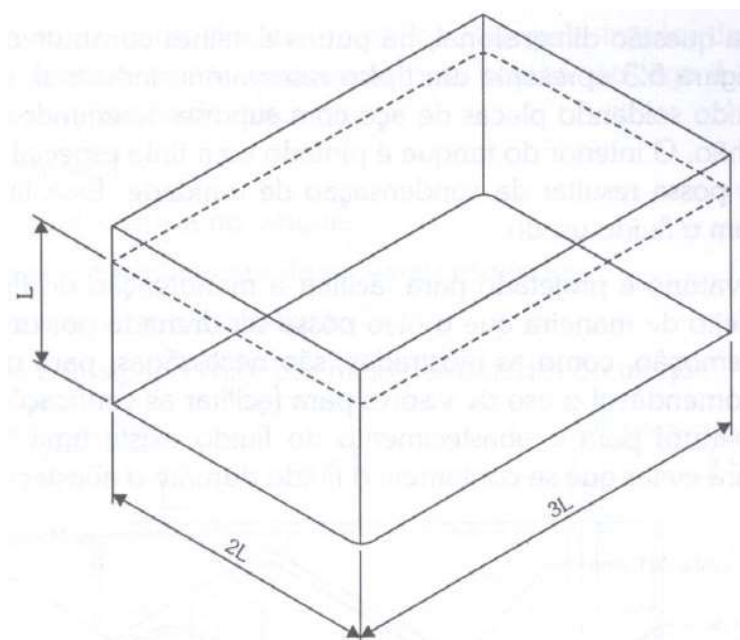
QB = Vazão calcula da bomba (l/min)

V = Volume somado das hastes dos cilindros (l)

Tendo valor do volume do reservatório, deve-se definir o formato e as medidas básicas que o reservatório deve ter para atender à solicitação de volume.

Um formato bastante utilizado é o formato prismático, conforme mostrado na Figura 38 (FIALHO, 2004).

Figura 38: Reservatório prismático



Fonte: FIALHO (2004)

Já foi verificado que apenas o tanque em si, na grande maioria dos casos não é suficiente para realizar a troca térmica do circuito hidráulico, chegando a conclusão de que dimensionar o tamanho do tanque, para que este troque o calor gerado pelo

circuito, torna-se algo impraticável, porque o tanque teria que ter dimensões muito superiores ao volume de óleo utilizado no sistema hidráulico, tornando-se algo, comercialmente inviável. Em um exemplo dado no livro de Fialho (2004), chega-se a utilizar um volume de óleo 155 vezes maior do que o utilizado no sistema para trocar todo o calor gerado (FIALHO, 2004).

2.6.6 Trocadores de calor

Como apenas a superfície de contato oferecida pelo reservatório não é suficiente para dissipar o calor gerado por um sistema hidráulico, recomenda-se a utilização de um trocador de calor para casos em que a geração de calor é muito grande ou o regime de trabalho é muito extenso (FIALHO, 2004).

Para casos em que o sistema ficará pouco tempo ligado, deve-se estudar a necessidade de aplicação de um trocador de calor, pois muitas vezes pode ser descartada. Porém, não é essa a situação apresentada para a aplicação estudada nesse trabalho. Por se tratar de um sistema hidráulico para uma prensa de forjamento em matriz aberta, o regime de trabalho em muitas ocasiões será desenvolvido de forma contínua para aos poucos dar à forma final a peça, conforme mostrado anteriormente na Figura 10 do item 2.4.

Um sistema hidráulico gera calor pelo fato de ser necessária energia para poder gerar pressão e vazão no fluido hidráulico. E parte dessa energia é perdida por meio das quedas de pressão geradas pelo atrito do óleo com os componentes do sistema (EXNER et al. 1991, tradução nossa).

O calor excessivo em sistemas hidráulicos faz com que o óleo reduza suas propriedades de viscosidade, lubrificação além de fazer com que oxide mais rapidamente (ESPOSITO, 1997, tradução nossa). Quando o óleo perde essas propriedades, podem ocorrer problemas como desgaste prematuro de bombas, válvulas, atuadores hidráulicos e vedações (ESPOSITO, 1997, tradução nossa).

Assim, trocadores de calor são de grande importância, deve ser encontrada uma forma para dimensionar um trocador de calor.

Normalmente a perda de sistemas hidráulicos fica entre 15 e 30% da potência do motor elétrico utilizado para gerar pressão e vazão (EXNER et al. 1991, tradução nossa). Então, é necessário dimensionar um trocador de calor que troque pelo menos essa energia desperdiçada.

Existem basicamente dois tipos de trocadores de calor disponíveis no mercado, são eles:

- Trocador de calor ar/óleo (Figura 39): Esse tipo de trocador de calor também pode ser chamado de resfriador a ar ou radiador, geralmente são utilizados quando não há água disponível, ou a unidade hidráulica é móvel como no caso de algumas máquinas mobil (FIALHO, 2004).

Figura 39: Trocadores de calo ar/óleo



Fonte: KTR (2017)

Como o próprio nome diz, esse tipo de trocador utiliza o ar para refrigerar o óleo, fazendo com que passe através de tubos com aletas (para aumentar a área de troca térmica), podendo estes serem fabricados de alumínio ou latão, e para aumentar a capacidade de troca térmica com o ar, geralmente também é instalado um ventilador, para forçar a passagem de uma quantidade maior de ar por entre os tubos aletados (FIALHO, 2004).

Para dimensionamento desse tipo de trocador, deve-se procurar catálogos de fabricantes, que apresentam gráficos de troca térmica x vazão. Para demonstrar como realizar o dimensionamento por esse método, foi retirado um exemplo do catálogo do fabricante alemão KTR, utilizando a Equação XIII.

Eq. (XIII)

$$\text{Prequ.} = \frac{Q}{(T_{\text{Oil}} - T_L)}$$

Onde:

Prequ. = Capacidade de refrigeração específica necessária (KW/°C);

Q = Calor à ser dissipado (kW) (15 a 30% da potência de acionamento);

TOil = Temperatura de entrada do óleo no radiador (°C);

TL = Temperatura de entrada do ar ambiente no radiador (°C);

V = Vazão de óleo que passa no radiador (l/min) (será utilizada no gráfico).

Com os valores dados no exemplo, pôde-se chegar ao resultado de 0,34 kW/°C, conforme mostra a Equação XIV

Eq. (XIV)

$$\text{Prequ.} = \frac{12}{(65 - 30)}$$

$$\text{Prequ.} = 0,34 \text{ kW/°C}$$

Para o exemplo foram dados:

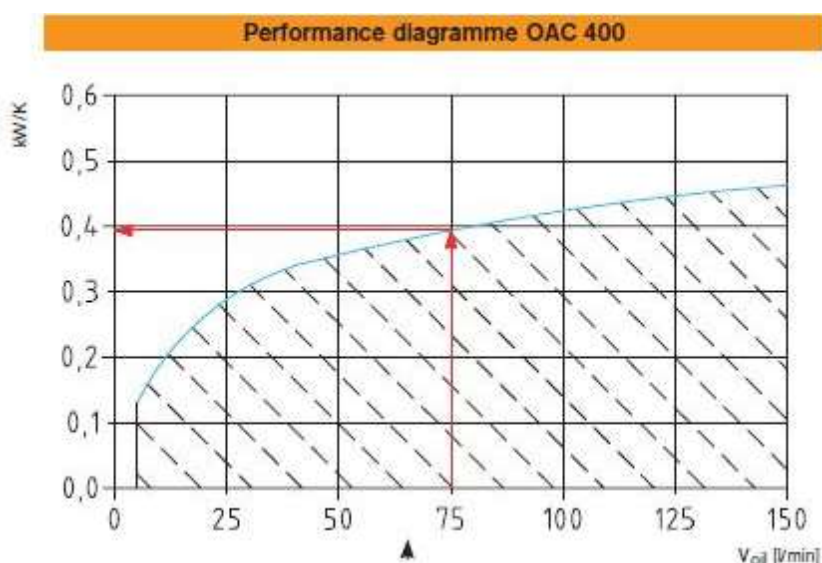
Q = 12 kW;

TOil = 65 °C;

TL = 30 °C;

V = 75 l/min.

O valor encontrado deve ser comparado com o valor de capacidade de refrigeração específica x vazão, nos gráficos dos trocadores disponíveis do fornecedor. Para o caso desse exemplo, a KTR© mostra o gráfico que pode ser visualizado na Figura 40.

Figura 40: Gráfico vazão x capacidade de refrigeração

Fonte: KTR (2017)

Fazendo a análise do gráfico da imagem, é possível verificar que o modelo de trocador de calor ar/óleo OAC 400 tem a capacidade de refrigeração de 0,39 kW/°C com uma vazão de 75 l/min, sendo suficiente para atender o valor calculado de 0,34 kW/°C.

Mesmo que esse seja um método confiável para dimensionamento do trocador de calor, muitos fornecedores já estão disponibilizando ferramentas on-line para dimensionamento do trocador, onde só é necessário entrar com os valores solicitados.

No geral, podemos citar algumas vantagens dos trocadores de calor ar/óleo (EXNER et al. 1991, tradução nossa):

- ✓ Baixo custo de instalação;
- ✓ Baixo custo de operação;
- ✓ Como o ar é o fluido refrigerador, há um menor risco de corrosão;
- ✓ Livre escolha de tensão e frequência do motor do ventilador;
- ✓ Não pode ocasionar danos ao sistema hidráulico.

Porém, também podemos citar algumas desvantagens (EXNER et al. 1991, tradução nossa):

- ✓ Possui o dobro do tamanho de um trocador de calor água/óleo para mesma dissipação de calor;
- ✓ É propenso a produzir alto ruído;
- ✓ Propenso a quebras, se instalado com tubulação rígida;

- Trocador de calor água/óleo: Esse tipo de trocador é construído basicamente de duas formas, uma com um feixe de tubo montados em uma carcaça metálica, então o óleo quente passa pelos tubos, e a água refrigerada passa pela carcaça, entrando em contato com os tubos, dessa forma, dissipando o calor gerado pelo sistema. Essa forma construtiva é chamada de casco tubo (PARKER, 1999). Na Figura 41 tem-se um trocador de calor casco e tubos.

Figura 41: Trocador de calor casco e tubos



Fonte: APEMA (2017)

Outra forma construtiva de um trocador de calor água/óleo é com placas brasadas (Figura 42 e 43).

Figura 42: Trocador de calor de placas brasadas



Fonte: HYDAC (2016)

Figura 43: Placas brasadas



Fonte: HYDAC (2016)

Esse trocador permite manter a temperatura de um fluído em um nível bastante baixo dependendo da temperatura que água circula por entre as placas (HYDAC, 2016, tradução nossa).

Uma característica geral para esses dois modelos de trocadores água/óleo seria que ambos permitem a troca de imensas quantidades de calor, permitindo deixar a temperatura de um fluído constantemente baixa (HYDAC, 2016, tradução nossa).

O dimensionamento do trocador de calor casco/tubos por meio de interpretação de catálogos é realizado basicamente da mesma forma que foi realizado o dimensionamento do trocador ar/óleo, utilizando inclusive a mesma equação (Equação XIII) e depois, fazendo a análise do gráfico de capacidade de refrigeração como o da Figura 44 por exemplo (KTR). Em alguns casos, já são fornecidos gráficos que indicam a capacidade máxima de refrigeração em kW para os tamanhos de trocadores, conforme mostrado na Figura 45.

Porém, para esses dois modelos, o mais recomendado é entrar em contato com o fabricante ou então utilizar softwares disponibilizados por esses fabricantes, pois os catálogos apresentam certa limitação quanto ao dimensionamento vazão x capacidade de refrigeração.

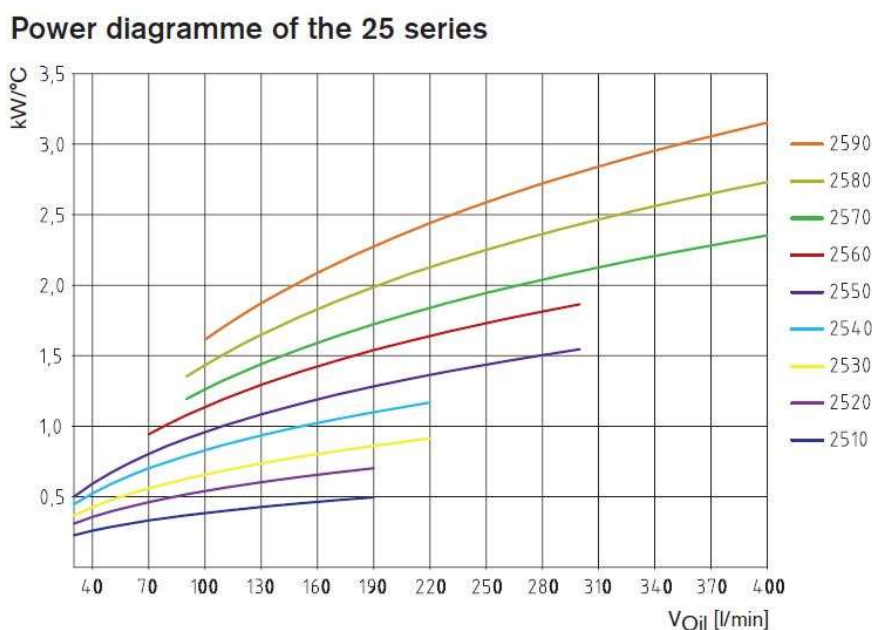
Algumas vantagens dos trocadores de calor água/óleo são (O AUTOR):

- ✓ Tamanho reduzido se comparado a trocadores de calor ar/óleo;
- ✓ Permite a troca de maiores quantidades de calor;
- ✓ Também pode ser usado para aquecer fluído;

Porém, também podemos citar algumas desvantagens (O AUTOR):

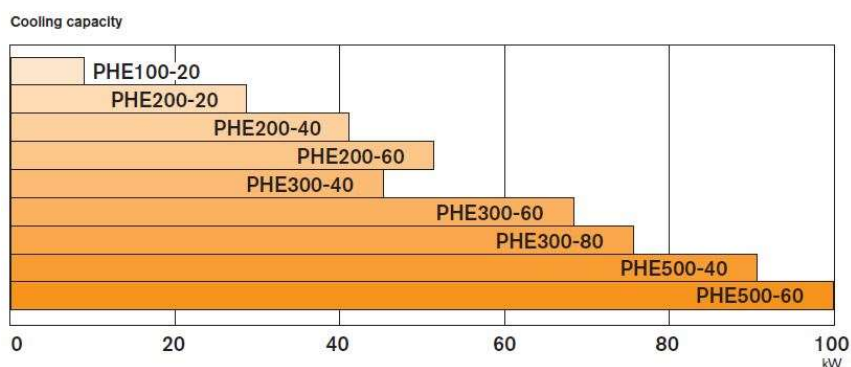
- ✓ Em caso de rompimento ou fissuramento nas partes, pode vir a contaminar o sistema com água;
- ✓ Exige circulação de água constantemente, e depois essa deve ser resfriada por algum outro meio;
- ✓ Para os modelos que não são de inox, pode vir a ocorrer oxidação.

Figura 44: Gráfico vazão x capacidade de refrigeração – Trocador de calor água/óleo casco/tubo



Fonte: KTR (2017)

Figura 45: Tabela de capacidade de refrigeração – Trocador de calor água/óleo placas brasadas

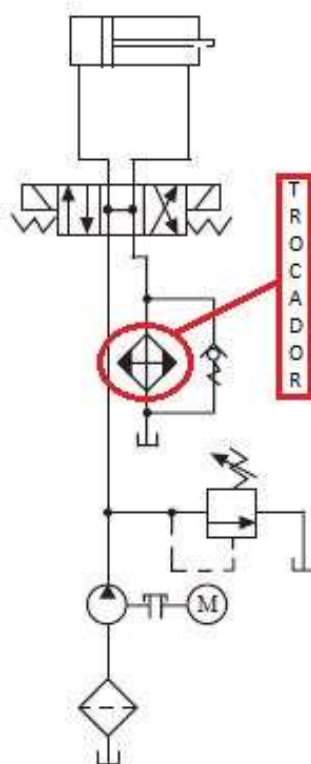


Fonte: KTR (2017)

- Considerações finais sobre trocadores de calor: Outros fatores importantes no momento do dimensionamento de trocadores de calor são a perda de carga,

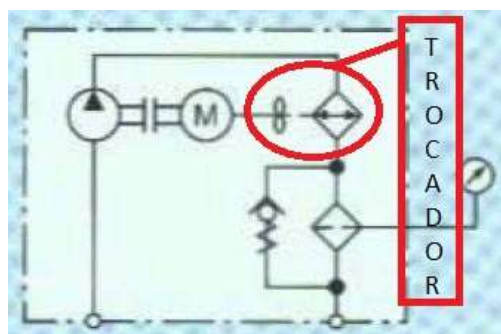
que pode ser facilmente encontrada em gráficos de catálogos de fabricantes. Também é importante a escolha do posicionamento do trocador no sistema hidráulico. Trocadores de calor podem ser instalados em linhas de retorno conforme mostrado na Figura 46 (deixando o trocador vulnerável a picos de pressão), dreno ou em sistemas de circulação que funcionam paralelos ao sistema hidráulico, chamados de off-line (Figura 47), para todos os casos inclusive podem ser adicionados filtros na linha do trocador. (EXNER et al. 1991, tradução nossa).

Figura 46: Trocador de calor instalado em uma linha de retorno



Fonte: PARKER (1999)

Figura 47: Trocador de calor instalado em um sistema off-line juntamente com um filtro



Fonte: EXNER et al. (1991)

2.6.7 Filtragem do sistema e nível de contaminação

Praticamente todos os sistemas hidráulicos necessitam de algum tipo de filtro. Isso se deve ao fato de que constantemente, o sistema está recebendo partículas metálicas provenientes dos desgastes dos componentes, partículas poliméricas provenientes do desgaste de vedações e até mesmo água, proveniente do ar. Por sua vez, essas partículas que se desprendem dos componentes, podem vir a ocasionar desgaste em outros componentes, no caso da água, pode acarretar em oxidações de componentes. Dessa maneira, temos um ciclo de contaminação (DURFEE; SUN; VAN DE VEN, 2015, tradução nossa).

Mesmo partículas muito pequenas causam degradação de alguns componentes (FIALHO, 2004). Para se ter uma ideia, a folga existente entre o carretel de uma servo válvula e sua carcaça é de 1 à 4 μm (PARKER, 1999). Então, para garantir que o fluido hidráulico esteja livre de partículas que possam danificar seus componentes e diminuir seu rendimento, são instalados filtros no sistema hidráulico.

O funcionamento dos filtros consiste em forçar a passagem do óleo por entre um elemento filtrante, que retêm a contaminação (PARKER, 1999). O elemento filtrante consiste de uma manta de papel, fibra de vidro ou metal (Figura 48) que possui poros com a dimensão referente ao tamanho das partículas a serem retidas (Figura 49) (FIALHO, 2004).

Pode-se dizer, por exemplo, que um elemento filtrante de 10 μm possui uma malha com poros de seção aproximadamente quadrada de 10 por 10 μm (PARKER, 1999).

Figura 48: Comparação de meios filtrantes

Comparação Geral de Meio Filtrante					
Material Meio Filtrante	Eficiência de Captura	Cap. de Retenção	Pressão Diferencial	Vida no Sistema	Custo Geral
Fibra de Vidro	Alta	Alta	Moderada	Alta	Moderada para alta
Celulose (papel)	Moderada	Moderada	Alta	Moderada	Baixa
Tela	Baixa	Baixa	Baixa	Moderada	Moderada para alta

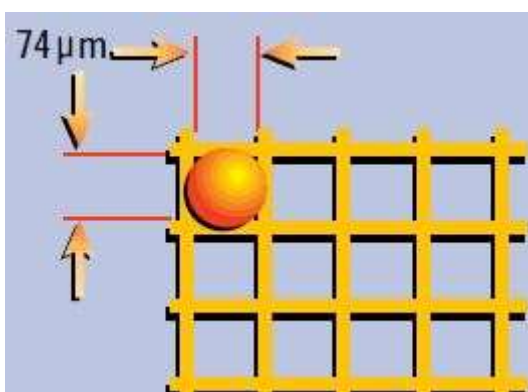
Fonte: PARKER (1999)

Os elementos filtrantes, podem reter uma determinada quantidade de partículas, assim, quando o elemento está saturado de partículas, o fluido apresenta mais dificuldade para passar pelo meio filtrante, gerando assim uma perda de carga no sistema. Muitos filtros são equipados com indicadores de saturação, que indicam quando o elemento filtrante está saturado e é necessária a sua substituição.

Não é necessária a troca de todo filtro (carcaça, cabeçote, elemento filtrante) quando o elemento filtrante satura, basta trocar o elemento e continuar usando o filtro normalmente.

A instalação dos filtros pode ser feita em áreas distintas do sistema hidráulico, sendo que cada qual apresenta algumas características específicas:

Figura 49: Princípio de funcionamento de um elemento filtrante



Fonte: PARKER (1999)

- Filtros na linha de sucção, interno (Figura 50): Esse tipo se caracteriza como o mais simples filtro utilizado em um sistema. Consistem apenas do elemento filtrante, sendo esse instalado diretamente na tubulação de sucção da bomba. Suas malhas podem ser de 60 à 250 μm , ou seja, contribuí apenas para retenção de partículas maiores. Tanto que não é errado referir-se a ele como peneira de sucção (PARKER, 1999).

Algumas das vantagens oferecidas por esse modelo de filtro são (PARKER, 1999):

- ✓ Protegem a bomba da contaminação mais grosseira do reservatório;
- ✓ São baratos pois não apresentam carcaça.

Porém, esse tipo de filtro, também apresenta sérias desvantagens, principalmente se não forem feitas manutenções e limpezas corretamente,

essas desvantagens são (PARKER, 1999):

- ✓ São de difícil manutenção, pelo fato de estarem mergulhados no óleo;
- ✓ Não possuem indicador de saturação.

Figura 50: Filtro de sucção interno



Fonte: STAUFF (SEM DATA)

- Filtros na linha de sucção, externo (Figura 51): Diferentemente dos filtros de sucção internos, os externos apresentam uma carcaça na qual é instalado o elemento filtrante, por esse motivo ele é instalado na parte externa do reservatório, podendo ser em cima da tampa ou na lateral do tanque (PARKER, 1999). Esse modelo, permite a utilização de elementos filtrantes com malhas menores, a partir de 3 μm , indo até 238 μm .

