

FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

LUIZ GUILHERME PORTELLA CABRAL DA SILVA
RANGEL DE PAULA ALMEIDA
THIAGO TEIXEIRA DE ALMEIDA

**OTIMIZAÇÃO DE UMA UNIDADE HIDRÁULICA ATRAVÉS DE UM
INTENSIFICADOR DE PRESSÃO**

VOLTA REDONDA

2018

FUNDAÇÃO OSWALDO ARANHA
CENTRO UNIVERSITÁRIO DE VOLTA REDONDA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**OTIMIZAÇÃO DE UMA UNIDADE HIDRÁULICA ATRAVÉS DE UM
INTENSIFICADOR DE PRESSÃO**

Trabalho apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica do UniFOA como requisito à obtenção de título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

LUIZ GUILHERME P C DA SILVA
RANGEL DE PAULA ALMEIDA
THIAGO TEIXEIRA DE ALMEIDA

Orientador:

Prof. D.Sc. Alexandre Alvarenga Palmeira

Coorientador:

Prof. D.Sc. Alexandre Fernandes Habibe

VOLTA REDONDA

2018

FOLHA DE APROVAÇÃO

Luiz Guilherme P C da Silva

Rangel de Paula Almeida

Thiago Teixeira de Almeida

OTIMIZAÇÃO DE UMA UNIDADE HIDRÁULICA ATRAVÉS DE UM INTENSIFICADOR DE PRESSÃO

Orientador:

Prof. D.Sc. Alexandre Alvarenga Palmeira

Coorientador:

Prof. D.Sc. Alexandre Fernandes Habibe

Banca examinadora:

Prof. D.Sc. Alexandre Alvarenga Palmeira

Prof. D.Sc. Alexandre Fernandes Habibe

Prof. Esp. Antônio de Pádua Sobreira Leal

Dedicamos nosso trabalho primeiramente a Deus, pois sem ele nada seria possível. Agradecemos também aos nossos familiares e amigos que nos apoiaram e nos compreenderam em momentos difíceis e de grande luta para conclusão do curso, se fazendo presente e nos dando toda a força necessária durante toda essa jornada.

AGRADECIMENTOS

Gostaríamos de agradecer, em especial, a Deus por nos ter dado toda a força necessária para a conclusão do curso, nos fortalecendo a cada ano perante todas as dificuldades e obstáculos enfrentados.

Aos nossos familiares, principalmente aos nossos pais, que tanto nos apoiaram e se mostraram ser fundamentais para a conclusão do curso.

Agradeceremos as nossas esposas que desde o início também nos deram força e motivação para chegar onde hoje chegamos.

A todos os mestres do UniFOA que foram responsáveis por nos guiar e nos orientar, desde o primeiro período até hoje, nos formando não apenas como profissionais, mas também como grandes cidadãos.

Nosso sincero agradecimento a todos, muito obrigado.

EPÍGRAFE

"Não sou obrigado a vencer, mas tenho o dever de ser verdadeiro. Não sou obrigado a ter sucesso, mas tenho o dever de corresponder à luz que tenho."
Abraham Lincoln

RESUMO

Com base na necessidade de realização de um teste hidrostático, foi realizado neste trabalho um estudo sobre um intensificador de pressão e a construção deste equipamento para a realização de teste de um componente mecânico, conforme solicitação de um cliente. No quesito construção, foram analisados todos os componentes que integram o projeto, assim como seus dimensionamentos da modelagem física, os processos de fabricação e a montagem de um intensificador de pressão. Para a execução do trabalho, foi feito um estudo de normas que estão ligado diretamente ao projeto, foi feito um embasamento teórico minucioso, para que possamos atender a demanda do teste hidrostático solicitado por um cliente em um componente mecânico. Para os cálculos e as especificações do projeto de otimização de uma unidade hidráulica através de um intensificador de pressão, a norma ASME foi a norma considerada como base. É importante mencionar que os dados iniciais de projetos foram extraídos de uma empresa do ramo que presta o serviço de execução do intensificador de pressão. Pelos dimensionamentos executados e pelas especificações escolhidas conclui-se que o projeto hidráulico proposto atende todas as solicitações do cliente na peça analisada, conforme o teste hidrostático realizado na peça e o aval positivo do cliente em relação a certificação da peça que foi testada.

Palavras-Chave: Intensificador de Pressão, Unidade Hidráulica, Teste Hidrostático.

ABSTRACT

Based on the need to perform a hydrostatic test, a study has been carried out in this assignment regarding the pressure intensifier and also the construction of this equipment to perform the test of the mechanical component, as requested by a customer. On the issue of construction, all the components that were used on the project were analyzed, as well as their physical modeling, the manufacturing processes and the assembly of a pressure intensifier. To develop the assignment a detailed study of the specific standards for the project and a detailed theoretical basis were made, so that we can meet the demand of the hydrostatic test requested by a customer in a mechanical component. The ASME standard was the basis for all the calculations and specifications of the design optimization of a hydraulic unit through a pressure intensifier. It's important to mention that the project data used as the basis for the development of the study were drawn by a company in the business of execution of the pressure intensifier. Based on the design performed and the chosen specifications, it is concluded that the proposed hydraulic design meets all the customer's requests in the analyzed part, according to the hydrostatic test performed on the part and the positive endorsement of the customer regarding the certification of the part that was tested.

Key Words: Pressure Intensifier, Hydraulic Unit, Hydrostatic Test.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Apresentação e Contextualização do Tema	1
1.2 Objetivos	2
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1 Princípio de Hidráulica	3
2.2 Sistema Hidráulico	4
2.3 Componentes Hidráulicos	8
2.4 Intensificador de Pressão	47
2.5 Normas Técnicas	50
3 METODOLOGIA	53
4 DESENVOLVIMENTO	55
4.1 Levantamento dos dados de operação	55
4.2 Modelagem física	67
4.3. Montagem do dispositivo	99
4.4. Orçamento / Precificação	105
4.5. Análise do resultado	105
5 CONCLUSÃO	112
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	113
7 ANEXOS	116
7.1. Anexo 01 – Desenho técnico: Êmbolo e Haste	116
7.2. Anexo 02 – Desenho técnico: Camisa Hidráulica	117
7.3. Anexo 03 – Desenho técnico: Cabeçote Dianteiro	118
7.4. Anexo 04 – Desenho técnico: Cabeçote Traseiro	119
7.5. Anexo 05 – Desenho técnico: Flange de Fixação	120
7.6. Anexo 06 – Desenho técnico: Intensificador de Pressão (Mon. 2D)	121
7.7. Anexo 07 – Desenho técnico: Intensificador de Pressão (Mon.)	122
7.8. Anexo 08 – Catálogo da Tellep	123
7.9. Anexo 09 – Relatório de Teste	124

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Sistema hidráulico.....	4
Figura 2 – Transmissão de energia hidráulica (Lei de Pascal).....	6
Figura 3 – Imagem ilustrativa de prensa hidráulica.....	7
Figura 4 – Bomba de engrenagens.....	10
Figura 5 – Bomba de palhetas.....	10
Figura 6 – Bomba de pistão.....	11
Figura 7 – Motor de engrenagem.....	13
Figura 8 – Motor tipo MZ.....	14
Figura 9 – Motor tipo palhetas.....	14
Figura 10 – Motor de pistões radiais com apoio interno dos pistões.....	15
Figura 11 – Tipos de atuadores.....	17
Figura 12 – Componentes de um cilindro hidráulico.....	18
Figura 13 – Cilindro de simples ação retorno por gravidade.....	20
Figura 14 – Cilindro pneumático de ação simples e haste simples.....	20
Figura 15 – Cilindro de simples ação e retorno por mola.....	21
Figura 16 – Cilindro hidráulico de ação simples e haste simples, com retorno por mola.....	20
Figura 17 – Cilindro de dupla ação.....	21
Figura 18 – Cilindro pneumático de ação dupla e haste dupla.....	21
Figura 19 – Cilindro de haste dupla.....	22
Figura 20 – Cilindro telescópico.....	22
Figura 21 – Cilindro hidráulico telescópico de ação dupla.....	22
Figura 22 – Cremalheira simples.....	23
Figura 23 – Cremalheira dupla.....	23
Figura 24 – Tipo lâmina.....	24
Figura 25 – Tipo corrente.....	24
Figura 26 – Número de posições.....	26
Figura 27 – Número de vias.....	26
Figura 28 - Acionamentos.....	27
Figura 29 – Válvula de alívio.....	28
Figura 30 – Símbolos de válvulas controladoras de pressão.....	28

Figura 31 – Circuito com contrabalanço.....	29
Figura 32 – Redutora de pressão de ação direta.....	30
Figura 33 – Filtro de sucção.....	32
Figura 34 – Filtro da linha de pressão.....	32
Figura 35 – Filtro de retorno do tipo “T”.....	33
Figura 36 – Partes da mangueira hidráulica.....	36
Figura 37 – Medição de uma tubulação.....	38
Figura 38 – Reservatório de óleo (detalhes construtivos).....	39
Figura 39 – Manômetro de bourdon.....	41
Figura 40 – Manômetro de núcleo móvel.....	42
Figura 41 – Vacuômetro.....	42
Figura 42 – Termômetro industrial.....	43
Figura 43 – Acoplamentos.....	44
Figura 44 – Anel raspador.....	44
Figura 45 – Anel de vedação <i>O’ring</i>	45
Figura 46 – Gaxeta de vedação.....	45
Figura 47 – Gaxeta chevron.....	46
Figura 48 – Retentores.....	47
Figura 49 – Imagem ilustrativa de um intensificador de pressão.....	48
Figura 50 – Intensificador de pressão hidráulico.....	49
Figura 51 – Intensificador de pressão pneumático.....	49
Figura 52 - Intensificador de pressão para dois tipos de fluidos, ação simples.....	49
Figura 53 - Intensificador de pressão para dois tipos de fluidos, ação contínua.....	49
Figura 54 – Metodologia do projeto.....	53
Figura 55 – Metodologia sequencial do projeto.....	54
Figura 56 – Bomba de pistão axial da unidade hidráulica.....	55
Figura 57 – Identificação do motor hidráulica.....	57
Figura 58 – Valvula utilizada na UH.....	58
Figura 59 – Filtro hidráulico utilizado na UH.....	59
Figura 60 – Conector de ligação utilizado na UH.....	59
Figura 61 – Reservatório hidráulico utilizado na UH.....	60
Figura 62 – Identificação do tipo de óleo da UH.....	60
Figura 63 – Localização do manômetro.....	61
Figura 64 – Manômetro e termômetro utilizado na UH.....	62

Figura 65 – Vedações utilizadas no êmbolo e cabeçotes.	65
Figura 66 – Peça analisada.....	66
Figura 67 – Imagem ilustrativa do intensificador de pressão.....	69
Figura 68 – Cargas de Euler.	71
Figura 69 – Denominação de cálculo para rosca métrica.	77
Figura 70 – Desenho 2D haste êmbolo.....	80
Figura 71 – Desenho 2D Camisa hidráulica.....	81
Figura 72 – Desenho 2D Cabeçote dianteiro	82
Figura 73 – Desenho 2D Cabeçote traseiro.....	83
Figura 74 – Desenho 2D Flange de fixação.	84
Figura 75 – Desenho 2D Montagem do intensificador de pressão.....	85
Figura 76 – Tarugo 4” de aço 1045	92
Figura 77 – Êmbolo metalizado.....	92
Figura 78 – Haste êmbolo.	93
Figura 79 – Tarugo 6 ¼” de aço 1045.....	93
Figura 80 – Camisa torneada e fresada.....	94
Figura 81 – Áreas cromadas.	95
Figura 82 – Tarugo 4” de aço 1045.....	95
Figura 83 – Cabeçote dianteiro.....	96
Figura 84 – Tarugo 11 ¼” de aço 1045.....	96
Figura 85 – Cabeçote traseiro	97
Figura 86 – Tarugo 11 ¼” de aço 1045.....	97
Figura 87 – Torneamento do flange de fixação.....	98
Figura 88 – Flange de fixação.....	98
Figura 89 – Componentes de um intensificador de pressão.....	99
Figura 90 – Lavagem.	99
Figura 91 – Inspensão visual e dimensional.....	100
Figura 92 – Montagem das vedações.....	100
Figura 93 – Montagem da haste êmbolo na camisa.....	101
Figura 94 – Montagem do cabeçote traseiro.....	101
Figura 95 – Montagem do cabeçote dianteiro e do flange de fixação.....	102
Figura 96 – Inserção do óleo hidráulico.....	102
Figura 97 – Fixação do manômetro e conexão.....	103
Figura 98 – Montagem do conector.....	103

Figura 99 – Gráfico da planilha de simulação de pressão de saída – item x pressão de saída.....	108
Figura 100 – Gráfico da planilha de simulação de pressão de saída – pressão de saída x pressão de entrada.....	109

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Procedimento de filtração.....	31
Tabela 2 – Mangueiras para diferentes faixas de pressão.....	37
Tabela 3 – Especificação de mangueiras.....	39
Tabela 4 – Dados técnicos da bomba hidráulica de pistão axial.....	56
Tabela 5 – Dados técnicos do motor hidráulico.....	57
Tabela 6 – Dados técnicos do filtro hidráulico.....	58
Tabela 7 – Dados técnicos do reservatório de óleo.	59
Tabela 8 – Dados técnicos do óleo.	61
Tabela 9 – Dados técnicos do manômetro.....	62
Tabela 10 – Dados técnicos do fabricante de O’rings.....	64
Tabela 11 – Dados técnicos das vedações.....	66
Tabela 12 – Dados técnicos da peça analisada.....	67
Tabela 13 – Propriedades mecânicas da peça analisada.....	67
Tabela 14 – Dados iniciais para dimensionamento.....	68
Tabela 15 – Cargas de Euler.....	71
Tabela 16 – Dimensões da haste êmbolo.....	80
Tabela 17 – Dimensões da camisa hidráulica.....	81
Tabela 18 – Dimensões do cabeçote dianteiro.....	82
Tabela 19 – Dimensões do cabeçote traseiro.....	84
Tabela 20 – Dimensões do flange de fixação.....	85
Tabela 21 – Montagem do intensificador de pressão.....	86
Tabela 22 – Listagem de anexos dos desenhos técnicos.....	91
Tabela 23 – Orçamento/Precificação.....	104
Tabela 24 – Planilha de simulação de pressão de saída.....	106

LISTA DE FÓRMULAS

Fórmula 1 – Pressão

Fórmula 2 – Força

Fórmula 3 – Pressão em uma prensa hidráulica

Fórmula 4 – Força em uma prensa hidráulica

Fórmula 5 – Momento torçor

Fórmula 6 – Momento torçor pela diferença de pressão

Fórmula 7 – Vazão do motor

Fórmula 8 – Força em um intensificador de pressão

Fórmula 9 – Área de uma circunferência

Fórmula 10 – Força teórica

Fórmula 11 – Força efetiva

Fórmula 12 – Diâmetro mínimo da haste

Fórmula 13 – Carga máxima para resistência a flambagem

Fórmula 14 – Momento de inercia para seção circular

Fórmula 15 – Força máxima da haste

Fórmula 16 – Espessura mínima da camisa

Fórmula 17 – Diâmetro externo da camisa

Fórmula 18 – Tensão de tração

Fórmula 19 – Altura do filete

Fórmula 20 – Diâmetro comercial do parafuso

Fórmula 21 – Carga máxima no parafuso

Fórmula 22 – Massa do componente cilíndrico

LISTA DE SIGLAS

- F = Força
- P = Pressão
- A = Área
- kgf = quilograma força
- cm^2 = centímetro quadrado
- lb = libra
- pol^2 = polegada quadrada
- PSI = Pounds per Square Inch (sistema inglês)
- Pa = Pascal
- bar = bar
- atm = atmosfera
- kgf / cm^2 = Unidade de Pressão
- Kpa = quilo pascal
- d^2 = diâmetro ao quadrado
- kg = quilo grama
- cm = centímetro
- l = litro
- m = metro
- Ton = Tonelada
- mm = milímetro
- CS = coeficiente de segurança
- MPa = Mega pascal
- $^{\circ}\text{C}$ = grau celsius
- % = por cento
- N = newton
- mm^2 = milímetro ao quadrado
- TSA = Apostila do curso de hidráulica
- ABNT = Associação Brasileira de Normas Técnicas
- T = Momento Torçor
- n = Rotação máxima

- rpm = Rotação por minuto
- l / min = litro por minuto
- UH = Unidade Hidráulica
- ASME = Sociedade dos Engenheiros Mecânicos dos Estados Unidos
- NBR = Norma Brasileira
- ISO = Organização Internacional de Normalização
- \varnothing = diâmetro
- γ = Peso específico
- σ = Tensão de Tração
- K = Carga Máxima para Resistência a Flambagem
- S = Módulo de Segurança
- E = Módulo de Elasticidade do aço
- J = Momento de Inercia para seção circular
- dh = diâmetro mínimo da haste
- τ = Tensão de Cisalhamento

1 INTRODUÇÃO

Em diversas ocasiões encontramos várias situações em que a pressão da unidade hidráulica não é suficiente para fim de execução de alguns projetos que necessitam de altas pressões. Para solução desse problema e dependendo da sua aplicação, podemos trocar ou instalar compressores mais potentes para o aumento da pressão, solução que nem sempre é a mais fácil e nem a mais econômica. Com isso, a solução mais simples, rápida e econômica é a utilização de Intensificadores de Pressão.

Um Intensificador de Pressão ou também chamado de Multiplicador de Pressão, é um instrumento mecânico que fica ligado a uma UH (unidade hidráulica). Segundo Renata Branco (2017), podemos definir sua finalidade como um dispositivo que aumenta a pressão de uma máquina, através de dois êmbolos a fim de aumento da pressão do fluxo interno de um fluido.

1.1 Apresentação e Contextualização do Tema

A presente dissertação foi gerada através da necessidade de um teste hidrostático em um equipamento mecânico, conforme solicitação de um cliente. Assim sendo, devido à dificuldade de encontrar empresas especializadas em testes com elevados valores de pressão na região e ainda assim altos valores de aquisição de elementos mecânicos auxiliares para a execução do mesmo, será mais viável a fabricação de um componente mecânico que possa multiplicar a pressão da unidade hidráulica da empresa, a fim de alcançar a pressão de teste solicitada pelo cliente, possuindo dentro da empresa *know how* para execução do projeto, já que a mesma realiza trabalhos no ramo de usinagem e hidráulica.

O intensificador projetado, diferentemente dos usuais que são disponíveis em mercado, possuirá características específicas, já que o mesmo deverá suportar pressões extremas. A peça analisada em questão, realiza trabalhos submersos em condições de extrema pressão, com valores entre 1400 a 1600 bar. Devida a alta pressão de trabalho é viável a realização de estudos minuciosos nos componentes do intensificador, para que o mesmo suporte tal pressões.

1.2 Objetivos

Objetivo geral

Realizar uma otimização, no espaço de visão da engenharia, com as etapas de um projeto mecânico e fabricação de um intensificador de pressão para uma unidade hidráulica.

Objetivos específicos

Como objetivos específicos deste trabalho:

- apresentaremos os dados de operação de cada componente utilizado;
- realizaremos o projeto mecânico do intensificador de pressão, assim como os dimensionamentos dos seus componentes;
- realizaremos a fabricação dos seus componentes;
- realizaremos a montagem do projeto;

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Princípio de Hidráulica

Com a grande necessidade de evolução tecnológica dentro das fabricas e assim seguir conforme as necessidades do mercado, é de total importância as empresas buscarem desenvolvimento técnico para tal aprimoramento nos seus processos, assim aumentando a qualidade dos seus serviços e/ou seus produtos.

Para a busca desse aperfeiçoamento tecnológico, faz se a necessidade dos meios de transmissões de energias, podendo ser destacados em:

- elétrica;
- eletrônica;
- mecânica;
- pneumática;
- hidráulica;

Com a enorme variedade de aplicações no mercado, o meio de transferência de energia que vem se destacando segundo Professor Francisco Alves (2013), é a hidráulica industrial, apresentando alto índice de crescimento no mercado, podendo ser empregado praticamente em todos os setores industriais.

Segundo o Professor Leandro Lucas (2011), a hidráulica pode ser relacionada como a ciência que analisa o comportamento e os diferentes tipos de aplicações dos fluidos para a transformação e condução de energia, tendo como princípio a realização de um trabalho com o uso de confinamento de fluidos.

Segundo Professor Leandro Lucas (2011), a hidráulica é dividida em três seguimentos; hidrostática, que se refere aos fluidos em repouso; hidrocínética, que analisa a cinética dos fluidos, estudando os efeitos da velocidade; e a hidrodinâmica, que estuda as forças que estão relacionadas no escoamento. Para fim deste projeto de otimização de unidade hidráulica, vamos estar abordando apenas a hidrostática, por onde se baseia o intensificador de pressão.

2.2 Sistema Hidráulico

De acordo com Linsingen (2003) um sistema hidráulico são vários elementos em conjunto, que utiliza como matéria o fluido, para então transferir e conduzir energia.

“Um sistema hidráulico é, portanto, o meio através do qual uma forma de energia de entrada é convertida e condicionada, de modo a se ter como saída energia mecânica útil.” (LINSINGEN, 2003, p. 17).

Palmieri (1997) afirma que o sistema hidráulico é utilizado quando se vê inviável e impossível a utilização de sistemas mecânicos ou elétricos. O mesmo fala que o sistema hidráulico pode possuir inúmeras combinações, mas que os seus princípios básicos podem ser apresentados como três principais partes, conforme figura 1:

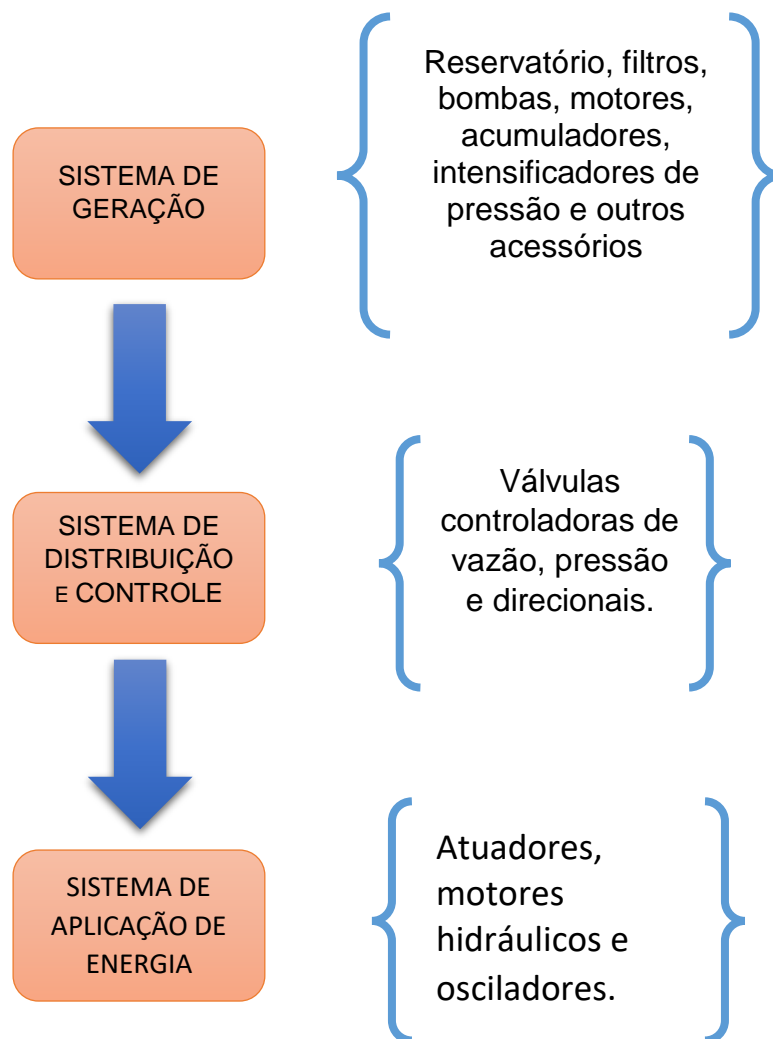


Figura 1: Sistema hidráulico

Fonte: Elaborado pelo autor

Com os inúmeros princípios ligados a hidráulica de acordo com Palmieri (1994) o princípio que mais se evidencia é o “Princípio Fundamental da Hidráulica”. Esse princípio é conhecido como a Lei de Pascal ou Princípio de Pascal.

Princípio de Pascal - Hidrostática

Segundo o Autor do livro Mecânica Básica, Gil da Costa Marques (2007, p. 30), uma das principais e mais destacadas características de um fluido é propriamente a sua aplicação, podendo ser aplicado em várias áreas, quando a pressão é aumentada sobre sua superfície superior, esse aumento é propagado a diversos pontos do fluido. Conhecido este como o Princípio de Pascal.

Segundo Leonardo Dunley (2011), O estudo do Princípio é um conceito extremamente importante no estudo da hidrostática, que se refere aos estudos de forças em um fluido em repouso. O princípio de Pascal foi realizado no século XVII pelo matemático, físico e filósofo francês Blaise Pascal (1623-1662). Segundo Marco Santos (2018), Pascal como físico em alguns de seus análises mencionou o princípio barométrico, a transmissibilidade das pressões e a prensa hidráulica. O princípio de pascal menciona que o aumento de pressão feito em um fluido é transmitido de forma integral a todos os pontos, tendo o enunciado expresso:

“O aumento da pressão exercida em um líquido em equilíbrio é transmitido integralmente a todos os pontos do líquido bem como às paredes do recipiente em que ele está contido”. (Pascal, 1681).

Logo, segundo Pascal (1681) se aplicarmos uma força em um líquido todo confinado o resultado será que sua pressão dará igual em todas as direções no recipiente, conforme figura 2:

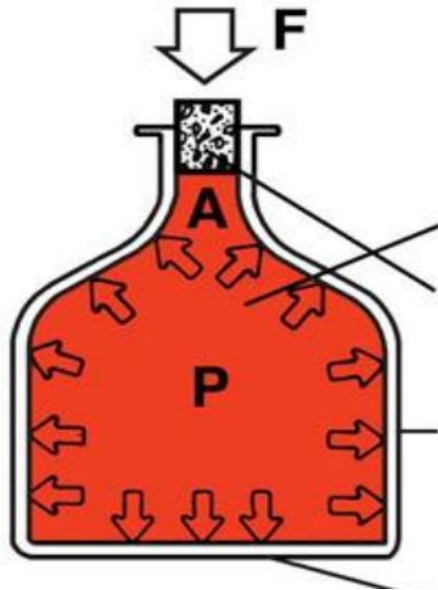


Figura 2: Transmissão de energia hidráulica (Lei de Pascal)

Fonte: Sistemas fluido mecânicos - Unesp, 2014

Para melhor entendimento dos processos físicos envolvidos, as variáveis usadas na hidrostática são;

Pressão: É a razão de uma força aplicada em uma área. Em hidráulica, a pressão é apresentada com as unidades em kgf/cm², atm, psi ou bar.

$$P = \frac{F}{A} \quad (1)$$

Onde:

P = Pressão

F = Força

A = Área

Força: Pode ser definido como um agente capaz de deformar um corpo pela sua ação. Segundo Palmieri (1997), a definição de força, pode ser enunciada como qualquer ação capaz de produzir trabalho.

Área: Refere se a superfície sobre a qual está trabalhando.