Além de proteger a bomba contra as partículas presentes no reservatório, possui algumas vantagens a mais, se comparado com os filtros de sucção externos:

- ✓ Possui indicador de saturação;
- ✓ O elemento filtrante pode ser trocado mais facilmente.

As desvantagens são as mesmas para os dois modelos.

Figura 51: Filtro de sucção externo



Fonte: HYDAC (2016)

- Filtros na linha de pressão (Figura 52): Esse tipo de filtro é instalado na linha de pressão do sistema hidráulico depois da bomba e antes de componentes do sistema. Possui uma carcaça mais robusta se comparado a outros modelos de filtros, isso se deve ao fato de ele ter que suportar a pressão nominal do sistema, bem como picos de pressão (HYDAC, 2016, tradução nossa). As malhas de filtragem estão disponíveis de 1 à 40 μm (PARKER, 1999).

Algumas vantagens que podemos citar a respeito de filtros de pressão, são (FIALHO, 2004), (PARKER, 1999), (HYDAC, 2016, tradução nossa):

- ✓ Retêm uma grande quantidade de partículas;
- ✓ Garante um bom nível de limpeza;
- ✓ A filtragem pode ser feita diretamente antes de um componente que precisa de proteção.

Mas assim como qualquer outro modelo de filtro, possui suas desvantagens (PARKER, 1999), (HYDAC, 2016, tradução nossa):

- ✓ A carcaça é mais robusta e pesada, pois deve suportar altas pressões, isso também os torna mais caros;
- ✓ A bomba não é protegida;
- ✓ O sistema deve ser desligado para ser realizada a troca do elemento.

Figura 52: Filtro de pressão com indicador de saturação elétrico



Fonte: HYDAC (2016)

- Filtros na linha de retorno (Figura 53): Esse modelo de filtro geralmente é posicionado próximo ao reservatório, na maioria dos casos ele é parafusado em cima da tampa do reservatório, mas também existem modelos que podem ser colocados na linha de tubulação de retorno (PARKER, 1999). As malhas disponíveis são de 3 à 40 μm (PARKER, 1999). Para o dimensionamento do tamanho da carcaça do filtro, é muito importante utilizar a vazão induzida do cabeçote traseiro de cilindros hidráulicos, pois geralmente a vazão nesse ponto é maior que a fornecida pela bomba (HYDAC, 2016, tradução nossa).

As vantagens da utilização dessa tipo de filtro são (HYDAC, 2016, tradução nossa):

- ✓ Todo o fluído que retorna ao tanque é filtrado;
- ✓ A contaminação gerada por desgaste de componentes ou por vedações defeituosas não chegam ao reservatório;
- ✓ A carcaça não precisa resistir à pressão nominal do sistema, permitindo preços mais acessíveis para esses filtros;
- ✓ Permite a aplicação de malhas finas para filtração, pois a pressão no retorno é suficiente para impulsionar o fluído através dos elementos filtrantes.

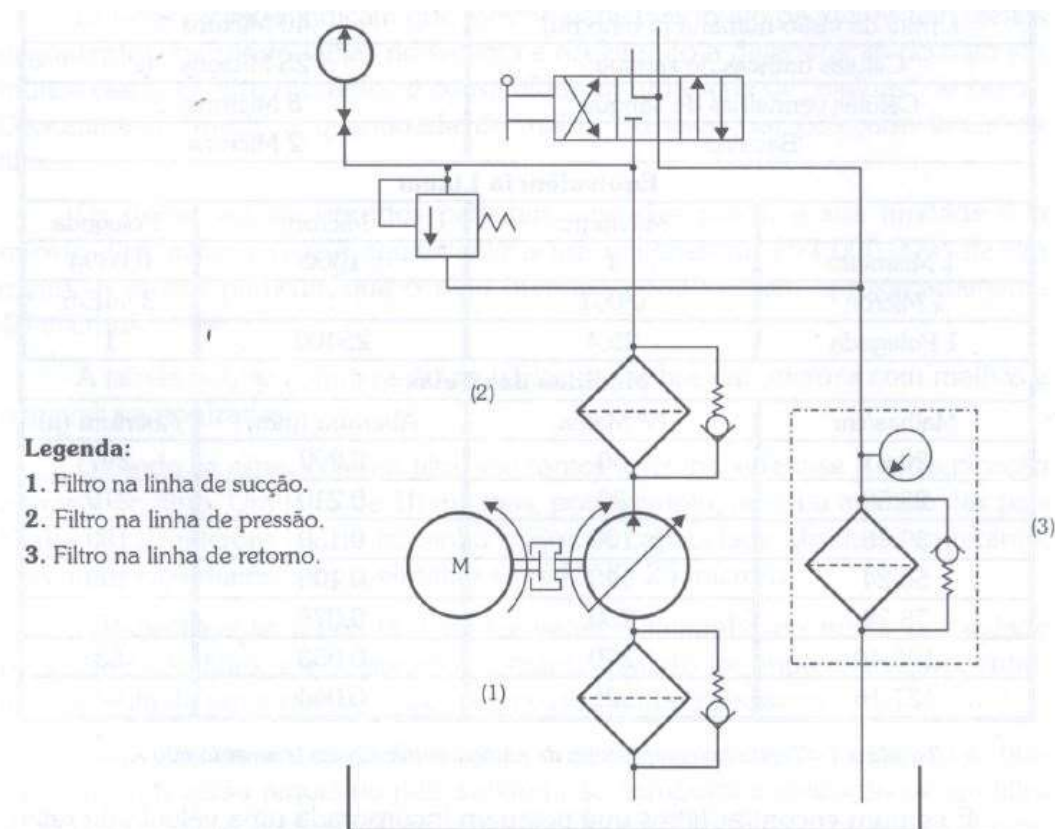
Figura 53: Filtros de retorno para montagem em cima da tampa do reservatório



Fonte: HYDAC (2016)

Na Figura 54, podemos verificar em um esquema hidráulico, onde podem ser instalados os 3 modelos de filtros descritos anteriormente.

Figura 54: Exemplos de posicionamento de filtros em sistemas hidráulicos



Fonte: FIALHO (2004)

- Filtros off-line: Esse modelo de filtro é instalado de forma independente de um sistema hidráulico principal, conforme Figura 55. O fluido é bombeado para fora do reservatório por meio de um pequeno conjunto moto bomba, passa pelo filtro off-line e retorna para o reservatório em um ciclo contínuo, garantindo assim um nível baixo de contaminação no sistema (PARKER, 1999).

Apesar de manter o nível de contaminação do fluido, deve ser utilizado junto com filtros principais instalados na linha principal, pois filtros off-line, assim como os de retorno, não garantem proteção específica dos componentes (HYDAC, 2016). A vazão do sistema off-line deve ser não menos que 10% do volume do reservatório.

Os filtros off-line, garantem uma série de vantagens para o sistema

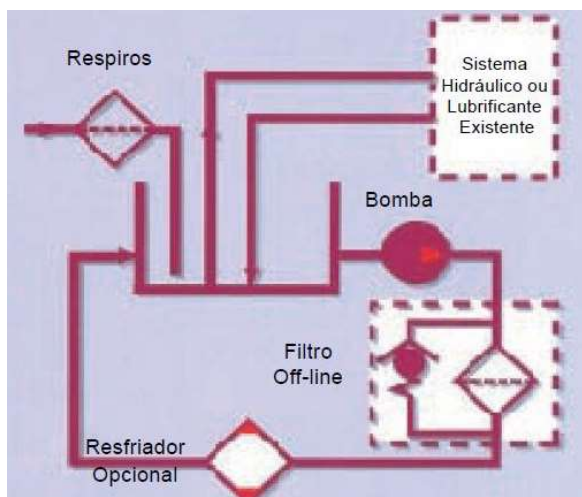
hidráulico em que ele for instalado. As principais vantagens que podem ser citadas são (HYDAC, 2016, tradução nossa):

- ✓ Garante excelentes classes de pureza;
- ✓ Permite a retenção de um grande número de partículas;
- ✓ É possível trocar o elemento filtrante sem desligar o circuito principal;
- ✓ Exige menos tempo de manutenção;
- ✓ A vida útil do fluído é estendida;
- ✓ Permite a instalação de filtros retentores de água;
- ✓ Pode ser facilmente instalados em sistemas existentes;
- ✓ Pode realizar a filtragem do sistema, mesmo quando o sistema principal estiver desligado;
- ✓ Trocadores de calor podem ser facilmente incorporados em um circuito off-line;
- ✓ A linha de retorno para tanque pode ser direcionada para a linha da sucção da bomba do circuito principal, garantindo que esse esteja trabalhando sempre com fluído limpo e refrigerado.

Apesar de possuir um grande número de vantagens para o sistema hidráulico, algumas desvantagens ainda podem ser citadas, tais quais (HYDAC, 2016, tradução nossa), (PARKER, 1999):

- ✓ Custo alto de investimento;
- ✓ Requer espaço adicional;
- ✓ Não fornece proteção direta aos componentes.

Figura 55: Filtro off-line



Fonte: HYDAC (2016)

- Filtros de ar com bocal de enchimento (Figura 56): No momento em que o fluido hidráulico de um sistema é “succionado” pela bomba, cria-se um espaço vazio dentro do tanque, espaço esse que precisa ser preenchido com ar, que deve passar pelo filtro de ar antes de entrar no tanque (O AUTOR).

Filtros de ar ainda são muito negligenciados no momento de dimensionar uma unidade hidráulica (EXNER et al. 1991, tradução nossa). Mas na verdade, esses filtros são considerados uns dos mais importantes de um sistema hidráulico. Isso se deve ao fato de o ar na parte externa do reservatório possuir um grande número de partículas contaminantes, principalmente se estivermos nos referindo a um ambiente industrial (HYDAC, 2016, tradução nossa). As partículas do ar podem entrar no circuito por meio de entradas de ar não adequadas.

Conforme mencionado acima, esse é um dos filtros mais importantes em um sistema hidráulico e as vantagens que ele proporciona são (HYDAC, 2016, tradução nossa):

- ✓ Alivia a carga nos filtros da linha do sistema hidráulico, pois previne a entrada de partículas;
- ✓ Permite realizar o enchimento do reservatório;
- ✓ Possui uma peneira no bocal de enchimento para reter partículas maiores, provenientes do óleo de enchimento armazenado de forma inadequada;
- ✓ Existem modelos capazes de reter a umidade do ar que entra no reservatório.

Figura 56: Filtro de ar



Fonte: HYDAC (2016)

Agora que são sabidas as principais características dos filtros disponíveis para proteção de circuitos hidráulicos, se faz necessário o dimensionamento do tamanho da malha de filtragem, e o tamanho da carcaça.

Juntamente com a malha de filtragem, também é importante saber qual o grau de limpeza conforme ISO 4406 de 1999, pode-se obter essas informações por meio da Figura 57.

Figura 57: Tabela para seleção de malha de filtragem e níveis de pureza ISO

Níveis de pureza ISO

	Baixa/média pressão < 140 bar (condições moderadas)			Alta pressão 140 ... 200 bar (baixa/média pressão com condições desfavoráveis ¹⁾)			Altíssima pressão > 200 bar (alta pressão com condições desfavoráveis ¹⁾)	
	Nível de pureza recomendada conforme ISO 4406:1999	Grav de filtração µm		Nível de pureza recomend. conforme ISO 4406:1999	Grav de filtração µm		Nível de pureza recomend. conforme ISO 4406:1999	Grav de filtração µm
Bombas / Motores								
Engrenagem ou palhetas	20/18/15	20		19/17/14	10		18/16/13	5
Pistões	19/17/14	10		18/16/13	5		17/15/12	3
Variável de palhetas	18/16/13	5		17/15/12	3		não exigido	não exigido
Variável de pistões	18/16/13	5		17/15/12	3		16/14/11	3 ²⁾
Acionamentos								
Cilindros	20/18/15	20		19/17/14	10		18/16/13	5
Acionamentos hidrostáticos	16/15/12	3		16/14/11	3 ²⁾		15/13/10	3 ²⁾
Bancadas de teste	15/13/10	3 ²⁾		15/13/10	3 ²⁾		15/13/10	3 ²⁾
Válvulas								
Válvulas de retenção	20/18/15	20		20/18/15	20		19/17/14	10
Válvulas direcionais	20/18/15	20		19/17/14	10		18/16/13	5
Válv. regulad. vazão padrão	20/18/15	20		19/17/14	10		18/16/13	5
Válvulas de assento	19/17/14	10		18/16/13	5		17/15/12	3
Válvulas proporcionais	17/15/12	3		17/15/12	3		16/14/11	3 ²⁾
Servoválvulas	16/14/12	3 ²⁾		16/14/11	3 ²⁾		15/13/10	3 ²⁾
Mancais								
Mancais deslizantes ³⁾	18/15/12	10		não exigido	não exigido		não exigido	não exigido
Transmissão ³⁾	17/15/12	10		não exigido	não exigido		não exigido	não exigido
Roleamento de esferas ³⁾	15/13/10	3 ²⁾		não exigido	não exigido		não exigido	não exigido
Roleamento de roletes ³⁾	16/14/11	5		não exigido	não exigido		não exigido	não exigido

1) Condições desfavoráveis podem surgir devido a grandes flutuações de vazão, picos de pressão, frequentes partidas frias, penetração de sujeira extremamente alta ou a presença de água.

2) Dois ou mais filtros de sistema do grau de filtragem recomendado podem ser exigidos, para alcançar e manter a meta da classe de pureza desejada.

3) Válido na faixa de diâmetro médio

Para a pureza do sistema recomendamos trabalhar sempre com uma classe melhor do que a pureza exigida para o componente mais sensível.

Filtração de enchimento / filtração de lavagem no mínimo um grau de filtragem mais fino do que os filtros de sistema.

Conforme DIN 51524 para óleo hidráulico novo é preciso garantir uma pureza ISO 21/19/16.

Fonte: HYDAC (2010)

Com a Figura mostrada acima, é possível verificar qual a classificação de limpeza ISO recomendada para diversos componentes de sistemas hidráulicos de acordo com seus regimes de trabalho. Então para verificar essas informações, é necessário que já se tenha uma ideia prévia dos componentes que serão instalados na unidade hidráulica.

Para entender melhor de que forma é feita a classificação de nível de pureza do óleo, pode-se verificar a Figura 58. Nela temos como exemplo a classificação ISO 21/18/15. Conforme mostrado, o primeiro número refere-se as partículas maiores que 4 μm , o segundo número refere-se as partículas maiores que 6 μm e o terceiro número refere-se as partículas de 14 μm . Isso para cada 100 ml de óleo analisado.

Figura 58: Classificação de níveis de pureza conforme ISO 4406:1999

ISO Code (to ISO 4406)	Particle quantity/100ml		Determined using...
	from	to	
5	16	32	...electronic particle counter 21 / 18 / 15 > 4 μm_c > 6 μm_c 14 μm_c
6	32	64	
7	64	130	
8	130	250	...microscopic counting - / 18 / 15 > 5 μm_c 15 μm_c
9	250	500	
10	500	1000	
11	1000	2000	
12	2000	4000	
13	4000	8000	
14	8000	16000	
15	16000	32000	
16	32000	64000	
17	64000	130000	
18	130000	260000	
19	260000	500000	
20	500000	1000000	
21	1000000	2000000	
22	2000000	4000000	
23	4000000	8000000	
24	8000000	16000000	
25	16000000	32000000	
26	32000000	64000000	
27	64000000	130000000	
28	130000000	250000000	

Fonte: HYDAC (2015)

Agora que se sabe a classe de pureza que se precisa atingir e também qual o tamanho dos poros da malha do elemento filtrante, deve-se dimensionar o tamanho da carcaça do filtro, para que permita a passagem do fluído pelo filtro sem gerar perda de carga de forma demasiada.

É recomendado que as perdas de cargas iniciais em filtros (com o elemento filtrante limpo) respeitem as informações contidas na Figura 59 (HYDAC, 2016).

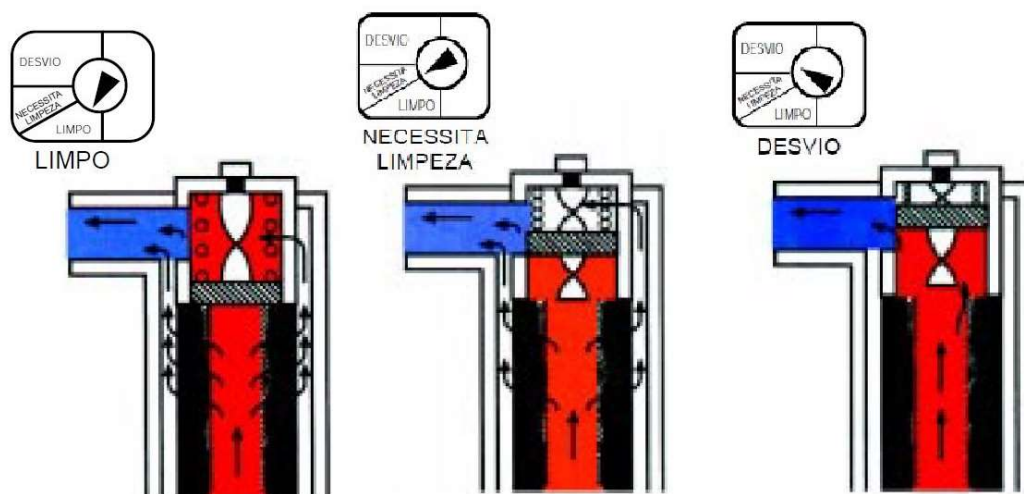
Figura 59: Perda de carga inicial recomendada para filtros limpos

Use as	Filter type	Total initial differential pressure (with new filter element)
Working filter	Return line filter, Pressure filter with bypass valve	0.15 to 0.2 • Pressure setting of clogging indicator ($P_{\text{indicator}}$)
	Offline filter, Inline filter, Separate units	0.15 to 0.2 bar
Protective filter	Pressure filters without bypass valve	$0.3 \cdot P_{\text{display}}$
	Suction filter	0.04 bar

Fonte: HYDAC (2016)

Com o tempo o elemento filtrante vai sendo contaminado, quando o elemento fica saturado e não é trocado, o sistema pode perder eficiência (PARKER, 1999). Para evitar esse problema, muitos filtros são equipados com uma válvula limitadora chamada “válvula by-pass”, que desvia o óleo do elemento filtrante, fazendo com que esse passe direto pela carcaça do filtro, porém, isso faz que óleo contaminado seja incluído no sistema (PARKER, 1999).

Um recurso disponível para saber o momento de realizar a troca do elemento são os indicadores de saturação. Podendo esses serem visuais ou elétricos. Na Figura 60 podemos acompanhar a saturação de um elemento filtrante e seu indicador de saturação.

Figura 60: Saturação de um elemento filtrante

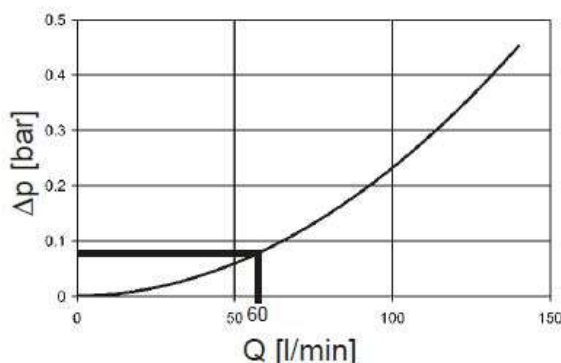
Fonte: PARKER (1999)

Tendo conhecimento das perdas de cargas iniciais recomendadas para os modelos filtros, é necessário analisar os gráficos de perdas de carga disponíveis nos catálogos de fornecedores de filtros. Deve-se somar a perda de carga da carcaça com a perda do elemento, para então se ter a perda de carga total gerada pelo filtro, conforme exemplo mostrado na Figura 61.

Figura 61: Exemplo de cálculo de perda de carga inicial para um elemento filtrante para linha de retorno, de 10 μm , com coeficiente de gradiente = 4.0 conforme HYDAC, 2016

$\Delta p_{\text{housing}}$:
(please refer to "RFM" brochure)

RFM 90, 150



$\Delta p_{\text{element}}$:
(for gradient coefficients for
element 0150 R 010 BN4HC please
refer to "Filter Elements" brochure
or "RFM" brochure)

$$60 \text{ l/min} \cdot \frac{4.0}{1000} \cdot \frac{46 \text{ mm}^2/\text{s}}{30} = 0.368$$

$$\Delta p_{\text{total}} = \Delta p_{\text{housing}} + \Delta p_{\text{element}} = 0.09 + 0.368 = 0.458 \text{ bar}$$

Fonte: HYDAC (2016)

2.6.8 NR-12

A NR-12 é uma norma que fala em prevenção de acidentes. Algumas das falhas que podem acarretar em acidentes com prensas hidráulicas (ACTBR, 2013):

- Acionar a máquina com uma mão durante acesso à zona de prensagem;
- Acionamento por terceiro quando um segundo operador estiver em contato com a zona de prensagem;
- Desprendimento e queda do martelo;
- Falha do comando de válvulas ou cilindro hidráulico, gerando avanço do cilindro hidráulico.

Para ser liberada para comercialização, prensas hidráulicas devem respeitar as exigências feitas no anexo VIII da Norma Regulamentadora 12 ou NR12.

Para a prensa como um todo, a norma cita alguns itens que devem ser respeitados (NR-12, 2017):

- A zona de prensagem deve ser enclausurada de maneira a não permitir que o operador coloque os dedos por entre a grade de proteção;
- A ferramenta deve ser fechada da mesma forma;
- Cortinas de luz devem ser instaladas para impedir que o operador fique na zona de prensagem;
- As proteções físicas devem ser classificadas como categoria 4, conforme ABNT NBR 14153;
- Para prensas de forjamento a frio, a parte frontal da máquina deve estar protegida, através de proteções móveis dotadas de intertravamento e nas demais partes da área de risco com proteções fixas;

Como o objetivo desse trabalho não é dimensionar a prensa como um todo, mas sim o seu sistema hidráulico, serão citadas agora, as exigências feitas para prensas de acionamento hidráulico:

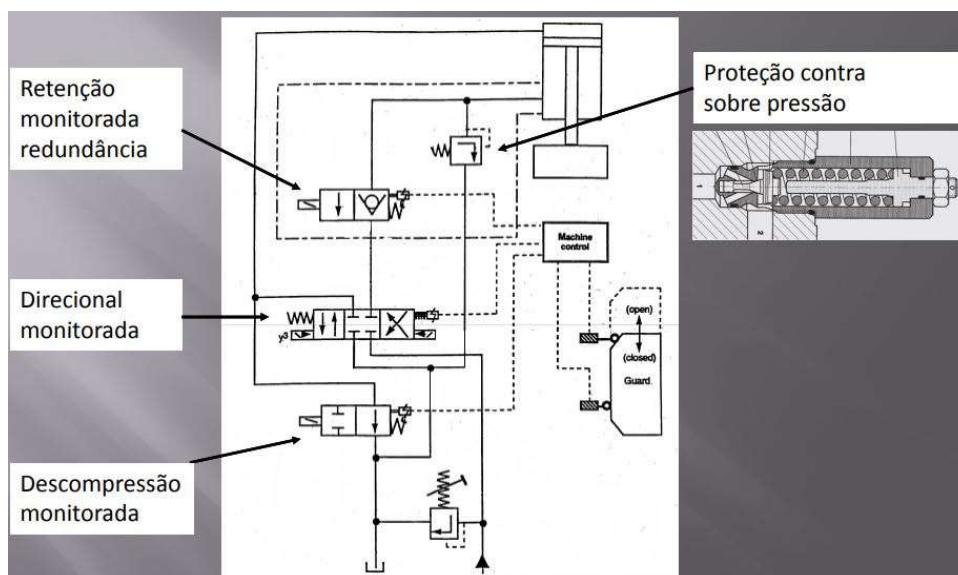
- As prensas hidráulicas devem possuir bloco hidráulico de segurança ou sistema hidráulico equivalente que possua a mesma característica e eficácia, com monitoramento dinâmica;
- As prensas hidráulicas devem possuir válvula de retenção, incorporada ou não ao bloco hidráulico de segurança, com a finalidade de impedir a queda do martelo em caso de falha;
- Em caso de falha do bloco de segurança ou do sistema hidráulico

equivalente, o sistema de segurança deve possuir reset ou rearme manual, de forma a impedir acionamento subsequente;

- As válvulas com monitoramento dinâmico por micro-switches ou sensores de proximidade devem ter seu monitoramento realizado por interface de segurança classificada como categoria 4m conforme ABNT NBR 14153.
- Quando o circuito hidráulico do sistema equivalente permitir uma intensificação de pressão capaz de causar danos, deve possuir uma válvula de alívio diretamente operada entre o cilindro hidráulico e a válvula de retenção, sendo que essa válvula deve ser bloqueada e travada contra ajustes não autorizados;
- Quando utilizado um sistema hidráulico equivalente, a válvula de retenção deve ser montada diretamente no corpo do cilindro, se isso não for possível, então deve ser utilizada tubulação rígida, soldada ou flangeada entre o cilindro e a válvula.

Na Figura 62, pode-se ver um exemplo de diagrama hidráulica para um bloco de segurança.

Figura 62: Exemplo de um esquema hidráulico de bloco de segurança



Fonte: HYDAC (2013)

- Quando se utilizam mangueiras em unidades hidráulicas, deve-se utilizar de algum componente que impeça que elas provoquem um acidente de trabalho no caso dessas se romperem.

2.6.9 Indústria 4.0

A indústria 4.0 é um conceito que engloba as principais inovações tecnológicas dos campos de automação, controle e tecnologia da informação, aplicadas aos processos de fabricação (CITISYSTEMS, 2017).

Algumas das tecnologias que devem ter grande aplicabilidade na indústria 4.0 são a inteligência artificial, a robótica, veículos autônomos, impressão 3D, nanotecnologia, biotecnologia, armazenamento de energia e computação quântica (SCHWAB, 2015).

4ª revolução industrial é um termo que está sendo utilizado globalmente para referir-se a indústria 4.0, pois assim como as revoluções anteriores, a indústria 4.0 também deve causar uma enorme mudança nos processos de manufatura, nesse caso, mundos virtuais e físicos se fundem através da internet (FIRJAN, 2016).

O termo indústria 4.0 foi utilizado pela primeira vez na feira de Hannover em 2011, porém, desde 2006 já são discutidos temas como fábricas autônomas e inteligentes, que são o coração de tudo o que tem a ver com indústria 4.0 (REXROTH, 2016).

Alguns dos princípios da indústria 4.0, que definem os sistemas de produção inteligente são (CITISYSTEMS, 2017):

- Capacidade de operação em tempo real: Permite a aquisição de dados de forma instantânea, permitindo rápidas tomadas de decisão;
- Virtualização: Simulações de produção já são uma realidade, porém o que a indústria 4.0 propõe é a existência de uma cópia virtual das fábricas inteligentes. Dessa forma permitindo rastreabilidade e monitoramento remoto de todos os processos de fabricação, por meio de vários sensores espalhados ao longo da planta fabril;
- Descentralização: Os sistemas cyber-físicos integrados com a planta fabril por inúmeros sensores, poderão tomar decisões conforme as necessidades de produção;
- Modularidade: A produção será feita de acordo com a demanda, permitindo acoplar ou desacoplar módulos de produção na cadeia produtiva.

Além dos princípios da indústria 4.0, também é possível citar as tecnologias desenvolvidas que permitiram que a 4ª revolução industrial tomasse a dimensão que tem hoje (CITISYSTEMS, 2017):

- Internet das coisas (Internet of Things – IoT): Consiste na conexão em rede de objetos físicos, ambiente, veículos e máquinas por meio de sensores eletrônicos que permitem a coleta e troca de dados. São os chamados sistemas cyber-físicos, que são a base da indústria 4.0;
- Big Data Analytics: São estruturas de dados muito extensas e complexas que utilizam novas abordagens para a captura, análise e gerenciamento de informações.

A tecnologia Big Data consiste em 6Cs:

- Conexão: Com sensores e CLPs;
 - Cloud (nuvem): Não guardar informação em HDs internos;
 - Cyber: Diz respeito ao modelo e memória;
 - Conteúdo;
 - Comunidade: Fala de compartilhamento de informações;
 - Customização.
- Segurança: Com a quantidade de informações que serão trocadas entre homem e máquina, surge a necessidade de garantir que essas informações cheguem sem alteração e somente para quem interessa a informação.

Para isso, vários fabricantes de sensores se uniram para criar os chamados módulos **IO-Link**, que centraliza informações de vários sensores e depois transmite os dados sem nenhuma perda para redes industriais como PROFINET ou PROFIBUS.

Os módulos IO-Link oferecem uma série de vantagem se comparados com as transmissões de informações aplicadas nos dias atuais (IFM, 2017):

- ✓ Rastreabilidade e identificação dos sensores, não permitindo que sensores sejam instalados em slots errados;
- ✓ Não sofrem influências de sinais externos pois a transmissão é baseada em um sinal digital de 24V;
- ✓ A troca de sensores é facilitada pois os parâmetros do sensor ficam salvos no slot em que é instalado, não mais no sensor em si;
- ✓ É possível travar os botões dos sensores para que só sejam manipulados por

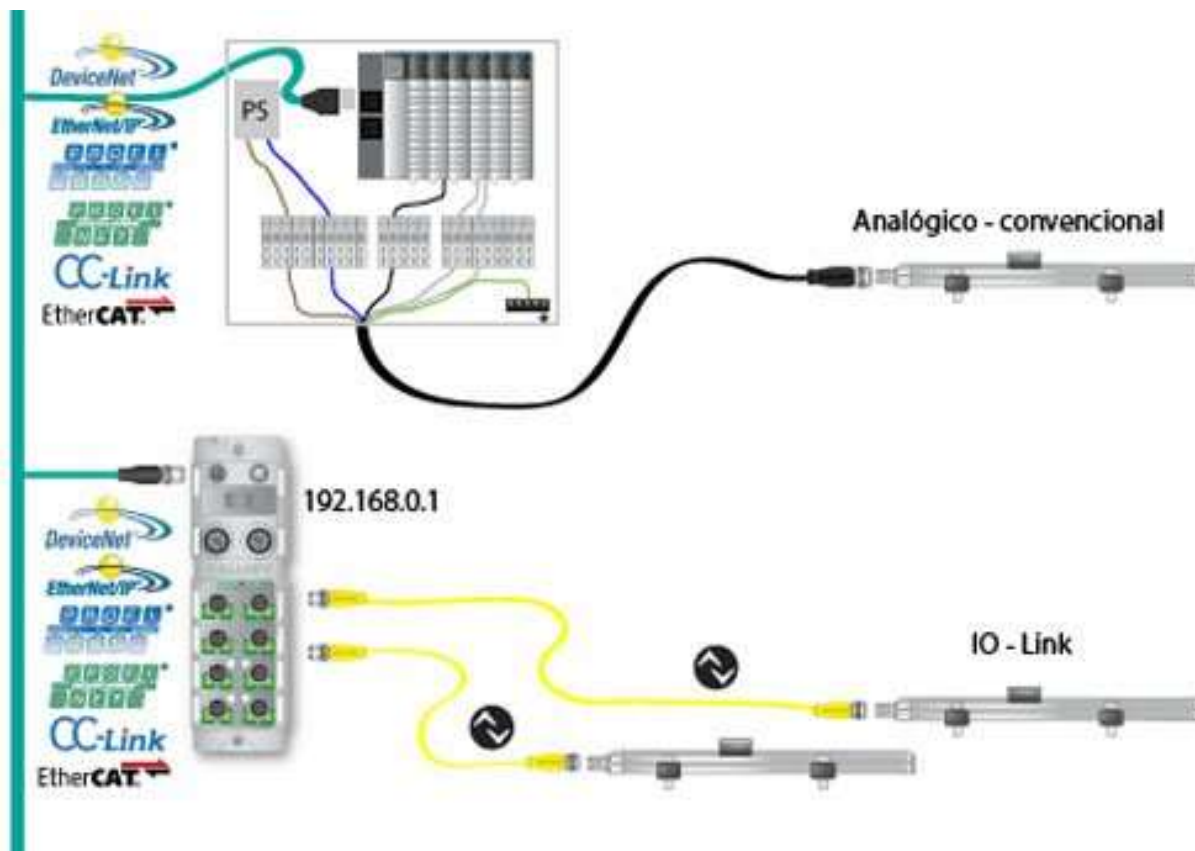
pessoal autorizado;

- ✓ Rupturas de fios são imediatamente detectados;
- ✓ Os parâmetros dos sensores podem ser reajustados pela rede;
- ✓ Instalação mais simples (Conforme Figura 63).

Uma das melhorias que podem ser obtidas no ramo da hidráulica industrial com o advento da indústria 4.0, seria no monitoramento e prevenção de falhas em componentes e sensores. Principalmente se aplicados sensores que possuam conexão IO-Link. Com as informações constantemente obtidas sobre as condições de funcionamento da máquina, é possível agendar manutenções automaticamente. Também é possível detectar rupturas em cabos e sensores instalados em slots errados.

Para o forjamento, é possível deixar o processo mais automatizado, pois mesmo hoje em dia, grande parte do serviço é feita por controladores manuais.

Figura 63: Transmissão de dados analógica convencional x IO-Link



Fonte: IFM (2017)

3 METODOLOGIA

A metodologia para o dimensionamento e desenvolvimento deste projeto partiram de um estudo abordando as principais características de prensas hidráulicas, funcionamento e dimensionamento de componentes de um sistema hidráulico, citados no capítulo anterior.

Não necessariamente os dimensionamento serão feitos na mesma ordem disposta na revisão bibliográfico. Também ocorrerá de ter que se calcula por exemplo, a vazão de uma bomba quando estiverem sendo dimensionados os filtros.

Os dados de entrada utilizados para o dimensionamento da unidade hidráulica, como as características de força, velocidade de acionamento da prensa e temperatura ambiente, foram estimados com base em dados de pesquisas, considerando que um fabricante de prensas informaria esses mesmos dados para dimensionamento da unidade hidráulica. Tendo os dados de entrada partiu-se então para a etapa de dimensionamento dos componentes que viriam a constituir a unidade hidráulica para controle da prensa.

Com o objetivo de facilitar o dimensionamento e prevendo alterações neste, foi elaborada uma planilha de cálculos utilizando as equações apresentadas na literatura dos autores citados no capítulo anterior.

Depois de feita a parte principal do dimensionamento, foi então pesquisado a respeito de quais tecnologias da indústria 4.0 poderiam ser aplicadas em um sistema hidráulico.

Feitos os dimensionamentos de todos os componentes necessários para concepção do projeto da unidade hidráulica para controle de uma prensa, por meio das equações matemáticas apresentadas e também de catálogos analisados, foi elaborado o diagrama hidráulico da unidade no software Scheme Editor 6 da Bosch Rexroth, e com base no diagrama foi desenvolvido o projeto da unidade no software CAD Solid Works 2014, disponibilizado nos laboratórios de informática do Instituto Federal de Santa Catarina, campus Rau.

Depois de elaborado o projeto 3D com base no circuito hidráulico, este foi avaliado como um todo para então serem feitas sugestões de melhorias que poderiam ainda ser feitas em um projeto futuro, caso esse viesse a ser elaborado.

3.1 Dados de entrada

Os dados de entrada para dimensionamento da unidade hidráulica foram estimados levando em consideração algumas informações encontradas em catálogos de fabricantes de prensas. Na Figura 64 pode-se verificar os dados para prensas de até 5883,99 quilonewtons de força.

Figura 64: Especificações de prensas hidráulicas

		Modelos - Prensas Hidráulicas Tipo "H" - 2 Pistões				
Características Dimensionais		PH/H 100T-C	PH/H 200T-C	PH/H 300T-C	PH/H 400T-C	PH/H 600T-C
Número de pistões	-	2	2	2	2	2
Força máxima de prensagem	t	100	200	300	400	600
Força máxima de retorno	t	10	18	30	40	55
Velocidade de aproximação	mm/s	220	220	250	250	280
Velocidade de trabalho	mm/s	12	10	9	8	7
Velocidade de retorno	mm/s	120	100	75	80	70
Curso máximo	mm	400	500	600	600	600
Abertura máxima entre as mesas	mm	600	800	800	800	800
Dimensões das mesas - larg. x prof.	mm	1600x800	1600x800	1800x900	2000x1000	2000x1000
Janela lateral - larg. x altura		300x600	300x800	350x800	350x800	350x800
Altura do piso a face da mesa fixa	mm	900	900	900	900	900
Potência do motor principal	cv	20	30	40	50	60
Peso aproximado	kgf	14000	23000	30000	38000	45000

Fonte: http://www.metalurgicasouza.com.br/site/?page_id=72

Pode-se notar que a velocidade de trabalho é reduzida conforme a força e a potência do motor aumentam.

Levando em consideração os dados analisados, chegou-se as seguintes especificações para a unidade hidráulica a ser desenvolvida:

- Diâmetro máximo dos atuadores: 1000 mm;
- Número de pistões: Sem necessidade de descrever, apenas respeitar as mediadas máximas da unidade;
- Força máxima de prensagem: 34323275 N;
- Força máxima de retorno: 1029698,25 N;
- Velocidade de aproximação: 100 mm/s +/- 5 (avanço total em 19,5 s);
- Velocidade de trabalho: 6 mm/s (avanço total seria em 325 s);
- Velocidade de retorno: 100 mm/s +/- 5 (recuo total em 19,5s);
- Curso máximo: 1950 mm;
- Dimensões máximas: 6 metros x 6 metros;

- Trabalhar com temperatura ambiente máxima de até 40°C;
- Não há disponibilidade de água para refrigeração;
- Ciclos de trabalho contínuo de 8 horas por dia;
- Já adequada a NR-12;
- Utilizar motor elétrico de 4 pólos (1750 rpm, aprox.);
- O sistema hidráulico deve oferecer pouca perda de carga;
- O óleo deve ficar com a temperatura entre 50 e 60°C;
- Utilizar óleo ISO VG 68;
- Realização de trocas de elementos filtrantes apenas esporadicamente;
- Monitoramento das condições de funcionamento da unidade hidráulica com sensores compatíveis com IO-Link, bem como indicador de posicionamento dos cilindros hidráulicos;

3.2 Dimensionamentos

3.2.1 Atuadores hidráulicos

Sabe-se que quanto maior a pressão do fluido hidráulico, menor será o diâmetro dos atuadores hidráulicos

Foi escolhido utilizar o modelo de cilindros hidráulicos CSH3 com sensor de posicionamento, unidos por flanges, pressão de trabalho nominal de 350 bar, com haste simples e fixação por flange dianteira, para que as chances de ocorrer flambagem da haste sejam reduzidas (conforme mostrado na Figura 17), o cilindro é de fornecimento da Bosch Rexroth. Então deve-se calcular o diâmetro necessário do atuador.

Para isso assume-se que a pressão nominal regulada será então de 350 bar (35 Mpa), para utilizar um atuador hidráulico de menor diâmetro possível. Então utiliza-se a equação I.

Eq. (I)

$$35 = \frac{4 * 34323275 * 1,1}{\pi} \left(\frac{1}{D^2} \right)$$

$$D = 1171,957 \text{ mm}$$

Utilizando a força desejada e a pressão de trabalho, obteve-se o diâmetro do atuador, porém, como pode-se perceber, o diâmetro do atuador ultrapassa o limite especificado pelo cliente. Além de que, ao utilizarmos as equações III e IV (com valores de correção de unidades já integrados a elas), teremos:

Eq. (III)

$$V = \pi * 585,978^2 * 1950 * 0,000001$$

$$V = 2103,526 \text{ l}$$

Eq. (IV)

$$Q = \left(\frac{2103,526}{19,5} \right) * 60$$

$$Q = 6472,388 \text{ l/min}$$

Obteve-se uma vazão de 6462,388 l/min para realizar o movimento de avanço do atuador no tempo solicitado. Não existe uma bomba comercial que atenda essa solicitação em conjunto com a alta pressão. Podemos tirar essa conclusão analisando a o capítulo 2.6.2. Nota-se que não há bomba que forneça essa vazão e pressão juntos.

Então, uma solução para resolver os dois problemas encontrados seria utilizar dois cilindros com diâmetros menores para atender à solicitação de força. E para resolver o problema da imensa vazão da bomba que teria que ser aplicada, a solução será utilizar dois cilindros ainda menores, que devem ser presos ao martelo da prensa, com a principal função de realizar os movimentos de avanço de aproximação e recuo, além de ajudar na força total aplicada pelo conjunto. Esses cilindro menores são chamados de cilindros escravos.

Para encontrar esses outros diâmetros de cilindros, é necessário saber qual a área total do êmbolo do cilindro calculado acima. Podemos fazer isso utilizando a equação XV, que é uma simples equação da área de um círculo.

Eq. (XV)

$$A = \pi * \frac{D^2}{4}$$

Onde:

A = Área do êmbolo do cilindro (mm²);

D = Diâmetro do cilindro calculado (mm);

Eq. (XV)

$$A = \pi * \frac{1171,957^2}{4}$$

$$A = 1078731,19 \text{ mm}^2$$

Encontramos a área total de 1078731,19 mm² para gerar a força necessária com pressão de 35 Mpa. Como utilizaremos um par de cilindros, dividimos a área pela metade, encontrando uma área por cilindro de 539365,5952 mm².

Utiliza-se novamente a equação XV porém agora com a intenção de encontrar o diâmetro necessário do êmbolo do cilindro.

Eq. (XV)

$$539365,5952 = \pi * \frac{D^2}{4}$$

$$D = 828,698 \text{ mm}$$

Não necessariamente o cilindro deve ter esse exato diâmetro, pois ainda serão utilizados 2 cilindros escravos que podem fazer uma parte da força, para que em conjunto a prensa atinja 3500 toneladas de força.

A princípio, o cilindro maior ficará próximo a essa medida, dessa forma não se encaixa em nenhum cilindro comercial tirantado ou flangeado (os chamados cilindros ISO). Pode-se concluir que será um cilindro especial.

Realizando pesquisas nos sites de fabricantes de cilindro, foi encontrado o cilindro mostrado na Figura 65.

Figura 65: Cilindro de prensa de forjamento

Cilindro de prensa para forjamento



Cilindro de prensa para forjamento	Exemplo
Diâmetro do pistão	800 mm
Diâmetro da haste do pistão	750 mm
Comprimento do curso	1950 mm
Função	Prensa

Fonte: REXROTH, sem data

O cilindro da Figura 65 parece muito promissor para atender as solicitações do cliente. Como existem dados desse técnicos do cilindro disponíveis no site do fabricante, podemos concluir que, apesar de ser um cilindro de dimensões grandes, não é um cilindro especial, visto que inclusive já é direcionado para prensas de forjamento. O que pode indicar também, que o valor para a aquisição do mesmo será provavelmente baixo para as dimensões que possui.

Sabe-se que o cilindro de 800 mm de diâmetro não é suficiente para aplicar toda a força necessária. Então novamente utiliza-se a equação XV para verificar qual a área do cilindro que foi escolhido.

Eq. (XV)

$$A = \pi * \frac{800^2}{4}$$

$$A = 502654,825 \text{ mm}^2$$

Subtraindo o valor da área (502654,825 mm²) encontrada do valor da área necessária por cilindro (539365,5952 mm²), sobram 36710,7706 mm² de área que precisam ser adicionados ao conjunto para gerar a força desejada.

Conforme mencionado anteriormente, o modelo de cilindro inicialmente escolhido seria o modelo CSH3. Verificando o catálogo do mesmo, foi encontrada a Figura 66.