Uma aplicação bastante simples para que possamos entender o enunciado de Pascal é o exemplo da prensa hidráulica. A figura 03 ilustra um modelo de prensa hidráulica, que através de uma P (pressão) aplicada em uma A1 (Área) resulta numa força F2. Lembrando que:

$$F = P \cdot A \quad (2)$$

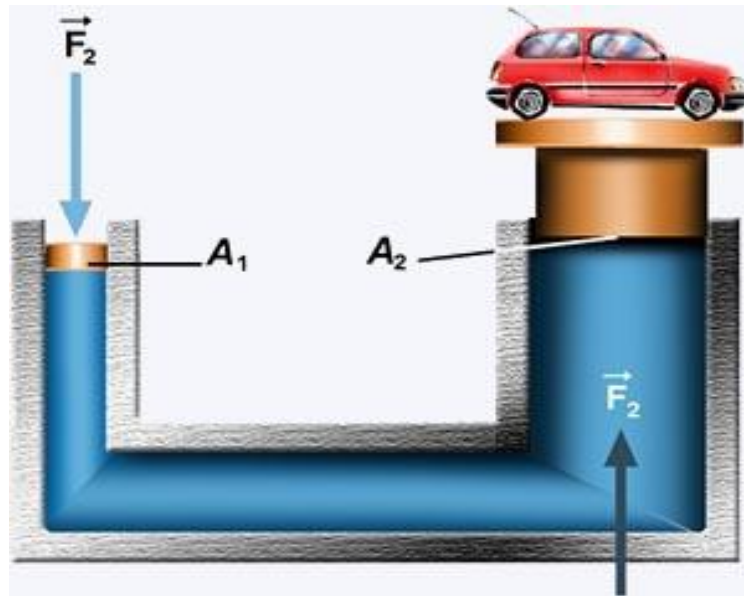


Figura 3: Imagem ilustrativa de prensa hidráulica

Fonte: Mecânica básica, 2007

Essa pressão se propaga até a outra extremidade, no qual terá uma força sobre uma área A_2 , está que por sua vez é maior que a A_1 , exercendo uma força maior para uma mesma pressão.

$$P = \frac{F_2}{A_1} = \frac{F}{A_2} \quad (3)$$

Logo;

$$F = \frac{F_2 \cdot A_2}{A_1} \quad (4)$$

Apenas alterando a área na outra extremidade, obtemos um mecanismo eficaz para aumento de força aplicada, bem maior que a força inicial aplicada na área original. Este é o princípio do modo de funcionamento da prensa hidráulica, que ao aplicar uma força na sua área original podemos levantar um automóvel na outra extremidade.

O Princípio de Pascal pode solucionar problemas com transmissão e a ampliação de forças, através do aumento de pressão em um fluido. Em nosso projeto, conseguimos otimizar um sistema através do intensificador de pressão que se baseia ao Princípio de Pascal.

2.3 Componentes Hidráulicos

Nos diversos segmentos da área industrial, os componentes hidráulicos, como os comandos e as válvulas, são essenciais para automatizar e dar mobilidade ao funcionamento das máquinas de uma forma geral.

Esses componentes são fabricados com o objetivo de auxiliar projetos de circuitos hidráulicos. Os componentes hidráulicos possuem uma flexibilidade de aplicação, podendo ser útil em uma grande faixa de equipamentos industriais e em diversas áreas de atuação, possibilitando uma montagem de acordo com a aplicação, os comandos e as válvulas podem ser considerados um dos principais componentes hidráulicos, são fabricados para atender todo o segmento industrial, como o do petróleo, por exemplo.

Os comandos hidráulicos e as válvulas têm como finalidade controlar a vazão e a pressão do sistema hidráulico. É muito utilizado em máquinas rodoviárias, plataformas, linha *mobil*, entre outras aplicações. Os componentes hidráulicos são auxiliados por outros equipamentos como: bombas, filtros, conexões, reservatório de óleo, visor de nível, mangueiras, manômetros e etc.

A utilização dos comandos e das válvulas possibilitam uma melhor segurança e uma elevada eficiência durante os processos industriais, pois essas peças controlam as operações de forma adequada, evitando falhas ou danos nos equipamentos.

A seguir estaremos realizando um embasamento teórico com todos os componentes hidráulicos ligados ao projeto em questão.

Bombas Hidráulicas

Segundo Pedrosa (2006), A bomba hidráulica é um dos equipamentos mais importantes de um sistema hidráulico. São equipamentos rotativos acionados por motores a combustão ou elétricos. Já segundo Palmieri (1997), a bomba tem a incumbência de gerar vazão no interior do sistema hidráulico, sendo responsável pelo acionamento dos atuadores. As bombas hidráulicas têm como finalidade transformar energias hidráulicas em mecânicas, e podendo ser classificada como de deslocamento positivo e não positivo.

De acordo com Alex N. Brasil (2010) bombas hidrodinâmicas de deslocamento não-positivo, são utilizadas para transferir o fluido, onde a única resistência é dada pelo atrito e pelo peso do fluido. Já as hidrostáticas fornecem uma porção de fluido a cada ciclo ou rotação. A movimentação do fluido é gerada pela atuação do elemento de impulsão da bomba onde faz com que o fluido execute o mesmo movimento a que está submetido este impulsor (êmbolos, engrenagens, lóbulos, palhetas).

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

I) Bombas de engrenagens

Segundo Stewart (1981), as bombas de engrenagem podem usar mecanismos de bombeamento que consiste em: engrenagens internas, externas ou uma combinação de ambas. Uma bomba de engrenagem nada mais é que um dispositivo rotativo, no qual as engrenagens giram para causar a ação de bombeamento.

Palmieri (1997) menciona que a bomba de engrenagem, cria uma quantidade de vazão devido ao contínuo engrenamento e desengrenamento das rodas dentadas. O desengrenamento dos dentes, gera uma descompressão na câmara de sucção, onde faz com que o fluido seja assim succionado do reservatório, conforme figura 4:

“Esse modelo de bomba é normalmente utilizado para pressões até 210 bar e vazão até 660 l/min. Sendo então melhor utilizada em circuitos que operam em baixa ou média vazão e pressão relativamente alta”.

(PALMIERI, 1997, p. 135).



Figura 4: Bomba de engrenagens

Fonte: ACT Sistemas hidráulicos

II) Bombas de palhetas

Segundo Prof. Márcio Rodrigues Gomes (2008), as bombas de palhetas formam uma ação de bombeamento, na qual faz com que as palhetas acompanhem todo o perímetro de um anel ou carcaça. Segundo Stewart (1981), a bomba de palhetas, que similarmente é uma bomba rotativa ou centrífuga, e funciona dentro do princípio de aumentar o tamanho da cavidade para formar vácuo, o que permite que o fluido preencha tal espaço. A diminuição do volume faz o fluido ser forçado para fora da bomba sob pressão. As palhetas são segmentos retangulares chatos de aço temperado que se mantem dentro de tolerâncias muito pequenas. Essas palhetas operam em um rotor que é entalhado para acomodá-las, conforme mostra a figura 5:



Figura 5: Bomba de palhetas

Fonte: Automapress

III) Bombas de pistão

O Prof. Márcio Rodrigues Gomes (2008), também afirma que as bombas de pistão criam uma ação de bombeamento, onde faz com que os pistões se modifiquem no interior de um tambor cilíndrico. O sistema de bombeamento de pistão é constituído essencialmente de um tambor de cilindro, placa de deslizamento, pistões com sapatas, mola de sapata, sapatas e placa de orifício conforme figura 6:



Figura 6: Bomba de pistão

Fonte: Parker

Motores Hidráulicos

As bombas e motores hidráulicos possuem uma semelhança em seu princípio, que é transformar em energia mecânica a energia hidráulica, a vários tipos construtivos e princípios para isso seja possível. Como não existe um modelo de motor que satisfaça todas as condições, é preciso definir o melhor modelo para cada aplicação, com isso nesse tópico apresentaremos alguns dos principais modelos de motores hidráulicos.

O motor hidráulico proporciona uma potência que é gerada pela diferença de pressão do motor e a vazão, pois a potência é exatamente proporcional à rotação. Para aplicações onde se necessita de altas densidades de potência é mais apropriado a utilização de motores rápidos, em contrapartida para aplicações onde é

necessário de mais torque, são projetados motores lentos para que as rotações baixas produzam mais torque. O momento torçor é uma informação fundamental para se dimensionar um motor hidráulico, por esse motivo não se pode lançar mão das equações abaixo.

Para o dimensionamento dos motores podemos utilizarmos as variáveis das equações abaixo.

$$T = \frac{30 \cdot P}{\pi \cdot n} \quad (5)$$

Onde:

T = é o momento torçor em N.m;

P = é a potência em W;

n = é a rotação máxima em rpm;

Para dimensionar um motor hidráulico podemos utilizar as equações apresentadas abaixo.

$$T = \frac{Vg \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{20 \cdot \pi} \quad (6)$$

Onde:

T = momento torçor em N.m;

Δp = diferença de pressão entre a entrada e a saída do motor em bar;

Vg = deslocamento volumétrico do motor em cm³/rev;

η_{mh} = rendimento mecânico hidráulico (0,9 – 0,95);

$$Q = \frac{Vg \cdot n}{1000 \cdot \eta_{vol}} \quad (7)$$

Onde:

n = rotação máxima do motor em rpm;

Q = vazão do motor em l/min;

V_g = deslocamento volumétrico do motor em cm^3/rev ;

η_{vol} = rendimento volumétrico (0,9 – 0,95);

- **Tipos de Motores**

- I) **Motores de engrenagem**

Em motores de engrenagem o torque é desenvolvido graças à pressão exercida nas faces dos dentes das rodas dentadas. Apenas uma engrenagem está conectada ao eixo do motor, porém elas giram juntas e invertendo a direção do fluxo a rotação no motor também é invertida.

Multiplicando o número de dentes pelo volume entre dois dentes encontrasse o movimento de um motor de engrenagem, que é fixo. Não existe balanceamento hidráulico das rodas em relação à pressão, conforme a figura 7:

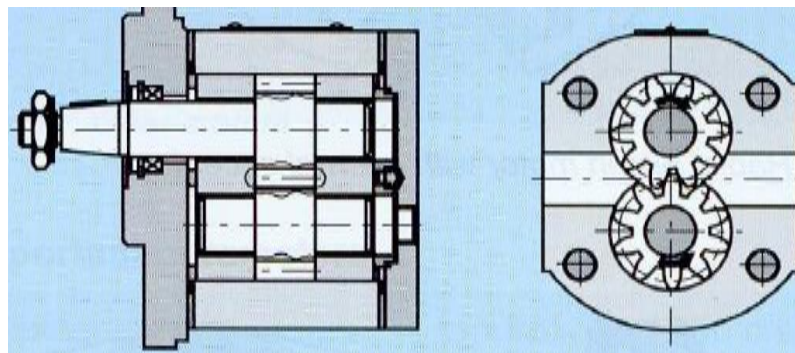


Figura 7: Motor de engrenagem

Fonte: Máquinas motrizes hidráulicas – Macyntrre

- II) **Motores hidráulicos com o princípio de roda planetária e eixo central**

Os motores hidráulicos do tipo MZ ou motores planetários são caracterizados por suas pequenas dimensões e grande volume de absorção, isso porque, ocorre vários processos de deslocamento, por rotação.

O torque neste conceito construtivo não é difundido por uma roda dentada interna, mas sim por meio de um eixo cardan do rotor planetário para o eixo de saída, conforme mostra a figura 8:

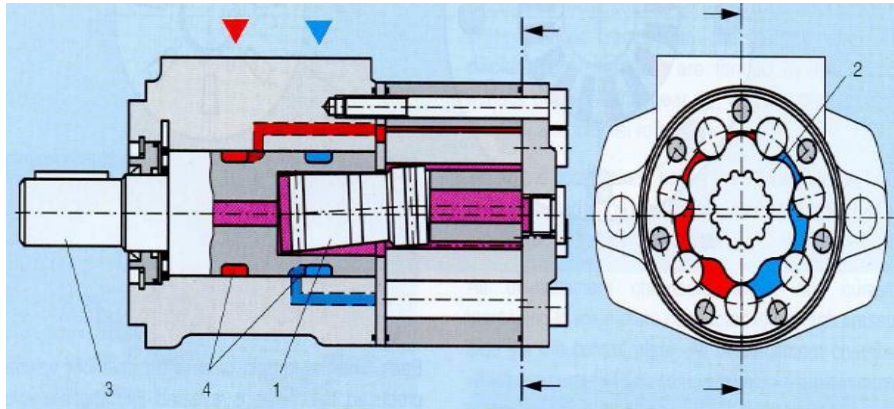


Figura 8: Motor tipo MZ

Fonte: Máquinas motrizes hidráulicas – Macynre

III) Motores hidráulicos de palhetas

Nesse tipo de motor as palhetas ficam dentro de alojamentos onde podem se deslocar para fora e para dentro desses alojamentos e um rotor que é montado em um centro que fica desalinhado com o centro da carcaça do motor.

O eixo do rotor está conectado a um objeto que proporciona resistência. A energia hidráulica gerada pela atuação do fluido em qualquer parte da palheta exibida na região de entrada. A força do rotor permanece desbalanceada e o rotor gira uma vez que a palheta de cima que tem elevada área exposição à pressão, conforme figura 9:

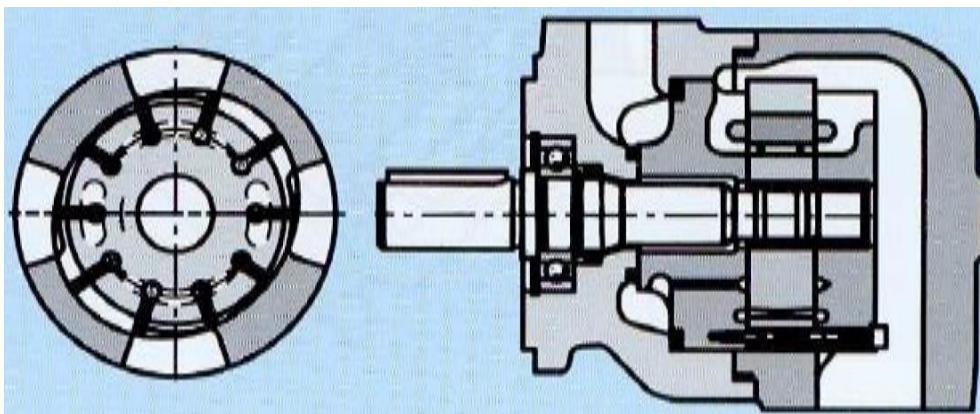


Figura 9: Motor de Palhetas

Fonte: Máquinas motrizes hidráulicas – Macynre

IV) Motores de pistões radiais (curso simples) com apoio interno dos pistões

Os pistões e cilindros de tipo de motor são montados em volta do eixo excêntrico central com aparência de estrela. De acordo com o posicionamento do eixo excêntrico, dos cinco pistões, dois ou três estão conectados com a entrada que é o lado da pressão, e o resto dos pistões conectados com a saída que é o lado do reservatório.

O comando de câmaras que é formado pela placa de comando e válvula distribuidora tem a função de abastecer os cilindros com o fluido de pressão. Enquanto a carcaça é ligada a placa de comando, a válvula de distribuição gira ligada ao eixo excêntrico na rotação. Aberturas na válvula distribuidora fazem a conexão com a placa de comando e também com as câmaras dos pistões.

O movimento correspondente entre pistões e anéis acontecem no decorrer do movimento rotativo do eixo. A face de suporte do pistão do anel é comportada estaticamente para uma melhor redução do atrito. Os pistões e os cilindros sustentam-se em superfícies esféricas e seguem sem forças transversais no eixo excêntrico, de acordo com a figura 10:

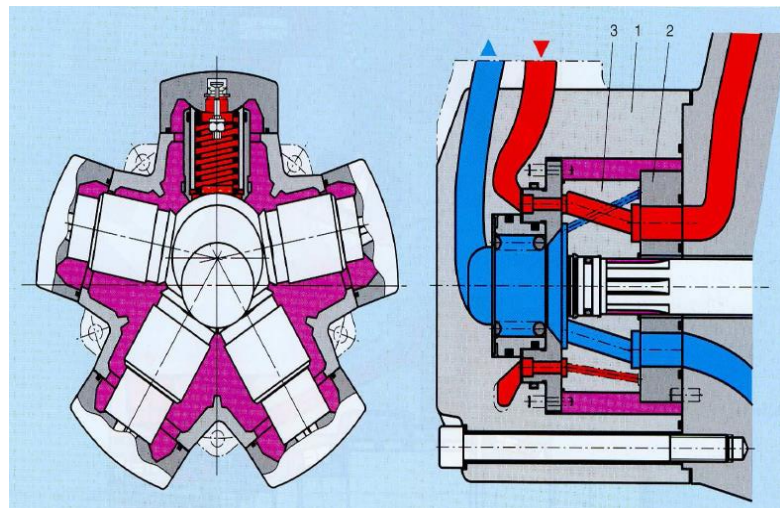


Figura 10: Motor de Pistões Radiais com Apoio Interno dos Pistões

Fonte: Máquinas motrizes hidráulicas – Macynre

Atuadores Hidráulicos

Os atuadores hidráulicos é um elemento mecânico responsável por transformar a energia hidráulica em mecânica, com a finalidade de gerar movimento. Sua função é aplicar a energia mecânica em uma máquina para então realizar seu trabalho. Em nosso projeto o atuador é de total importância para o bom funcionamento do intensificador de pressão.

De acordo com Danniela Rosa (2014), os atuadores que usam fluidos na base de pressão são classificados com apenas dois critérios:

- Quanto ao tipo de fluido utilizado;
 - Pneumático (utilização de ar comprimido)
 - Hidráulico (utilização de óleo sob pressão)
- Quanto ao tipo de movimento;
 - Linear, também chamado de translação
 - Rotativos, também chamado de giratório

Para definimos qual o atuador é melhor empregado para a finalidade que desejamos, devemos ter um embasamento teórico sobre os tipos de atuadores existente, sendo assim, podemos destacar os principais tipos de atuadores empregados, já que existem inúmeros atuadores para devidas aplicações, conforme mostra a figura 11:

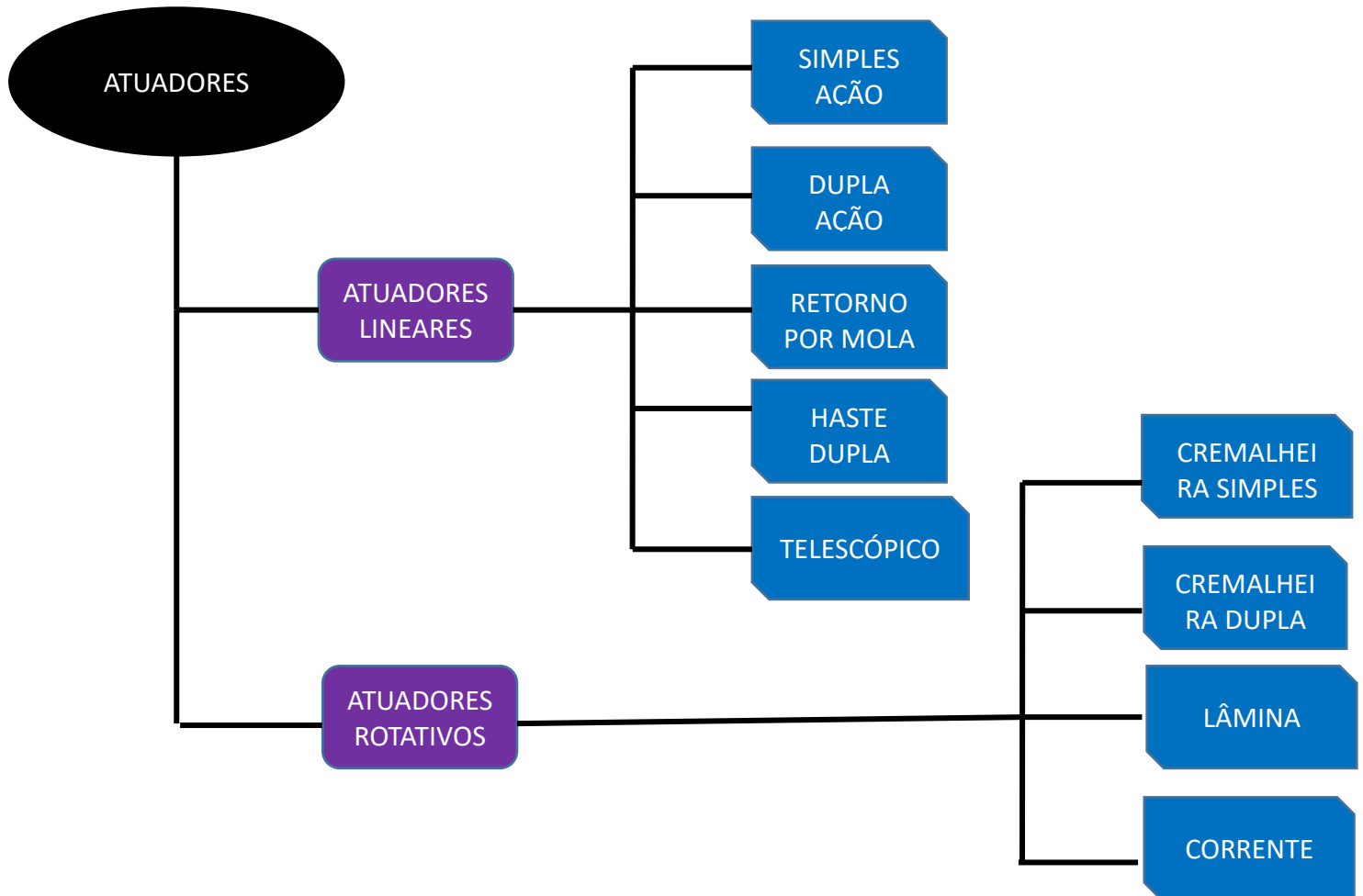


Figura 11: Tipos de atuadores

Fonte: Elaborado pelo autor

I) Atuadores lineares

Segundo apostila de TSA do Professor J. Antônio (2012, p. 22), os atuadores lineares têm como função, converter a energia em movimento linear, realizando movimentos atuado, recuando, bloqueando e movimentando cargas.

Segundo catálogo da empresa especializada no ramo, Parker (2008), um cilindro hidráulico pode ser descrito como um tubo (camisa), um pistão e uma haste. Possuem cabeçotes acoplados ao cilindro através de roscas, tirantes e soldas. Assim conforme o trabalho da haste realizando movimentos para fora e para dentro da carcaça, ela é guiada por uma bucha.

O cilindro hidráulico pode ser apresentado com diversas partes. Na figura 12, abaixo, segue um esquema dos componentes de um cilindro conforme apostila da Parker.

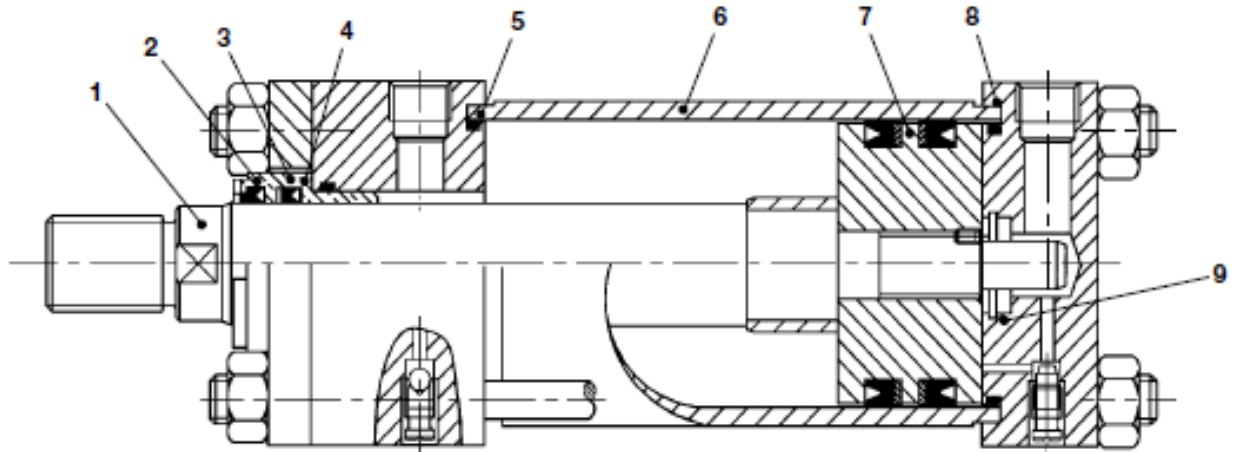


Figura 12: Componentes de um cilindro hidráulico

Fonte: Apostila Parker Hannifin Ind. Com. Ltda

1 - Haste do pistão: Suas extremidades são interligadas na ponta do cilindro, uma ligada ao conjunto do pistão e outra ligada ao dispositivo no qual o trabalho é gerado. O material utilizado para este componente deve ser de boa qualidade, sendo esmerilhado e polido, na maioria dos casos é utilizado aço inoxidável para resistir à corrosão.

2 - Mancal da haste do pistão: Serve como guia para apoio da haste e para abrigar a vedação do pistão. São feitos de bronze ou ferro fundido.

3 - Guarnição de limpeza de borda: No momento que a haste é retraída ocorre a limpeza da haste.

4 - Vedação da haste: Utilizando o conceito de vedação, serve para vedar a haste não deixando o fluido vazar. A maioria de emprego de materiais para este fim é de borracha sintética, teflon e couro.

5 - Vedação do corpo do cilindro: Atuam como vedação do corpo assegurando que o cilindro resiste a vazamentos.

6 - Camisa do cilindro: Na camisa do cilindro é realizado um rígido e vasto controle de qualidade com uma tolerância muito justa e com acabamento extremamente uniforme atendendo ao controle de alinhamento, acabamento superficial e a circularidade, isso tudo pois a vedação do elemento depende do

acabamento. São utilizados parafusos para fixação dos elementos e o material da camisa normalmente utiliza-se aço, latão ou alumínio.

7 - Pistão ou êmbolo: Ajustado as paredes do cilindro, o êmbolo resiste a cargas laterais e possui um encaixe para a rosca na haste, este elemento é o qual está em contato diretamente aplicando a força. O êmbolo é fixado por um pino de travamento.

8 - Encaixe da camisa: Nas extremidades da camisa, podem possuir um rebaixo usinado, para permitir um encaixe preciso e rápido.

9 – Luvas de amortecimento e anel de amortecimento flutuante: Elementos que são centralizados, tendo a função de ocasionar um amortecimento mais eficiente, durante o movimento de retorno, uma válvula de retenção utiliza uma esfera no final do cabeçote traseiro, permitindo que toda pressão aplicada seja distribuída por toda a área do pistão, com ganho de velocidade e potência durante a partida.