Figura 66: Tabela de diâmetros disponíveis para cilindro mil type CSH3

Diameters, areas, forces, flow

Piston	Piston rod	Area ratio	Areas			Force at 350 bar ¹⁾			Flow at 0.1 m/s ²⁾			max. available stroke length
ØAL mm	ØMM mm	φ A_1/A_3	A_1 cm ²	A_2 cm ²	A_3 cm ²	F_1 kN	F_2 kN	F_3 kN	q_{v1} l/min	q_{v2} l/min	q_{v3} l/min	mm
40	28	1.96	12.56	6.16	6.40	43.96	21.56	22.40	7.5	3.7	3.8	2000
50	36	2.08	19.63	10.18	9.45	68.71	35.63	33.08	11.8	6.1	5.7	2000
63	45	2.04	31.17	15.90	15.27	109.10	55.65	53.45	18.7	9.5	9.2	2000
80	56	1.96	50.26	24.63	25.63	175.91	86.21	89.71	30.2	14.8	15.4	2000
100	70	1.96	78.54	38.48	40.06	274.89	134.68	140.21	47.1	23.1	24.0	3000
125	90	2.08	122.72	63.62	59.10	429.52	222.67	206.85	73.6	38.2	35.4	3000
140	100	2.04	153.94	78.54	75.40	538.79	274.89	263.90	92.4	47.1	45.3	3000
160	110	1.90	201.06	95.06	106.00	703.71	332.71	371.00	120.6	57.0	63.6	3000
180	125	1.93	254.47	122.72	131.75	890.65	429.52	461.13	152.7	73.6	79.1	3000
200	140	1.96	314.16	153.96	160.20	1099.56	538.86	560.70	188.5	92.4	96.1	3000
220	160	2.12	380.1	201.0	179.1	1330.5	703.7	626.8	228.1	120.7	107.4	6000
250	180	2.08	490.8	254.4	236.4	1718.1	890.6	827.4	294.5	152.7	141.8	6000
280	200	2.04	615.7	314.1	301.6	2155.1	1099.6	1055.6	369.4	188.5	180.9	6000
320	220	1.90	804.2	380.1	424.2	2814.9	1330.5	1484.4	482.5	228.1	254.4	6000

Fonte: Rexroth (2017)

Na tabela da Figura, nota-se que os cilindros de diâmetro 220 mm já seriam suficientes para prover a área faltante ao conjunto. Porém, para evitar trabalhar muito próximo ao limite da força que deve ser fornecida pelo conjunto, foi escolhido trabalhar com o cilindro de diâmetro 250 mm. Conforme mencionado anteriormente, a fixação do cilindro será feita por meio de uma flange no cabeçote frontal (MF3), conforme Figura 67. Demais medidas do cilindro escolhido podem ser verificadas nas Figuras 68 e 69.

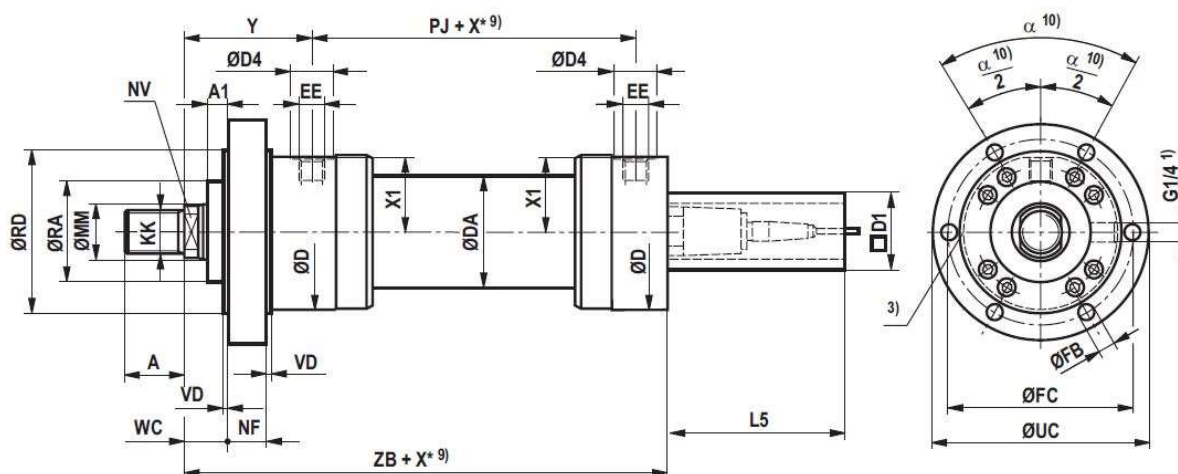
Figura 67: Modelo de fixação selecionado

CSH3 MF3
see page 28, 29



Fonte: Rexroth (2017)

Figura 68: Medidas cilindro mil type CSH3, fixação MF3



Fonte: Rexroth (2017)

Figura 69: Tabela de medidas cilindro mil type CSH3, fixação MF3

ØAL	ØMM	KK 5)	A 5)	KK 5)	A 5)	NV	ØD	ØDA	ØD4 2)	EE 4; 16)	EE 4; 17)	Y	PJ	X1	ØRD e8
250	180	M130x3	130	M150x4	190	160	440	324	65	G1 1/2	M48x2	272	336	218	450

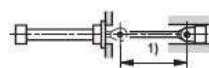
ØAL	ØMM	WC	VD	X* max	L5	D1 max	NF	A1	ZB	X* min	ØFB H13	ØFC js13	ØUC -1	α	ØRA
250	180	40	10	3000	166	96	125	0	695	20	45	530	610	45°	320

Fonte: Rexroth (2017)

Por fim, resta saber se a haste de diâmetro 180 mm do cilindro CSH3 é suficiente para não gerar flambagem durante a aplicação da força máxima da prensa. Então, seria possível utilizar a equação II para fazer essa verificação, porém, grande parte dos fabricantes de cilindros hidráulicos, disponibiliza uma tabela com o curso máximo admissível para os diâmetros de cilindros disponíveis, aplicando sua força máxima com diferentes modelos de fixação. A Figura 70 mostra o curso máximo admissível para o modelo escolhido como cilindro escravo para a prensa.

Figura 70: Cursos admissíveis para cilindro mil type CSH3, fixação MF3

Type of mounting CDH3/CGH3/CSH3 2): MF3

ØAL	ØMM	admissible stroke length with									Installation position
		100 bar			210 bar			350 bar			
		0°	45°	90°	0°	45°	90°	0°	45°	90°	
40	28	1370	1415	1600	1020	1035	1075	795	800	810	0° 
50	36	1755	1825	2135	1345	1370	1440	1060	1070	1090	
63	45	2000	2000	2000	1660	1695	1800	1320	1330	1365	
80	56	2000	2000	2000	2000	2000	2000	1600	1620	1665	
100	70	3000	3000	3000	2470	2530	2740	1900	2010	2085	45° 
125	90	3000	3000	3000	3000	3000	3000	2615	2660	2785	
140	100	3000	3000	3000	3000	3000	3000	2875	2920	3000	
160	110	3000	3000	3000	3000	3000	3000	2775	3000	3000	
180	125	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	90° 
200	140	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	3000	
220	160	6000	6000	6000	5410	5630	6000	4575	4675	5055	
250	180	6000	6000	6000	5950	6000	6000	4815	5160	5605	
280	200	6000	6000	6000	6000	6000	6000	5005	5565	6000	1) Adm. stroke length
320	220	6000	6000	6000	6000	6000	6000	4560	5060	6000	

Fonte: Rexroth (2017)

Como mostra a tabela, poderia ser utilizado um curso de até 5605 mm. A aplicação pede apenas 1950 mm, então não ocorrerá flambagem da haste.

3.2.2 Vazão do sistema e escolha da bomba

Tendo os diâmetros dos cilindros hidráulicos calculados, conforme comentado no capítulo 2.6.2, agora se faz necessário calcular as vazões necessárias para que sejam atingidas as velocidades solicitadas.

Primeiramente utilizaremos a equação III para calcular o volume de óleo necessário para preenchimento completo dos dois cilindros dimensionados. Depois também, calcular o volume de óleo para retorno do cilindro CSH3. Como os cilindros funcionam em par, deve-se multiplicar os volumes encontrados por dois (foi adicionado a equação).

Para o cilindro de diâmetro 800 mm:

Eq. (III)

$$V = \pi * 400^2 * 1950 * 2 * 0,000001$$

$$V = 1960,35 \text{ l}$$

Para o avanço do cilindro de diâmetro 250 mm:

Eq. (III)

$$V = \pi * 125^2 * 1950 * 2 * 0,000001$$

$$V = 191,44 \text{ l}$$

Para o retorno do cilindro de diâmetro 250 mm, com haste de diâmetro 180 mm, descontamos a área da haste:

Eq. (III)

$$V = \pi * (125^2 - 90^2) * 1950 * 2 * 0,000001$$

$$V = 92,2 \text{ l}$$

Tendo encontrado os volumes para avanço e recuo necessários, foi utilizada a equação IV para encontrar as vazões necessárias para realizar os movimentos de avanço de retorno dentro dos tempos solicitados.

Para o cilindro de diâmetro 800 mm:

Eq. (IV)

$$Q = (1960,35/19,5) * 60$$

$$Q = 6031,85 \text{ l/min de vazão total \& } Q = 3015,92 \text{ l/min por cilindro}$$

Verificando o capítulo 2.6.2, percebe-se que não há bomba que forneça essa vazão. Então, conforme comentado anteriormente, foram utilizados os cilindros de diâmetro 250 mm como escravos. Eles vão puxar os cilindros maiores para que realizem o avanço no tempo solicitado de 19,5 segundos.

Então, foi calculada a vazão necessária para os cilindros escravos realizarem o movimento de avanço do conjunto na velocidade de aproximação solicitada.

Eq. (IV)

$$Q = (191,44/19,5) * 60$$

$$Q = 589,05 \text{ l/min}$$

Para recuo dos cilindros escravos:

Eq. (IV)

$$Q = (92,2/19,5) * 60$$

$$Q = 283,69 \text{ l/min}$$

Agora, ao utilizar as equações V e VI para cálculo das vazões induzidas dos cilindros escravos, nota-se que os valores encontrados são os mesmos das vazões citadas acima, com a diferença que entrando 589,05 l/min nos cabeçotes traseiros dos cilindros escravos, sairão 283,69 l/min se somadas as vazões induzidas dos cabeçotes dianteiros, o oposto a isso também acontece com os cabeçotes traseiros.

Eq. (V)

$$Q_{ia} = (92,2/19,5) * 60$$

$$Q_{ia} = 283,69 \text{ l/min}$$

Eq. (VI)

$$Q_{ir} = (191,44/19,5) * 60$$

$$Q_{ir} = 589,05 \text{ l/min}$$

Isso ocorre porque o tempo de avanço e recuo são os mesmos (19,5 segundos).

Para avanço do conjunto geral no momento em que se faz necessária

utilização da força máxima fornecida pela prensa, todos os cilindros devem avançar juntos com uma velocidade de 6 mm/s, que para fins de cálculo, resultaria em um tempo de avanço total de 325 segundos. Para calcular essa vazão, deve-se somar o volume total de avanço de todos os cilindros.

Eq. (IV)

$$Q = ((191,44 + 1960,35)/325) * 60$$

$$Q = 397,25 \text{ l/min}$$

Também deve ser calculada a vazão necessária para avanço de apenas um dos cilindro de 800 mm de diâmetro, pois utilizaremos esse valor mais adiante para dimensionar o diâmetro da linha de óleo para esse cilindro.

Eq. (IV)

$$Q = ((1960,35/2)/325) * 60$$

$$Q = 180,96 \text{ l/min}$$

Agora que as vazões foram calculadas, utiliza-se a maior vazão (589,05 l/min) e a rotação do motor (que fica em torno de 1750 rpm para um motor de 4 pólos (WEG, 2017)) para aplicação na equação VII, para ser encontrado o volume de deslocamento que a bomba deve oferecer.

Eq. (VII)

$$V_g = \frac{1000 * 589,05}{1750 * 0,93}$$

$$V_g = 361,935 \text{ cm}^3/\text{rot}$$

Teremos vazões diferentes e pressões diferentes, pois no momento de aproximação do martelo, não é necessário muita pressão, mas sim, vazão, o que ocorre inversamente no momento de prensagem, onde a pressão será a máxima, de 350 bar e a vazão será reduzida.

O próximo passo é utilizar a equação VIII para calcular a potência do motor que deve ser empregado no conjunto moto-bomba. Utilizaremos a vazão (397,25 l/min) e pressão (350 bar) que serão necessários no momento da prensagem, considerado o mais crítico.

Eq. (VIII)

$$N = \frac{397,25 * 350}{450 * 0,9}$$

$$N = 343,4 \text{ CV}$$

Os valores encontrados que devem ser levados em consideração para seleção da bomba são:

- Pressão: 350 bar;
- Deslocamento volumétrico: 361,935 cm³/rot;
- Rotação da bomba: 1750 rpm;
- Possui vazões diferentes por acionamento: Sim;

Fazendo a comparação dos dados encontrados com as características das bombas que foram citadas no capítulo 2.6.2, foi visto que o modelo de bomba de pistões axiais seria o mais indicado para a aplicação, pois consegue atingir a pressão necessária, respeita o deslocamento volumétrico por rotação e a faixa de rotação do motor elétrico, além de possuir modelos com vários controladores, o que permite o controle da vazão sem o estrangulamento da linha, que geraria perda de carga elevada (PARKER, 1999).

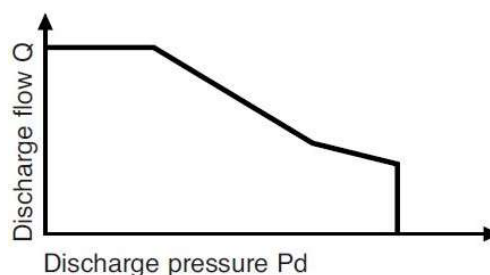
Sabendo as características técnicas que a bomba deve possuir, foi feita uma busca nos sites de vários fornecedores de bombas e componentes hidráulicos.

Por fim, foi decido utilizar a bomba de pistões axiais com prato de inclinação variável K3VG180DT-10NRS-7PHA-0 do fabricante KAWASAKI, com deslocamento volumétrico de 360 cm³/rot e pressão contínua máxima de 350 bar. A bomba também possui controle de potência, corte de pressão, capacidade de controle de pressão e vazão por piloto remoto. Na Figura 71 pode-se visualizar a bomba escolhida.

Figura 71: Bomba de pistão axial K3VG180DT

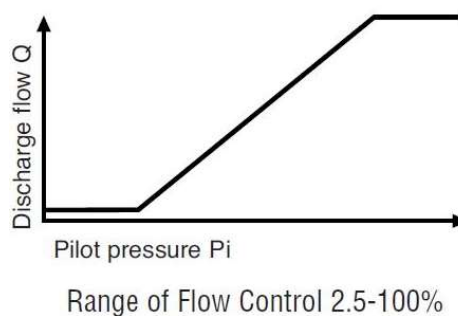
Fonte: KAWASAKI (2017)

Na Figura 72 pode-se ver como funciona o controle de potência. É regulada uma potência de motor, 200 cv por exemplo, a bomba não permite que ocorra uma pressão e uma vazão que necessitaria de um motor mais potente do que 200 cv. Isso é feito com o prato de inclinação variável, que reduz a vazão da bomba caso a pressão suba acima do permitido com um motor de 200 cv.

Figura 72: Controle de potência da bomba de pistão axial K3VG180DT

Fonte: KAWASAKI (2006)

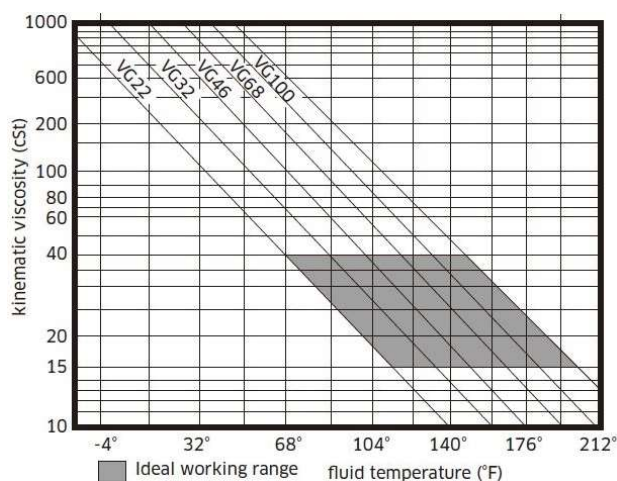
O controle de vazão (Figura 73), consiste em variar a pressão de um piloto externo, com essa variação, muda-se a inclinação do prato, regulando a vazão do sistema.

Figura 73: Controle de vazão da bomba de pistão axial K3VG180DT

Fonte: KAWASAKI (2006)

O fabricante também recomenda uma faixa de temperatura de óleo para suas bombas de pistão, que pode ser vista na Figura 74.

Figura 74: Faixa de temperatura para bombas de pistão



Fonte: KAWASAKI (2006)

3.6.3 Válvulas de controle

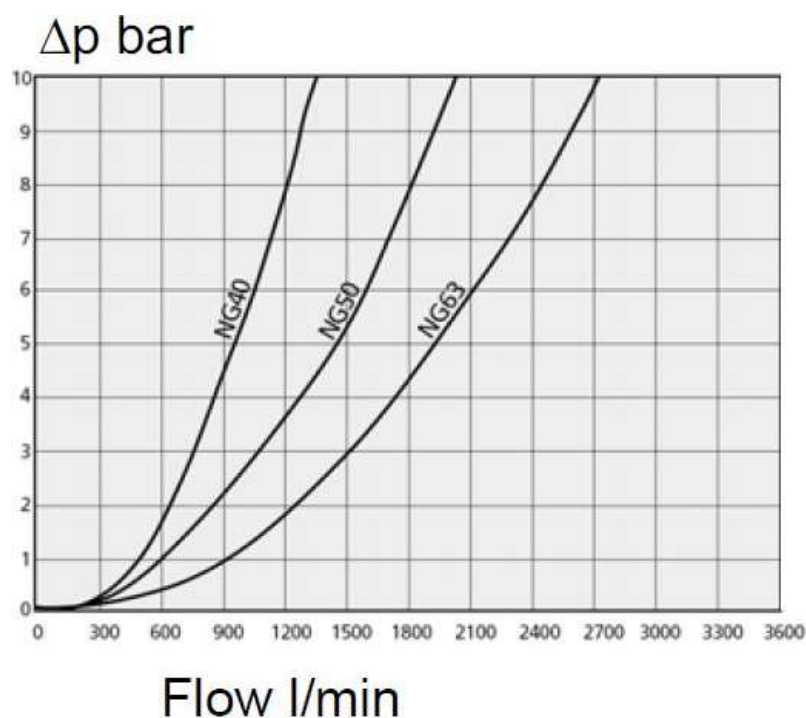
Para se calcular quais os tamanhos de válvulas ideais para a aplicação, é preciso se ter ideia de qual a perda de carga admissível por válvula, só assim pode-se cruzar informações com os gráficos de perda de carga x vazão, que disponibilizados nos catálogos dos fornecedores.

Como foi solicitado que o sistema hidráulico oferecesse pouca perda de carga, foi tomado como base a tabela de perda de carga inicial recomendada para filtros limpos (Figura 56). Nela foi verificado que a perda de carga inicial de um filtro deve ser de no máximo 20% da pressão se considera o elemento saturado. Para filtros de pressão, o mais comum é considerar o elemento de pressão saturado com 5 bar (HYDAC, 2016). 20% de 5 é igual a 1. Então 1 bar será a pressão considerada para seleção das válvulas também.

Para as válvulas de controle de direção, foi constatado que para que haja apenas 1 bar de perda de carga na linha, se faz necessário o uso de elementos lógicos. Foi decidido utilizar elementos lógicos com cone de amortecimento para um fechamento mais suave, ajudando a evitar picos de pressão na tubulação.

Para seleção do tamanho do elemento lógico, foi analisada a Figura 75.

Figura 75: Perda de carga em elementos lógicos com cone amortecedor e fluido com 35 mm²/s



Fonte: HYDAC (2013)

Analisando a Figura 74 novamente, nota-se que a viscosidade do óleo VG 68 entre 50 e 60° (temperatura de trabalho solicitada), coincide com o valor de viscosidade da Figura 75 (35 mm²/s). Levando isso em conta, foi selecionado o elemento lógico TN50 com cone amortecedor para realizar o controle direcional.

Para pilotar os elementos lógicos que serão utilizados, foram selecionadas válvulas direcionais TN6. Para pilotagem, não é necessário uma válvula grande, pois existem limitadores de vazão na entrada das tampas dos elementos lógicos onde são fixadas as válvulas de pilotagem (Figura 76)

Figura 76: Tampa para elementos lógicos com válvula de pilotagem

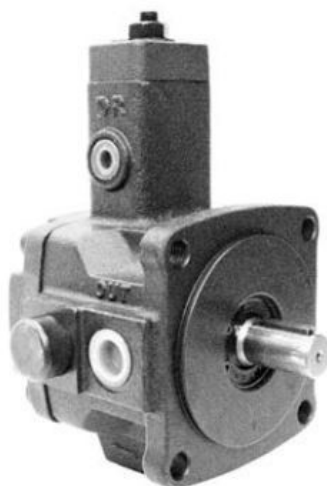


Fonte: REXROTH (2003)

Como comentado no capítulo 3.2.2, não é necessária a utilização de válvula de controle de fluxo, pois a bomba é de vazão variável.

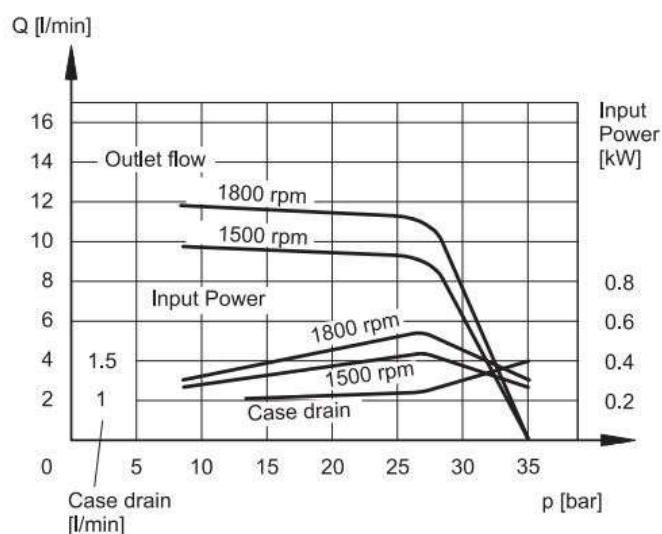
Válvulas limitadoras e redutoras de pressão para a unidade hidráulica desenvolvida, são necessárias apenas para pilotar a bomba, permitindo que ela realize os controles esperados. Pretende-se utilizar um conjunto moto-bomba menor, responsável pelas pilotagens necessárias para permitir o funcionamento do sistema. A pressão máxima desse conjunto de pilotagem será 35 bar, que é a pressão que bomba principal necessidade para realizar suas funções de controle (KAWASAKI, 2006). A vazão para o mesmo pode ser pequena! A bomba considerada para esse conjunto foi uma bomba de palheta variável de 6,6 cm³/rot, com regulador de pressão, fornecida pelo fabricante DUPLOMATIC, código da bomba é PVE-006PC2 (figura 77). Para a aplicação apresentada a bomba será regulada em 35 bar. Que significa que assim que a pressão atingir 35 bar, o rotor da bomba centra na carcaça, fazendo com que a vazão fornecida tenda a 0 l/min, que para uma linha de pilotagem não apresenta nenhum problema.