- **Cilindro de simples ação**

Segundo Palmieri (1997) é um cilindro com o retorno por força externa. Um exemplo disso seria o retorno por gravidade, ou seja, o avanço ou retorno é realizado pelo próprio peso, comparando com o cilindro de retorno por mola, o mesmo é mais aplicado já que utiliza toda a força originada do fluido. Segundo Apostila de TSA do Professor J. Antônio (2012, p. 22), atuadores lineares de simples ação que também são chamados de atuadores simples efeito, realizam trabalhos em apenas um só sentido, conforme mostra a figura 13:

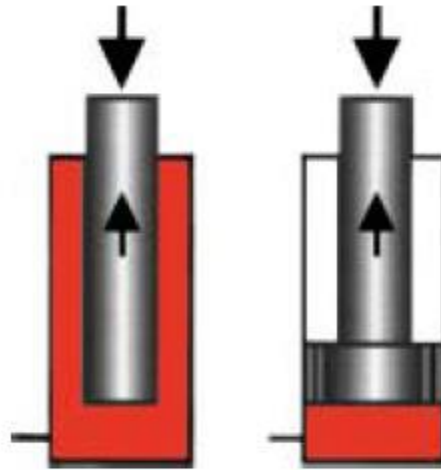


Figura 13: Cilindro de simples ação retorno por gravidade

Fonte: Apostila sistema hidráulicos industriais, SENAI -SP

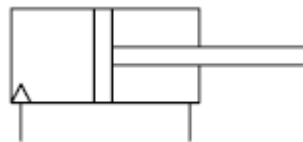


Figura 14: Cilindro pneumático de ação simples e haste simples

Fonte: Componentes e sistemas hidráulicos e pneumáticos: símbolos e diagramas de circuitos
- ABNT

- **Cilindro com retorno por mola**

Diferentemente do Retorno por gravidade, este atuador obtém seu retorno por mola, uma mola faz a pressão para o lado oposto, tendo uma folga no lado da mola para que ocorra seu retorno. Este cilindro é encontrado em diversas áreas industriais, conforme figura 15:

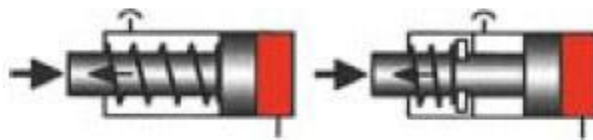


Figura 15: Cilindro de simples ação retorno por mola

Fonte: Apostila sistema hidráulicos industriais, SENAI -SP



Figura 16: Cilindro hidráulico de ação simples e haste simples, com retorno por mola

Fonte: Componentes e sistemas hidráulicos e pneumáticos: símbolos e diagramas de circuitos - ABNT

- **Cilindro de dupla ação**

De acordo com Professor J. Antônio (2012, p. 22), no avanço tanto quanto no retorno este atuador aplica trabalho nos dois sentidos. Este cilindro possui um diferencial aos demais, neste a força de avanço é superior que a força de retorno, conforme figura 17:

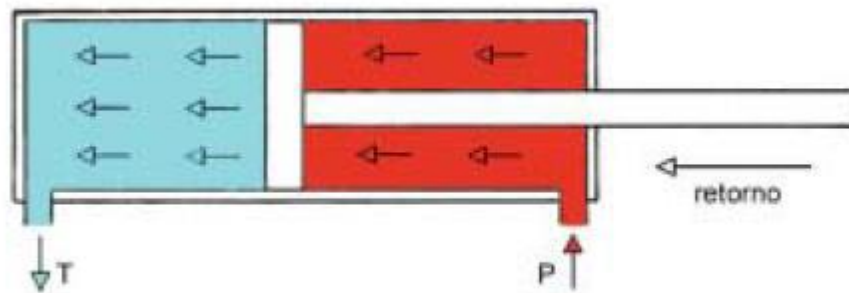


Figura 17: Cilindro de dupla ação

Fonte: Apostila sistema hidráulicos industriais, SENAI -SP

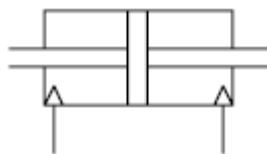


Figura 18: Cilindro pneumático de ação dupla e haste dupla

Fonte: Componentes e Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos: Símbolos e Diagramas de Circuitos – ABNT

- **Cilindro de haste dupla**

Segundo Cristiano Bertulucci (2016), o cilindro de haste dupla, nada mais é que um cilindro de dupla ação, que possui uma haste em cada extremidade do embolo. Este pode transmitir a mesma força nos dois sentidos. Essa definição do

cilindro de haste dupla pode ser confirmada de acordo com Palmieri (1997), onde ele diz que sua utilização é comum quando se deseja ter a mesma força e velocidade, como mostra a figura 19:



Figura 19: Cilindro de haste dupla

Fonte: Apostila sistema hidráulicos industriais, SENAI -SP

- **Cilindro telescópico**

Composto por várias hastes isso possibilita ao alcance de curso maiores, porem ocupando o menor espaço possível quando se retrai, conforme figura 20.

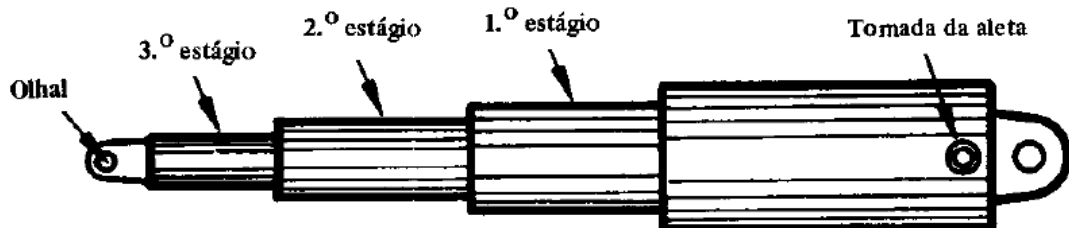


Figura 20: Cilindro telescópico

Fonte: Manual de hidráulica básica



Figura 21: Cilindro hidráulico telescópico de ação dupla

Fonte: Componentes e Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos: Símbolos e Diagramas de Circuitos – ABNT

II) Atuadores rotativos

Os atuadores rotativos são componentes simples, compactos e eficientes. De acordo com professor J. Antônio (2012, p. 23), a finalidade é de transformar a energia hidráulica em movimentos rotativos.

Segundo Catalogo da Empresa italiana especializada em produtos do ramo *Metal Work Pneumatic* (1967), podem ser classificados os atuadores rotativos como:

- **Atuador rotativo com cremalheira simples**

Neste o atuador com cremalheira é constituído com um pinhão fixado em cima do elemento rotativo e acionado através de uma cremalheira. O mesmo não é indicado a sua utilização para ações que há a necessidade de um preciso posicionamento, conforme figura 22:

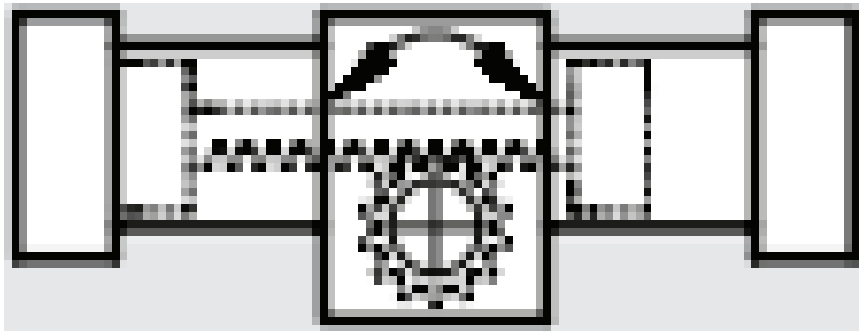


Figura 22: Cremalheira Simples

Fonte: Catalogo *Metal Work Pneumatic*

- **Atuador rotativo com cremalheira dupla**

O pinhão é fixado em cima do elemento é acionado por duas cremalheiras opostas, conforme mostra a figura 23:

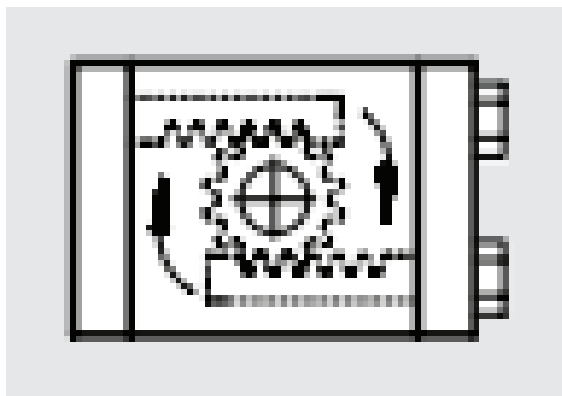


Figura 23: Cremalheira dupla

Fonte: Catálogo *Metal Work Pneumatic*

- **Atuadores rotativo tipo lâmina**

Dentro de uma câmara cilíndrica o elemento é fixado as duas lâminas. Utilizado especialmente para a operação onde é necessária precisão, conforme figura 24:

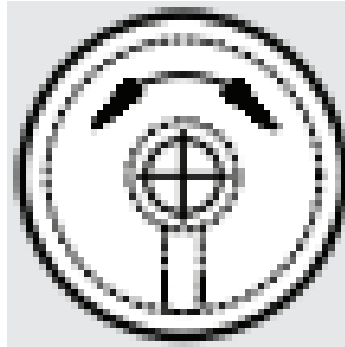


Figura 24: Tipo lâmina

Fonte: *Catalogo Metal Work Pneumatic*

- **Atuador rotativo tipo corrente**

Utiliza se elementos mecânicos como as correntes, presa em dois êmbolos opostos girando um pinhão, conforme figura 25:

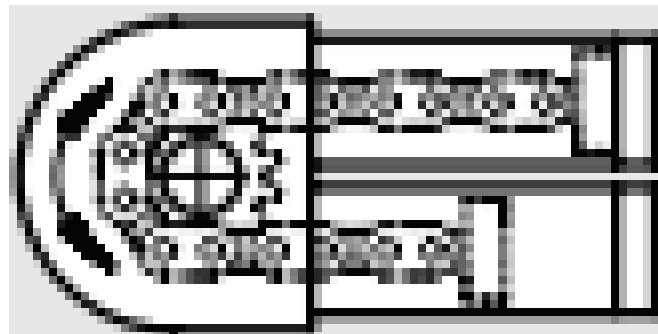


Figura 25: Tipo corrente

Fonte: *Catalogo Metal Work Pneumatic*

Válvulas hidráulicas

Segundo o professor Marcos Andrade (2008), as válvulas no âmbito da área hidráulica, tem como maior objetivo direcionar o fluxo dos fluidos, controlando a pressão do sistema conforme suas operações.

Normalmente, as válvulas hidráulicas têm o seu nome relacionado com a sua atribuição mais básica. Sendo assim, elas podem ser válvulas de segurança,

direcional, de descarga, alívio, de frenagem, redutora de pressão, de sequência, controladora de fluxo e vazão, retenção entre outras mais.

Em relação as funções, temos três divisões para controle: pressão, direção e vazão.

I) Válvula controle direcional

A função da válvula de controle direcional, é guiar o fluido através dos componentes do sistema hidráulico, assim realizando o trabalho. Podendo ser relacionada em válvulas de 2 vias, 3 vias ou até de 4 vias. Podendo ser operada de forma manual, mecânica, arranjo de piloto ou eletricamente.

• Identificação de uma válvula de controle direcional

São caracterizados por simbologias e gráficos nos circuitos hidráulicos as válvulas de controle direcional. Para uma melhor identificação das simbologias devemos considerar:

- quantidade de posições
 - quantidade de vias
 - posição normal
 - tipo de acionamento
-
- O número de posições

O número de posições de uma válvula, é representado por quadrados. Sendo o número de quadrados juntos, representa as inúmeras manobras que pode se destinar a uma válvula.

Segundo catálogo Parker, o valor mínimo que um modelo de válvula de controle direcional pode possuir dois quadrados, que possibilitam assim só duas manobras, conforme mostra a figura 26:



Figura 26: Número de Posições

Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.

- O Número de vias

Corresponde a quantidade de uniões que uma válvula possui. Considera-se o reconhecimento de apenas um quadrado, e a quantidade de vias deve ser o correspondente em todos os quadrados, conforme figura 27:

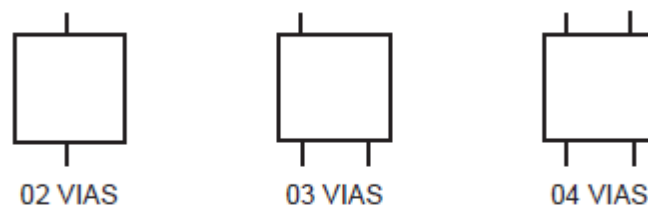


Figura 27: Número de Vias

Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.

Dentro dos quadros onde existe a representação das posições da válvula, podem ser encontrados vias de passagens, vias de bloqueio ou a aplicação de ambas.

- Posição normal

É a posição em que os elementos internos se encontram, quando a mesma ainda não foi acionada. Esta posição normalmente é mantida pela própria pressão da mola.

- Tipo de acionamento

O modo de acionamento define no circuito a sua aplicação, onde podem ser ligados por força muscular, hidráulica ou elétrica, mecânica, pneumática, conforme mostra a tabela 28.

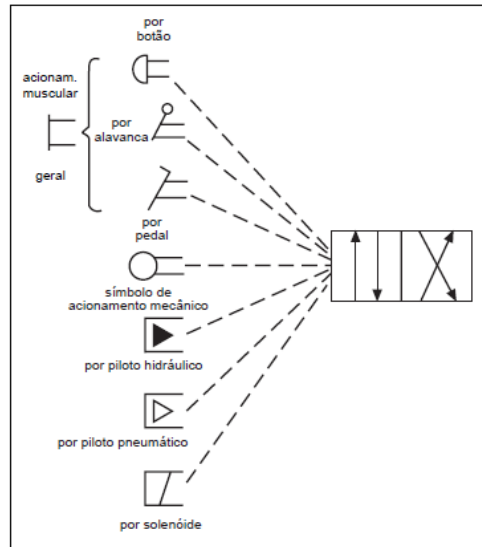


Figura 28: Acionamentos

Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.

II) Válvulas de pressão

Segundo Palmieri (1997), as válvulas projetadas para serem controladoras de pressão, também são eficientes na limitação do mesmo, para que o equipamento acionado funcione corretamente.

Basicamente as válvulas de pressão são encontradas em cinco situações diferentes:

- limitando a pressão do sistema.
- estabelecendo um nível para a pressão de trabalho.
- estabelecendo dois níveis distintos de pressão.
- determinando simultaneamente dois níveis diferentes de pressão.
- descarregando a bomba.

III) Válvula de alívio

Segundo a empresa Parker Hannifin, esse modelo de válvula tem a função de limitar toda a pressão do sistema ou só uma parte dela, para que não ultrapasse um nível de pressão pré-determinada, para a segurança dos equipamentos do sistema de uma eventual sobrecarga. Esse modelo de válvula pode ser de ação direta ou também pilotada.

Esse modelo tem característica estar fixa sempre após a bomba, e sua saída direto para o tanque, onde a válvula pilotada tem seu dreno conectado na saída, conforme figura 29:

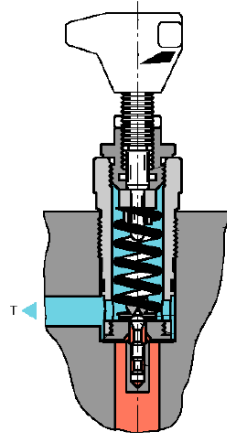


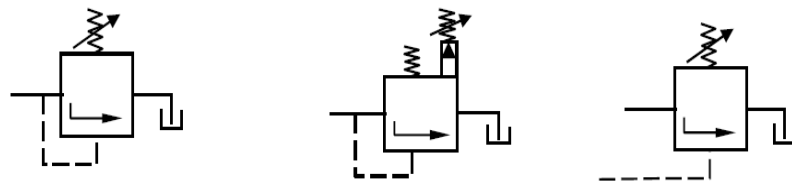
Figura 29: Válvula de alívio

Fonte: Apostila de noções de hidráulica

IV) Válvulas de descarga

Segundo o professor Marcos Andrade (2008), esse modelo de válvula é bem parecido com o modelo anterior, diferenciando-se apenas pela posição do seu piloto que fica externamente.

A de alívio é operada pela linha de pressão, e a de descarga é operada remotamente, conforme mostra a figura abaixo 30:



Válvula de alívio ação direta

Válvula de alívio pilotada

Válvula de descarga

Figura 30: Símbolos de válvulas controladoras de pressão

Fonte: Apostila de noções de hidráulica

V) Válvula de contrabalanço

Muito utilizado em sistemas onde temos cilindros hidráulicos trabalhando no sentido vertical, para evitar uma eventual descida do mesmo devido a ação da

gravidade. O seu funcionamento é análogo a válvula de descarga, contém seu piloto na posição externa e seu dreno na parte interna, pois a saída da válvula encaminha o fluxo diretamente para o tanque. Possui também uma válvula de retenção no qual deixa livre o fluxo de óleo para a elevação do pistão, conforme figura 31:

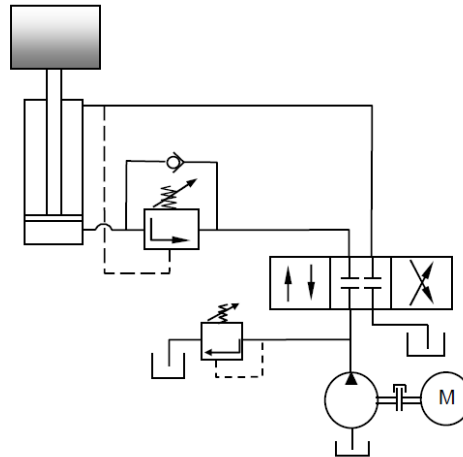


Figura 31: Circuito com contrabalanço

Fonte: Apostila de noções de hidráulica

VI) Válvulas redutoras de pressão

É um dispositivo com a função de controlar o fluxo do sistema e conseqüentemente a direção e o volume do mesmo, até atingir a pressão determinada.

No funcionamento da válvula redutora com ação direta, onde a mola aciona um carretel que tem a função de controlar a pressão na saída, no instante que a pressão do sistema ultrapassar a pressão determinada, a mola é contraída movimentando o carretel até restringir parcialmente o fluxo. Esta limitação transforma todo excedente de energia oriundo de pressão em forma de calor. No instante em que a pressão após a válvula cair, automaticamente o carretel se movimentará dando passagem ao fluido aumentando a pressão novamente, conforme mostra a figura 32:

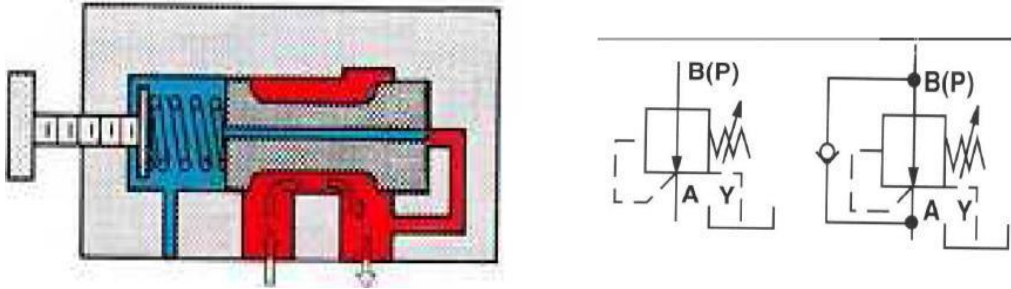


Figura 32: Redutora de pressão de ação direta

Fonte: Apostila de noções de hidráulica

Filtros Hidráulicos

A força hidráulica é uma das forças mais utilizada na indústria atualmente e que os equipamentos que se utiliza dessa força normalmente são equipamentos de valores agregados, por esse motivo é fundamental proteger cilindros, válvulas, bombas e outros componentes de uma deterioração prematura. Para isso, é importante conservar o óleo hidráulico livre de contaminantes.

Para que qualquer sistema hidráulico tenha uma vida útil longa é muito importante e necessário manter o fluido hidráulico isento de impurezas por isso a utilização de filtros para a eliminação dessas impurezas.

Como a utilização de sistemas de filtragem não aumenta o desempenho do equipamento de forma aparente, não é reconhecida pelo usuário, no entanto, a filtração hidráulica possui um papel determinante para o bom funcionamento das máquinas, cerca de 75% do mal funcionamento em equipamentos hidráulicos são atribuídos ao excesso de impurezas no fluido, pois esse processo acontece o tempo todo.

Podemos citar dois tipos de filtros: químico e mecânico. Para uma filtragem absoluta do fluido é utilizado a filtro químico, que quando entra em contato com óleo mineral gera uma reação química, fazendo a separação da água e do cloreto de sódio, deixando passar apenas o óleo puro.

Já o filtro mecânico é o mais requisitado, devido sua grande importância, pois está ligado diretamente a vida útil de todo sistema hidráulico. O tipo mecânico é formado por um conjunto de “malhas” ou poros, onde os poros retêm um determinado tamanho de impurezas, possibilitando a passagem de partículas

pequenas. Existem muitos tamanhos de filtros, cada qual definido para uma vazão máxima e sua aplicação é decisiva e obrigatória.

Empregam-se diferentes procedimentos de filtração para separação de partículas, a definição dos procedimentos decorre da espessura de filtro exigida, como mostra a tabela 1 a seguir:

Tabela 1: Procedimento de Filtração

Procedimento de filtração	OR Osmose Reversa	UF Ultrafiltração	MF Microfiltração, filtração p/membrana	FF até GF Filtração finíssima a grossa
Finura de filtro (μm)	0 a 0,001	0,001 a 0,1	0,1 a 3,0	3 a 1000
Aplicação	Substâncias dissolvidas (sais)	Partículas muito pequenas e colóides	Separação de partículas de fluidos	Separação de partículas de fluidos
Campo de emprego	Dessalinização de água do mar, eliminação de metais pesados	Técnica ecológica, separação de macromoléculas e emulsões, ex: óleo-água	Técnica de semicondutores, indústria farmacêutica e alimentícia	Tratamento de água, hidráulica, lubrificação.
Meio filtrante	Membrana	Membrana	Membrana	Filtro de profundidade, de malha ou metal perfurado
Tipos	Membrana tubular e plana	Membrana tubular e plana e capilar	Membrana tubular e plana	Fibras orgânicas e inorgânicas, de metal, ciclones.

Fonte: Componentes de sistemas hidráulicos - IFRN

Num sistema hidráulico, o filtro pode ser encontrado em três lugares diferentes: nas linhas de sucção, pressão e retorno.

I) Filtro de sucção

A instalação desse filtro no reservatório é feita abaixo do nível do fluido. Sua principal função é impedir que a bomba succione partículas sólidas de maior tamanho que podem danificá-la totalmente. Esse filtro cria uma resistência hidráulica, assim determina uma redução de pressão no ponto mais sensível do

circuito. O filtro aplicado na linha de sucção tem que ser dimensionado com uma vazão que normalmente é duas vezes a vazão da bomba. conforme figura 33:



Figura 33: Filtro de sucção

Fonte: Sugai comercial hidráulica

II) Filtro da linha de pressão

Esse tipo de filtro é instalado na linha de pressão, geralmente é utilizado quando se necessita de uma limpeza perfeita do fluido, que será introduzido num determinado componente do sistema, com o intuito de aumentar a vida útil do componente. Vale fazer uma observação que a instalação desse filtro é menos perigosa que o montado na sucção. Quanto aos efeitos da perda de carga, suas malhas podem ser de repente entupidas, conferindo assim uma alta eficácia à sua função, devendo nesse caso ser trocado, conforme imagem 34:



Figura 34: Filtro da linha de pressão

Fonte: Soluções industriais

III) Filtro de retorno

É o filtro que geralmente apresenta a forma de um “T” e que tem como função filtrar todo o fluido que volta para o tanque, geralmente apresenta a forma de um “T”. Ele é constituído de três partes: o corpo superior, o elemento filtrante e a caneca. No corpo superior que se localiza a válvula que protege o elemento filtrante. Segundo Palmieri (1997), “o fluido que entra é obrigado a passar pelo elemento filtrante, produzido a partir de uma malha de papel de 10 μ , tornando-se assim a uma excelente filtragem. A pressão vai aumentando e quando chega a 1,0 bar a mola da válvula em by-pass é acionada por causa do elemento filtrante que vai ficando contaminado”. Por isso, é interessante que seja colocado antes da válvula do filtro um manômetro com leitura de 0 a 10 bar, pois saberemos que será necessário a troca do elemento filtrante quando o manômetro estiver registrando 1,0 bar, conforme figura 35:

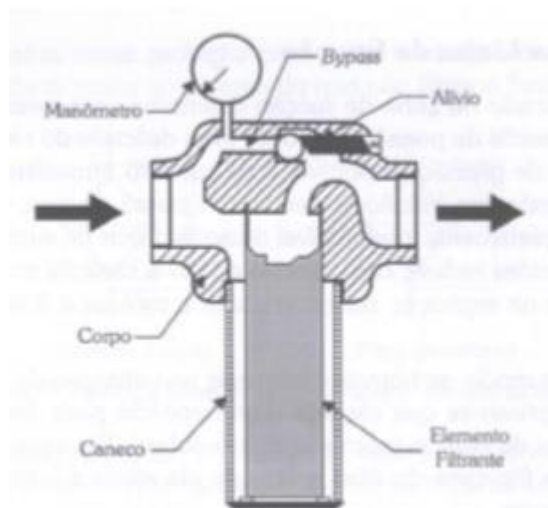


Figura 35: Filtro de retorno do tipo “T”

Fonte: Automação hidráulica – Fialho, 2003

Condutores Hidráulicos

Segundo o Professor Gustavo Fernandes de Lima (2008), os sistemas hidráulicos de uma forma geral utilizam mangueiras flexíveis, tubos e conexões como principais elementos de transmissão e movimentação de fluidos ou gases.

As mangueiras amenizam as vibrações e facilita a alteração de direção e transferência de força.

Existem diferentes tipos de mangueiras, e são classificadas principalmente de acordo com a pressão máxima que suporta e o seus diâmetros, conforme as especificações mostradas na tabela 2 abaixo:

<p>Média pressão</p>	<p>421SN A-3</p>  <p>DIN 20022-1SN, EN 853-1SN e ISO 1436-1 tipo 1SN Excede SAE 100R1AT</p>	<p>482TC A-3</p>  <p>Excede SAE 100R1AT, DIN 20022-1SN, EN 853-1SN e ISO 1436-1 tipo 1SN</p>	<p>Alta pressão</p>
<p>301SN A-4</p>  <p>DIN 20022-2SN, EN 853-2SN e ISO 1436-1 tipo 2SN Excede SAE 100R2AT</p>	<p>471TC A-4</p>  <p>EN 857-2SC e ISO 11237-1 tipo 2SC Excede SAE 100R2AT</p>	<p>472TC A-4</p>  <p>EN 857-2SC e ISO 11237-1 tipo 2SC Excede SAE 100R2AT</p>	<p>451TC A-5</p>  <p>SAE 100R17, ISO 11237-1 tipo R17 Pressão constante</p>
<p>Super alta pressão</p>	<p>721 A-5</p>  <p>SAE 100R12, EN 856-R12 e ISO 3862-1 tipo R12</p>	<p>781 A-6</p>  <p>SAE 100R13, EN 856-R13 e ISO 3862-1 tipo R13</p>	<p>P35 A-6</p>  <p>SAE 100R13, EN 856-R13 e ISO 3862-1 tipo R13</p>

Tabela 2 – Mangueiras para diferentes faixas de pressão

Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.

Segundo a empresa Parker mangueiras (2014), as mangueiras hidráulicas são formadas por três partes principais: alma ou também tubo interno, reforço e capa, conforme mostra a figura 36:

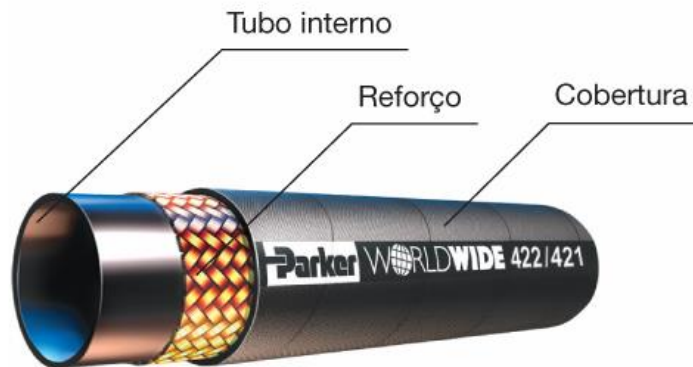


Figura 36: estrutura da mangueira hidráulica

Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.

Segundo Gates (2014) a eficiência de um sistema hidráulico está ligada diretamente aos componentes mais fracos, sendo o ponto mais crítico do sistema a interface acoplamento/mangueira, sendo então, de grande relevância a escolha correta dos tipos de componentes hidráulicos.