Figura 77: Bomba de palheta variável PVE-006PC2



Fonte: DUPLOMATIC (Sem data disponível)

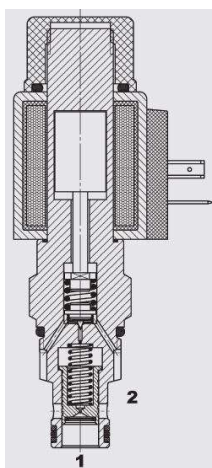
Pode-se encontrar a potência para esse conjunto cruzando informações no gráfico disponível pelo fabricante (Figura 78).

Figura 78: Seleção de potência do motor para bomba PVE-006PC2

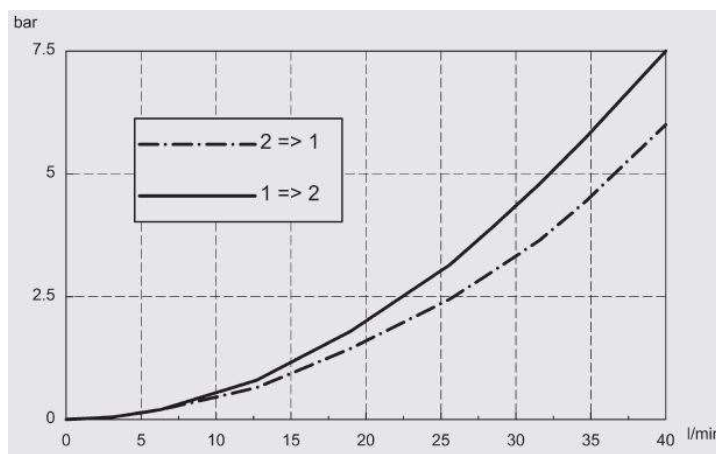
Fonte: DUPLOMATIC (Sem data disponível)

Analisando a figura acima, verifica-se que com a pressão de 35 bar a vazão tende a 0 l/min, porém, para evitar demora no preenchimento de cavidades de pilotos, foi escolhida a vazão de 10 l/min, que resulta em um motor de 1 kW, que fica em torno de 1,5 cv (WEG, 2017).

Para as válvulas redutora, limitadora de pressão e direcional desse conjunto de pilotagem, foram selecionadas válvulas de embutimento, com cavidade tamanho 10 (Figura 79). Para permitir uma variação contínua da pressão e vazão, foram utilizados acionamentos proporcionais com regulagem de 4 à 20 mA para as válvulas redutora e limitadora de pressão. Na figura 80 tem-se o gráfico de perda de carga.

Figura 79: Válvula de cartucho

Fonte: HYDAC (2013)

Figura 80: Perda de carga de uma válvula com cavidade 10

Fonte: HYDAC (2016)

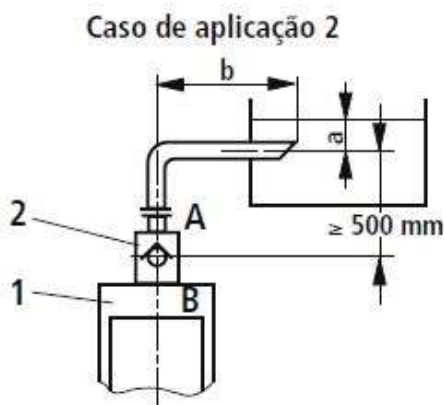
Para o avanço de aproximação, os cilindros escravos irão puxar o êmbolo do cilindro de diâmetro 800 mm junto. A bomba não precisará fornecer a vazão de 6031,85 l/min para o par de cilindros (3015,92 l/min para cada cilindro), mas, é necessário preencher o cilindro com óleo do tanque enquanto ele avanço sendo puxado pelos cilindros escravos. Para realizar essa função, foi utilizada uma válvula de preenchimento TN160 do fabricante REXROTH, para cada cilindro. Quando essa válvula é pilotada, ela abre, criando um caminho livre entre o tanque e os cilindro de diâmetro 800 mm, preenchendo eles com óleo. Na Figura 81 pode-se verificar a vazão máxima que a válvula permite a passar para cada forma de montagem. Será utilizada o caso de aplicação 2 para ligar a válvula do cilindro ao tanque (figura 82).

Figura 81: Vazões máximas da válvula de preenchimento TN160

Vazão máxima q_v em L/min (A para B) para vários casos de aplicações

TN	32	40	50	63	80	100	125	160
Caso de aplicação 1	200	300	500	800	1200	1900	3000	4200
Caso de aplicação 2	170	250	400	650	1000	1600	2600	3900
Caso de aplicação 3	140	220	360	560	900	1400	2200	3400
Caso de aplicação 4	100	150	240	380	620	950	1500	2300
Caso de aplicação 5	70	110	170	280	450	700	1100	1690

Fonte: REXROTH (2003)

Figura 82: Caso de aplicação 2 para montagem da válvula

Fonte: REXROTH (2003)

3.6.4 Reservatório de óleo

Para calcular o volume do reservatório foi utilizada a equação XII, citada no capítulo 2.6.5. Os dados necessários são a vazão máxima requerida, que é 589,05 l/min e o volume somado das haste dos cilindros utilizados.

O volume das haste não pode ser dado com certeza, pois não como saber quanto da haste fica para dentro dos cilindros sem ter os projetos originais dos fabricantes.

Como a equação XII já é uma forma mais conservadora de se calcular o volume do reservatório, será considerado o curso dos cilindro para calcular o volume das haste. Para calcular o volume das haste, pode-se usar novamente a equação III.

Lembrando que são dois cilindros de cada e os diâmetros das hastes são 180 mm para os cilindros escravos e 750 para os cilindros maiores.

Para os cilindros escravos tem-se:

Eq. (III)

$$V = \pi * 90^2 * 1950 * 2 * 0,000001$$

$$V = 99,24 \text{ l}$$

Para os cilindros maiores tem-se:

Eq. (III)

$$V = \pi * 375^2 * 1950 * 2 * 0,000001$$

$$V = 1722,97 \text{ l}$$

Agora aplica-se a equação XII para encontrar o volume do reservatório:

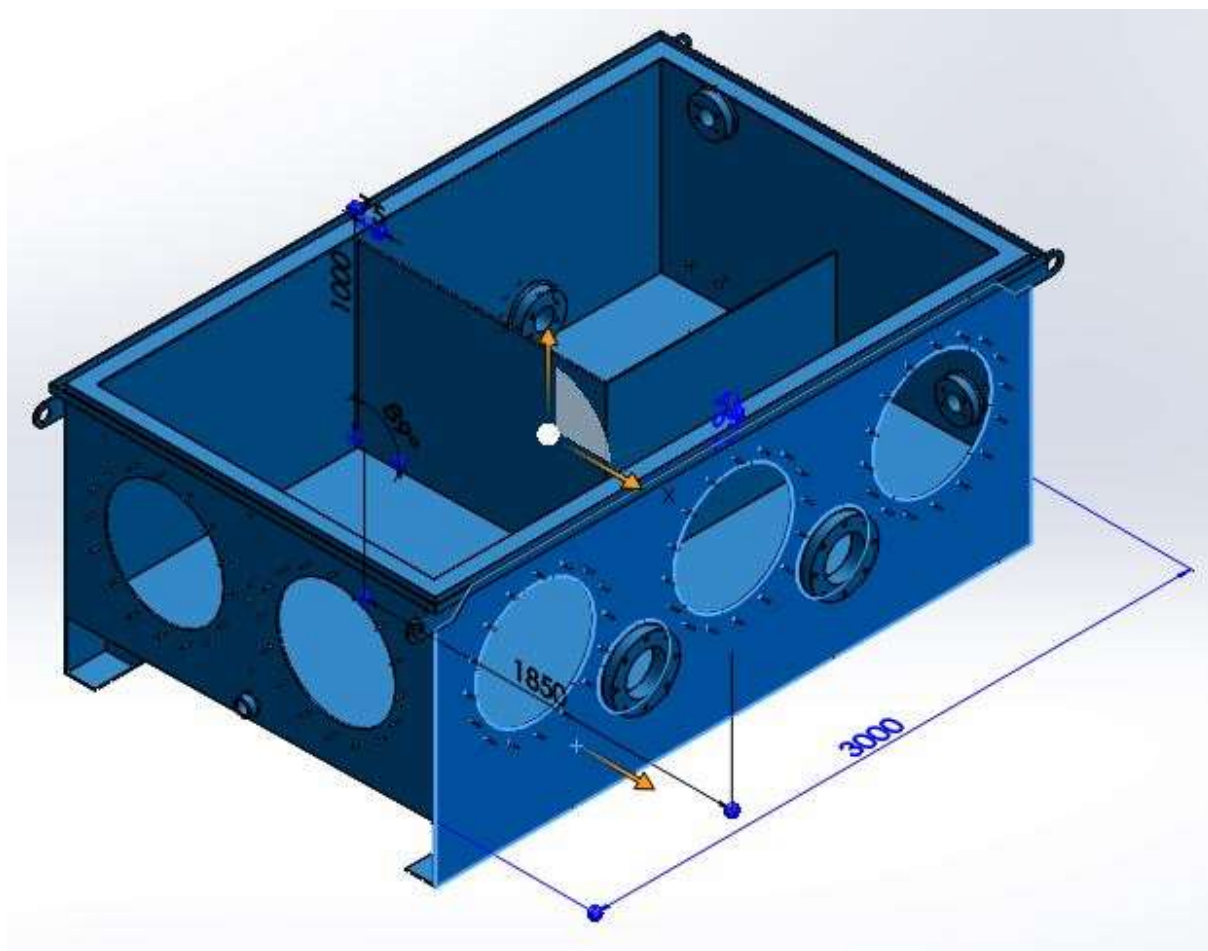
Eq. (XII)

$$CR = (5 * 589,05) + (99,24 + 1722,97)$$

$$CR = 4767,46 \text{ l}$$

Então, arredondando o volume do reservatório para cima, foi decido fazer o reservatório com 5000 litros. As dimensões do tanque podem ser vistas na Figura 80.

Figura 83: Tanque de 5000 litros dimensionado para a aplicação



Fonte: O AUTOR (2017)

Pode-se perceber que o reservatório dimensionado possui:

- 5 tampas de inspeção para facilitar a manutenção;
- Alças para içamento do tanque;
- Furações para instalação de 2 visores de nível de 305 mm de comprimento;
- Canaleta de contenção de pequenos vazamentos;
- Chincana separando a área em que o óleo será succionado pela bomba principal. Isso com a intenção de que as bolhas que se formam quando o óleo retorna ao reservatório não cheguem na linha principal, o mesmo vale para as partículas de contaminantes;
- Pórticos para instalação de instrumentos de medição.
- Pórticos para sucção das válvulas de preenchimento;
- 1 pórtico para linha de sucção da bomba e 1 para um possível sistema off-line de filtragem e refrigeração.

3.6.5 Filtragem do sistema e nível de contaminação

Para o sistema hidráulico a ser dimensionado, foi utilizada uma bomba de pistão variável de grande dimensão, bem como, válvulas proporcionais para a linha de pilotagem e controle da bomba. Fazendo uma análise da Figura 54, percebe-se que a classificação ISO de limpeza do óleo para trabalhar com esses componentes a 350 bar deve ficar em 16/14/11 e para isso, é necessário utilizar dois ou mais filtros com a malha de 3 μm para manter a classe de limpeza necessária.

A temperatura escolhida para dimensionamento dos filtros foi de 55°C.

Sistemas hidráulicos se beneficiam muito da aplicação combinada de filtros de sucção, pressão, retorno e off-line (PARKER, 1999). Levando isso em conta, foi decidido instalar os seguintes filtros na unidade a ser dimensionada:

- Um conjunto de filtragem off-line com filtros de 20, 10 e 3 μm , modelo NF (Figura 87) 2650 do fabricante HYDAC. Foi decido colocar esses filtros em série para que a saturação dos elementos filtrantes não ocorra de forma precoce, dessa forma, cada filtro se concentra nas partículas correspondentes a sua malha.

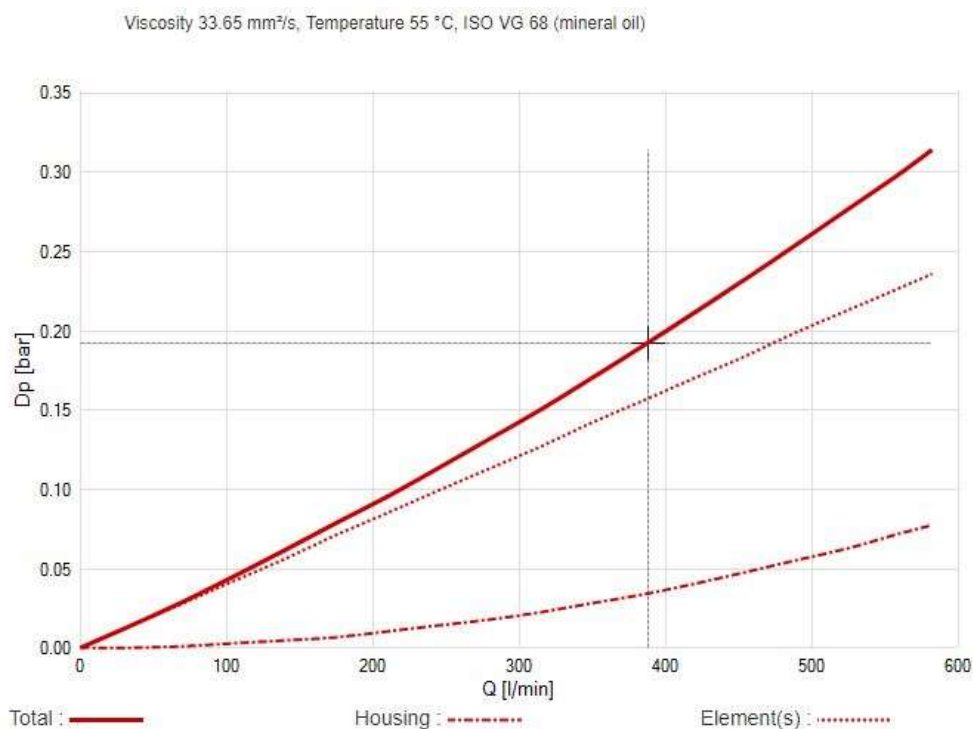
A vazão de um conjunto off-line deve ser 10% do volume do tanque, porém como tanque é de 5000 litros, seria necessária uma bomba que fornecesse 500 l/min. Não foi encontrada uma bomba comercial para baixa

pressão que fornecesse essa vazão. A bomba comercial mais próxima encontrada fornece 382,2 l/min. Levando em conta o fato de que foi utilizada uma equação bastante conservadora para dimensionamento do reservatório (poucas fórmulas para isso envolvem o volume das hastes dos cilindros), foi decidido utilizar a bomba de palhetas de 240 cm³/rot que fornece 382,2 l/min.

Conforme indicado pela Figura 59 do capítulo 2.6.7, a perda de carga inicial admissível para um filtro off-line é de 0,15 e 0,2 bar. As perdas de carga para os filtros de 3, 10 e 20 µm com a vazão de 382,2 l/min e temperatura do óleo de 55°C podem ser constatadas nas Figuras 84, 85 e 86, onde nota-se que justifica-se o uso de carcaças 2650 principalmente para os filtros de 3 e 10 µm, mas como foi indicado que as trocas de elementos filtrantes devem ser extremamente esporádicas, a carcaça 2650 também foi utilizada para o filtro de 20 µm.

Cada elemento de tamanho 2650 retém até 556 gramas de contaminantes até que o elemento sature (HYDAC, 2017).

Figura 84: Perda de carga para filtro NF 2650 - 3 µm



Fonte: HYDAC (2017)

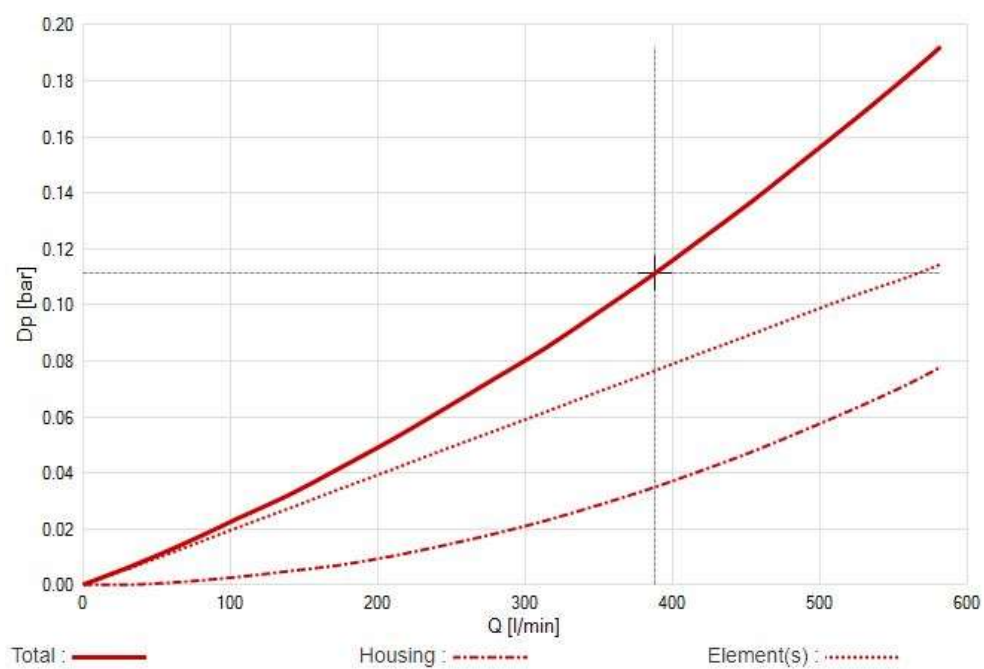
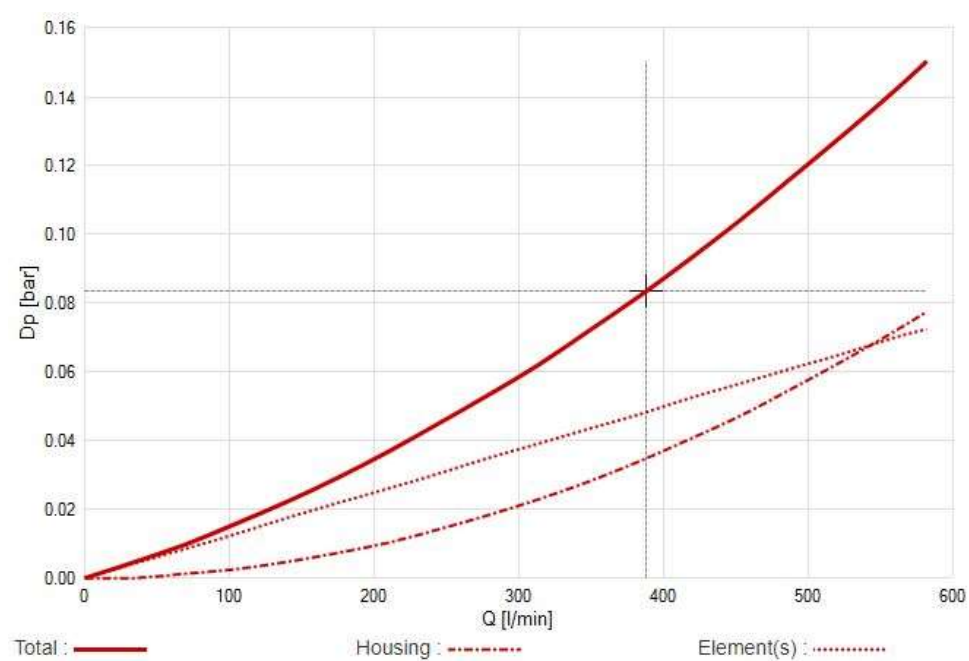
Figura 85: Perda de carga para filtro NF 2650 - 10 μm **Fonte:** HYDAC (2017)**Figura 86:** Perda de carga para filtro NF 2650 - 20 μm **Fonte:** HYDAC (2017)

Figura 87: Filtro NF 2650

HYDAC (2016)

Foi escolhida a pressão máxima de 10 bar para o sistema de filtragem off-line, visto que a maioria das carcaças de filtros para essa aplicação resiste 25 bar (HYDAC, 2017).

A potência necessária para esse sistema pode ser calculada utilizando a equação VIII.

Eq. (VIII)

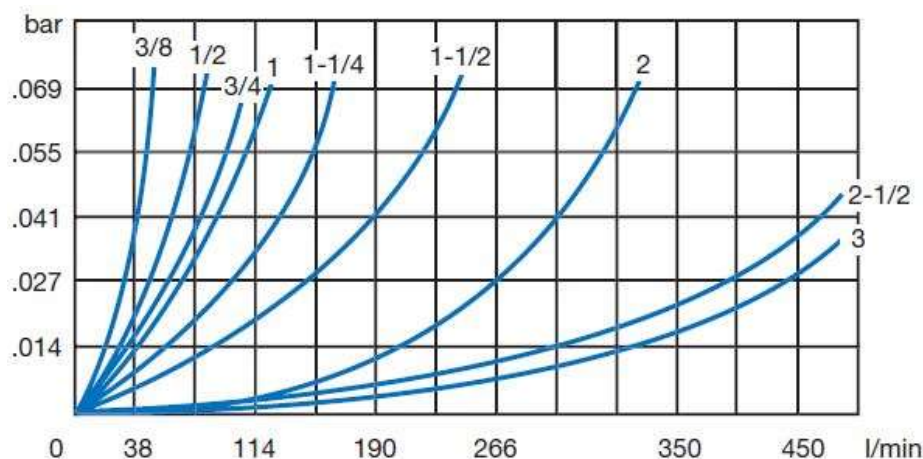
$$N = \frac{382,2 * 10}{450 * 0,9}$$

$$N = 9,44 \text{ cv}$$

- Dois filtros de sucção internos para a linha de sucção da bomba principal, e dois para a linha de sucção do conjunto off-line (Figura 88). Para ambas as linhas de sucção são filtros com rosca de 3" BSP, as malhas são de 125 µm e possuem válvula by-pass de 0,2 bar para impedir perdas de desempenho por conta de filtros saturados. A perda de carga inicial conforme a Figura 56 é de 0,04 para filtros de sucção. Optou-se em utilizar dois filtros para cada linha de sucção, pelo fato de a figura apresentar as perdas de carga com o óleo a uma viscosidade de 30 mm²/s. Em dias frios, quando liga-se a unidade hidráulica, o óleo pode estar à 20°C por exemplo, com uma viscosidade de 196,93 mm²/s. Nos filtros de linha, isso não é exatamente um problema, mas nos

filtros de sucção, a perda de carga pode vir a ser tão grande a ponto de causar danos as bombas hidráulicas. Infelizmente, não conseguiu-se obter esses dados com maior certeza, pelo fato de o material sobre filtros de sucção de corpo roscado ser bastante pobre.