O autor acima afirma que em uma comparação com tubos rígidos, as mangueiras hidráulicas são mais vantajosas, pois tem menor sensibilidade a vibrações, fácil reposição, permiti um melhor roteamento pelos obstáculos e tem melhor absorção nos picos de pressão, conforme tabela 3 abaixo:

Tabela 3 – Especificação de mangueiras

Código	Diâmetro interno da mangueira		Diâmetro externo da mangueira		Pressão máxima de trabalho		Pressão mínima de trabalho		Raio mínimo de curvatura		Peso	
	pol.	mm	pol.	mm	psi	MPa	psi	MPa	pol.	mm	lbs/ft	Kg/m
301SN-4	1/4	6,3	0,59	15	5800	40	23200	160,00	4	100	0,26	0,39
301SN-6	3/8	9,5	0,75	19	4775	33,0	19100	132,0	5	130	0,37	0,55
301SN-8	1/2	12,7	0,88	22	4000	28,0	16000	112,0	7	180	0,45	0,67
301SN-10	5/8	15,9	1,00	25	3600	25,0	14400	100,0	8	200	0,52	0,77
301SN-12	3/4	19,1	1,16	30	3100	21,5	12400	86,0	9 1/2	240	0,67	1,00
301SN-16	1	25,4	1,50	38	2400	16,5	9600	66,0	12	300	1,00	1,49

Fonte: Componentes de sistemas hidráulicos – IFRN

Segundo a empresa especializada em hidráulica jotaflex, os tubos condutores de fluido, são facilmente dobrados nos perfis e nos comprimentos requeridos, conseguindo uma menor restrição a vazão, baixas manutenções e um bom desempenho de todo o sistema, com baixas possibilidades de vazamento.

Os tubos condutores mais utilizados em sistemas hidráulicos são fabricados em aço carbono, aço inoxidável e de cobre.

Os tubos em aço carbono são mais empregados em circuitos hidráulicos, por possuírem uma ótima resistência mecânica mesmo operando em elevadas temperaturas;

Já os tubos inoxidáveis são utilizados em casos específicos, onde o custo em que uma elevada resistência a atmosfera corrosiva é necessária ou em casos onde a resistência mecânica seja mantida a altas temperaturas;

Os tubos de cobre são empregados em aplicações que necessitam de pequenos diâmetros internos, com boa resistência a corrosão e fácil manipulação. Não são muito adequados em aplicações com altas pressões, devido ao seu limite de resistência.

A empresa acima ainda cita que os tubos são identificados pelos seus diâmetros externos, internos e pela espessura de sua parede. Esses dados são os

mais relevantes no dimensionamento do tubo e na sua utilização. De uma forma geral, o diâmetro interno é definido de acordo com a vazão, conforme figura 37:

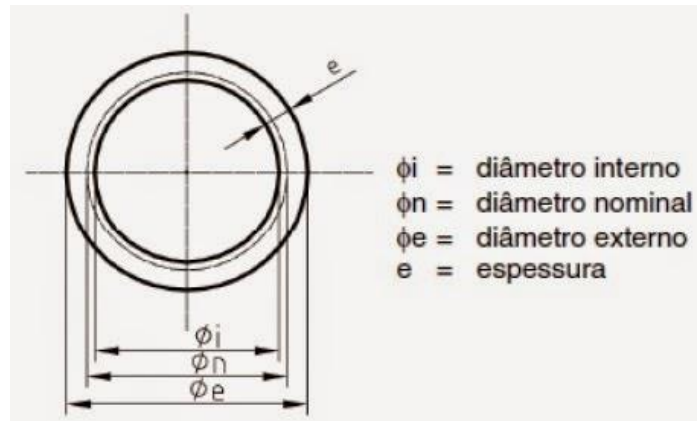


Figura 37: Medição de uma tubulação

Fonte: Parker Hannifin Ind. Com. Ltda.

Reservatório de Fluido Hidráulico

Além da função de armazenar o óleo, os reservatórios também são utilizados para a filtragem do fluido. É também necessário que exista o reservatório para a instalação da bomba hidráulica. Algumas dificuldades podem ser encontradas para quem está projetando um sistema hidráulico quanto ao dimensionamento do reservatório e posicionamento dos elementos e acessórios do mesmo. A fim de solucionar uma das dificuldades, o volume mínimo do reservatório deve ser semelhante ao triplo da vazão da bomba em l/min.

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

A chicana permite que o fluido circule pelo interior do reservatório, evitando que seja succionado pela bomba logo que é descarregado no tanque pela tubulação de descarga. Assim a chicana interrompe a turbulência no tanque, auxiliando a separação de ar e fluido, ajudando a dissipar calor pelas paredes do tanque.

Desde que não tenha problemas quanto à sua posição ou ao seu tamanho, o reservatório pode ser projetado para executar várias funções. É imprescindível que o reservatório apresente, no mínimo, as seguintes características abaixo e mostrado na figura 38:

- Conter uma área para separação do ar do fluido;
- permitir que os contaminadores se acomodem;
- ajudar a dissipar o calor produzido pelo sistema;
- auxiliar a manutenção.

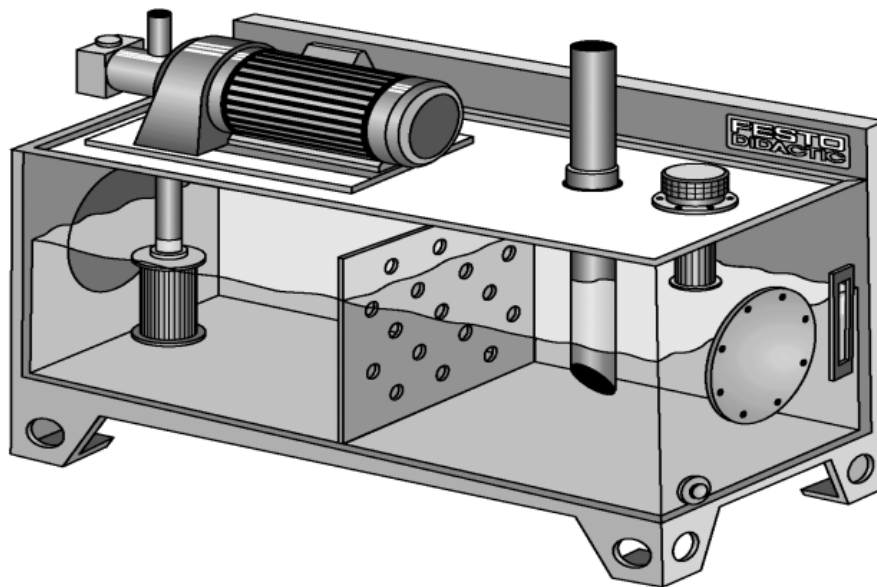


Figura 38: Reservatório de óleo (detalhes construtivos)

Fonte: Automação hidráulica, Fialho - 2003

Óleo Hidráulico

Assim como nosso corpo humano é composto por uma corrente de fluido e esse fluido nos dar força para nossos movimentos e nossas atividades, o óleo pode ser considerado como a corrente sanguínea dos equipamentos e máquinas que se tornam responsáveis por sua lubrificação e movimentação das peças, que possui a função de transferir a energia para os maquinários hidráulicos. Esses são um dos motivos tão importantes do estudo do tipo de óleo utilizado em máquinas e/ou equipamentos hidráulicos. Os fluidos incluem óleo mineral, sintético, água e etc.

A grande maioria dos óleos hidráulicos são fabricados com óleos minerais por motivo econômico, logo são os mais usados nos circuitos hidráulicos. Esses fluidos para atender tais demandas são adicionados variedade de outros produtos, os chamados aditivos, por exemplo: antioxidantes, inibidores de corrosão, aditivos para

extrema pressão e etc. Óleo mineral aditivo, esses são os fluidos mais utilizados, mas por se tratarem de adição de alguns componentes o mesmo possui um custo mais elevado que os não-aditivos.

Os óleos minerais não-aditivos devido ao seu custo inferior, o mesmo pode ser empregado em circuitos abertos, podendo existir até perda de óleo e podem ser utilizados em serviços com baixas pressões.

As principais características dos óleos minerais de acordo com Maurício A. Contadini (2013, p. 07), são:

- utilizados em amplas faixas de temperatura.
- suportam altos valores de cargas e evitando excessivos desgastes, possuindo assim boas características lubrificantes.
- protegem as superfícies contra oxidação e corrosão.
- tem ótimas características de fluidez para temperaturas baixas
- tem custo baixo em comparação aos demais.

Os óleos sintéticos hidráulicos diferentemente dos óleos minerais, estes por sua vez são fabricados artificialmente por isso possuem uma boa relação enquanto a viscosidade e temperatura, possuindo boas propriedades de lubrificação.

Já os óleos que realizam emulsões em água são usados apenas para projetos que envolvem água. Segundo Maurício A. Contadini em seu trabalho de graduação em engenharia mecânica (2013, p. 06), com a adição do óleo na água na proporção de 1 a 5% do volume do óleo, melhora as propriedades lubrificantes e protege os componentes. A faixa de temperatura de operação dessa emulsão de óleo em água é limitada até 65°C.

Instrumentos Indicadores

Segundo o professor J. Antônio (2012), os instrumentos mais utilizados em pneumática e hidráulica são: Manômetro, Vacuômetro e Termômetro.

I) Manômetro

Os manômetros são aparelhos usados para indicar e medir a intensidade de pressão, seja de óleo hidráulico ou ar comprimido. Sendo um instrumento que mede a diferença de pressão. Existem dois modelos principais de manômetros segundo a apostila de hidráulica da CEFET-BA, autoria de Marcio Rodrigues (2008, p. 3), são eles:

- tipo de Bourdon
- núcleo Móvel

- Manômetro de Bourdon

Este manômetro consiste em uma escala calibrada circular sobre o qual rotaciona um ponteiro que indica o valor de dada pressão, esse ponteiro está ligado a algumas pequenas engrenagens.

O tubo de bourdon possui todo esse conjunto, o tubo possui a sua forma em “C” e é recurvado e fechado em uma das suas extremidades, a pressão passa pelo tubo, logo o mesmo tende se a endireitar elasticamente, assim movendo as engrenagens e assim movimentando o ponteiro indicador sobre a escala, esse movimento é correspondente ao movimento do tubo que se estica, mostrando o valor da pressão.

Segundo a Apostila Tecnologia Hidráulica Industrial, da empresa especializada neste ramo, Parker (2007, p. 43), os manômetros de Bourdon possuem ótima precisão com valores de 0,1 a 3% da escala, conforme figura 39:

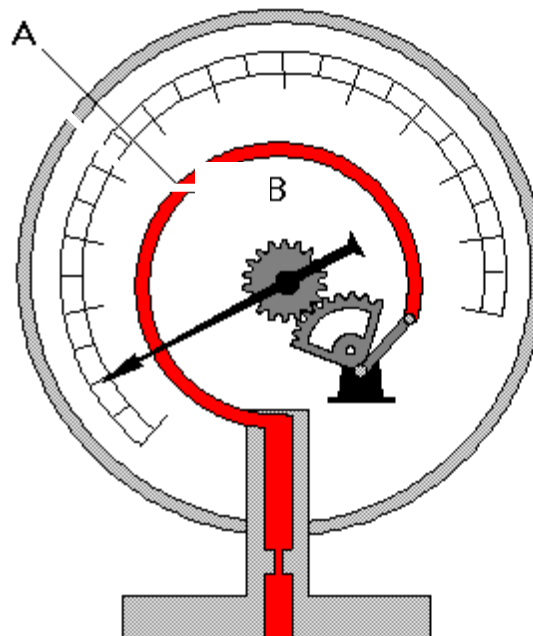


Figura 39: Manômetro de Bourdon

Fonte: Apostila de Hidráulica – CEFET - BA

- Manômetro de núcleo móvel

Consistindo em um núcleo conectado ao sistema de pressão, juntamente com um ponteiro e escala graduada em kgf/cm^2 e principalmente consistindo em uma mola de retração, que conforme o valor de pressão aumente, a mola é retraída pelo núcleo, este funcionamento faz com o que movimenta o ponteiro que está ligada ao núcleo e assim registra o valor da pressão, conforme mostra a figura 40 abaixo:

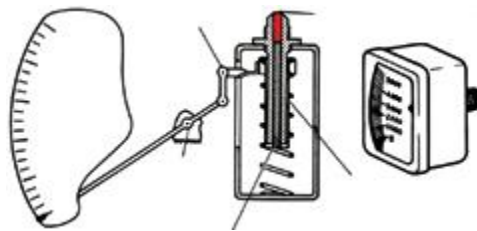


Figura 40: Manômetro de núcleo móvel

Fonte: Apostila Parker Hannifin Ind. Com. Ltda

II) Vacuômetro

De acordo com a Apostila Tecnologia Hidráulica Industrial (2007, p. 53), vacuômetro denomina-se um instrumento que mede a pressão que esteja inferior a pressão atmosférica. Podendo ser considerado tipo de manômetro utilizado para medições de baixas pressões próximo ao vácuo, conforme figura 41:



Figura 41: Vacuômetro

Fonte: Casa da Caldeira

III) Termômetro

De acordo com J. Antônio (2012, p. 11), termômetro industrial pode ser definido como um instrumento de medição que apresenta a temperatura do fluido, conforme figura 42:



Figura 42: Termômetro industrial

Fonte: Apostila hidráulica, pneumática, noções de comandos elétricos, eletropneumática e eletrohidráulica

Vedação

Para um adequado funcionamento e desempenho dos equipamentos e instalações de muitos setores é de suma importância que se faça uma adequada vedação industrial, pois o vazamento de fluidos através das uniões das tubulações é muito comum nas linhas de produção das indústrias.

Se faz necessário uma correta especificação do vedante mecânico que possa resistir as ações mecânicas e químicas do produto e das instalações de produção, pois caso como citado acima é muito normal ao longo dia nas fábricas.

Existem muitos tipos de elementos de vedação, devido a importância desse segmento para o correto funcionamento de equipamentos industriais, com isso muitas empresas se especializaram na fabricação e distribuição desses elementos, pois são fundamentais em qualquer indústria, principalmente as que utilizam instalações e equipamentos pneumáticos e hidráulicos em seus sistemas de produção.

Listaremos a seguir alguns dos principais elementos de vedação.

I) Acoplamentos

Em motores e redutores industriais tem a função de acabar com os ruídos excessivos, vibrações ou choques mecânicos no instante do acionamento, os acoplamentos são muito utilizados e fundamentais como elementos de vedação. Podem ser rígidos, flexíveis ou especiais, podem ser ou não lubrificáveis e são confeccionados em poliuretano (PU), conforme figura 43:



Figura 43: Acoplamentos

Fonte: Apostila SKF hidráulica

II) Anéis Raspadores

Os anéis raspadores têm a função de remover poeiras, sujidades e partículas que possam grudar nas hastes dos sistemas pneumáticos ou hidráulicos, essa limpeza protege os sistemas mecânicos de possíveis danos, conforme figura 44:



Figura 44: Anel raspador

Fonte: Apostila fluipress automação industrial - 2006

III) Anéis de Vedação (O'Rings)

Possuem a aparência de anel com seção transversal redonda "O", utilizados para vedação em sistemas estáticos ou dinâmicos, são produzidos em muitos tipos de materiais, padrões e normas dimensionais, especificamente DIN e JIS, conforme figura 45:

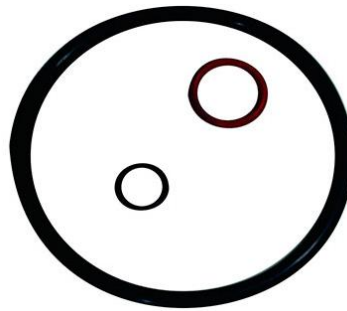


Figura 45: Anel de Vedação O'ring

Fonte: Esflex vedações

IV) Gaxetas

São elementos de vedação em sistemas de deslocamento axial de elevada ou baixa pressão, disponibilizadas em materiais diferenciados para aplicação em sistemas pneumáticos e hidráulicos. O modelo da gaxeta necessita da pressão e da temperatura no local que será utilizada. O perfil das gaxetas propicia vedação através da pressão produzida pelo fluido hidráulico contra a parede do cilindro ou haste, conforme mostra figura 46:



Figura 46: Gaxeta de vedação

Fonte: Soluções industriais

V) Gaxetas Chevron

São gaxetas que tem forma de “V”, colocadas e sustentadas por anéis superiores e inferiores para acionar as hastes e os pistões hidráulicos em sistemas de elevada pressão, em empregos onde as gaxetas comuns de borracha não resistem a estas condições. Podem ser cobertas com grafite para baixar o coeficiente de atrito, sem prejudicar a vedação. Pertinente a sua robustez, são empregadas em equipamentos hidráulicos onde as situações de serviços são severas, como por exemplo, prensas hidráulicas e máquinas agrícolas, conforme figura 47:

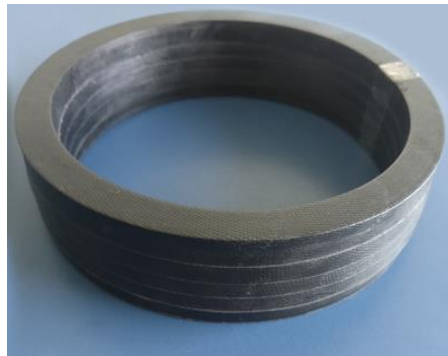


Figura 47: Gaxeta chevron

Fonte: Manneflon soluções em vedação

VI) Retentores

São componentes dinâmicos de vedação, que apresentam chapa metálica interna ou externa em aço carbono ou aço inoxidável e mola helicoidal, assegurando rigidez e firmeza na vedação de sistemas com deslocamento radial. Os retentores podem ser produzidos com lábio raspador, paralisando a filtração de fragmentos externos no alojamento e na haste. O tipo e material do retentor, necessita da pressão, temperatura e velocidade angular do sistema no qual será colocado, conforme figura 48:



Figura 48: Retentores

Fonte: Rolamento radial

2.4 Intensificador de Pressão

Precisamos entender antes de qualquer dimensionamento, cálculo e qualquer análise do intensificador de pressão, o que é um intensificador, logo se faz necessário uma explanação teórica sobre a definição, objetivos, bem como suas peculiaridades.

Sendo assim abaixo se refere ao embasamento teórico que está diretamente envolvido com o projeto em aplicação, para assim facilitar o entendimento dos dimensionamentos e análises que constam no próximo capítulo.

O intensificador de pressão pode ser definido segundo a apostila Tecnologia Hidráulica Industrial, da empresa especializada neste ramo, Parker (2007, p. 17), como um dispositivo que é ligado a uma máquina hidráulica, consistindo em uma carcaça contendo um orifício de entrada e saída, com um êmbolo de área maior, cuja haste está acoplada ou ligada a outro êmbolo, com uma área menor, a câmara entre os dois êmbolos dispõe de um orifício de descompressão.

De acordo com o catálogo da empresa especializada no ramo, GHPC (2018), o intensificador de pressão ou também chamado de multiplicador de pressão, tem o objetivo de aumentar a quantidade de pressão de um mecanismo, obtendo valores maiores de pressão na saída do mecanismo comparando com a entrada do mesmo, por meio dos êmbolos mencionado.

- funcionamento:

O intensificador recebe uma pressão no orifício de entrada, essa pressão é intensificada ou multiplicada por êmbolos, recebendo a pressão hidráulica sobre o êmbolo de maior área e empurrando em um êmbolo de menor área, tendo o

princípio de funcionamento através desses dois êmbolos que empurram o fluido para assim aumentar a pressão de saída.

A pressão de saída é regulada de acordo com a necessidade por meio de reguladores de pressão montado na entrada. Através do movimento de pressão do êmbolo pode ocorrer vácuo, para isso em alguns intensificadores utilizam uma saída de ar, assim quando o sistema alcança a pressão desejada o mesmo para de atuar.

Utilizando-se de um exemplo da apostila Tecnologia Hidráulica Industrial, Parker (2007, p. 17), se possuímos um intensificador de pressão com uma área (A_1) de 140 cm^2 , e aplicarmos uma pressão de 35 bar, obteremos uma força (F_1) de 4900 kgf, sendo assim:

Teremos uma pressão (P_2) multiplicada no estágio final para 98 bar considerando a área (A_2) 50 cm^2 , conforme mostra a figura 49:

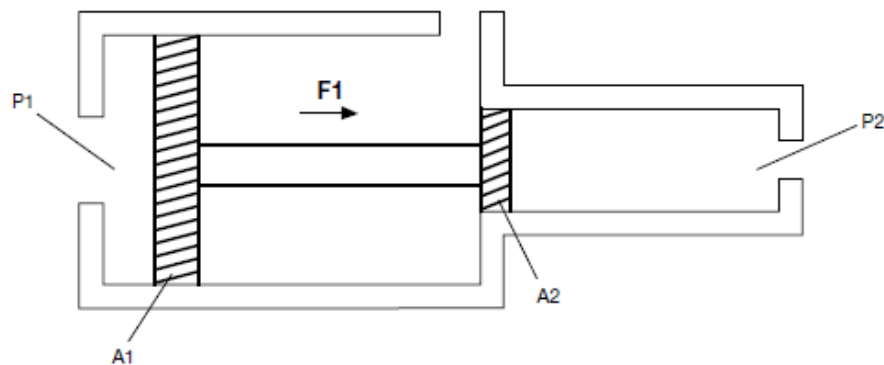


Figura 49: Imagem ilustrativa de um intensificador de pressão

Fonte: Apostila Parker Hannifin Ind. Com. Ltda

$$F = P \cdot A \quad (8)$$

$$P_1 = 35\text{bar} \quad A_1 = 140 \text{ cm}^2 \quad \text{portanto } F_1 = 4900 \text{ Kgf}$$

$$F_1 = 4900 \text{ Kgf} \quad A_2 = 50 \text{ cm}^2 \quad \text{logo } P_2 = 98\text{bar}$$

Analisando os resultados obtidos no exemplo proposto na apostila de consulta, vimos que a pressão de saída do intensificador aumentou 2,8 vezes comparado com a pressão de entrada, isso reduzindo 65% da área inicial do êmbolo.

Segundo Rogério Gonçalves (2018), destaca como desvantagem que o dispositivo não pode criar pressão além do primeiro curso, logo os sistemas que precisam mais de um curso não podem ser empregados este dispositivo. O trabalho que o intensificador emprega não pode ser usado para substituição de um

compressor, sua aplicação se destina apenas em aumentar uma força. Como uma vantagem técnica, além do aumento de pressão, o intensificador pode reduzir o tamanho do cilindro, reduzindo sua área para uma dada pressão. Um multiplicador é bastante utilizado em grandes sistemas hidráulicos, é raro o emprego em pequenos sistemas de acordo com Rogério Gonçalves (2018).

- Simbologia:

Abaixo segue algumas simbologias utilizadas pela norma ABNT de elementos e sistemas hidráulicos e pneumáticos que se refere a intensificadores de pressão, conforme figuras 50,51,52 e 53:

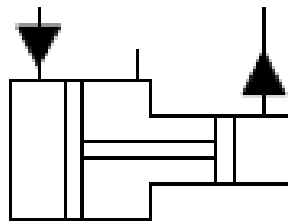


Figura 50: Intensificador de pressão hidráulico

Fonte: Componentes e sistemas hidráulicos e pneumáticos: símbolos e diagramas de circuitos - ABNT

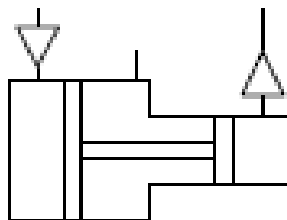


Figura 51: Intensificador de pressão pneumático

Fonte: Componentes e sistemas hidráulicos e pneumáticos: símbolos e diagramas de circuitos - ABNT

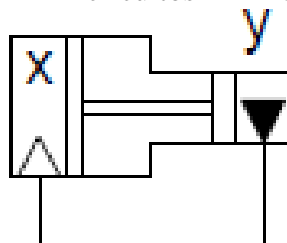


Figura 52: Intensificador de pressão para dois tipos de fluidos, ação simples

Fonte: Componentes e sistemas hidráulicos e pneumáticos: símbolos e diagramas de circuitos - ABNT

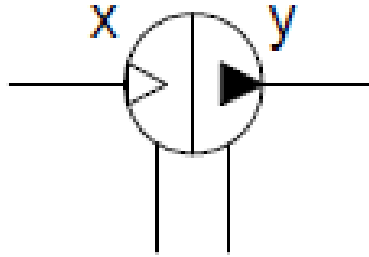


Figura 53: Intensificador de pressão para dois tipos de fluidos, ação contínua

Fonte: Componentes e sistemas hidráulicos e pneumáticos: símbolos e diagramas de circuitos - ABNT

2.5 Normas Técnicas

Listaremos a seguir de maneira abrangente as principais normas empregadas no projeto mecânico do intensificador de pressão.

As normas apresentadas aqui não possuem o intuito de simplificar o projeto do intensificador e nem o padronizar, mas se faz a necessidade de utilização da norma para que não haja algum descuido com a segurança durante seu dimensionamento e utilização do mesmo, garantindo as mínimas condições possíveis para a boa operação. Sendo assim, se faz jus que o comprometimento com a norma diminui o risco de qualquer acidente.

É importante mencionar que nesta etapa estaremos abrangendo as principais normas e que para um completo entendimento é necessário um aprofundamento no estudo sobre as mesmas.

Código ASME, seção VIII

A norma ASME é umas das fundamentais normas para a realização de um projeto voltado para vasos de pressão. Esta é dividida em Divisão 1 e 2, no qual abrange todas as informações relevantes para se projetar com segurança torres e vasos de pressão.

Sua aplicação é relacionada a dois fatores fundamentais em qualquer processo de desenvolvimento: redução de custos e agilidade de projeto.

A ASME por ser uma norma extensa e longa, além de ser complexa, pode ser uma base para a criação de outras, que são sínteses de partes específicas.

A pesquisa dessa norma é feita para complementação a qualquer outra, abrangendo os seguintes aspectos, mostrados abaixo:

- cálculos para design;
- especificações para materiais;
- estudos de tensões;
- estudo sobre tratamentos térmicos;
- inspeções;
- fabricação em geral;
- processos de soldagem.

Norma ISO 3320:2013

Estabelece uma série métrica de diâmetros de haste de cilindro e de pistão usados em cilindros pneumáticos e hidráulicos, e específica para cada par de diâmetros uma relação padrão correspondente entre as áreas úteis.

Aplica-se apenas aos critérios dimensionais dos produtos fabricados em conformidade com a norma ISO 3320:2013; não se aplica às suas características funcionais.

Norma ISO 6022:2006

Estabelece dimensões de montagem para cilindros hidráulicos para uso em 25 MPa (250 bar), conforme exigido para permutabilidade destes cilindros.

ABNT NBR 13444:1995

Por sua vez essa norma padroniza os cilindros hidráulicos de simples haste, série com pressões de 25 Mpa (250 bar), usado como uma base a norma internacional ISO 3322, nos Ø 40 mm a 500 mm para as suas dimensões básicas e acessórios de montagem, o acoplamento dos cilindros hidráulicos, para pressão máxima de trabalho de 25Mpa (250 bar), não abrange a variação de pressão, ou seja, picos de pressão.

ABNT NBR 8883:2008

Esta norma padroniza os requisitos para o dimensionamento e a fabricação de hidráulica. Possuindo as características de aplicação em acionamentos dinâmicos por cilindros e em comportas, assim como outros componentes como: tubulações, vigas pescadoras, hastes, travas, suportes e etc.

Obs.: Vale ressaltar que as normas ISSO 6022:2006 e NBR 13444:1995 são mais aplicáveis a projetos de cilindros hidráulicos de haste simples que atingem uma pressão de até 250 bar, que não é o caso do projeto aqui proposto, que em teste atingiu a pressão de 1600 bar. Contudo foi relevante mencionar essa norma para fins didáticos.

3 METODOLOGIA

Neste item são apresentadas as principais metodologias para o projeto em questão, após colher todas as informações sobre o assunto, conforme a revisão bibliográfica realizada no estudo.

Essa metodologia aborda como será dividido o projeto para a realização do dimensionamento, assim como o passo a passo para a montagem. O projeto foi dividido conforme o fluxograma da figura 54 abaixo:

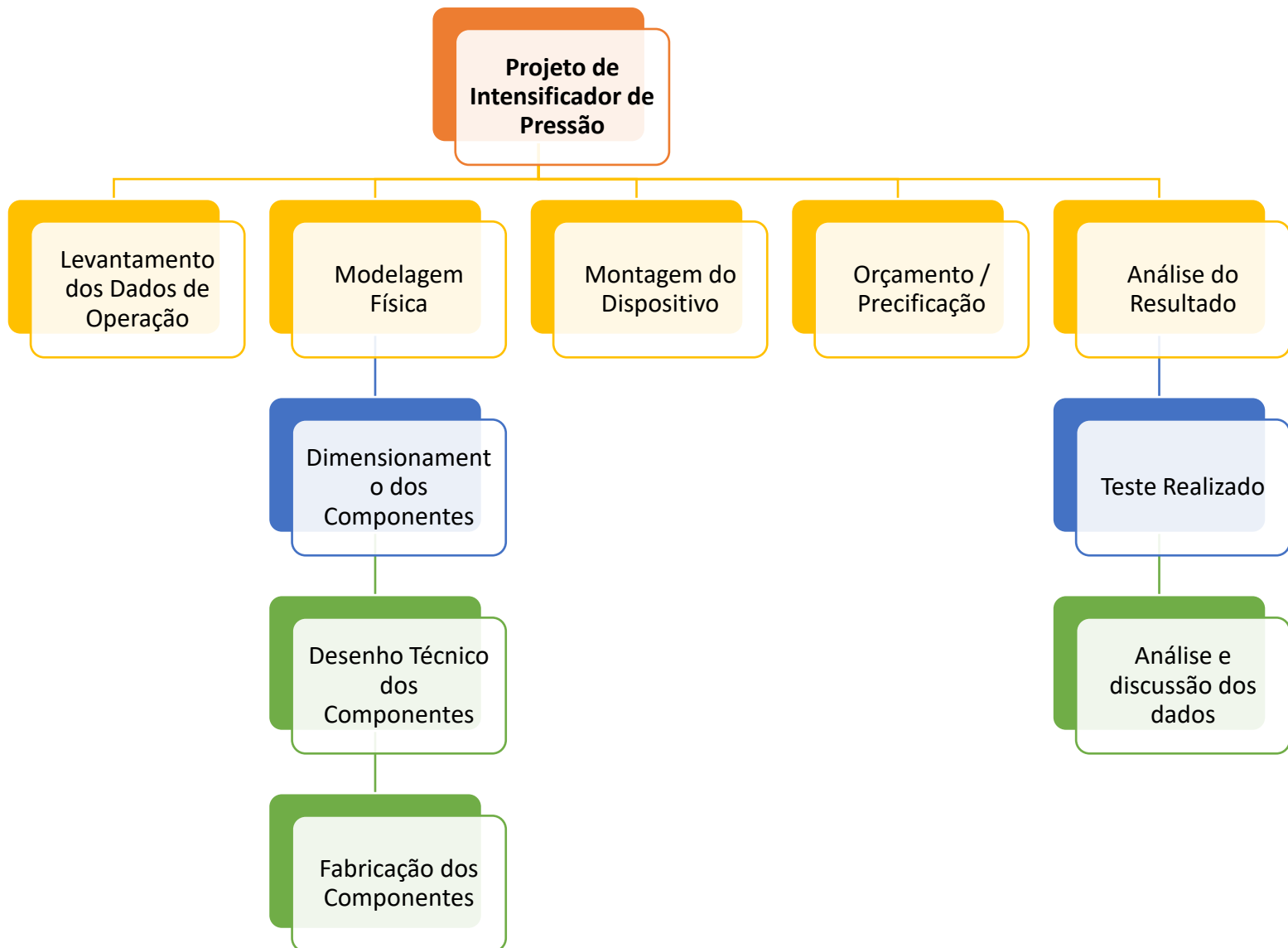


Figura 54: Metodologia do Projeto

Fonte: Elaborado pelo autor

Abaixo segue o fluxograma apresentando a sequência utilizada durante o projeto, seguindo os itens correspondentes da figura 55.

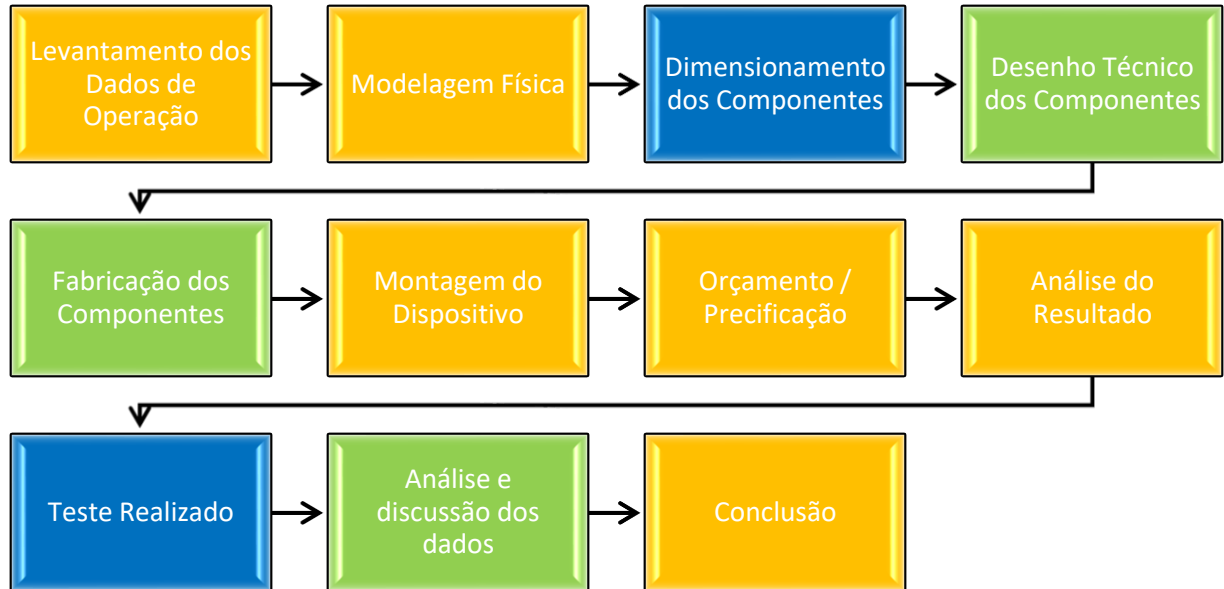


Figura 55: Metodologia sequencial do projeto

Fonte: Elaborado pelo autor

4 DESENVOLVIMENTO

4.1 Levantamento dos dados de operação

Essa etapa do projeto de otimização da unidade hidráulica através de um intensificador de pressão é uma etapa inicial onde consiste na determinação dos dados que são relativos ao desempenho do intensificador de pressão, tendo o embasamento teórico já realizado no capítulo II.

Essas determinações dos dados de operação serão tratadas através das especificações técnicas dos equipamentos hidráulicos que a empresa já possui e que serão utilizados para o funcionamento do intensificador, ou seja, nesta etapa todas as máquinas e equipamentos que estão ligadas diretamente ou indiretamente ao bom desempenho do multiplicador estaremos mencionando neste item, com todas as informações necessárias. Esse levantamento dos dados de operação das máquinas e/ou equipamentos são primordiais para o desenvolvimento do projeto.

Especificação técnica da bomba hidráulica

De acordo com a revisão bibliográfica feito no capítulo II, sobre Bombas Hidráulicas, ficou definido a utilização de uma bomba, do modelo de pistão axial de alta pressão instalada na unidade hidráulica com a finalidade de transformar energia mecânica em hidráulica.

O modelo de pistão axial é adequado para utilização industrial e auxiliou na utilização do intensificador de pressão para efetuar o teste hidrostático, conforme figura 56:



Figura 56: Bomba de pistão axial da unidade hidráulica

Fonte: Catálogo Parker HY11-3243/UK

Abaixo na tabela 4, estão as informações técnicas da bomba fornecidas pelo fabricante, onde é de extrema importância o conhecimento do equipamento para a determinação da utilização adequada do mesmo.

Tabela 4: Dados técnicos da bomba hidráulica de pistão axial

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Tipo de fluido	Óleo hidráulico
Deslocamento máximo (cm ³ / rev)	130
Deslocamento máximo (in ³ / rev)	7,93
Fluxo máximo (gpm)	66
Fluxo máximo (l / min)	250
Temperatura máxima do fluido (°C)	120
Temperatura máxima do fluido (°F)	248
Temperatura mínima do fluido (°C)	-40
Temperatura mínima do fluido (°F)	-40
Pressão máxima de operação (bar)	420
Pressão máxima de operação (psi)	6090
Velocidade máxima (rpm)	3000
Viscosidade máxima (sus)	1866
Viscosidade mínima (sus)	47
Peso máximo (kg)	27
Peso máximo (lbs)	59,4
Local de conexão	Conexões traseiras
Tecnologia de bomba	Pistão / hidrostático
Tipo de bomba	VARIÁVEL
Ângulo de rotação	No sentido horário No sentido anti-horário

Fonte: Elaborado pelo autor

Especificação técnica do motor hidráulico

Com base na revisão bibliográfica feita no capítulo II, sobre os principais motores utilizados na hidráulica, no projeto em questão foi utilizado apenas um motor hidráulico de indução - gaiola, com o objetivo de acionar a bomba da unidade hidráulica, conforme figura 57:

Tabela 5: Dados técnicos do motor hidráulico

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Frequência	60Hz
Potência	11 kW (15 HP-cv)
Categoria	N
Classe de isolamento	F
Elevação de Temperatura	80 K
Temperatura ambiente	-20°C a +40°C
Tensão nominal	220/380 V
Fator de serviço	1.15
Corrente nominal	39.3/22.8 A
Ip/In	8.3
Grau de Proteção	IP55
Rotação nominal	1755 rpm

Fonte: Elaborado pelo autor



Figura 57: Identificação do motor hidráulico

Fonte: Elaborado pelo Autor

Especificação técnica das válvulas

Conforme a revisão bibliográfica feita no capítulo II, sobre os principais modelos de válvulas utilizado na hidráulica, no projeto em questão foi utilizado apenas uma válvula direcional. Onde a mesma é fixada em uma placa base, onde faz uma conexão direta com as portas da montagem. O componente hidráulico realiza funções precisas ao direcionar os deslocamentos de avanço e retorno do fluxo do sistema e também, a rotação dos motores. Sua pressão máxima é de até 250 bar, utilizando o fluido hidráulico ISO VG 68 já especificado no trabalho, e sua máxima vazão é de até 95 l/min, de acordo com o carretel utilizado. seu

acionamento é por solenoide onde a válvula é operada por quatro vias de controle de direção e três posições, com dois objetivos principais, no caso do teste utilizando o intensificador de pressão é direcionar o fluxo de óleo do reservatório da unidade para o intensificador, possibilitando o início do teste. Após o teste a válvula é aberta, trocando sua posição para tanque, aliviando a pressão do sistema, onde faz com que a própria pressão do intensificador retorne o fluido para o reservatório estabilizando a pressão do sistema, conforme mostra a figura 58:



Figura 58: Válvula utilizada na UH

Fonte: Elaborado pelo autor

Especificação técnica do filtro hidráulico

Com base na revisão bibliográfica feita no capítulo II, sobre os principais Filtros utilizados na hidráulica, no projeto em questão foi utilizado filtro de retorno, modelo UE310AP20Z, que impede qualquer impureza de retornar ao reservatório de óleo durante o funcionamento da unidade hidráulica, conforme figura 59:

Tabela 6: Dados técnicos do filtro hidráulico

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Série	UE310
Modelo de filtro	UE310AP20Z
Filtração fina	5 microns
Comprimento	20"
Faixa de Temperatura	-29°C a +120°C

Fonte: Elaborado pelo autor

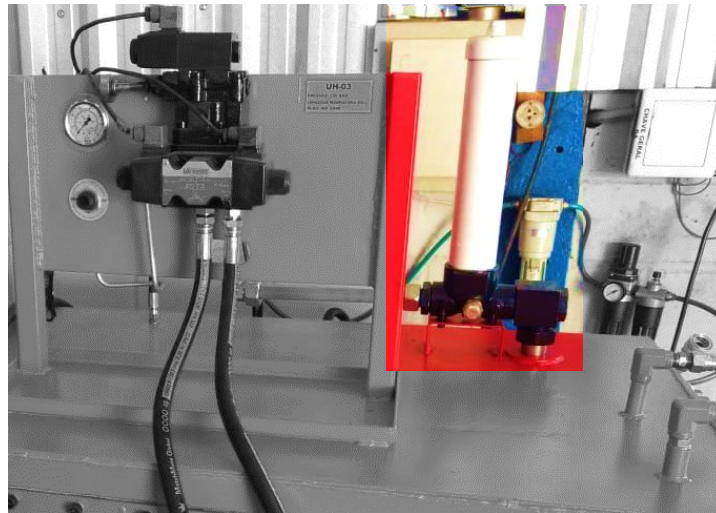


Figura 59: Filtro hidráulico utilizada na UH

Fonte: Elaborado pelo autor

Especificação técnica dos conectores

Conforme a revisão bibliográfica feita no capítulo II, sobre condutores hidráulicos, no projeto em questão foi utilizado um método alternativo de transferência de fluxo pressurizado, devido ao elevado valor da pressão de teste de 1600 bar.

No lugar da tradicional mangueira foi utilizado um tubo de ¼” de inox 316, com capacidade de pressurização de até 25.000 PSI, com duas porcas modelo GLAND de inox 316 e dois calares de ¼” também do mesmo material com o objetivo de fazer a vedação mecânica do sistema de ligação do intensificador com a peça a ser testada, conforme mostra a figura 60 abaixo:



Figura 60: Conector de ligação utilizado na UH

Fonte: Elaborado pelo autor

Especificação técnica do reservatório de óleo

Com base na revisão bibliográfica feita no capítulo II, sobre reservatório de óleo, no projeto em questão foi utilizado o reservatório do modelo convencional que

possui uma chicana para evitar a turbulência do óleo no interior do reservatório, conforme figura 61:

Tabela 7: Dados técnicos do reservatório de óleo

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Modelo de reservatório	Convencional
Capacidade	600 litros
Chicana	Sim

Fonte: Elaborado pelo autor

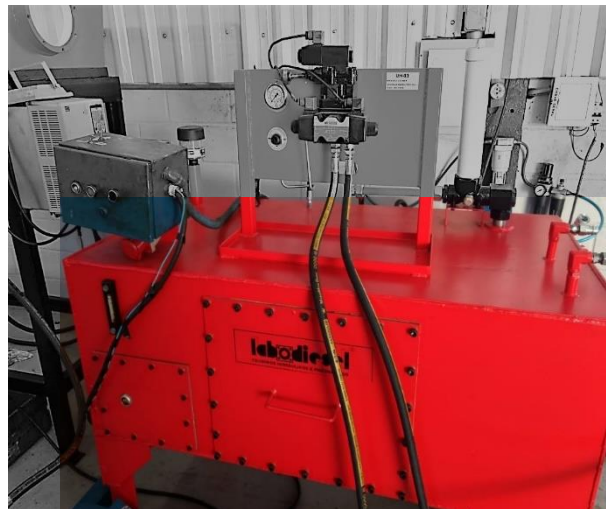


Figura 61: Reservatório hidráulico utilizado na UH

Fonte: Elaborado pelo autor

Especificação técnica do óleo

Com a revisão bibliográfica feita no capítulo II, sobre os óleos hidráulicos podemos concluir que o óleo mineral obtém o maior custo benefício para uma empresa que trabalha no ramo hidráulico comparado as demais categorias de óleos.

Para a otimização da unidade hidráulica com a utilização do intensificador, a empresa utilizou o mesmo óleo que costuma usar na maioria de seus equipamentos hidráulicos, o óleo mineral ISO VG 68, conhecido comercialmente pela designação de Shell Tellus S2M68, de acordo com a figura 62:

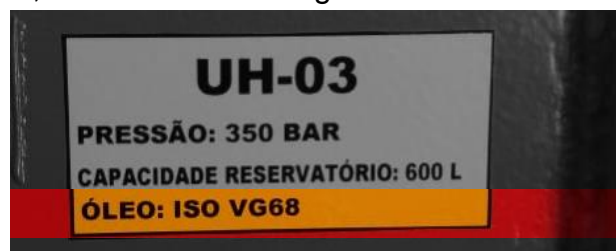


Figura 62: Identificação do tipo de óleo da UH

Fonte: Elaborado pelo autor

O óleo hidráulico ISO VG 68 é um óleo mineral, indicado para lubrificação de sistemas hidráulicos, em equipamentos industriais e até mesmo usado em alguns veículos. Abaixo serão apresentadas algumas especificações conforme catálogos, podemos assim avaliar a tabela 8, apresentado abaixo.

Tabela 8: Dados técnicos do óleo

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Viscosidade Cinemática	1040 (cSt) à 0°C
	68 (cSt) à 40°C
	8,6 (cSt) à 100°C
Densidade	0,886 Kg/l à 15°C

Fonte: Elaborado pelo autor

Especificação técnica do instrumento indicador

Com a revisão bibliográfica feita no capítulo II, sobre os principais instrumentos indicador utilizado na hidráulica, no projeto em questão foi utilizado apenas um manômetro no intensificador, com o objetivo de medir a pressão obtida em todo o processo de multiplicação da pressão na saída. O manômetro é acoplado na conexão localizado na extremidade superior do intensificador, medindo a pressão exercida pelo cilindro de área menor, conforme mostra a figura 63:

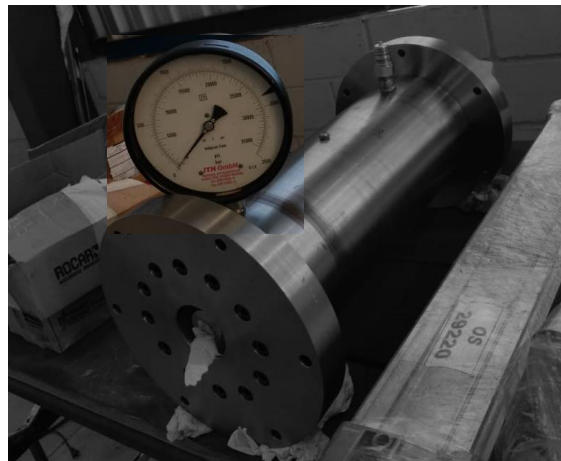


Figura 63: Localização do manômetro

Fonte: Elaborado pelo autor

O manômetro utilizado é do tipo Bourdon, tendo escala na unidade de psi e bar, possuindo os limites de 35000psi e 2500bar de pressão. Instrumento de alta precisão, indicado para testes, laboratórios, serviços de inspeção e etc. Abaixo na tabela 9, serão apresentadas algumas especificações conforme catálogos.

Tabela 9: Dados Técnicos do Manômetro

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Caixa	Aço Inox AISI-304
Soquete	Aço Inox AISI-316
Elemento Sensor	Ligas de Cobre
Visor	Visor Plano
Temperatura	-20 à +60 °C
Faixas de Pressão	0 à 35000psi / 0 à 2500bar
Diâmetro	160 mm

Fonte: Elaborado pelo Autor

Vale salientar que na UH (Unidade Hidráulica) é usado mais dois instrumentos indicadores. Na mesma possui um manômetro, conforme imagem abaixo e um termômetro para um acompanhamento da temperatura do fluido.

O manômetro em questão utilizado na UH também é do tipo Bourdon, tendo escala na unidade de psi e bar, possuindo os limites de 10000psi e 700bar de pressão com caixa em aço inoxidável. O termômetro acoplado a UH, possui a escala em °C e °F, ambos com máximo valor de 80°, conforme figura 64 abaixo:



Figura 64: Manômetro e termômetro utilizado na UH

Fonte: Elaborado pelo autor

Especificação técnica da vedação

De acordo com a revisão bibliográfica feita no capítulo II, os elementos vedantes são de extrema importância na área da hidráulica devido a sua aplicação.

No intensificador de pressão foram utilizados dois tipos de vedações com características específicas para suportar as condições de trabalho solicitada pelo cliente, que são:

- anéis *o´rings* de borracha
- tetrafluoretileno (PTFE)

Os *o´rings* utilizados no teste com o auxílio do intensificador de pressão, são de borracha nitrílica, cuja especificações do fabricante segue na tabela abaixo.

Tabela 10: Dados técnicos do fabricante de o'ring

Composto Parker	Polímero Básico	Dureza Shore "A"	Resistência à temperatura em serviço	Designação ASTM D 2000 ou SAE J 200	Aplicação / uso recomendado e especificação	Classe de contração
C 3002-70B	Policloropreno (CR)	70	-42 à +120°C	M3BC 710 A14 B14 EO14 EO34	Freon 12, água salgada, óleos minerais, Ozônio.	AN
E 3293-80B	Etileno Propileno (EPDM)	80	-56 à +120°C	M2AA 810 A13 F17 EA14	Ester-fosfatados, vapor, ar, água, ácidos diluídos e alcalinos.	AN
N 3000-70B	Nitrílica (NBR)	70	-34 à +120°C	M2BG 714 B14 B34 EO14 EO34 EF11 EF21 EA14	Óleos minerais, fluidos hidráulicos, ar, gasolina, Freon 11	AN
N 3006-90B	Nitrílica (NBR)	90	-34 à +120°C	M7BG 910 B14 EO14 EO34 EF11 EF21 EA14	Óleos minerais, fluidos hidráulicos, ar, gasolina, grande resistência a extrusão	-1
S 3018-70B	Silicone (Si ou MVQ)	70	-54 à +232°C	M3GE 705 A19 B37 EO16 EO36 F19 G11 EA14	Ar e gases, aplicação estática unicamente.	AN
V 3247-75B	Fluorcarbono (FKM)	75	-26 à +204°C	M2HK 810 A1- 10 B37 B38 EF31 F15 EO78 Z1	Óleos a alta temperatura, solventes aromáticos, serviços químicos.	+4

Fonte: Manual de o'ring catálogo 5700 parker

O elemento vedante utilizado tanto no êmbolo quanto nos cabeçotes, é um polímero termoplástico a base de tetrafluoretileno (PTFE) cinza com 40% de bronze, que tem um desempenho significativo na resistência ao desgaste e boa força a compressão.

Esse modelo de vedação é muito utilizado na área da hidráulica com uma montagem específica para elevadas pressões, onde o PTFE é montado sobreposto ao anel o'ring. Devido suas vantagens como baixo coeficiente de fricção, ampla faixa de temperatura e auto lubrificação, é primordial em equipamentos dinâmicos, como no caso do intensificador de pressão, onde existe um deslocamento longitudinal dos êmbolos, com a vedação em contato direto com a camisa e com o sistema altamente pressurizado, conforme mostra a figura 65 abaixo:



Figura 65: Vedações utilizadas nos êmbolos e cabeçotes

Fonte: Elaborado pelo autor

Abaixo na tabela 11, segue algumas informações necessárias para utilização desse modelo de vedação no teste hidrostático utilizando o intensificador de pressão.

Tabela 11: Dados técnicos das vedações

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Material	PTFE CINZA
Baixo coeficiente de atrito	Auto lubrificante
Dureza	63 shore D
Tração	15 N/mm ²
Alongamento	280%
Peso específico	2,3 g/cm ³
Temperatura mínima	-200°C
Temperatura máxima	260°C
Módulo de elasticidade	1320 N/mm ²

Fonte: Catálogo Engedráulica Vedações de Alta Performance

Especificação técnica da peça analisada

Conforme mencionado na apresentação e contextualização do tema, o projeto de Intensificador de Pressão se fez necessário a partir de uma solicitação de teste hidrostático em uma peça. Essa peça analisada é um dispositivo mecânico que se aplica em trabalhos de perfurações de poços, ou seja, trabalho que exige alta resistência a pressões elevadas já que se faz trabalhos submersos, sendo imprescindível que as vedações da peça suportem as pressões solicitadas, conforme figura 66:



Figura 66: Peça analisada

Fonte: Elaborado pelo autor

Abaixo na tabela 12 e 13, serão listadas todas as informações técnicas referente a peça que será analisada e as propriedades mecânicas do material empregado na peça.

Tabela 12: Dados técnicos da peça analisada

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS	
Faixa de Pressão de Teste	1400bar à 1600bar
Material	S13Cr – Super Cromo 13
Peso	70,37Kg

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 13: Propriedades mecânicas da peça analisada

PROPRIEDADES MECÂNICAS	
Limite Elástico	110Ksi ~ 758Mpa
Resistencia à Tração	862Mpa
Dureza	32HRC

Fonte: Elaborado pelo autor

4.2 Modelagem física

Nesta etapa será abordado todo o dimensionamento dos componentes do Intensificador de Pressão, bem como todas as suas informações, como os desenhos técnicos dos componentes e os processos de fabricação utilizados para produzir o multiplicador, abordando os tipos de materiais usados na realização do mesmo.

Dimensionamento dos componentes

Com as especificações técnicas identificadas anteriormente, foi possível focar no dimensionamento em si do Intensificador de Pressão, dimensionando o atuador do dispositivo, dimensionando a camisa, dos parafusos e peso do dispositivo.

Mas seguindo como base todos os projetos de cilindros ou atuadores é iniciado seus dimensionamentos a partir de alguns *Inputs* como dado de entrada para o desenrolar do dimensionamento. No caso desse projeto não será diferente, já que para começarmos o dimensionamento precisamos dos dados iniciais. Abaixo na tabela 14, foram listadas todas as informações iniciais do projeto do intensificador de pressão, obedecendo a norma DIN ISO 3320:

Obs.: O projeto em questão por se tratar de um protótipo terá sua utilização apenas para teste do equipamento em um local onde não sofrera nenhuma agressão proveniente do ambiente, por esse motivo seu dimensionamento foi baseado no AÇO SAE 1045 comercialmente mais comum e inferior, mas que atende muito bem ao que foi proposto.

Para fins de comercialização do intensificador de pressão, recomendamos que seu dimensionamento seja baseado num material mais nobre como o AÇO SAE 4340, onde o mesmo pode sofrer tratamentos térmicos melhorando suas propriedades, podendo ter ligas de cromo-níquel-molibdênio, muito utilizado em fabricações de diferentes componentes mecânicos, quando necessário uma combinação de resistência mecânica média e resistência à fratura. Também possui elevada resistência à fadiga.

O aço 4340 é empregado em dispositivos mecânicos, como componentes estruturais, onde haja um equilíbrio das durezas em toda a seção transversal, podendo ser grandes ou pequenas seções.

Caso o projeto viesse a ser utilizado em área *Offshore*, recomenda-se a utilização de materiais da classe dos inoxidáveis como por exemplo 304L, 316L e duplex pois são compatíveis com a área em questão.

Tabela 14: Dados Iniciais para Dimensionamento

ITEM	DADO INICIAL
1 – Pressão de Teste	1600bar
2 – Pressão de Entrada	245bar
3 – Diâmetro do Êmbolo de Entrada	Ø100mm
4 – Comprimento de Haste	147mm
5 – Fluido	Óleo Mineral ISO VG 68
6 – Temperatura de Teste	+20° à +60°C

Fonte: Elaborado pelo autor

- 1) Deverá obedecer a uma pressão para teste de 1600bar.

Conforme a necessidade do cliente, o teste que será realizado na peça em análise, terá que suportar a pressão de 1600bar ~ 23200psi.

- 2) A Unidade Hidráulica deverá obedecer a uma pressão de entrada de 245bar.