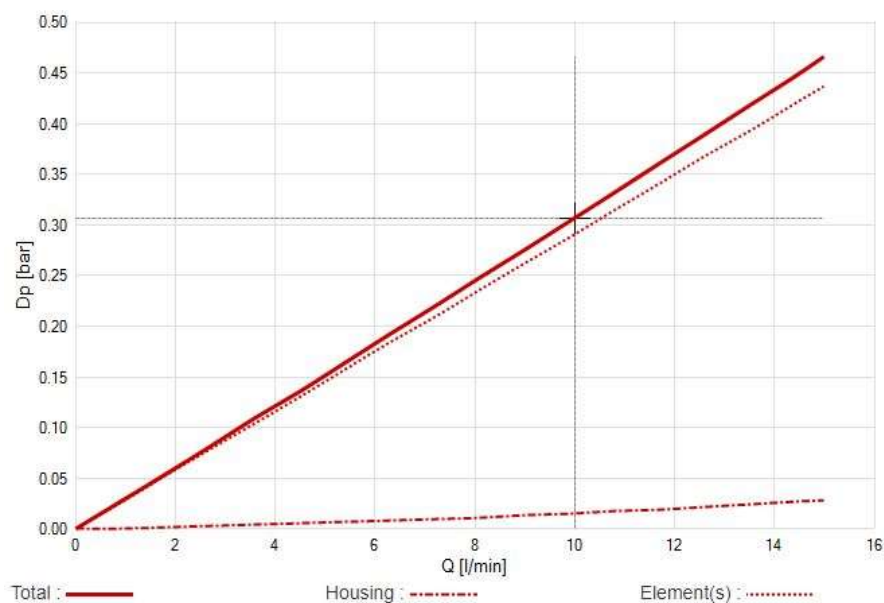
Figura 88: Gráfico de perda de carga para filtros de sucção internos de 125 μm com viscosidade de 30 mm^2/s



Fonte: STAUFF (Sem data)

- Um filtro de pressão de 3 μm na linha da bomba do conjunto de pilotagem. É muito importante que esse filtro seja instalado, pelo fato de a linha de pilotagem possuir válvulas proporcionais. Foi utilizado um filtro LF 60 do fabricante HYDAC, pois suporta pressões de até 100 bar. A Figura 89 mostra o gráfico de perda de carga, sendo que o limite para filtro de pressão é de 0,2 vezes a pressão em que o elemento filtrante é considerado saturado. Para um indicador de saturação de 5 bar como é o caso, a perda de carga inicial admissível é de 0,5 bar.

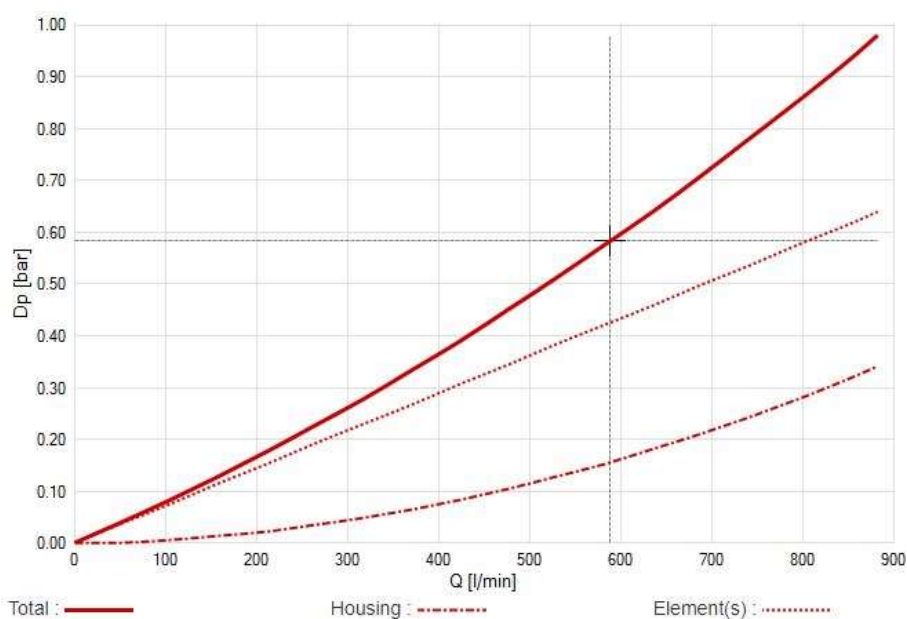
Figura 89: Gráfico de perda de carga à 10 l/min para filtros de pressão LF 60 de 3 µm



Fonte: HYDAC (2016)

- Para atender à solicitação da Figura 54, que pede pelo menos dois filtros com a malha solicitada, também foi instalado um filtro de pressão de 3 µm na linha da bomba principal. O modelo escolhido foi o DF 2000 do fabricante HYDAC, pois suporta pressões de até 420 bar, visto que a pressão nessa linha chega à 350 bar no momento da prensagem com força máxima. A Figura 90 mostra o gráfico de perda de carga do filtro.

Figura 90: Gráfico de perda de carga à 589 l/min para filtros de pressão DF 2000 de 3 µm



Fonte: HYDAC (2017)

- Por fim também foram colocados filtros de ar sobre a tampa do tanque para garantir que o ar que entra dentro do reservatório não carregue partículas contaminantes. Para dimensionar, deve-se seguir as instruções passadas no catálogo do fabricante. No caso, foi escolhido o modelo de filtro ar BF da HYDAC. O dimensionamento foi feito com base na Figura 91.

Figura 91: Dimensionamento do tamanho do filtro de ar

● Determining the calculated air flow:

$$Q_A = f5 \times Q_p$$

Q_A = calculated air flow in l_N/min

f5 = factor for operating conditions

Q_p = max. flow rate of the hydraulic pump in l/min

Ambient conditions	Factor f5
Low dust concentration; filter fitted with clogging indicator; continuous monitoring of the filter	1–2
Average dust concentration; filter without clogging indicator; intermittent monitoring of the filter	3–6
High dust concentration; filter without clogging indicator; infrequent or no monitoring of the filter	7–10

Fonte: HYDAC (2016)

Seguindo as recomendações da imagem acima, multiplicasse a maior vazão do sistema por um fator relacionado as condições do ambiente. A maior vazão apresentada no sistema será no momento em que for realizado o avanço de aproximação, onde somamos a vazão da bomba para o avanço dos cilindros escravos (589,05 l/min) com a vazão resultante dos cilindros escravos puxando o êmbolo dos cilindros de diâmetro 800 mm (6031,85 l/min), resultando em uma vazão total de 6620,9 l/min. Foi considerado um fator f5 igual a 6.

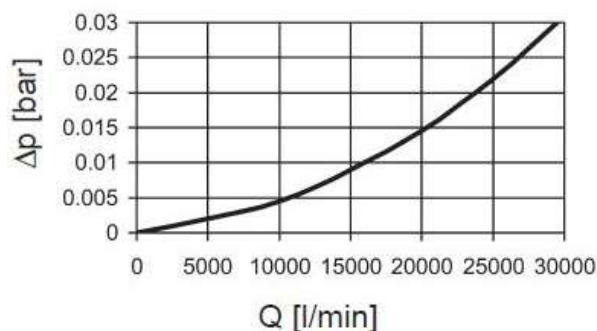
Multiplicando 6 por 6620,9 obteve-se a vazão calculada de ar igual a 39725,4 l/min. Com esse valor, foram analisados os gráficos de perdas de cargas dos filtros BF. Levando em conta que a perda de carga inicial de um filtro de ar deve ficar em 0,01 entre 0,05 bar (HYDAC, 2016) foram selecionados os seguintes filtros de ar para atender a situação:

- Dois filtros de ar BF 9, suprimindo 16000 l/min de ar cada, gerando uma perda

de carga de 0,01 bar cada um, totalizando uma perda de carga de 0,02 bar, conforme pode ser verificado na Figura 92.

Figura 92: Perda de carga para filtro de ar BF 9

BF 9



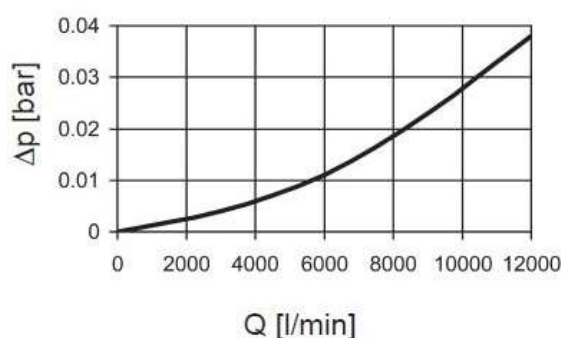
Fonte: HYDAC (2016)

Apesar de ter suprido grande parte da vazão necessário à unidade hidráulica, ainda restaram 7725,4 l/min.

- Foi colocado um filtro de ar com bocal de enchimento modelo ELF 52, suprimindo 6000 l/min de ar, gerando uma perda de carga de 0,01 bar, conforme pode ser visto na figura 93. Porém, ainda faltaram suprir 1725,4 l/min de ar.

Figura 93: Perda de carga para filtro de ar com bocal de enchimento ELF 52

ELF 52



Fonte: HYDAC (2016)

- Para suprir o restante da vazão de ar que faltou, foi decido utilizar dois filtros desumidificadores de ar do modelo SDB-122 do fabricante STAUFF. Além de realizarem a filtragem das partículas do ar, esse modelo de filtro retêm a umidade presente no ar. Cada um dos filtros é capaz de suprir 1500 l/min de

ar para dentro do tanque, suprimindo toda a necessidade. Com a Figura 94, pode-se verificar os dados citados.

Figura 94: Dados do filtro desumidificador SDB-122

Part No.	D		L1		L2		G		SW		Max Flow Rate		Air Filter Micron Rating	Weight of Complete Unit		Desiccant Volume		Desiccant Weight		Max. Water Holding	
	mm	in	mm	in	mm	in	-	-	mm	in	l/min	US GPM	µm	g	lb	cc	in ³	g	lb	g	lb
SDB-122	123.5	4.9	366	14.4	min ₂₅	1.0	G 1 1/4	male	50	1.97	1500	395	3	4000	8.8	2000	122	1500	3.3	576	1.27

Fonte: STAUFF (Sem data)

Com isso, conclui-se o dimensionamento dos filtros que serão utilizados na unidade hidráulica.

3.6.6 Trocador de calor

Como já será empregado um conjunto de filtragem off-line no sistema, foi decidido incorporar o trocar neste conjunto. Além de que, conforme comentado no capítulo 2.6.7, é mais seguro instalar o trocar dessa forma, pois em linhas de retorno podem ocorrer picos de pressão que acabariam danificando o trocador com o tempo.

O fato de o solicitante não possuir instalação de água refrigerada, faz com que seja necessário utilizar um trocador de calor ar/óleo.

Para realizar o dimensionamento do trocador de calor, poderia ser utilizada a equação XV, para depois serem cruzados os valores nos gráficos de troca térmica disponibilizados nos catálogos dos fabricantes, porém, muitos fabricantes já disponibilizam ferramentas on-line para dimensionamento do trocador de calor, então, foi utilizada a ferramenta on-line para dimensionamento disponibilizada no site do fabricante KTR.

Os dados que a ferramenta solicitada para realização do dimensionamento são:

- Temperatura de entrada do óleo no trocador (TO_{elin}): 55°C que é a temperatura média de operação entre 50 e 60°C;
- Calor à ser dissipado (Q): Pode ser calculado com a equação XVI, somando todas as potências de motor necessárias, depois utilizando os fatores de conversão 0,735499 para transformar cv em kW, e 0,2, que representa que o trocador de calor deve ser capaz de trocar 20% da potência dos motores elétricos utilizados, lembrando que esse valor é de 15 a 30% da potência motora. Foi escolhido 20% pelo fato de que bombas de vazão variável gerarem menos calor, conforme mencionado no capítulo 2.6.2.

Eq. (XVI)

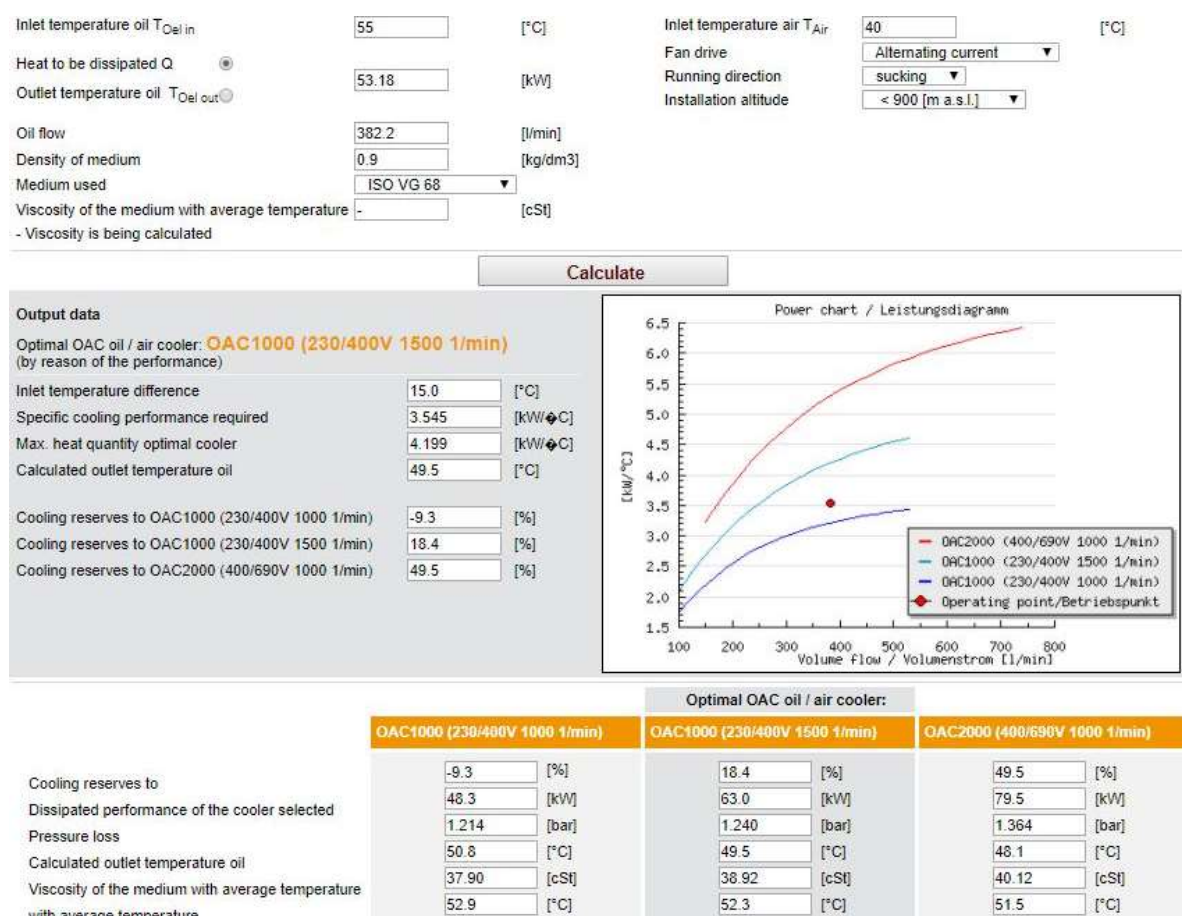
$$Q = (350 + 1,5 + 10) * 0,735499 * 0,2$$

$$Q = 53,18 \text{ kW}$$

- Vazão de óleo: 382,2 l/min
- Qual o óleo utilizado: ISO VG 68
- Temperatura do ar: 40°C

Os resultados obtidos com a utilização da ferramenta on-line são apresentados na figura 95.

A temperatura de saída do óleo ficará em torno de 49,5°C. A passagem do óleo pelo trocador também gera uma perda de carga de 1,24 bar. Se for necessário o trocador ainda permite dissipar até 18% a mais de calor do que o solicitado. Por fim, o trocador de calor recomendado é o modelo AOC 1000 com vazão de ar de 1500 l/min.

Figura 95: Trocador de calor recomendado para a aplicação

Fonte: KTR (2017)

3.6.7 Tubulações, Mangueiras e Perdas de Carga

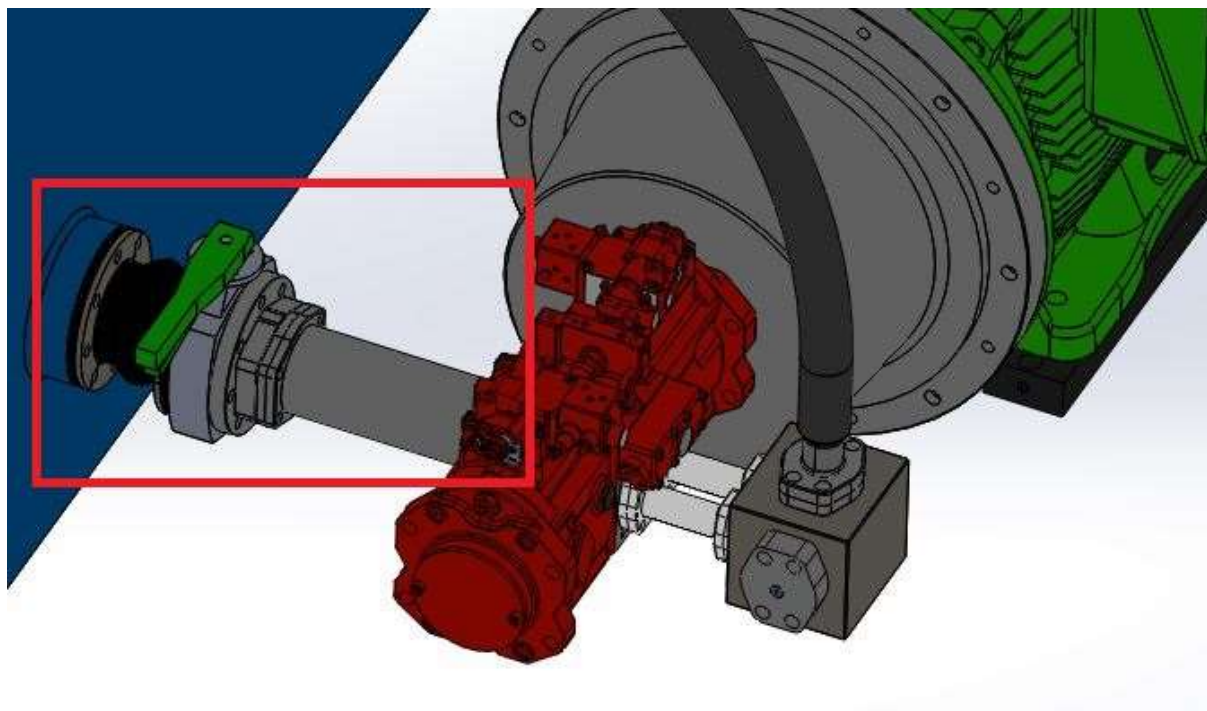
Nesse item, serão calculados os diâmetros de tubulações e mangueiras para que atendam as solicitações de vazão. É importante ressaltar que as bombas hidráulicas já vem com uma conexão para linha de sucção e pressão. Por esse motivo, o diâmetro da tubulação de sucção geralmente é mantido o mesmo diâmetro da conexão de sucção da bomba.

Com isso mente, serão mantidas as linhas de sucção conforme mostrado abaixo:

- Linha de sucção da bomba principal: Conexão flangeada SAE 50 bar de 4 polegadas, ou diâmetro nominal de 100 mm (DN 100), instalada diretamente na lateral do tanque. A linha possui uma válvula de esfera para isolar a linha, facilitando manutenções. Não se recomenda utilizar tubulação rígida para linhas de sucção, pelo fato de a vibração gerada pelo motor poder causar

danos a tubulação e aos componentes, por esse motivo foi instalada uma junta de expansão de borracha diretamente na linha de sucção para absorver vibrações. A imagem 96 mostra como ficou a montagem dessa linha;

Figura 96: Linha de sucção da bomba principal



Fonte: O AUTOR (2017)

- Linha de sucção da bomba do conjunto off-line: Conexão flangeada SAE 50 bar de 3 polegadas, ou diâmetro nominal de 80 mm (DN 80), instalada diretamente na lateral do tanque. A linha possui os mesmos acessórios da linha de sucção da bomba principal;
- Linha de sucção da bomba do conjunto de pilotagem: Tubulação galvanizada de ½" roscada diretamente na rosca de ½" bsp da bomba. Como esse linha não possui os dois lados fixos, não há necessidade de utilizar uma junta de expansão de borracha.

As demais linhas estão descritas abaixo, informando se são uma linha de pressão, retorno ou sucção, a posição de instalação da linha, a vazão calculada para a linha, pressão que deve resistir e o cálculo do diâmetro da linha por meio da equação IX:

1. Linha de sucção da válvula de preenchimento com uma vazão de 3015,92 l/min à uma pressão de aproximadamente -0,2 bar:

Eq. (IX)

$$d = \sqrt[2]{\frac{400}{6 * \pi} * \frac{3015,92}{1,6}}$$

$$d = 200 \text{ mm}$$

Foi selecionada então uma tubulação de diâmetro nominal de 8 polegadas (203,2 mm). Também foram instaladas juntas de expansão de borracha para evitar desgastes por conta de vibrações.