A UH disposta na empresa possui a pressão máxima de 350bar, para a realização do teste será usado apenas 70% da capacidade de trabalho da UH (~3552,50psi), isso se faz por medida de segurança, já que o projeto constitui com pressões muito elevadas e por questão de não limitar somente a pressão de saída, podendo ao caso ultrapassar a pressão desejada pelo cliente.

- 3) O diâmetro do êmbolo de entrada do intensificador terá a dimensão de 100mm.

Para a realização do dimensionamento foi sugerido como diâmetro de entrada o valor de 100mm.

- 4) O projeto terá um comprimento de haste de 147mm.

Para a realização do dimensionamento foi sugerido como comprimento de haste o valor de $L = 147\text{mm}$.

- 5) Deverá trabalhar com fluido hidráulico a base de óleo mineral.

Conforme mencionado nos dados de operação, o óleo usado no projeto será o mesmo que a empresa já utiliza atualmente, Óleo Mineral ISO VG 68.

- 6) Deverá ser testado em ambiente que possua a temperatura ambiente variando entre $+20^\circ$ à $+60^\circ\text{C}$.

I) Dimensionamento do êmbolo de saída

- Diâmetro do êmbolo de saída

A partir dessas informações iniciais também denominadas de dados iniciais, podemos dá início ao dimensionamento do projeto. Através da revisão bibliográfica apresentada no Capítulo I, conseguimos aplicar o princípio de pascal.

Utilizando a pressão de entrada de 245bar e a área de entrada, conseguimos obter o valor da força atuante no sistema, conforme a figura 67:

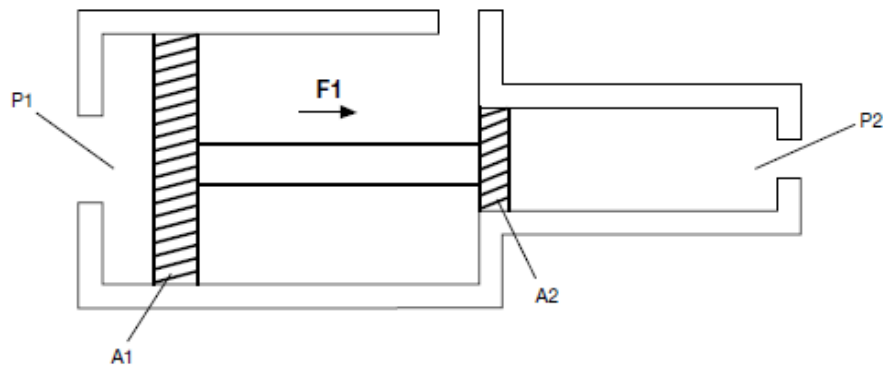


Figura 67: Imagem ilustrativa do intensificador de pressão

Fonte: Apostila Parker Hannifin Ind. Com. Ltda

Para obtenção da Área de entrada (A1) utilizamos a fórmula da área de uma circunferência:

$$A = \pi \times r^2 \quad (9)$$

$$A1 = 78,54\text{cm}^2$$

Com esse valor de área podemos utilizar a fórmula do princípio de pascal para encontrarmos a força atuante teórica no sistema.

$$Ft = P \times A \quad (10)$$

$$P1 = 245\text{bar} \quad A1 = 78,54\text{cm}^2 \quad \text{portanto } Ft = 19242\text{Kgf} \sim 19\text{Ton}$$

O valor de Ft (força teórica) deverá ser descontado o valor de resistência de atrito. Esta resistência poderá variar de 5% a 20%, dependendo do material da vedação, lubrificação e etc.

Como mencionado nos levantamentos de dados operacionais relacionado a vedação, o tipo de vedação utilizado no projeto precisa atender a essas elevadas pressões de processo, logo o valor de percentual utilizado para a resistência de atrito por vedação será de 15%.

Sendo assim a Fe (força efetiva) será:

$$Fe = Ft - Fa\% \quad (11)$$

$$Fe = 19242\text{Kgf} - 15\%$$

$$Fe = F1 = 16356\text{Kgf} \sim 160,40\text{KN}$$

Utilizando a Força atuante efetiva no sistema (F1), pela mesma fórmula, conseguimos obter a área de saída (A2) e conseqüentemente o diâmetro do êmbolo de saída.

$$F1 = 16356\text{Kgf} \quad P2 = 1600\text{bar} \quad \text{logo } A2 = 10,22\text{cm}^2$$

Usando a fórmula da área de uma circunferência obtemos o valor do diâmetro de saída do êmbolo igual à:

$$\mathbf{\varnothing 36,10\text{mm}}$$

Para este caso não será necessário alterar ou arredondar o valor para algum diâmetro, já que a empresa realiza o processo de fabricação para cada componente.

II) Dimensionamento da haste

- Diâmetro da Haste

Para o dimensionamento da haste, será utilizado o princípios de Euler para deformação por flambagem, que garante ao projetista o diâmetro mínimo para a aplicação.

Nos cilindros hidráulicos podem se identificar a flambagem quando a haste se desloca lateralmente por flexão devido a forças de compressão em suas extremidades.

Segundo Mario Loureiro, a flambagem se manifesta sob duas principais causas:

- Esforço excessivo de compressão.
- Quando a haste é muito longa e fina.

Pelo critério de Euler a flambagem depende do tipo de fixação dos cilindros, como podemos observar na tabela 15 a seguir.

Tabela 15: Cargas de Euler

CASOS	DESIGNAÇÃO	FÓRMULA	REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA
Caso 1	Uma extremidade livre e a outra fixa	$\gamma = 2L$	
Caso 2	As duas extremidades articuladas (caso básico)	$\gamma = L$	
Caso 3	Uma extremidade articulada e a outra fixa.	$\gamma = L \cdot (0,5)^{0,5}$	
Caso 4	As duas extremidades fixas	$\gamma = L/2$	

Fonte: Elaborado pelo autor

Sendo assim, utilizando a formula do dh (diâmetro mínimo):

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64 \times S \times \gamma^2 \times F}{\pi^3 \times E}} \quad (12)$$

Onde:

γ = Comprimento livre de flambagem (cm); com base na imagem que consta a carga de Euler.

Considerando o caso 2 (Caso Básico) – As duas extremidades articuladas; $\gamma = L$. O valor que será utilizado será o próprio valor de comprimento da haste, $L = 14,7$ cm.

S = Módulo de segurança.

Considerando o coeficiente de segurança utilizado em várias literaturas de cálculo como constante, o valor usado será $S = 3,5$.

E = Módulo de elasticidade do aço.

O material usado na haste foi o SAE 1045, logo o valor usado será $E = 2,1 \times 10^7 \text{ N/cm}^2$.

F = Força.

A força utilizada seria o valor da força efetiva, que já foi encontrada, convertendo para Newton, logo o valor usado será $F = 160400\text{N}$.

Obtendo todos as variáveis da fórmula do diâmetro mínimo da haste, apenas inserindo todos os valores na fórmula, assim chegaremos ao valor do diâmetro mínimo externo da haste de:

$$D_h = \varnothing 18,60\text{mm}$$

Neste caso sendo necessário o arredondamento do diâmetro para a facilitação do processo de fabricação do componente e levando em conta que consta o resultado como diâmetro mínimo, o valor usado para o diâmetro externo da haste será de:

$$D_h = \varnothing 20,00\text{mm}$$

- Carga Máxima para Resistência a Flambagem

Sendo possível calcular a carga máxima para a resistência a flambagem na haste maciça, será utilizado a formula abaixo para a obtenção da carga envolvida na haste do projeto em questão.

$$K = \frac{E \times J \times \pi^2}{\gamma^2} \quad (13)$$

Onde:

E = Módulo de elasticidade do aço.

O material usado na haste foi o SAE 1045, logo o valor usado será $E = 2,1 \times 10^7 \text{ N/cm}^2$.

J = Momento de inercia para seção circular.

Obtido pela fórmula:

$$J = \frac{dh^4 \times \pi}{64} \quad (14)$$

Utilizando o valor encontrado de D_h e substituindo os valores na fórmula, obteremos o $J = 0,7854cm^4$.

π = Valor constante de 3,1416.

γ = Comprimento livre de flambagem (cm); com base na imagem que consta a carga de Euler.

Considerando o caso 2 (Caso Básico) – As duas extremidades articuladas; $\gamma = L$. O valor que será utilizado será o próprio valor de comprimento da haste, $L = 14,7$ cm. Levando o valor ao quadrado $\gamma = 216,1cm^2$.

Obtendo todos as variáveis da fórmula da carga máxima, apenas inserindo todos os valores na fórmula, assim chegaremos ao valor da carga máxima na haste de:

$$\mathbf{K = 753,31KN \sim 76816,55 Kgf}$$

- Carga máxima de trabalho para haste

Obtendo o valor de carga máxima para flambagem na haste, podemos calcular o valor máximo que a haste suportará em seu trabalho e assim verificarmos se a haste que possuímos no projeto atende a força exercida.

Usando a fórmula abaixo, tendo o valor de K e usando o coeficiente de segurança 3,5. Apenas atribuindo os valores na fórmula obtemos o valor de:

$$Fa = \frac{K}{S} \quad (15)$$

$$\mathbf{Fa = 215,23KN}$$

Analisando o resultado obtido com o valor de F_1 (força efetiva) calculado – Dimensionamento do Êmbolo de Saída:

$$Fa = 215,23KN > F_1 = 160,40KN$$

Observamos que para a carga efetuada no projeto, a haste em questão atende até o valor de força de 215,23KN.

III) Dimensionamento da camisa do intensificador de pressão

- Espessura mínima da camisa

Continuando o dimensionamento dos componentes, este item trata do dimensionamento da espessura da camisa do cilindro hidráulico do intensificador de

pressão. A partir dos dados iniciais da tabela 14 e dos valores já encontrados nos cálculos acima, conseguimos obter a espessura mínima necessária para a camisa. Conforme ASME VIII, podemos utilizar a fórmula destacada abaixo para encontrarmos a espessura (T).

$$T = \frac{P \times \phi_{int} \times K}{182 \times Le} \quad (16)$$

Onde:

T = espessura mínima da camisa (mm)

P = Pressão (bar)

ϕ_{int} = diâmetro interno de entrada da camisa (mm)

K = coeficiente de segurança utilizado para vaso de pressão (adimensional)

182 = constante de transformação de unidades (adimensional)

Le = limite de escoamento do aço (kgf/mm²)

T - é o valor a ser encontrado sendo nossa incógnita na fórmula. P - é o valor da pressão, para essa etapa de dimensionamento da espessura vale salientar a necessidade de encontrar o valor da espessura de entrada e saída do cilindro, para isso utilizaremos o valor de P de entrada, 245bar. ϕ_{int} - será usado o diâmetro de entrada como dado inicial na tabela 14, 100mm. K - será usado o coeficiente de segurança para vaso de pressão o valor será 4. Como o material usado para fabricação da camisa é o SAE 1045, o valor usado para Le - será 31,61 Kgf/mm².

Substituindo na fórmula esses valores mencionados, vamos obter o resultado da espessura mínima da camisa no diâmetro de entrada da pressão.

$$T_{ent} = \frac{245 \times 100 \times 4}{182 \times 31,61}$$

$$T_{ent} = 17,03 \text{ mm}$$

Aplicando a mesma fórmula para a espessura no local de saída da pressão, tendo como variação a pressão de 1600 bar e o diâmetro externo de saída de 36,1mm encontrado no cálculo – Dimensionamento do Êmbolo de Saída:

$$T = \frac{P \times \phi_{int} \times K}{182 \times Le}$$

$$T_{saida} = \frac{1600 \times 36,1 \times 4}{182 \times 31,61}$$

$$T_{saida} = 40,16 \text{ mm}$$

- Diâmetro externo da camisa do intensificador de pressão

Com esses resultados obtidos de espessura, podemos calcular agora o diâmetro externo da camisa do intensificar para suportar a pressão de teste.

Utilizando a fórmula de diâmetro externo mínimo faremos dois cálculos, onde encontraremos dois resultados de diâmetros diferentes, pois temos a espessura de entrada e a de saída do intensificador aplicando a formula:

$$\varnothing_{ext} = 2 \times T + \varnothing_{int} \quad (17)$$

Para o diâmetro externo de entrada, temos:

$$\varnothing_{ext} = 2 \times 17,03 + 100$$

$$\varnothing_{ext} = 134,06 \text{ mm}$$

Para o diâmetro externo de saída, temos:

$$\varnothing_{ext} = 2 \times 40,16 + 36,1$$

$$\varnothing_{ext} = 116,42 \text{ mm}$$

O melhor resultado obtido foi o diâmetro de 134,06mm, porém o material que a empresa responsável pela fabricação dos componentes do intensificador tinha em estoque era de **6" ou 152,4mm** assim, não sendo necessário a compra de outro material para a fabricação do mesmo, melhorando também a sua resistência a uma maior pressão.

Nota:

Alterando então a espessura da camisa, onde conseguimos obter esse novo valor de espessura através da mesma formula utilizada acima, fazendo apenas o caminho inverso.

$$\varnothing_{ext} = 2 \times T + \varnothing_{int}$$

$$T = \frac{\varnothing_{ext} - \varnothing_{int}}{2}$$

$$T = \frac{152,4 - 100}{2}$$

$$T = 26,2\text{mm}$$

IV) Dimensionamento dos parafusos de fixação dos cabeçotes

- Diâmetro dos parafusos

Seguindo o dimensionamento dos componentes, este item trata do dimensionamento dos parafusos de fixação dos cabeçotes, tanto traseiro quanto o flange de fixação do intensificador de pressão. A partir dos mesmos dados utilizado ao longo do projeto dimensionaremos o diâmetro mínimo dos parafusos.

A partir da fórmula de tensão de tração (σ), obteremos a valor da área do fundo do parafuso, para então encontrar o diâmetro do mesmo. Foi considerado a tensão de tração devido ao esforço atuante dentro do intensificador no sentido de expansão.

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (18)$$

Possuindo o valor da tensão de tração, através do catálogo da Tellep (anexo 08), fabricante do parafuso que é utilizado pela empresa prestadora do serviço e a força aplicada pelo sistema conseguimos encontrar a área do fundo do parafuso.

A força aplicada neste caso foi calculada – Dimensionamento do Êmbolo de Saída, correspondente a $F = 16356$ kgf. Segundo o catálogo da Tellep (valores válidos para parafusos classe 12.9), o valor utilizado para $\sigma = 132,52$ kgf/mm².

Para o devido cálculo é necessário utilizar um coeficiente de segurança na fórmula, esse valor é $CS = 2,4$ para cargas pulsantes, de acordo com Prof. Diógenes Bitencourt, Instituto Federal de Educação e Tecnologia – Santa Catarina.

Para um melhor entendimento o valor da área será dividido por 12 (valor determinado referente a quantidade de parafusos, devido a estética e melhor divisão de cargas, sendo igualmente espaçados nos cabeçotes), assim encontraremos o valor da área unitário do parafuso. Como demonstrado na figura 69 abaixo:

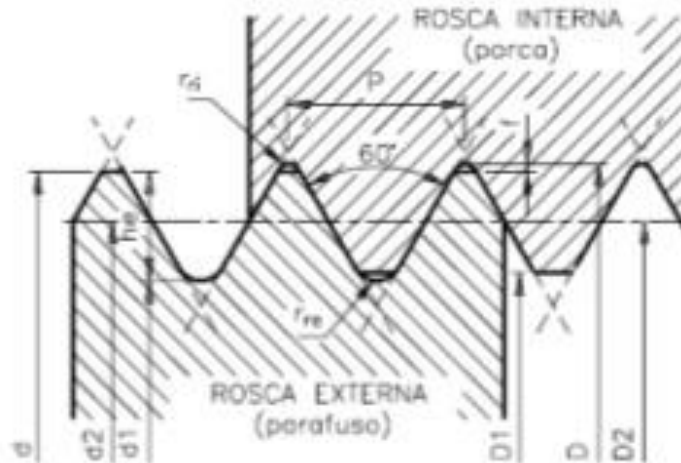


Figura 69: Denominações de cálculo para rosca Métrica

Fonte: Elementos de máquinas - 2006

A área que encontraremos corresponde ao diâmetro d_1 da figura 69. Logo, aplicando todos os valores na fórmula de tensão de tração, teremos;

$$A = 24,68\text{mm}^2$$

Tendo a área do fundo do parafuso, conseguimos obter o valor do diâmetro do mesmo, utilizando a fórmula da área de uma circunferência, apresentado abaixo:

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

Utilizando as variáveis já encontradas e isolando o diâmetro, sendo nossa incógnita, obtemos o diâmetro do fundo do parafuso (d_1).

$$d_1 = 5,63\text{mm}$$

Para a obtenção do diâmetro comercial do parafuso (d), é necessário por fórmula um passo de rosca (P). Sendo assim foi adotado um parafuso que pudéssemos empregar o passo e ter um diâmetro coerente com o que já foi encontrado (d_1). O parafuso usado foi:

$$\text{M8x1,25.}$$

Ou seja, diâmetro (d) de 8,00mm e passo de rosca (P) de 1,25mm.

Para encontrarmos o diâmetro comercial, precisamos somar o diâmetro do fundo do parafuso (d_1) mais duas vezes a altura do filete (h_e). Como mostra a fórmula abaixo:

$$h_e = 0,6945 \times P \quad (19)$$

Substituindo os valores mencionados, encontraremos o $he = 0,87\text{mm}$. Sendo assim, encontraremos o valor para o diâmetro comercial do parafuso igual à:

$$d = d1 + 2 \times he \quad (20)$$

$$d = 7,36\text{mm}$$

Ou seja, o valor atribuído de M8x1,25, atende o projeto, já que $7,36\text{mm} < 8,00\text{mm}$.

Analisando os valores encontrados, percebemos que o diâmetro comercial calculado, está próximo ao padrão comercial, sendo assim, em vista que o intensificador de pressão pode atuar com pressões mais elevadas que 1600bar, conforme mencionado no trabalho, decidimos aumentar o diâmetro comercial para que o multiplicador possa trabalhar com pressões ainda maiores.

Utilizando o catálogo da Tellep novamente (anexo 08) foi adotado o diâmetro comercial do parafuso para:

M10x1,5

- Carga Máxima dos Parafusos

Devido a necessidade de conhecer o limite máximo da carga suportada pelo parafuso, nessa etapa estaremos calculando o valor da carga máxima.

$$he = 0,6945 \times P$$

Usando dessa vez o $P = 1,5\text{mm}$, obtemos o valor de $he = 0,97\text{mm}$.

$$d = d1 + 2 \times he$$

$$d1 = d - 2 \times he$$

$$d1 = 7,92\text{mm}$$

Encontrado o valor do diâmetro do fundo do parafuso, conseguimos aplicar o cálculo reverso, utilizando a área nova do fundo do parafuso e o valor da tensão de tração.

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

$$A = 49,26\text{mm}^2$$

Aplicando a fórmula da tensão de tração novamente, mas desta vez utilizando se como incógnita o valor da carga, e todos as variáveis de quantidade de parafuso e coeficiente de segurança, mencionados na etapa anterior, obteremos:

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

$$F = \frac{\sigma \times A \times 12}{CS} \quad (21)$$

$$F = 32640 \text{ kgf}$$

Vale salientar que o valor encontrado da carga máxima é aproximadamente o dobro da carga do projeto em questão.

- Torque dos Parafusos

O valor atribuído para o torque dos parafusos é conforme o catálogo em anexo 08 da Tellep.

Para um parafuso M10x1,5 com classe de resistência de 12.9, o torque utilizado de acordo com o catálogo será:

$$T = 81 \text{ Nm}$$

V) Dimensões do projeto

Segue abaixo nas figuras 70 a 75, os desenhos realizados no *software* AutoCAD, com a finalidade de um melhor entendimento de todos os componentes do Intensificador de Pressão e auxiliar na apresentação do projeto.

Será apresentado uma imagem de cada desenho feito dos componentes com uma indicação das cotas, essas indicações serão mostradas na respectiva tabela para cada componente com suas dimensões indicadas no desenho.

- Dimensões haste êmbolo

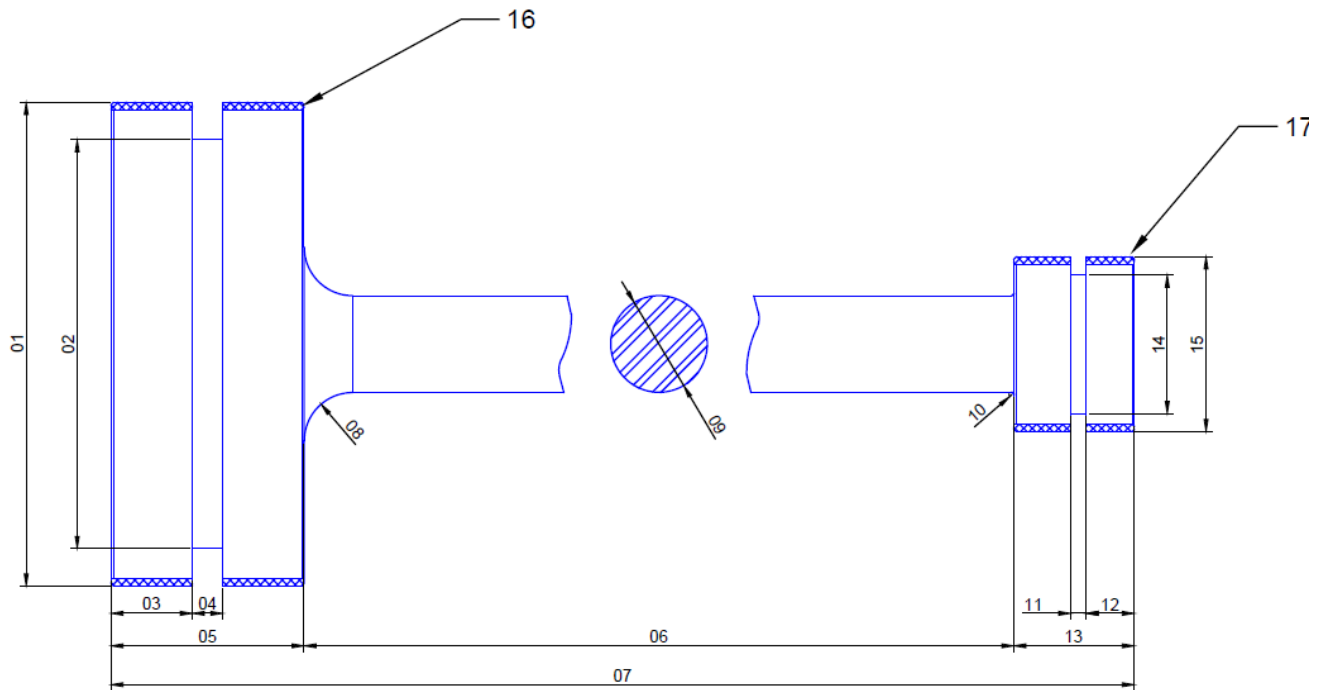


Figura 70: Desenho 2D haste êmbolo

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 16 – Dimensões da haste êmbolo

ITEM	DENOMINAÇÃO	DIMENSÃO
01	Diâmetro Externo de Entrada	100,00mm
02	Diâmetro de Canal de Vedação	84,50mm
03	Espessura de Êmbolo de Entrada	16,85mm
04	Espessura do Canal de Vedação	06,30mm
05	Espessura Total do Êmbolo de Entrada	40,00mm
06	Comprimento da Haste	147,00mm
07	Comprimento Total do Conjunto	212,00mm
08	Raio de Ligação Haste-Êmbolo	10,00mm
09	Diâmetro da Haste	20,00mm
10	Raio de Ligação Haste-Êmbolo	00,50mm
11	Espessura do Canal de Vedação	03,20mm
12	Espessura de Êmbolo de Saída	10,00mm
13	Espessura Total do Êmbolo de Saída	25,00mm
14	Diâmetro de Canal de Vedação	28,60mm
15	Diâmetro Externo de Saída	36,10mm
16	Espessura de Camada de Material	01,50mm
17	Espessura de Camada de Material	01,50mm

Fonte: Elaborado pelo autor

- Dimensões da camisa hidráulica

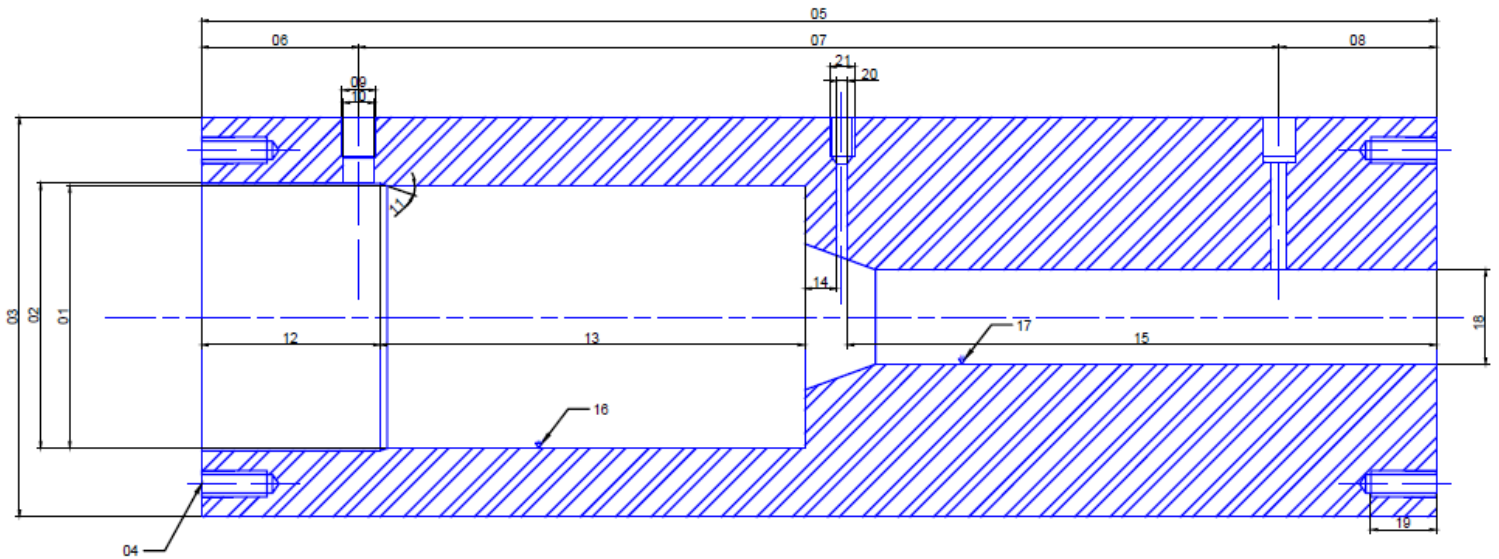


Figura 71: Desenho 2D camisa hidráulica

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 17 – Dimensões da camisa hidráulica

ITEM	DENOMINAÇÃO	DIMENSÃO
01	Diâmetro Externo de Êmbolo de Entrada	100,00mm
02	Diâmetro Externo com Folga para Arraste	101,00mm
03	Diâmetro Externo da Camisa	152,40mm
04	Dimensão do Parafuso de Fixação	10,00mm
05	Comprimento Total da Camisa	471,00mm
06	Dimensão de Instrução Canal de Entrada/Saída do Fluido	60,00mm
07	Comprimento Entre Furos Fluido-Manômetro	351,00mm
08	Dimensão de Instrução Canal de Manômetro	60,00mm
09	Diâmetro Superior de Canal do Fluido	12,70mm
10	Diâmetro Inferior de Canal do Fluido	12,00mm
11	Ângulo de Chanfro de Assentamento Guia Êmbolo de Entrada	20°
12	Dimensão de Instrução até Chanfro	68,00mm
13	Dimensão de Instrução até Fim da Camisa de Entrada	162,00mm
14	Dimensão de Instrução até Suspiro	12,25
15	Comprimento Guia Êmbolo de Saída	224,25mm
16	Espessura de Camada de Material	0,05mm
17	Espessura de Camada de Material	0,05mm
18	Diâmetro Externo de Êmbolo de Saída	36,10mm
19	Comprimento do Furo de Parafuso Fixação	25,00mm
20	Diâmetro do Canal de Suspiro	04,00mm
21	Diâmetro do Suspiro	09,50mm

Fonte: Elaborado pelo autor

- Dimensões do cabeçote dianteiro

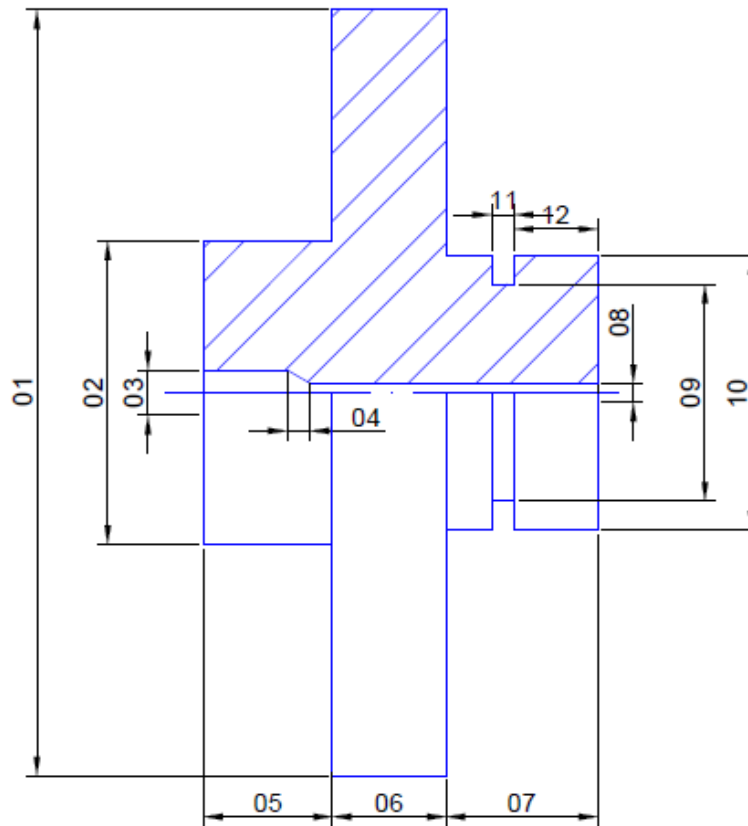


Figura 72: Desenho 2D cabeçote dianteiro

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 18 – Dimensões do cabeçote dianteiro

ITEM	DENOMINAÇÃO	DIMENSÃO
01	Diâmetro Externo da Conexão de Saída	101,00mm
02	Diâmetro Inferior	40,00mm
03	Diâmetro do Canal de Óleo	06,00mm
04	Chanfro	CH3x30°
05	Comprimento do Corpo da Conexão	17,00mm
06	Espessura do Flange	15,00mm
07	Espessura do Corpo	20,00mm
08	Espessura do Canal Inferior	02,50mm
09	Diâmetro com Canal de Vedação	28,60mm
10	Diâmetro de Conexão ao Êmbolo de Saída	36,10mm
11	Espessura de Vedação	03,00mm
12	Corpo de Conexão	11,00mm

Fonte: Elaborado pelo autor

- Dimensões do cabeçote traseiro

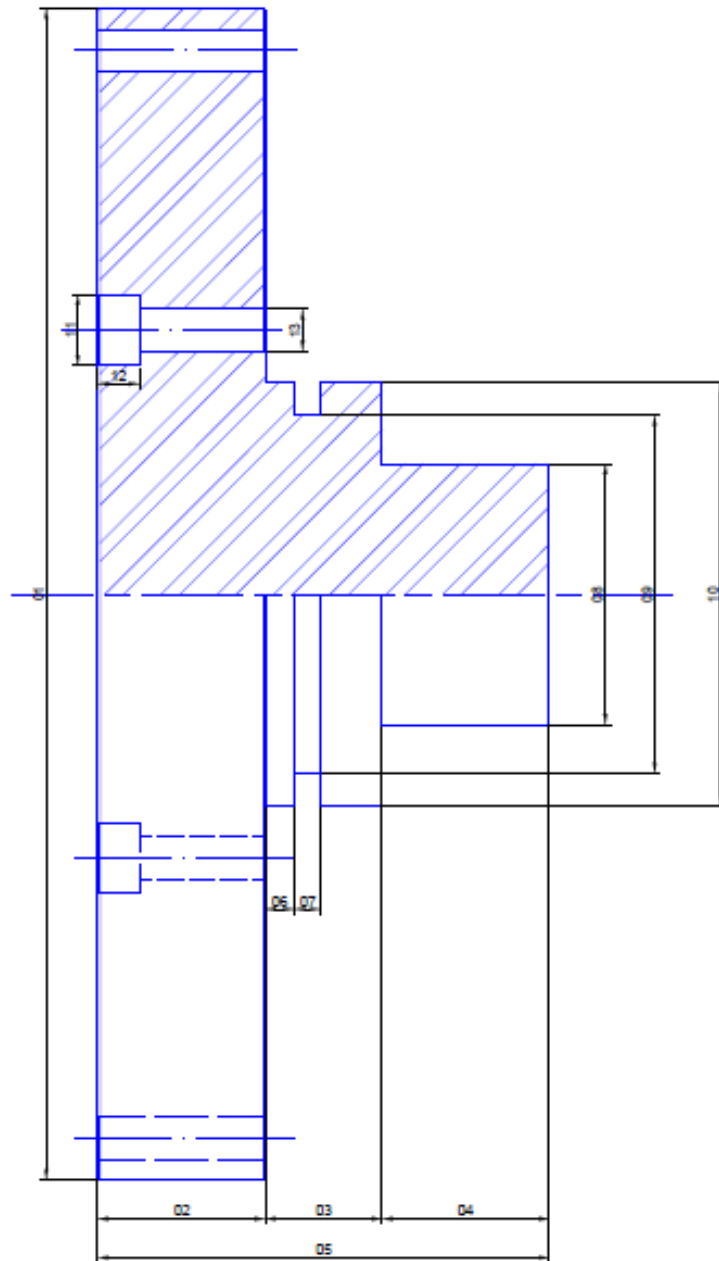


Figura 73: Desenho 2D cabeçote traseiro

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 19 – Dimensões do cabeçote traseiro

ITEM	DENOMINAÇÃO	DIMENSÃO
01	Diâmetro Externo da Peça	280,00mm
02	Espessura do Flange	40,00mm
03	Espessura do Encaixe	28,00mm
04	Comprimento	40,00mm
05	Comprimento Total da Peça	108,00mm
06	Espessura de Localização da Vedação	07,00mm
07	Espessura de Vedação	06,30mm
08	Diâmetro Inferior	62,34mm
09	Diâmetro do Canal de Vedação	85,50mm
10	Diâmetro Superior	101,00mm
11	Diâmetro da Cabeça do Parafuso	17,00mm
12	Espessura do Rebaixo da Cabeça do Parafuso	10,00mm
13	Diâmetro do Furo da Guia do Parafuso	11,00mm

Fonte: Elaborado pelo Autor

- Dimensões do flange de fixação

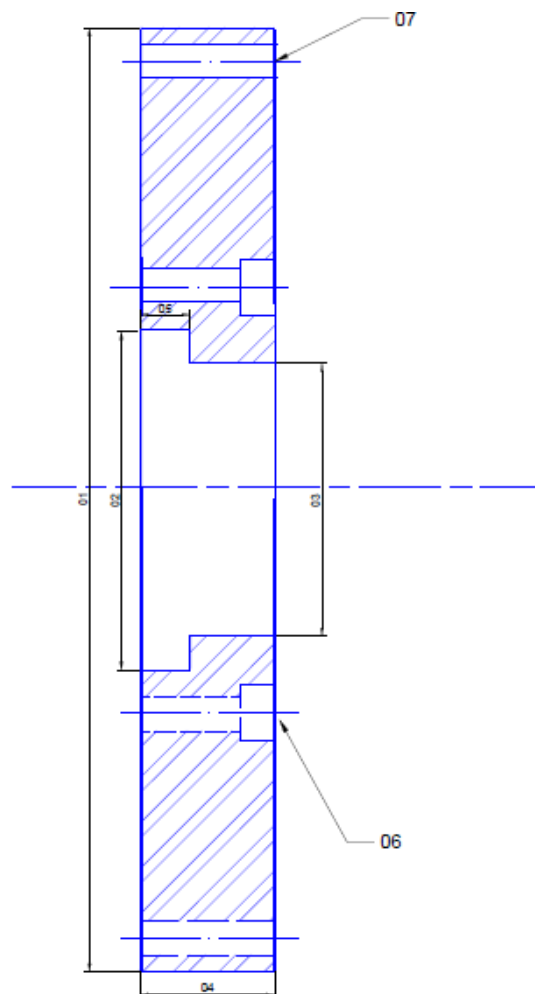


Figura 74: Desenho 2D flange de fixação

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 20 – Dimensões do flange de fixação

ITEM	DENOMINAÇÃO	DIMENSÃO
01	Diâmetro Externo da Peça	280,00mm
02	Diâmetro Externo da Conexão	101,00mm
03	Diâmetro Inferior da Conexão	81,00mm
04	Espessura do Flange	40,00mm
05	Comprimento da Espessura da Conexão	15,00mm
06	Diâmetro Parafuso de Fixação do Flange	11,00mm
07	Diâmetro Parafuso para Fixação	12,00mm

OBS: O diâmetro do parafuso indicado, se refere a todo projeto, ou seja, tanto para o flange de fixação quanto para o cabeçote traseiro.

Fonte: Elaborado pelo autor

- Montagem do intensificador de pressão

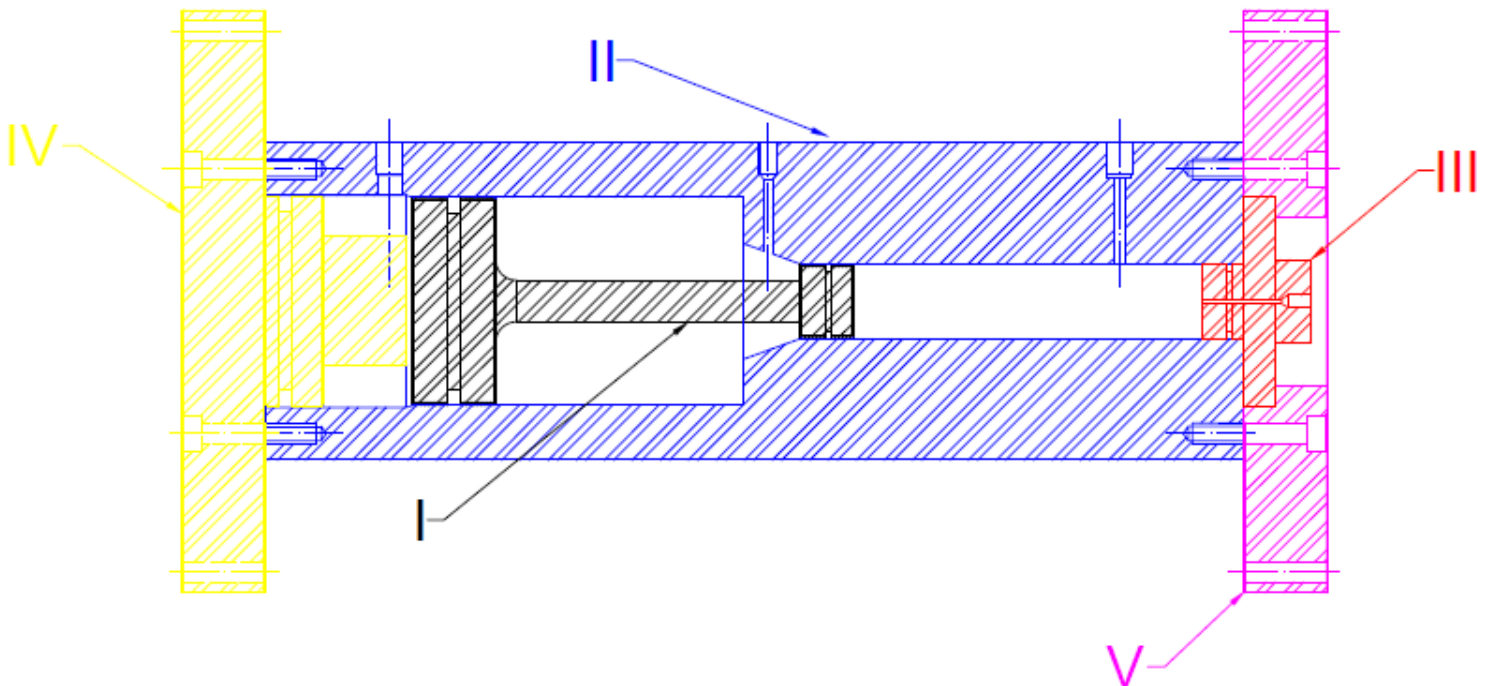


Figura 75: Desenho 2D Montagem do intensificador de pressão

Fonte: Elaborado pelo autor

Tabela 21 – Montagem do intensificador de pressão

ITEM	DENOMINAÇÃO
I	Haste Êmbolo
II	Camisa Hidráulica
III	Cabeçote Dianteiro
IV	Cabeçote Traseiro
V	Flange de Fixação

Fonte: Elaborado pelo autor

VI) Massa das partes que compõem o intensificador de pressão

Seguindo o dimensionamento dos componentes, este item trata da determinação da massa das partes que compõem o intensificador de pressão.

A partir da fórmula da massa (M), obteremos os respectivos valores de cada uma das partes do projeto em questão, para fins de dimensionamento, foi utilizado em todos os cálculos o peso específico do Aço SAE 1045 ($\gamma = 7,85 \text{ g/cm}^3$), pois todos componentes são de mesma composição química. Nos cálculos diferentemente dos desenhos de fabricação onde as cotas são em milímetro (mm) por norma, utilizamos em centímetro (cm) com o objetivo de facilitar a obtenção dos resultados.

- Haste

$$M_{haste} = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045} \quad (22)$$

$$M_{haste} = \pi \cdot (1\text{cm})^2 \cdot 14,7\text{cm} \cdot 7,85\text{g/cm}^3$$

$$M_{haste} = 362,52\text{g}$$

- Êmbolo de saída

$$M_{\hat{e}mb. s} = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_{\hat{e}mb. s} = \pi \cdot (1,805\text{cm})^2 \cdot 2,5\text{cm} \cdot 7,85\text{g/cm}^3$$

$$M_{\hat{e}mb. s} = 200,87\text{g}$$

- Êmbolo de entrada

$$M_{\hat{e}mb. e} = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_{\hat{e}mb. e} = \pi \cdot (5cm)^2 \cdot 4cm \cdot 7,85g/cm^3$$

$$M_{\hat{e}mb. e} = 2466,15g$$

- Camisa do intensificador de pressão

Para o cálculo da camisa, foi necessário calcular a camisa como se fosse um cilindro maciço (chamado M_1) e em seguida ir descontando as massas dos furos internos da camisa.

Os furos internos serão chamados de M_2 , M_3 e M_4 .

- Camisa maciça

$$M_1 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_1 = \pi \cdot (7,62cm)^2 \cdot 47,1cm \cdot 7,85g/cm^3$$

$$M_1 = 67445,10g$$

- Furos internos

$$M_2 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_2 = \pi \cdot (5,05cm)^2 \cdot 23cm \cdot 7,85g/cm^3$$

$$M_2 = 14465,39g$$

$$M_3 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_3 = \pi \cdot (1,805cm)^2 \cdot 21,4cm \cdot 7,85g/cm^3$$

$$M_3 = 1719,44g$$

Para o cálculo do M_4 foi necessário inserir na fórmula do volume de um meio cone.

$$M_4 = \frac{\pi \cdot h \cdot \gamma_{1045}}{3} [\{ (R)^2 + R \} \cdot \{ r + (r)^2 \}]$$

$$M_4 = \frac{\pi \cdot 2,7cm \cdot 7,85g/cm^3}{3} [\{ (2,788cm)^2 + 2,788cm \} \cdot \{ 1,805cm + (1,805cm)^2 \}]$$

$$M_4 = 356,53g$$

- Camisa

$$M_{camisa.} = M_1 - (M_2 + M_3 + M_4)$$

$$M_{cami. hydr.} = 67445,10g - (14465,39g + 1719,44g + 356,53g)$$

$$M_{cami. hydr.} = \mathbf{50903,74g}$$

- Cabeçote dianteiro

Para o cálculo do cabeçote dianteiro foi necessário dividir a peça em três partes (M_1 , M_2 e M_3) para chegar com mais facilidade no resultado.

$$M_1 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_1 = \pi \cdot (2cm)^2 \cdot 1,7cm \cdot 7,85g/cm^3$$

$$M_1 = \mathbf{167,70cm}$$

$$M_2 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_2 = \pi \cdot (5,05cm)^2 \cdot 1,5cm \cdot 7,85g/cm^3$$

$$M_2 = \mathbf{943,39g}$$

$$M_3 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_3 = \pi \cdot (1,805cm)^2 \cdot 2cm \cdot 7,85g/cm^3$$

$$M_3 = \mathbf{160,70g}$$

- Cabeçote dianteiro

$$M_{cab. diant.} = M_1 + M_2 + M_3$$

$$M_{cab. diant.} = 167,70g + 943,39g + 160,70g$$

$$M_{cab. diant.} = \mathbf{1271,80g}$$

- Cabeçote traseiro

Para o cálculo do cabeçote traseiro foi necessário dividir a peça em três partes (M_1 , M_2 e M_3) para chegar com mais facilidade no resultado.

$$M_1 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_1 = \pi \cdot (14cm)^2 \cdot 4cm \cdot 7,85g/cm^3$$

$$M_1 = 19334,62g$$

$$M_2 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_2 = \pi \cdot (5,05cm)^2 \cdot 1,4cm \cdot 7,85g/cm^3$$

$$M_2 = 880,50g$$

$$M_3 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_3 = \pi \cdot (3,117cm)^2 \cdot 2cm \cdot 7,85g/cm^3$$

$$M_3 = 479,21g$$

- Cabeçote traseiro

$$M_{cab. \text{ tras.}} = M_1 + M_2 + M_3$$

$$M_{cab. \text{ tras.}} = 19334,62g + 880,50g + 479,21g$$

$$M_{cab. \text{ tras.}} = 20694,33g$$

- Flange de fixação

Para o cálculo do flange de fixação foi necessário calcular o flange como se fosse um cilindro maciço (chamado M_1) e em seguida ir descontando as massas dos furos internos do flange.

Os furos internos serão chamados de M_2 e M_3 .

- Flange maciço

$$M_1 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_1 = \pi \cdot (14cm)^2 \cdot 2cm \cdot 7,85g/cm^3$$

$$M_1 = 9667,31g$$

- Cálculos dos furos internos

$$M_2 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_2 = \pi \cdot (5,05\text{cm})^2 \cdot 1,5\text{cm} \cdot 7,85\text{g/cm}^3$$

$$M_2 = 943,39\text{g}$$

$$M_3 = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot \gamma_{1045}$$

$$M_3 = \pi \cdot (4,05\text{cm})^2 \cdot 2,5\text{cm} \cdot 7,85\text{g/cm}^3$$

$$M_3 = 1011,27\text{g}$$

- Flange de fixação

$$M_{flan. fix.} = M_1 - (M_2 + M_3)$$

$$M_{flan. fix.} = 9667,31\text{g} - (943,39\text{g} + 1011,27\text{g})$$

$$M_{flan. fix.} = 7712,65\text{g}$$

- Massa total

Apresentaremos agora o somatório das massas de todos os componentes que constituem o nosso projeto para tenhamos a massa total do intensificador de pressão.

$$M_{total} = M_{haste} + M_{emb. s} + M_{emb. e} + M_{cami. hidr.} + M_{cab. diant.} \\ + M_{cab. tras.} + M_{flan. fix.}$$

$$M_{total} = 362,52\text{g} + 200,87\text{g} + 2466,15\text{g} + 50903,74\text{g} + 1271,80\text{g} + 20694,33\text{g} + 7712,65\text{g}$$

$$M_{total} = 83612,06\text{g} \text{ ou } M_{total} = 83,612\text{kg}$$

Desenho técnico dos componentes

Nesta etapa apresentaremos uma tabela que consta os anexos de todos os desenhos técnicos realizados pelo grupo sobre o projeto em questão. Os desenhos como mencionados, foram realizados no *Software AutoCAD* e a montagem do dispositivo 3D foi realizado no *Software SolidWorks*, conforme tabela 22:

Tabela 22 – Listagem de anexos dos desenhos técnicos

ANEXO	DENOMINAÇÃO
01	Haste Êmbolo (AutoCAD)
02	Camisa Hidráulica (AutoCAD)
03	Cabeçote Dianteiro (AutoCAD)
04	Cabeçote Traseiro (AutoCAD)
05	Flange de Fixação (AutoCAD)
06	Intensificador de Pressão Montagem em 2D (AutoCAD)
07	Intensificador de Pressão Montagem em 3D (<i>SolidWorks</i>)

Fonte: Elaborado pelo autor

Fabricação dos componentes

Dentre os diferentes processos de fabricação existentes, em nosso projeto utilizamos os processos de fabricação por:

- usinagem
- soldagem

Segundo o professor Francisco B. Tudela (1998), usinagem é o método de fabricação que atribui formato, dimensão e acabamento da superfície de uma peça através da remoção de cavaco.

De acordo com Evandro Armini de Pauli (1996), processo de soldagem é definido como uma junção de peças metálicas, onde as faces se tornaram plásticas ou liquefeitas, devido a ação do calor, da pressão, ou de ambos.

Para o processo de fabricação foram utilizados como matéria prima tarugos de diferentes dimensões, contudo todos com as mesmas propriedades mecânicas (Aço SAE 1045).

- Haste êmbolo

Para fabricação da haste êmbolo foi utilizado um material de aço 1045 com diâmetro comercial de 4" (101,6 mm) por 8 ½" (215,9 mm) de comprimento, conforme figura 76:



Figura 76: Tarugo 4" de aço 1045

Fonte: Elaborado pelo autor

Passando pelo processo de torneamento dando a forma e as dimensões desejadas para que posteriormente passe pelo processo de metalização, que consiste na adição de bronze alumínio por soldagem MIG/MAG, conferindo ao material uma dureza menor para contato direto com a camisa, conforme mostra a figura 77:



Figura 77: Êmbolo metalizado

Fonte: Elaborado pelo autor

Após a adição de bronze alumínio, a haste êmbolo retorna ao processo de torneamento, onde é usinada dando a forma final e as tolerâncias dimensionais especificadas pelo desenho de fabricação, conforme a figura 78 abaixo:



Figura 78: Haste êmbolo

Fonte: Elaborado pelo autor

- Camisa do intensificador de pressão

Para fabricação da Camisa foi utilizado um material de Aço 1045 com diâmetro comercial de 6 ¼" (158,75 mm) por 19" (482,6 mm) de comprimento, como mostra a figura 79:



Figura 79: Tarugo 6 ¼" de aço 1045

Fonte: Elaborado pelo autor

Para a fabricação da camisa se faz necessário 3 processos de usinagem:

1º - Nessa etapa onde o material passa pelo processo de torneamento lhe conferindo os diâmetros externo, interno e comprimento total;

2º - Após o torneamento o material passa pelo processo de fresamento onde é feito a confecção dos furos frontais roscados de fixação dos cabeçotes, manômetro, suspiro e conexão para entrada de óleo, conforme figura 80:

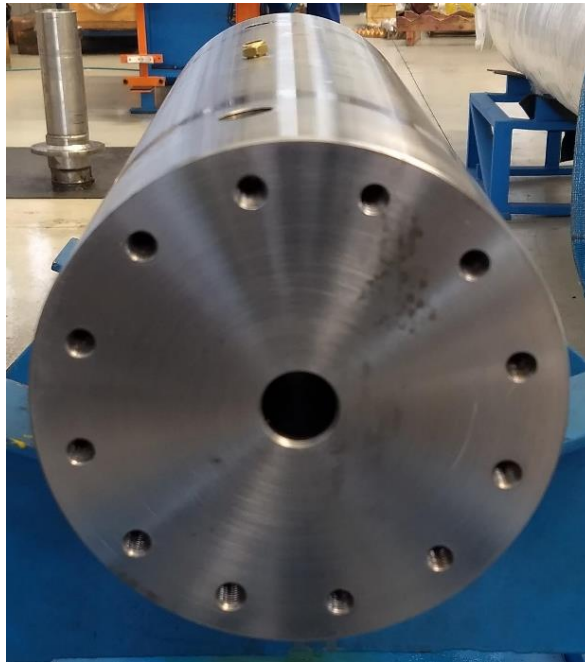


Figura 80: Camisa torneada e fresada

Fonte: Elaborado pelo autor

Após a camisa passar pelas etapas anteriores é encaminhada para o processo de brunimento onde recebe o acabamento e a rugosidade necessária para posterior processo de cromagem por indução, dos diâmetros internos, onde se faz necessário uma resistência mecânica maior, pois são áreas dinâmicas, conforme mostra a figura 81 abaixo:

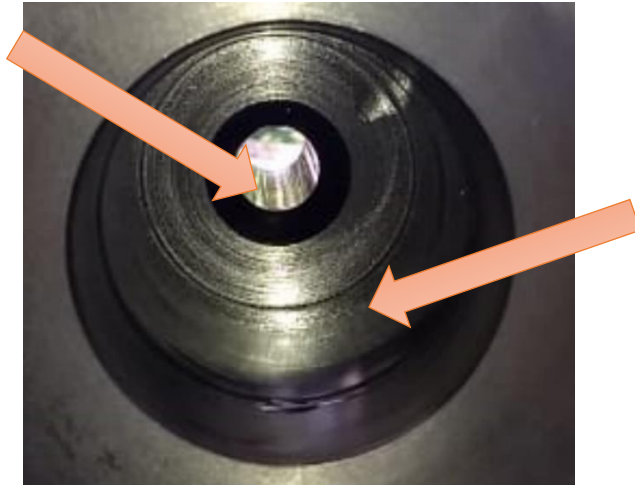


Figura 81: Áreas cromadas

Fonte: Elaborado pelo autor

- Cabeçote dianteiro

Para fabricação do cabeçote dianteiro foi utilizado um material de Aço 1045 com diâmetro comercial de 4" (101,6 mm) por 2" (50,8 mm) de comprimento, conforme figura 82:



Figura 82: Tarugo 4" de aço 1045

Fonte: Elaborado pelo autor

O processo de torneamento executado no cabeçote dianteiro confecciona o diâmetro externo, o furo onde o fluido é transmitido para peça analisada e o rebaixo para montagem na camisa com o canal de alojamento estático da vedação, conforme mostra a figura 83:



Figura 83: Cabeçote dianteiro

Fonte: Elaborado pelo autor

- Cabeçote traseiro

Para fabricação do cabeçote traseiro foi utilizado um material de Aço 1045 com diâmetro comercial de 11 ¼" (285,75 mm) por 4 ½" (114,3 mm) de comprimento, conforme figura 84 abaixo:



Figura 84: Tarugo 11 ¼" de aço 1045

Fonte: Elaborado pelo autor

Para a fabricação do cabeçote traseiro se faz necessário 2 processos de usinagem, conforme mostra a figura 85 abaixo:

1º - O material é torneado o diâmetro externo e o rebaixo para montagem na camisa com o canal de alojamento estático da vedação;

2º - No fresamento são confeccionados os furos dos parafusos de fixação do cabeçote na camisa.