2. Linha de pressão da bomba principal, com uma vazão de 589,05 l/min, pressão máxima (não operando junto da vazão máxima) de aproximadamente 350 bar:

Eq. (IX)

$$d = \sqrt[2]{\frac{400}{6 * \pi} * \frac{589,05}{5}}$$

$$d = 50 \text{ mm}$$

Foi selecionada uma mangueira para alta pressão com diâmetro interno nominal de 2 polegadas (50,8mm). Como o pórto do cilindro é para uma flange SAE 6000 PSI de 2 polegadas, coincidentemente, esse seria o diâmetro máximo de uma mangueira para os cilindros escravos.

3. Linha de pressão dos cilindros escravos, com uma vazão de 294,53 l/min para cada cilindro (589,05 l/min no total) à uma pressão de 350 bar no momento da prensagem:

Eq. (IX)

$$d = \sqrt[2]{\frac{400}{6 * \pi} * \frac{294,53}{5}}$$

$$d = 35,36 \text{ mm}$$

Foi decidido utilizar uma mangueira para alta pressão com diâmetro interno nominal de 1.1/2 polegadas (38,1 mm).

4. Linha de pressão da linha de pilotagem, com uma vazão de 10 l/min à uma pressão de 35 bar:

Eq. (IX)

$$d = \sqrt[2]{\frac{400}{6 * \pi} * \frac{10}{5}}$$

$$d = 6,51 \text{ mm}$$

Um tubo rígido bicromatizado com diâmetro externo de 10 mm e parede de 1,5 mm já é suficiente para atender a demanda de vazão para esse linha.

5. Linha de pressão do cilindro de diâmetro 800 mm no momento de prensagem com a força máxima:

Eq. (IX)

$$d = \sqrt[2]{\frac{400}{6 * \pi} * \frac{180,96}{5}}$$

$$d = 27,71 \text{ mm}$$

Foi decidido utilizar uma mangueira para alta pressão com diâmetro interno nominal de 1.1/4 polegadas (31,75 mm).

6. Linha de retorno dos cilindros escravos (usou-se a vazão induzida 589 l/min):

Eq. (IX)

$$d = \sqrt[2]{\frac{400}{6 * \pi} * \frac{589,05}{3}}$$

$$d = 64,55 \text{ mm}$$

Foi decidido utilizar uma tubulação galvanizada de 2.1/2" roscada diretamente no bloco de comando.

Mesmo que exista a equação para cálculo dos diâmetros de tubulações, não significa que não haverá perda de carga. Para certifica-se dessas informações foi-se utilizada a equação X e XI para calcular o número de Reynolds para as tubulações mais importantes (Linha de pressão da bomba principal para movimento de prensagem com força máxima, linha de pressão dos cilindros de diâmetro 800 mm, e também sua perda de carga. A viscosidade utilizada nas equações foi de 35 mm²/s, considerando que o óleo esteja com a temperatura em torno de 55°C.

1. Linha de pressão da bomba principal (com 2,5 metros de comprimento), com uma vazão de 397,25 l/min, operando com a pressão máxima de 350 bar. Para esse caso se fez necessário o cálculo para descobrir a velocidade de fluxo na linha por meio da equação XVII (HATAMI, 2013), visto que ela foi dimensionada para 589 l/min pode-se dizer que para o momento de prensagem, essa linha está sobre dimensionada.

Eq. (XVII)

$$v = \frac{Q}{6 * d^2 * \frac{\pi}{4}} * 10^2$$

Onde:

d = Diâmetro interno da tubulação (mm)

Q = Vazão na tubulação (l/min);

v = Velocidade do fluxo na linha (m/s).

Aplicando-se a equação obteve-se:

Eq. (XVII)

$$v = \frac{397,25}{6 * 50,8^2 * \frac{\pi}{4}} * 10^2$$

$$v = 3,27 \text{ m/s}$$

Eq. (X)

$$Re = \frac{3,27 * 50,8}{35} * 10^3$$

$$Re = 4746,17 \text{ (caracterizando regime turbulento)}$$

Eq. (XI)

$$\Delta P = \left(\frac{0,316}{\sqrt[4]{4746,18}} \right) * \frac{2,5 * 0,89 * 3,27 * 10}{50,8 * 2}$$

$$\Delta P = 0,027 \text{ bar}$$

A este valor encontrado ainda deve-se somar o valor da perda de carga no momento em que a linha se divide em duas mangueiras (de 3,5 metros) de diâmetro 31,75 mm, uma para cada cilindro, por onde passam 180,96 l/min:

Eq. (XVII)

$$v = \frac{180,96}{6 * 31,75^2 * \frac{\pi}{4}} * 10^2$$

$$v = 3,81 \text{ m/s}$$

Eq. (X)

$$Re = \frac{3,81 * 31,75}{35} * 10^3$$

$$Re = 3456,21 \text{ (caracterizando regime turbulento)}$$

Eq. (XI)

$$\Delta P = \left(\frac{0,316}{\sqrt[4]{3456,21}} \right) * \frac{3,5 * 0,89 * 3,81 * 10}{31,75 * 2}$$

$$\Delta P = 0,077 \text{ bar}$$

Para finalizar, utiliza-se os valores das perdas de carga encontrados para o elemento lógico (1 bar) e para o filtro da linha de pressão (0,58 bar).

Somando todos os valores, encontrou-se um total de 1,68 bar de perda de carga no momento da prensagem com força máxima. Isso é um valor muito bom e respeita a solicitação de que a unidade deve oferecer pouca perda de carga. Visto que esse é o momento mais crítico para a utilização da prensa, os valores de perda de carga das outras linhas não foram calculados, pois a perda da linha mais crítica apresentou-se irrelevante.

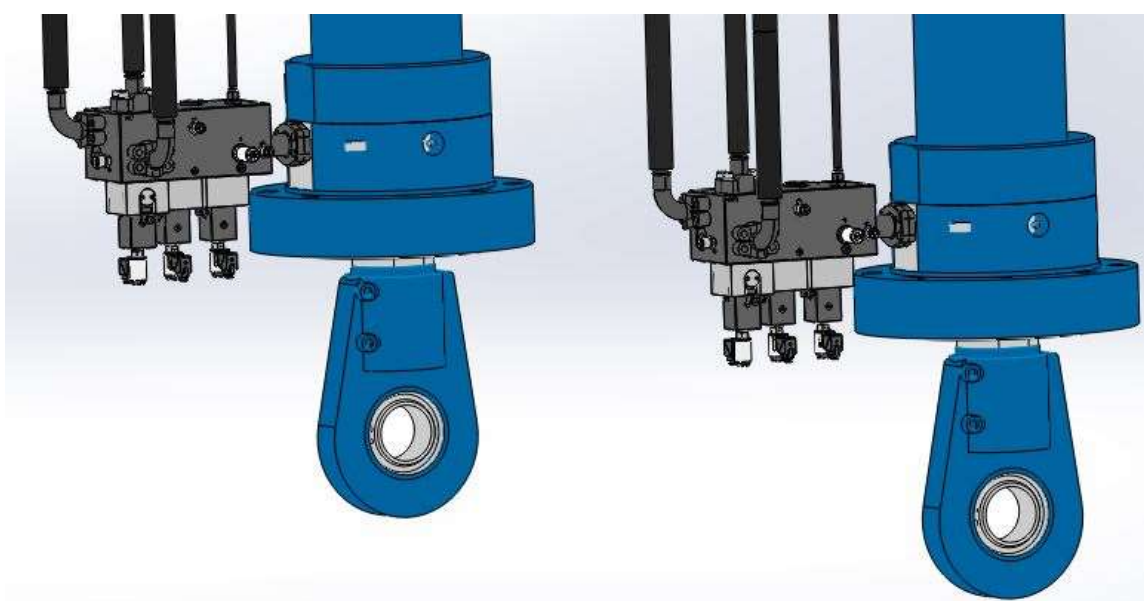
3.6.8 NR-12

A norma regulamentadora 12 (NR-12), faz uma série de exigências para que prensas hidráulicas estejam adequadas para comercialização e utilização, porém, poucas das exigências feitas pela NR-12 competem a unidade hidráulica, conforme mencionado no capítulo 2.6.8.

Abaixo serão citadas as exigências feitas pela norma, e serão apresentadas imagens que comprovam que a unidade hidráulica dimensionada está de acordo com a norma:

- As prensas hidráulicas devem possuir bloco de segurança, instalados diretamente nos cabeçotes dos cilindro, com tubulações rígidas (Figura 97)

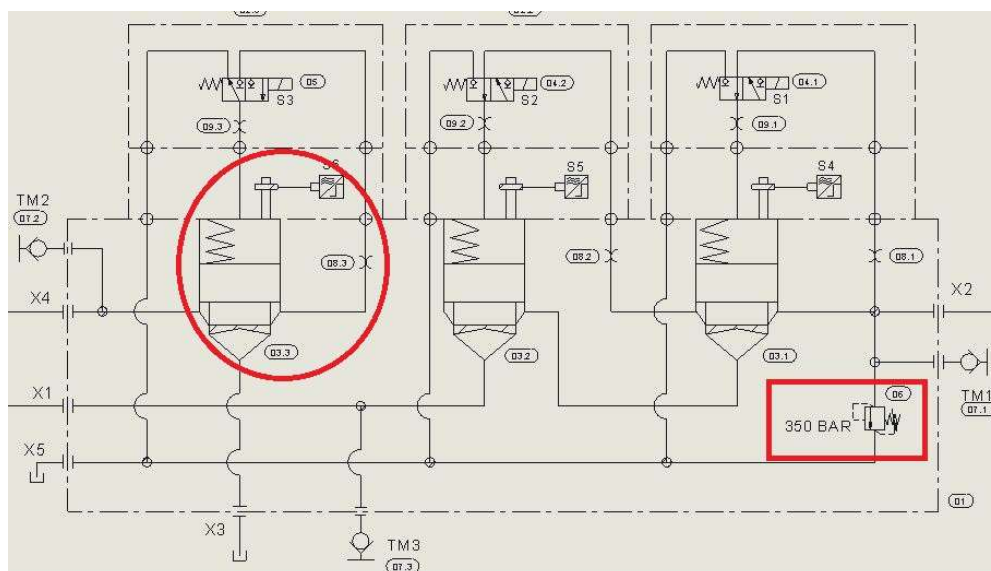
Figura 97: Blocos de segurança instalados nos cabeçote dos cilindros escravos



Fonte: O AUTOR (2017)

- O bloco hidráulico de segurança deve possuir uma válvula limitadora de pressão entre os cilindros e as válvulas de retenção, à fim de impedir que ocorram intensificações de pressão. Também devem possuir válvulas de retenção com monitoramento de posição. Na Figura 98, podemos ver o esquema do bloco de segurança utilizado. Circulado em vermelho, temos um elemento lógico, que realiza a função de válvula de retenção com posicionamento monitorado. No retângulo vermelho se encontra a válvula limitadora supracitada.

Figura 98: Esquema hidráulico do bloco de segurança utilizado



Fonte: O AUTOR (2017)

- Para prevenção de acidentes de trabalho em caso de rompimentos de mangueiras, foram instalados cabos de segurança conforme mostrado na Figura 99.

Figura 99: Cabos de segurança para ruptura de mangueiras



Fonte: <http://catalogo.dinnil.com.br/viewitems/dsr-dispositivo-de-seguranca-e-retencao/dsrp-pesado-acima-250kg-f> acesso em: 11 de dezembro de 2017

3.6.9 Indústria 4.0

Basicamente, para atender as solicitações referentes a indústria 4.0, é necessária a instalação de vários sensores e transmissores na unidade hidráulica. Como parte da solicitação, todos devem ser compatíveis com IO-Link ou devem ser instalados conversores de sinais analógicos para IO-Link.

Os sensores e transmissores instalados na unidade hidráulica, suas localizações e principais funções são:

- Transmissor de temperatura, instalado na lateral do tanque. Se a temperatura apresentar uma subida fora dos limites especificados, pode significar alguma falha nos controles bomba ou mesmo falha no motor do ventilador do trocador de calor ar/óleo;
- Transmissor de nível de umidade no óleo, instalado na lateral do reservatório. Se o número de partículas de água no óleo ultrapassar o limite permitido, podem vir a ocorrer oxidações e desgastes prematuros de componentes;
- Sensor / transmissor de nível do reservatório, instalado em cima da tampa do reservatório, possibilita a detecção de vazamentos por alguma junta de vedação, ou no pior dos casos, ruptura da colmeia do trocador de calor, deixando o óleo vazar;
- Exceto pelos filtros de ar, todos os indicadores de saturação são elétricos de sinal analógico, então receberam conversores para sinal IO-Link, que é um sinal digital;
- Medidor de vazão para a linha dos drenos da bomba de pistões, isso porque um aumento na vazão normal do dreno, pode significar desgaste da bomba;
- Contador de partículas no óleo, instalado no conjunto de pilotagem, pois o contador não permite a passagem de altas vazões. Com ele é possível verificar a classificação de limpeza do óleo, que se estiver fora do recomendado pode significar falha no sistema off-line ou entrada de partículas contaminantes vindas do lado de fora do reservatório;
- Sensores / transdutores de pressão, instalados no bloco de comando principal e bloco de pilotagem, permite acompanhar variações de pressão na unidade hidráulica;
- Sensores / medidores de vibração, instalados nos motores elétricos a fim de

detectar desgastes nos rolamentos dos mesmos;

- Indicadores de posição dos cilindros hidráulicos, instalado nos cabeçotes traseiros dos cilindros escravos, permitem detecção de escorregamentos do martelo, além de permitir lógicas de programação para ciclos de forjamento contínuos;
- Dois mestres IO-Link que captam os sinais emitidos pelos sensores e enviam à uma rede industrial ou um computador.

4 ESQUEMA HIDRÁULICO E DESENHO DA UNIDADE HIDRÁULICA

Tendo realizado o dimensionamento de todos os componentes que foram utilizados na unidade hidráulica, foi elaborado um diagrama hidráulico (Figura 101), mostrando a simbologia dos componentes utilizados. A unidade dimensionada possui um tanque de 5000 litros para armazenamento do óleo, três bombas hidráulicas, sendo uma de pistões para linha principal, acionada por um motor de 350 cv, uma de palhetas para linha de pilotagem, acionada por um motor de 1,5 cv e outra de palhetas para o sistema de filtragem e refrigeração off-line, acionada por um motor de 10 cv, sendo que todas as bombas são de deslocamento variável.

Foram utilizados diversos filtros para a proteção dos componentes e do sistema hidráulico como um todo. O trocador de calor instalado permitirá que a prensa na qual a unidade hidráulica será instalada trabalhe de forma contínua sem superaquecimentos.

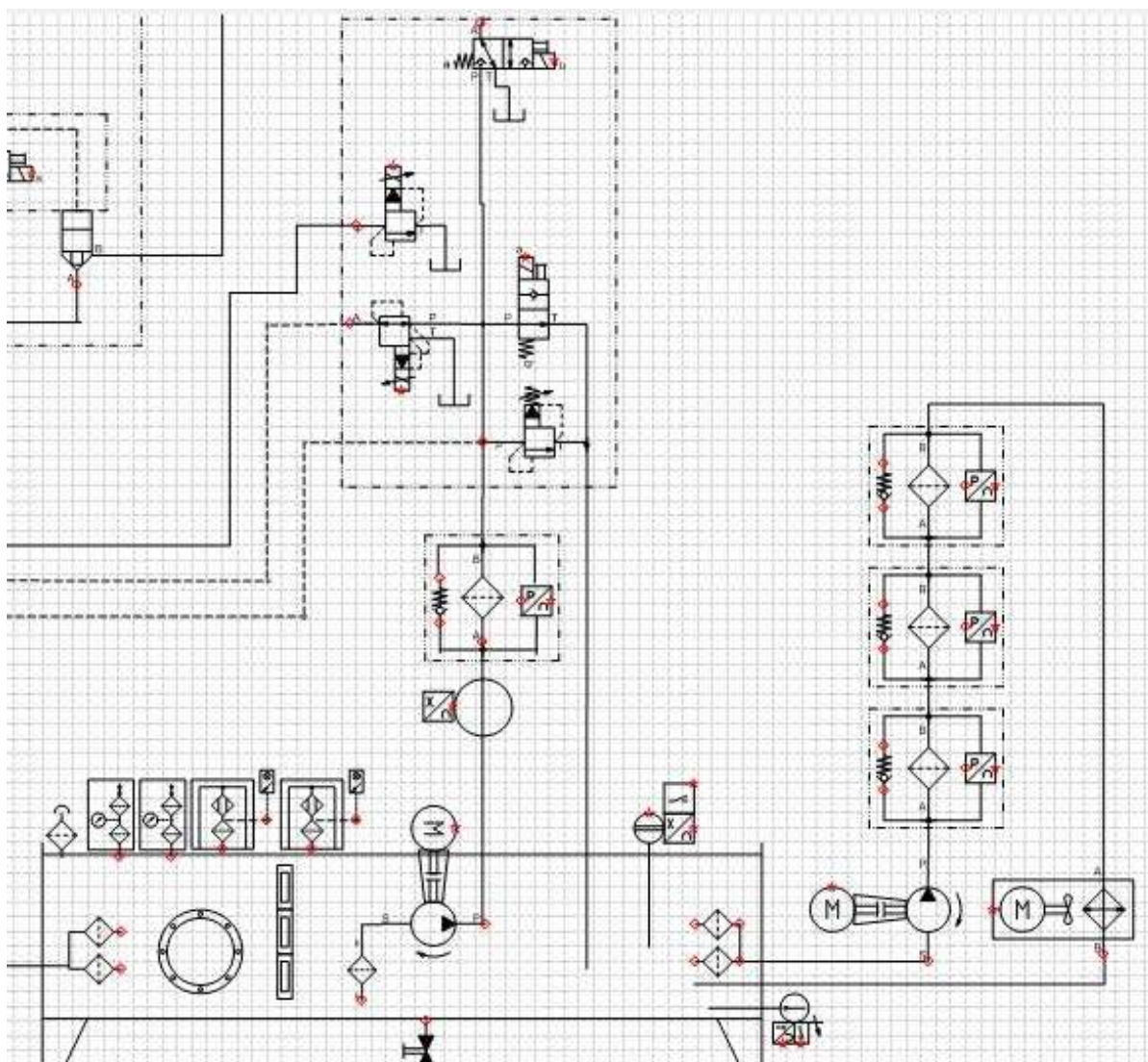
Os sensores e medidores, todos compatíveis com IO-Link, realizam um monitoramento completo da unidade hidráulica, transmitindo os dados coletados de forma segura e simples, possibilitando o agendamento de manutenções, compras prévias de elementos filtrantes que estão próximos do ponto de saturação, paradas de máquina menos demoradas e segurança para todos os envolvidos no utilização da prensa.

Visando atender a norma regulamentadora 12 (NR-12), foram instalados blocos de segurança, para que em caso de falhas do sistema, ou falha humana, não ocorram acidentes de trabalho que possam causar sérios danos à saúde dos colaboradores envolvidos no funcionamento da prensa.

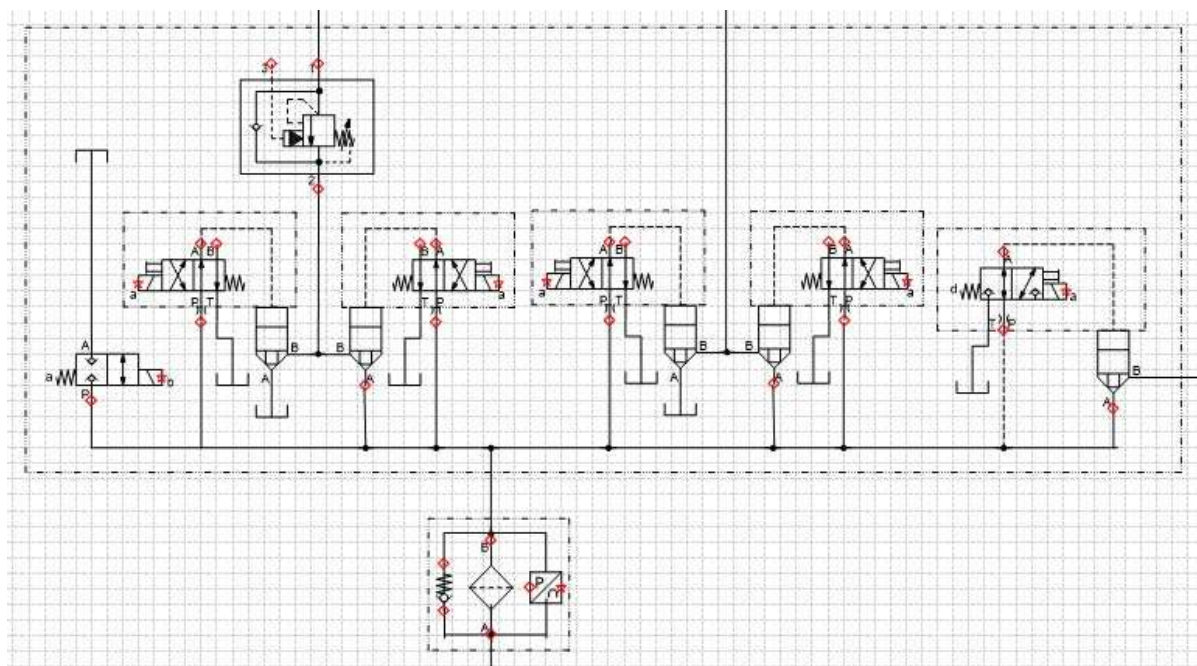
Os cilindros hidráulicos, bem dimensionados, e de certa forma compactos, se comparado ao tamanho que seria necessário com a utilização de pressões menores.

A fim de tornar mais fácil a visualização do esquema hidráulico, ele foi separado em módulos, conforme Figuras 100, 101 ,102 ,103. Somente na imagem 104 é possível ver o esquema hidráulico por completo.