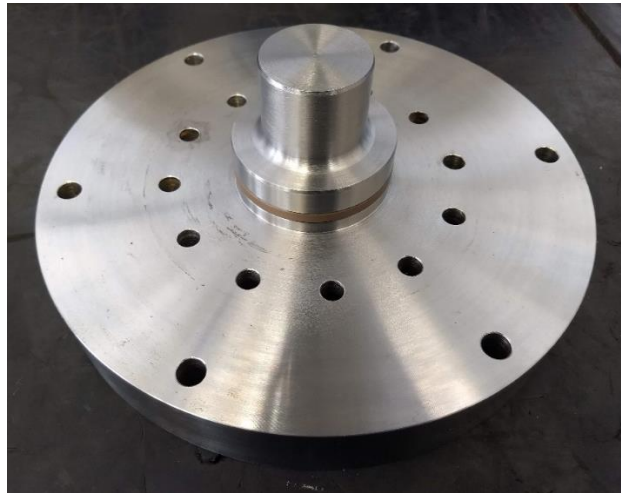


Figura 85: Cabeçote traseiro

Fonte: Elaborado pelo autor

- Flange de fixação

Para fabricação do flange de fixação foi utilizado um material de Aço 1045 com diâmetro comercial de 11 ¼" (285,75 mm) por 1 ¾" (44,5 mm) de comprimento, conforme figura 86:



Figura 86: Tarugo 11 ¼" de aço 1045

Fonte: Elaborado pelo autor

Para a fabricação do cabeçote traseiro se faz necessário 2 processos de usinagem, conforme figuras 87, 88 abaixo:

1º - O material é torneado no diâmetro externo e interno para montagem do cabeçote dianteiro;

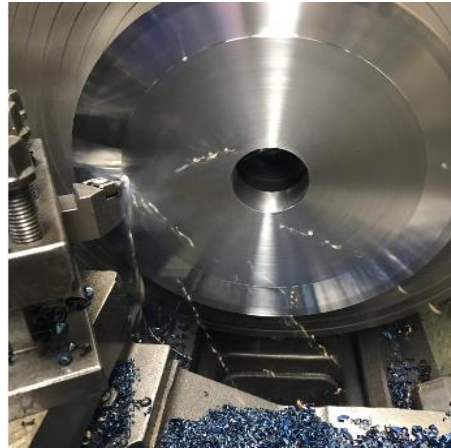


Figura 87: Torneamento do flange de fixação

Fonte: Elaborado pelo autor

2º - No fresamento são confeccionados os furos passantes para a fixação do cabeçote dianteiro.

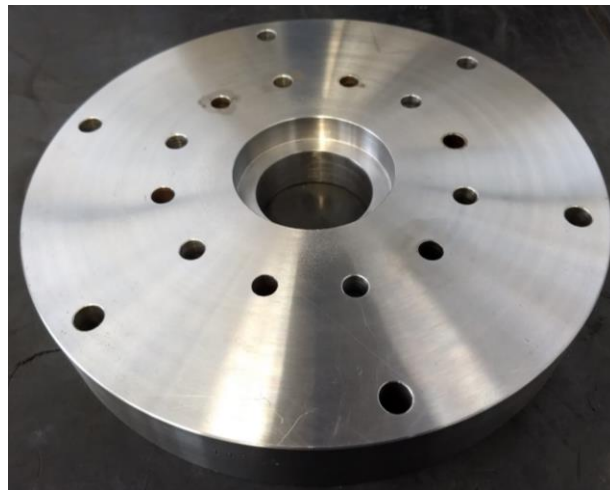


Figura 88: Flange de fixação

Fonte: Elaborado pelo autor

4.3. Montagem do dispositivo

Com a finalização da fabricação de cada componente do dispositivo citado no item 4.2.3, partiremos agora para o passo a passo de como o dispositivo deve ser montado, conforme figura 89:

Para a montagem em questão, serão necessários 9 passos que serão listados abaixo. É importante que a sequência de montagem seja respeitada, pois o desrespeito dessa sequência pode prejudicar o desempenho do dispositivo ou até mesmo gerar algum acidente.



Figura 89: Componentes do intensificador de pressão

Fonte: Elaborado pelo autor

○ **1º Passo** – Lavagem dos componentes

A lavagem dos componentes tem como objetivo a retirada de resíduos provenientes dos processos de fabricação, no qual podem interferir na vida útil do dispositivo, conforme figura 90:



Figura 90: Lavagem

Fonte: Elaborado pelo autor

- **2º Passo** – Inspeção visual e dimensional

A inspeção visual e dimensional tem como finalidade assegurar que as tolerâncias e as formas geométricas foram cumpridas conforme desenho de fabricação, conforme figura 91:



Figura 91: Inspeção visual e dimensional

Fonte: Elaborado pelo autor

- **3º Passo** – Montagem das vedações

As vedações são inseridas manualmente no respectivo alojamento do cabeçote traseiro, dianteiro e êmbolo onde são posteriormente lubrificadas com graxa para uma facilitação da montagem dos mesmos, conforme mostra a figura 92 abaixo:



Figura 92: Montagem das vedações

Fonte: Elaborado pelo autor

- **4º Passo** – Montagem da haste êmbolo na camisa

Neste passo a haste êmbolo é posicionada e inserida na camisa de acordo com seus respectivos diâmetros para dar movimento ao sistema, conforme figura 93:



Figura 93: Montagem da haste êmbolo na camisa

Fonte: Elaborado pelo autor

- **5º Passo** – Montagem do cabeçote traseiro

Antes de montar o cabeçote traseiro é necessário o posicionamento da haste êmbolo toda recuada fazendo batente no cabeçote traseiro onde é montado na camisa, no qual é fixado por 12 parafusos M10 de cabeça sextavada e torquado com 81 Nm, conforme mostra a figura 94 abaixo:



Figura 94: Montagem do cabeçote traseiro

Fonte: Elaborado pelo autor

- **6º Passo** – Montagem do cabeçote dianteiro e flange de fixação

O cabeçote dianteiro é um componente do intensificador no qual pode ser alterado de acordo com a peça a ser testada. Como esse componente pode ser alterado, necessita ser fixado com flange que é parafusado na face camisa da mesma forma do passo anterior, conforme figura 95:



Figura 95: Montagem do cabeçote dianteiro e flange de fixação

Fonte: Elaborado pelo autor

- **7º Passo** – Inserção do óleo hidráulico

Para o funcionamento do intensificador é necessário a inserção manualmente de óleo através do furo de montagem do manômetro na respectiva área onde o fluido terá sua pressão multiplicada, conforme figura 96 abaixo:



Figura 96: Inserção do óleo hidráulico

Fonte: Elaborado pelo autor

- **8º Passo** – Fixação do manômetro e conexão

O manômetro é montado na área onde a pressão será multiplicada para o controle da pressão desejada em teste e a conexão de engate rápido é fixada na área de entrada de pressão, onde recebe o óleo da unidade hidráulica, conforme figura 97:



Figura 97: Fixação do manômetro e conexão

Fonte: Elaborado pelo autor

- **9º Passo** – Montagem do conector

Já finalizando o processo de montagem do dispositivo se faz necessário a troca de uma mangueira hidráulica pela utilização de um conector tubular de aço inox para transmissão do fluido pressurizado para a peça a ser testada, devido ao elevado valor da pressão de teste, conforme mostra a figura 98 abaixo:

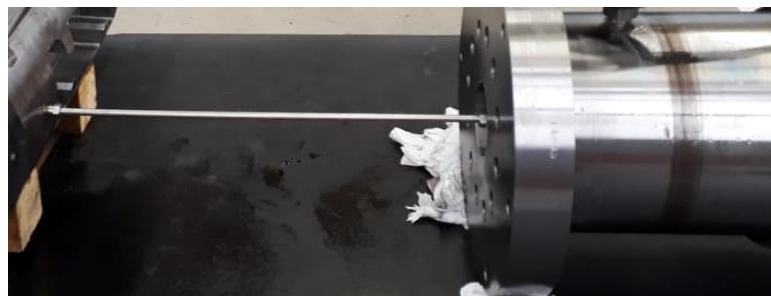


Figura 98: Montagem do conector

Fonte: Elaborado pelo autor

4.4. Orçamento / Precificação

Conforme orientação do professor orientador, foi realizado um orçamento/precificação a fim de apresentar de maneira técnica/econômica o sistema de intensificador de pressão.

Para isso foi realizado um orçamento com a empresa fabricante do sistema. Este orçamento constitui um planejamento de valores necessários para executar o projeto. Este mesmo, é válido e útil para que se tenha uma previsão de quanto a fabricação do multiplicador terá de despendido.

Vale salientar que os valores apresentados na tabela 23, são valores de contratação de serviço, ou seja, para a fabricação do projeto em uma empresa que possui todo o aparato e *know how*, esses valores são relativamente menores.

Tabela 23 – Orçamento/Precificação

ORÇAMENTO/PRECIFICAÇÃO			
Especificação	Quant.	Valor Unit. (R\$)	Valor (R\$)
Haste Êmbolo	01	700,00	R\$ 700,00
Camisa Hidráulica	01	2050,00	R\$ 2050,00
Cabeçote Dianteiro	01	135,00	R\$ 135,00
Cabeçote Traseiro	01	1740,00	R\$ 1740,00
Flange de Fixação	01	870,00	R\$ 870,00
M.O	-	1505,00	R\$ 1505,00
TOTAL		R\$ 7000,00	

Fonte: Empresa fabricante

4.5. Análise do resultado

Após a montagem do projeto do intensificador de pressão, foi possível iniciar a tomada de dados do trabalho. Para o melhor entendimento o análise do resultado será dividido em duas partes;

- teste Realizado
- análise e discussão dos dados

Teste realizado

Conforme a solicitação do cliente, após a fabricação da peça a ser analisada e a montagem do projeto (intensificador de pressão), foi feito o teste hidrostático na peça em questão. Foi utilizado todas as variáveis mencionadas durante o trabalho para a realização do teste.

Após a aprovação dos dados obtidos no teste, foi realizado um relatório do ensaio para um melhor entendimento dos dados obtidos no teste e para uma melhor apresentação das especificações do intensificador projetado. Vale salientar que os dados obtidos no teste que estão na planilha de relatório em anexo 09 no trabalho foram disponibilizados pela empresa que efetuou o serviço.

O relatório em anexo ajudará no análise e discussão dos dados obtido para fins didáticos e conseqüentemente os valores serão nossa base para as considerações finais.

Análise e discursão dos dados

Com os dados obtidos após o teste, conforme planilha do relatório de teste em anexo, vimos que o intensificador aumentou 6,5 vezes comparado com a pressão de entrada da UH, isso reduzindo 87% da área inicial do êmbolo.

Para um melhor entendimento dos dados apresentados, foi feito uma tabela de simulação da pressão de saída que pode se obter com o intensificador de pressão, variando a pressão de entrada.

Considerando as pressões de entrada disponibilizadas pela unidade hidráulica como um termo variável e tendo o diâmetro de entrada e saída como uma variável constante na tabela, conseguimos obter o máximo valor que podemos chegar com o intensificador de pressão, isso para a UH de 350 bar, ou seja, para uma UH que alcance uma pressão maior que 350 bar, conseqüentemente o valor da pressão máxima de saída disponível pelo intensificador aumentará também. Conforme mostra a tabela 24:

Tabela 24 – Planilha de simulação de pressão de saída

PLANILHA DE SIMULAÇÃO DE PRESSÃO DE SAÍDA								
Item	Pressão de Entrada - Pe (bar)	Diâmetro de Entrada (mm)	Área de Entrada - Ae (cm ²)	Diâmetro de Saída (mm)	Área de Saída - As (cm ²)	Força - F (kgf)	Força Efetiva - Fe (kgf)	Pressão de Saída - Ps (bar)
Fórmulas	-	-	$Ae = \pi \cdot r^2$	-	$As = \pi \cdot r^2$	$F = Pe \cdot Ae$	$Fe = F - 15\%$	$Ps = Fe/As$
1	100	100	78,54	36,1	10,22	7854	6676	653
2	120	100	78,54	36,1	10,22	9425	8012	784
3	140	100	78,54	36,1	10,22	10996	9347	915
4	160	100	78,54	36,1	10,22	12566	10682	1045
5	180	100	78,54	36,1	10,22	14137	12017	1176
6	200	100	78,54	36,1	10,22	15708	13352	1306
7	220	100	78,54	36,1	10,22	17279	14687	1437
8	240	100	78,54	36,1	10,22	18850	16023	1568
9	245	100	78,54	36,1	10,22	19242	16356	1600
10	260	100	78,54	36,1	10,22	20420	17358	1698
11	280	100	78,54	36,1	10,22	21991	18693	1829
12	300	100	78,54	36,1	10,22	23562	20028	1959
13	320	100	78,54	36,1	10,22	25133	21363	2090
14	340	100	78,54	36,1	10,22	26704	22699	2221
15	350	100	78,54	36,1	10,22	27489	23366	2286

Fonte: Elaborado pelo autor

Todas as variáveis usadas no cálculo como área, diâmetro e pressão consta no item 9.

A pressão de entrada foi alterada 15 vezes variando em 20bar. Conseguimos observar na tabela, que o máximo valor de pressão que o intensificar consegue atingir é 2286 bar (item 15), utilizando se a pressão máxima da unidade hidráulica, 350 bar.

Observando ainda esse item 15, o valor de 23366 kgf de força efetiva é importante analisar para que não ultrapasse o limite de carga do parafuso (calculado no item IV – Dimensionamento dos parafusos de fixação dos cabeçotes). Isso se vale para qualquer UH maior que 350 bar mostrado na tabela.

A seguir na figura 99 e 100, são representados alguns gráficos para auxiliar na apresentação dos dados.

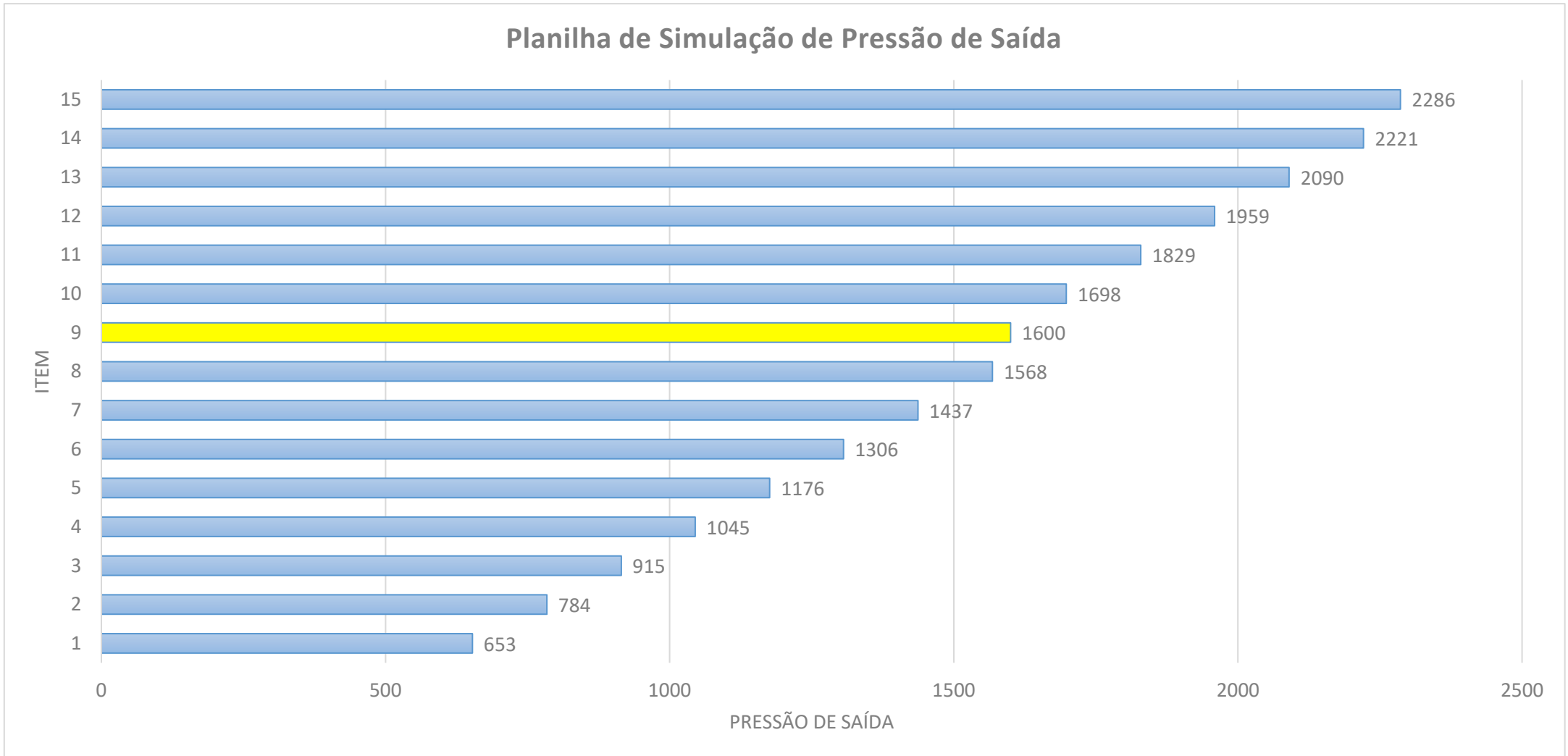


Figura 99: Gráfico da planilha de simulação de pressão de saída – Item x Pressão de saída

Fonte: Elaborado pelo autor

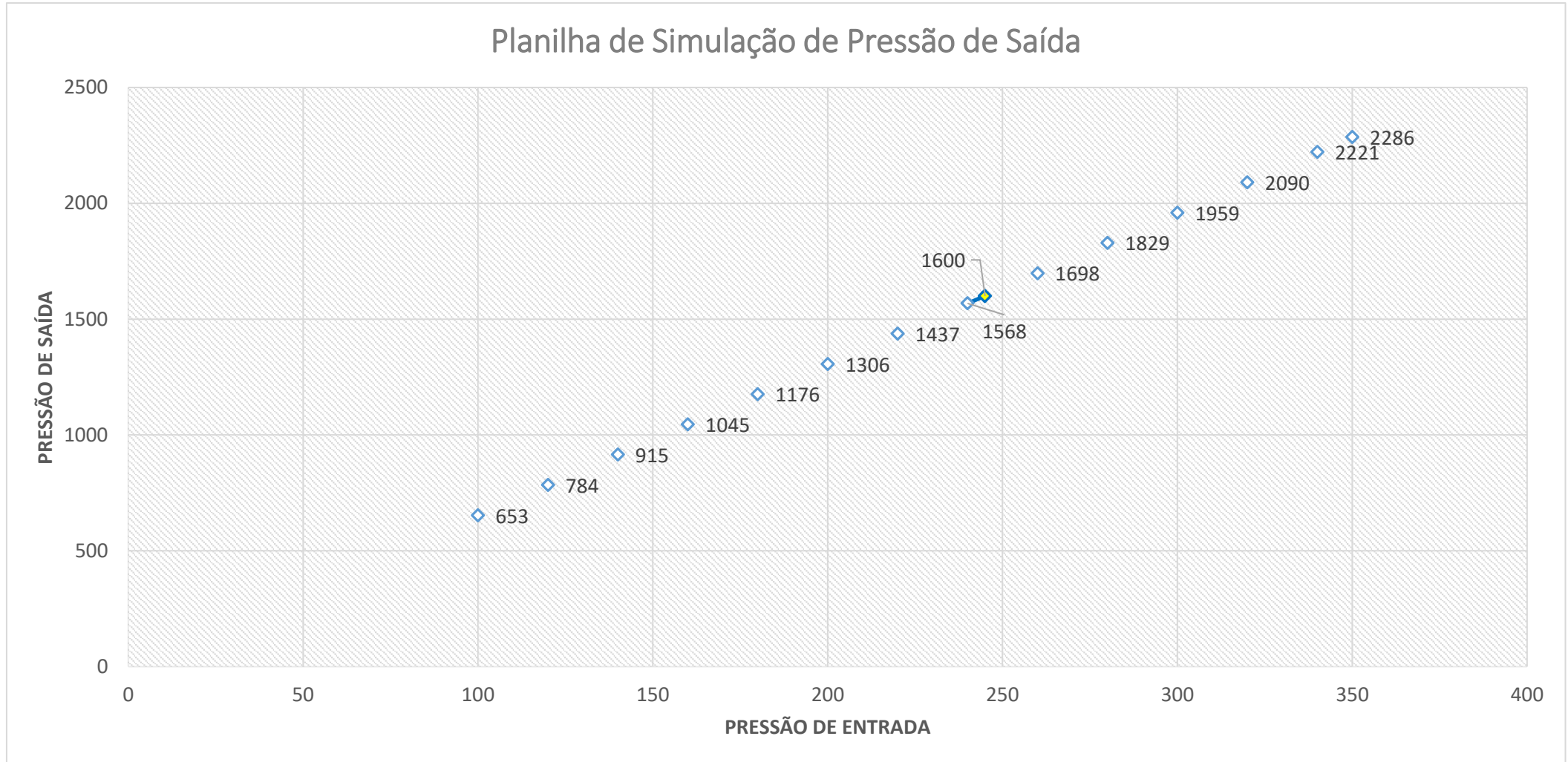


Figura 100: Gráfico da planilha de simulação de pressão de Saída – Pressão de saída x Pressão de entrada

Fonte: Elaborado pelo autor

Nas imagens dos gráficos representados (Figura 99 e 100), os itens destacados na cor amarela, representa a pressão do projeto.

Através desses gráficos conseguimos observar uma crescente variação da pressão de saída, conforme o aumento da pressão de entrada da UH, de acordo com o princípio de pascal, já era esperado essa variação.

5 CONCLUSÃO

Devido à dificuldade mencionada no trabalho sobre a aquisição de componentes mecânicos para tal pressão e empresas especializadas na região, concluímos através dos resultados obtidos no teste, que a alternativa de utilizar um intensificador de pressão para otimizar a pressão da UH era a melhor saída para a realização do serviço.

Isso se faz por oferecer uma maior segurança devido à resistência dos componentes fabricados e abrangendo uma maior gama de aplicação, podendo ser utilizados em outros serviços que exigem pressões elevadas. Em vista do ponto econômico, se torna inviável a aquisição de uma UH mais robusta para utilização de serviço desse porte, do que à fabricação de um intensificador de pressão.

Lembrando que o intensificador de pressão projetado, tratava-se de um protótipo sem fins comerciais, por isso foi utilizado o aço 1045 em sua fabricação, caso o projeto seja comercializado é recomendado que se utilize em sua fabricação materiais mais nobres, como o aço 4340 citado anteriormente em nosso trabalho, que possui combinação de resistência mecânica média e resistência à fratura.

No mais, os conhecimentos obtidos na realização de todas as etapas deste projeto foram satisfatórios para validar a eficiência da graduação na qual utilizamos ferramentas, conceitos e habilidades que foram agregadas ao longo do curso.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

RODRIGO, Magnos Klein. **Dimensionamento de um sistema hidráulico com vazão variável para acionamento do espalhador de palha de uma colheitadeira de grãos.** Horizontina, 2014.

Brasil Escola – O que é um fluido. Disponível em <https://brasilecola.uol.com.br/o-que-e/fisica/o-que-e-um-fluido.htm>. Acessado em 16 de julho de 2018.

Metal Work Pneumatic – Componentes Pneumaticos. Disponível em <http://www.metalwork.com.br/>. Acessado em 19 de julho de 2018.

Kalatec Automação – Atuadores Rotativos. Disponível em <http://www.kalatec.com.br/lp/atuadores-rotativos>. Acessado em 20 de julho de 2018.

Jotaflex – Filtros Hidráulico. Disponível em <http://www.jotaflex.com.br/filtros-hidraulicos>. Acessado em 28 de Agosto de 2018.

Otto Sistemas Hidráulicos – A importância e as aplicações dos sistemas de vedações. Disponível em <http://www.ottosistemas.com.br/noticias.php?ler=MjA1>. Acessado em 29 de Agosto de 2018.

Manutenção Preditiva – Óleo Hidráulico: Conheça a principal falha e saiba como resolvê-la. Disponível em <https://www.manutencaopreditiva.com/filtragem/oleo-hidraulico-conheca-principal-falha-e-saiba-como-resolve-la>. Acessado em 11 de Agosto de 2018.

Acepil – Termômetros Industriais. Disponível em <http://www.acepil.com.br/artigos/termometros-industriais>. Acessado em 26 de julho de 2018.

Casa da Caldeira – Vacuômetro. Disponível em <http://www.casadacaldeira.com.br/home/produtos/manometros-e-termometros/vacuometro/>. Acessado em 26 de julho de 2018.

Manutenção e Suprimentos – O que é um Intensificador Hidráulico. Disponível em <http://www.manutencaoesuprimentos.com.br/conteudo/6290-o-que-e-um-intensificador-hidraulico/>. Acessado em 19 de junho de 2018.

MAURÍCIO, A. CONTADINI; MARCELO, TORRICELLI; LYSS, VALLE. **Óleos Hidráulicos Automotivos e Industriais: Tipos, Classificação e Desempenho**. Bauru, 2013.

NICOLA, Marcelo. VIEIRA, Marcos. **Projeto Mecânico e Construção de Vaso de Pressão: Estudo do Caso Serviço com Sulfeto de Hidrogênio**. Vitória, 2012.

JÚNIOR, Francisco. **Fluidos Hidráulicos**. Pernambuco, 2013.

PARKER HANNIFIN IND. COM. Ltda – Cilindros Hidráulicos. Catálogo. HY-2017-1 BR, 08/2008.

ROYAL DUTCH SHELL – Óleo Shell Tellus S2M68. Catálogo. S2 M 68, v 1, 09/2014.

ITH SCHRAUBTECHNIK – Manômetro. Catálogo. YI2323, 07/2011.

FESTO – Multiplicador de Pressão – Série DPA. Catálogo. 13023 242, 10/2013.

PARKER HANNIFIN IND. COM. Ltda. Tecnologia Pneumática Industrial. São Paulo, 2007. (Apostila).

GHPC. Multiplicador de Pressão (Booster). São Paulo, 2018. (Apostila).

ROSA, D. Atuadores Hidráulicos. São Paulo, 2014. (Apostila).

ANTÔNIO, J. **TSA: Hidráulica, Pneumática, Noções de Comandos Elétricos, Eletropneumática e Eletrohidráulica**. São Paulo, 2012. (Apostila).

RODRIGUES, M. **CEFET – BA: Hidráulica**. Bahia, 2008. (Apostila).

MOREIRA, ILO DA SILVA. **Sistema hidráulicos industriais**. São Paulo, 2008. (Apostila).

RODRIGUES, LUIZ. **IFSP: Mecânica dos Fluidos**. São Paulo, 2010. (Apostila).

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10138: Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos: Terminologia**. Rio de Janeiro, p. 24. 2011.

Roberto Cordes S.A. – Aço Super Cromo. Disponível em https://www.cordes.com.ar/index.php?modulo=mater&accion=sitio_ver&idmater=178&modulo_ANTE=norm&accion_ANTE=sitio_ver&idnorm_ANTE=168. Acessado em 02 de Agosto de 2018.

7 ANEXOS

7.1. Anexo 01 – Desenho técnico: Êmbolo e Haste

7.2. Anexo 02 – Desenho técnico: Camisa Hidráulica

7.3. Anexo 03 – Desenho técnico: Cabeçote Dianteiro

7.4. Anexo 04 – Desenho técnico: Cabeçote Traseiro

7.5. Anexo 05 – Desenho técnico: Flange de Fixação

7.6. Anexo 06 – Desenho técnico: Intensificador de Pressão (Mon. 2D)

7.7. Anexo 07 – Desenho técnico: Intensificador de Pressão (Mon.)

7.8. Anexo 08 – Catálogo da Tellep

7.9. Anexo 09 – Relatório de Teste