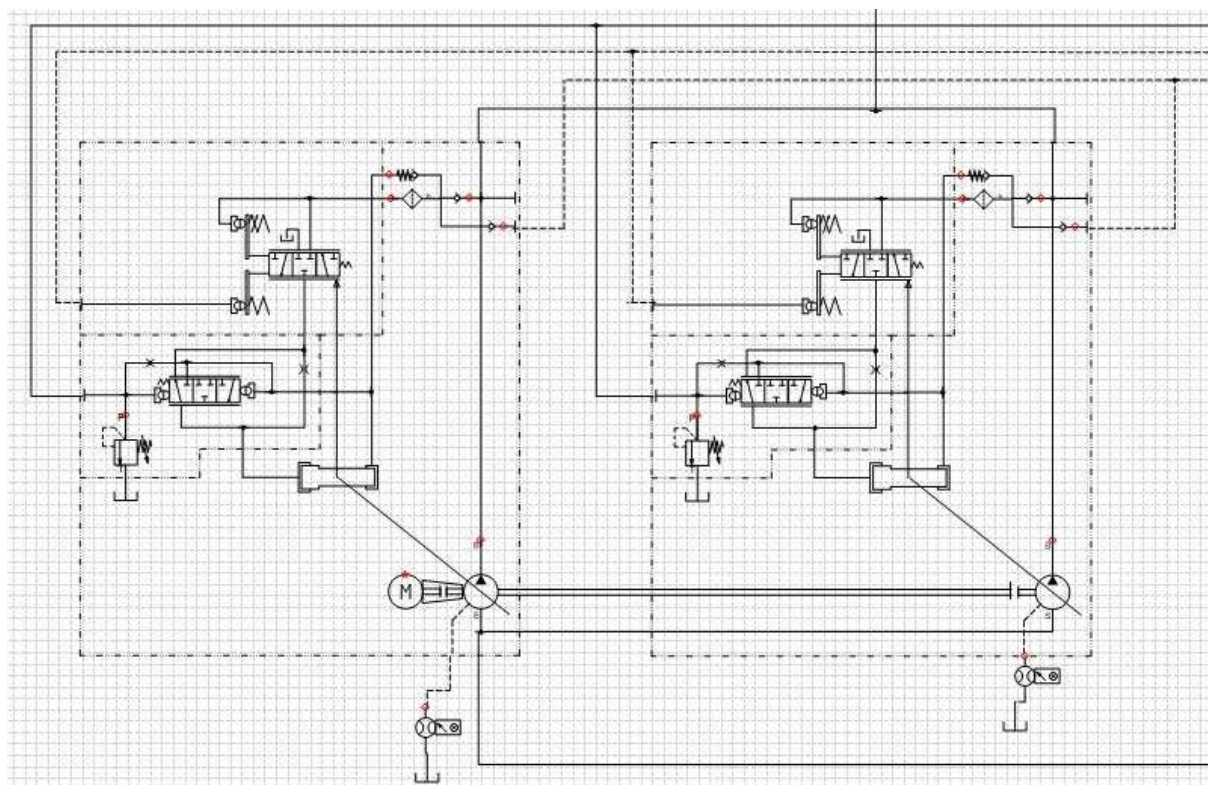
Figura 100: Sistema de filtragem off-line, reservatório e conjunto de pilotagem



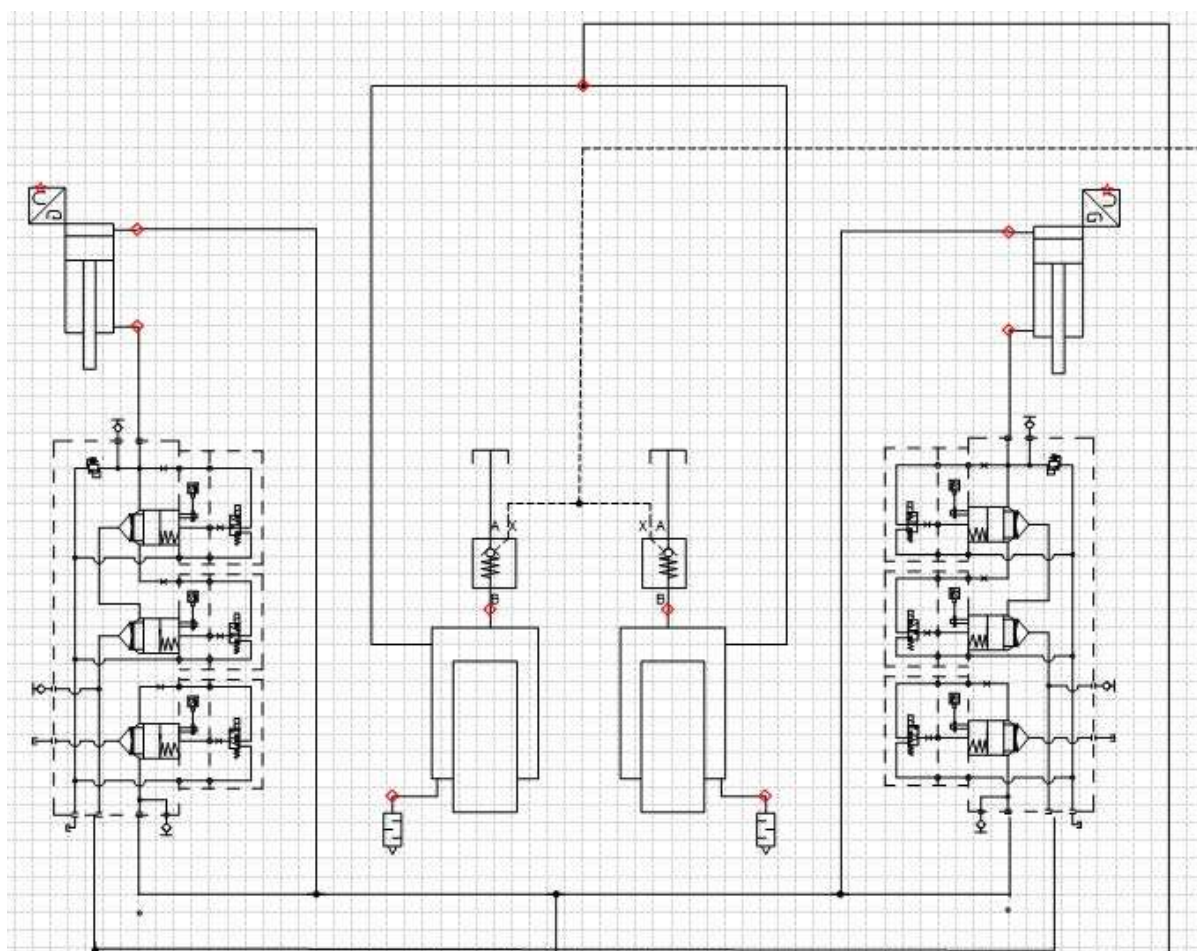
Fonte: O AUTOR (2017)

Figura 101: Bloco de distribuição

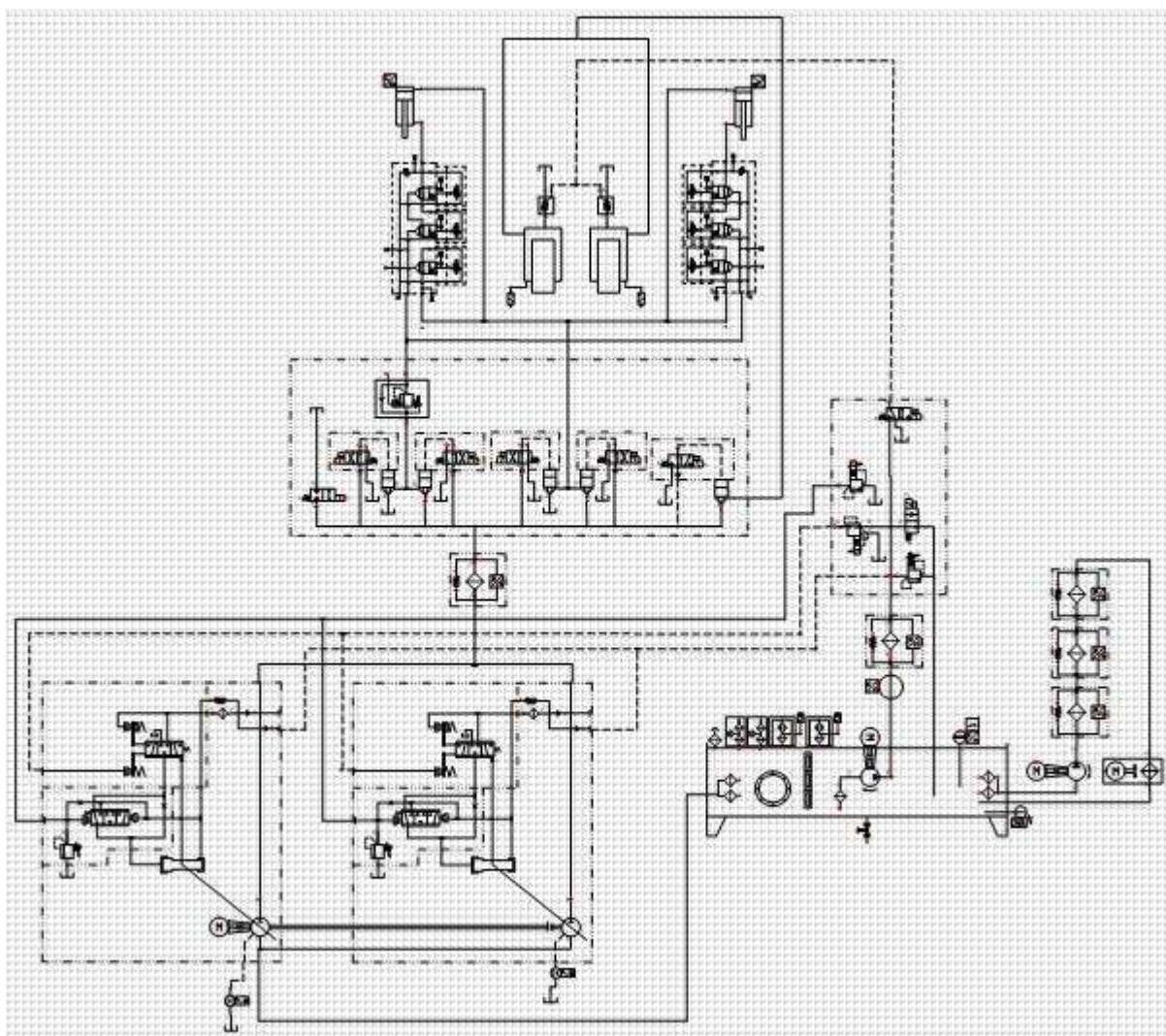
Fonte: O AUTOR (2017)

Figura 102: Bomba de pistões

Fonte: O AUTOR (2017)

Figura 103: Cilindro hidráulicos

Fonte: O AUTOR (2017)

Figura 104: Esquema hidráulico completo

Fonte: O AUTOR (2017)

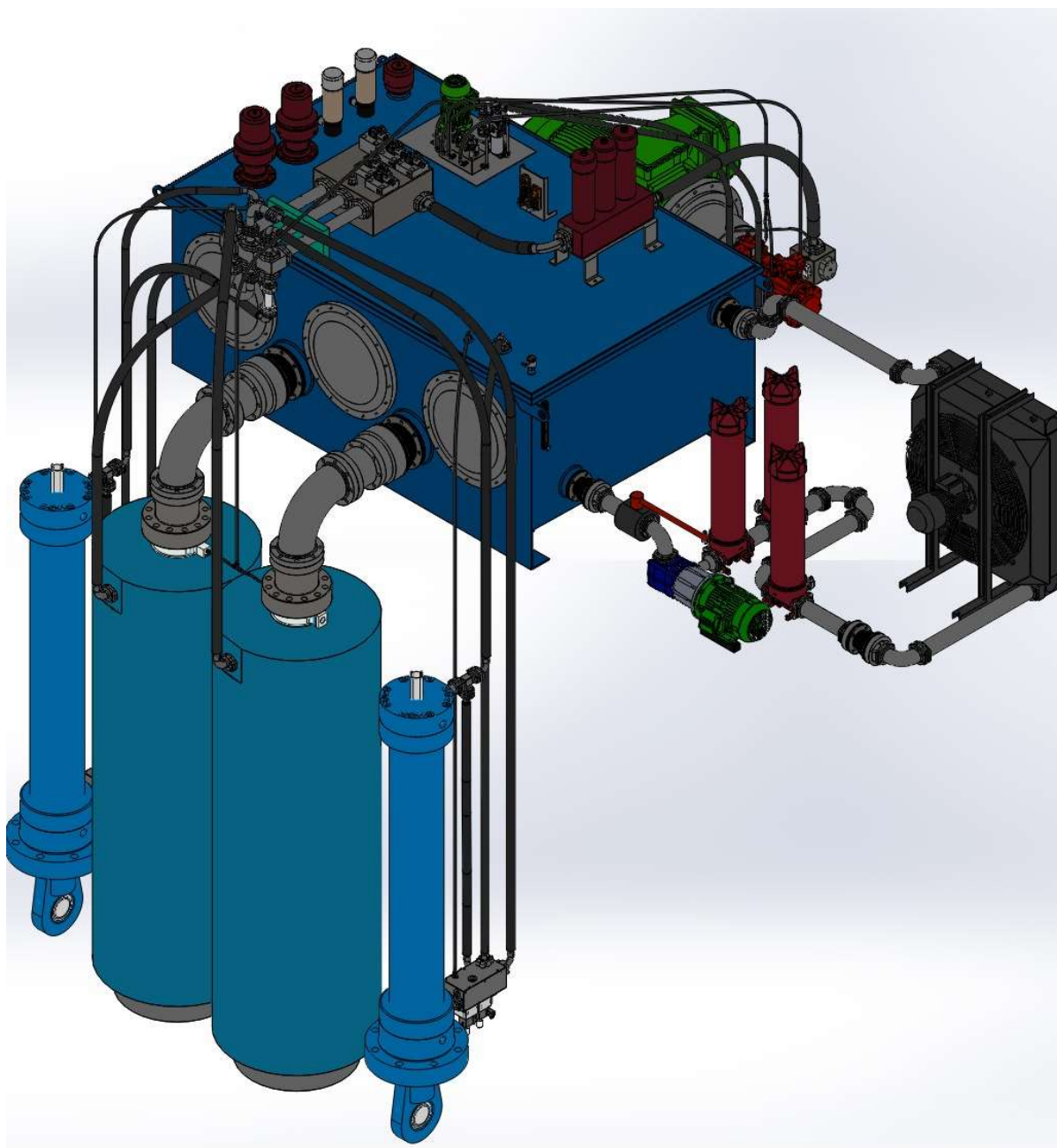
Tendo desenvolvido o esquema hidráulico da unidade, foram baixados os desenhos 3D das bombas, válvulas, filtros, sensores, motores e cilindros hidráulicos.

Alguns componentes foram necessários desenhar por conta própria, como por exemplo o tanque, tampa, mangueiras, tampas de inspeção, tubulação e blocos distribuidores.

Depois de ter os componentes em 3D, foi realizada a montagem dos mesmos, não necessariamente nessa ordem, muitos componentes foram desenhados e baixados durante a montagem do conjunto.

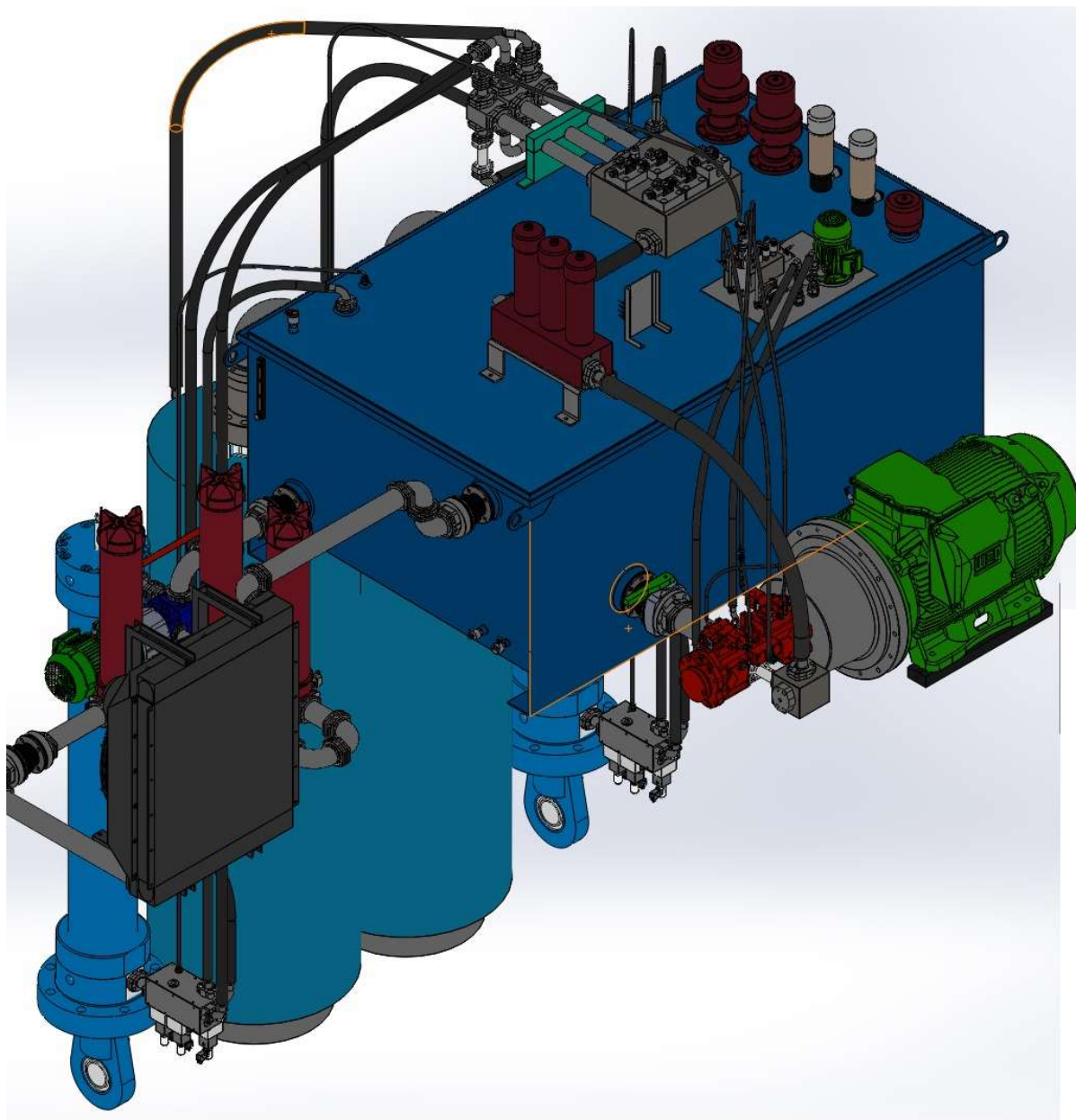
É possível ver como ficou o conjunto completo montado, por meio das Figuras 105 e 106.

Figura 105: Unidade Hidráulica Projetada, vista isométrica 1



Fonte: O AUTOR (2017)

Figura 106: Unidade Hidráulica Projetada, vista isométrica 2



Fonte: O AUTOR (2017)

5 CONCLUSÕES

A fundamentação teórica que foi pesquisada nesse trabalho é de extrema importância para conseguir dimensionar um sistema hidráulico eficiente.

Conclui-se que o sistema desenvolvido nesse trabalho atende todas as especificações de aplicação de força e velocidades de acionamento solicitadas, além de possuir sensores com a mais alta tecnologia, permitindo monitorar as condições do óleo, que por sua vez, tem grande impacto na vida útil dos componentes do sistema.

Para prensas hidráulicas, a norma regulamentadora 12 (NR-12) deve ser seguida à risca, pois falhas em equipamentos que aplicam forças tão desconuais podem levar a sérios acidentes de trabalho.

Graças ao fato de ter sido utilizada a pressão de 350 bar, não foi necessário um cilindro de proporções desconuais.

A tecnologia no âmbito da hidráulica industrial está cada vez mais desenvolvida, fornecendo bombas e válvulas com tipos de controles cada vez mais precisos, que por sua vez, exigem um grau de limpeza do óleo mais refinado. Só dessa forma foi possível constatar a importância dos filtros em sistemas hidráulicos.

A revisão bibliográfica apresentada, mostrou-se bastante rica de informação sobre dimensionamento dos principais componentes de um sistema hidráulico. Assim, deixando um bom material para consulta, com várias equações, que depois foram aplicadas na metodologia para o dimensionamento dos componentes.

Muitos fabricantes já disponibilizam várias ferramentas para auxiliar no dimensionamento de componentes como trocadores de calor e filtros. Com essa afirmação também conclui-se que com o advento da tecnologia, assim como na indústria 4.0, está promovendo uma descentralização das informações, permitindo que qualquer um possa ter noções básicas sobre dimensionamento de sistemas hidráulicos.

REFERÊNCIAS

BRESCIANI, Ettore. **Conformação Plástica dos Metais**. 1. Ed. Dig. São Paulo: EPUSP, 2011.

DURFEE, William; SUN, Zongxuan; VAN De VEN, James. **Fluid Power System Dynamics**. Minnesota: Center for Compact and Efficient Fluid Power, 2015.

ESPOSITO, Anthony. **Fluid Power With Applications**. 4th. Ed. New Jersey: Prentice Hall, 1997.

EXNER, H. et al. **Basic Principles and Components of Fluid Technology**. Schleunungdruck GmbH: Mannesmann Rexroth AG. 1991.

FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação Hidráulica, projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. 6. Ed. São Paulo: Érica, 2013.

FIALHO, Arivelto Bustamante. **Automação Hidráulica, projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. 2. Ed. São Paulo: Érica, 2004.

FLUIDPRESS. **Hidráulica – Manual de Consulta**. PEDROSA, Lontevar Domingues, 2006.

HELMAN, Horacio; CETLIN, Paulo Rober. **Fundamentos da Conformação Mecânica dos Metais**. 2. Ed. São Paulo: Artliber, 2010

HYDAC, **Contamination Handbook**. 2006, 2008, 2010, 2016.

KTR, **Cooling Systems**. 2017

LINSINGEN, I. V. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2º Ed. Florianópolis: Editora UFSC, 2003.

MICHELS, Lucas Boeira et al. **Uma Visão Geral Sobre os Equipamentos Utilizados**

no Processo de Forjamento. 2013.

NETO, José M. Azevedo. **Pequena história das bombas hidráulicas.** Vol 40. Nº 154 – Janeiro/março, 1989.

NR-12 – Norma Regulamentadora 12 – Máquinas e equipamentos.

PARKER, Hannifin Corporation. **Tecnologia hidráulica industrial: apostila M2001-1 BR.** Jacareí, SP: Parker Training, 2003.

REXROTH, Bosch Group. **Coletânea de Fórmulas Hidráulicas:** HATAMI, Houman, 2013.

RABIE, M. Galal, Ph.D. **Fluid Power Engineering.** United States: Mc Graw Hill, 2009.