

ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
PROJETO MECÂNICO

Sistema Hidráulico Para uma Tesoura Circular

1983

Autor: Paulo Sérgio Budeu

Orientador: Francisco E.B. Nigro

SUMÁRIO

Todo e qualquer tipo de equipamento mecânico necessita de sistemas que sejam capazes de promover condições de trabalho satisfatórias aos seus operadores.

O posicionamento e a movimentação dos materiais a serem trabalhados e, o próprio tipo de acionamento do equipamento exigem tais condições. Existem diversas maneiras através das quais podemos dotar uma máquina com sistemas capazes de realizar tais operações da maneira mais conveniente. Entre estes vários sistemas está o acionamento hidráulico que promove a transformação da energia elétrica em hidráulica e daí, em mecânica.

A utilização da energia fluída tem sua origem à milhares de anos antes de Cristo. Sistemas como a roda d'água, canaletas e dutos de transmissão já eram comumente empregados. A utilização do fluído sob pressão, porém, tem seu desenvolvimento muito mais recente. A primeira utilização da energia fluída é atribuída à um mecânico inglês, Joseph Bramah, que construiu a primeira prensa hidráulica utilizando como fluído a água por volta de 1795.

Todos os primeiros sistemas hidráulicos utilizaram-se desse fluído como meio transmissor por ser facilmente encontrada e de utilização imediata.

O desenvolvimento de sistemas cada vez mais complexos exigiu a substituição da água pelo óleo mineral com grandes vantagens. Hoje, com a evolução dos materiais empregados na construção dos equipamentos, bem como com a dos fluídos sintéticos, a versatilidade do uso da transmissão de força fluída é evidente.

Sistemas simples como os de frenagem de um automóvel até complexos como os de modernas aeronaves e mísseis, não dispensam o emprego deste tipo de acionamento, pois as vantagens apresentadas em relação a outros são relevantes.

No nosso caso, a utilização da energia fluída para movimentação de carga, bem como para acionamento de componentes vitais do equipamento, é imediatamente justificável, pois a fácil instalação dos diversos elementos, a grande flexibilidade e o espaço reduzido ocupado viabilizam o seu emprego. Podemos, ainda, argumentar em seu favor os efeitos da baixa inércia que permitem inversões rápidas e suaves de movimento, além da possibilidade de variações micrométricas de velocidade. São sistemas autolubrificantes e apresentam uma baixa relação peso-potência.

É claro que algumas dessas características podem ser conseguidas

através de sistemas mecânicos ou elétricos, porém a custos de dispositivos extremamente complexos e delicados.

Como principal crítica aos sistemas óleo-hidráulicos, poderíamos ressaltar um rendimento inferior em relação às outras formas de transmissão de energia. Esta queda de rendimento devido, principalmente à vazamentos internos nos elementos, transformação de energia elétrica em mecânica e mecânica em hidráulica, além dos atritos internos e externos não é de tal ordem que inviabiliza o sistema. Outra desvantagem que poderia ser observada é o perigo de incêndio apresentado pois o óleo hidráulico é combustível.

Essas desvantagens, porém, não serão relevantes no nosso caso pois, como já foi dito a queda de rendimento não **restringe** a utilização e não possuímos operações e nem condições ambientais e físicas capazes de levar o fluido a combustão.

Dito isto, queremos crer que não pairam dúvidas sobre as razões que nos levaram a escolher a utilização de dispositivos hidráulicos no nosso equipamento. Nos capítulos seguintes serão apresentados em detalhes o equipamento e suas partes bem como o roteiro de cálculo empregado na escolha dos diversos elementos necessários para o sistema em questão.

ÍNDICE DOS CAPÍTULOS E ANEXOS:Capítulo I:

I.1- Especificações Técnicas.....	01
-----------------------------------	----

Capítulo II:

II.1- Sistemas de Aplicação de Energia.....	05
II.2- Determinação dos Atuadores Hidráulicos.....	05

Capítulo III:

III.1- Sistemas de Distribuição e Controle.....	22
III.2- Comentários Sobre Elementos de Controle.....	23
III.3- Determinação da Tubulação Hidráulica.....	24
III.4- Determinação dos Elementos de Controle.....	33

Capítulo IV:

IV.1- Sistema de Geração.....	36
IV.2- Determinação da Bomba Hidráulica.....	36
IV.3- Determinação do Motor Elétrico.....	39
IV.4- Determinação do Acumulador Hidráulico.....	40
IV.5- Determinação dos Filtros de Óleo do Circuito Hidráulico...	42
IV.6- Determinação do Trocador de Calor.....	43
IV.7- Determinação do Reservatório de Óleo.....	45
IV.8- Acessórios.....	46

A. Apêndice:

A.1- Manual de Manutenção de Equipamentos Óleo-Hidráulicos	
A.2- Catálogos: Atuadores Hidráulicos	
A.3- Catálogos: Elementos de Controle e Distribuição	
A.4- Catálogos: Elementos de Geração	
A.5- Esquema Hidráulico da Instalação	
A.6- Esquema da Linha de Corte	

CAPÍTULO I

I.1 - Especificações Técnicas:

Neste capítulo estão resumidas as características técnicas relevantes ao dimensionamento dos elementos hidráulicos do equipamento. A observância das capacidades e limitações deverá ser uma constante durante toda a vida de utilização objetivando uma operação segura e sem problemas.

Todo o cálculo para o sistema hidráulico será feito baseado nessas características fornecidas pelo fabricante do equipamento com a finalidade de atender satisfatoriamente as necessidades e paralelamente evitar-se um super-dimensionamento dos elementos. Procurar-se-ã também a utilização de componentes "standard", isto é, de componentes que serão facilmente encontrados no mercado a fim de reduzirmos o custo de aquisição ao máximo além de, é claro, permitir uma manutenção fácil e segura.

Inicialmente será aconselhável uma descrição detalhada de todo equipamento e de sua sequência operacional, a fim de tornarem-se evidentes os objetivos e finalidade que se buscam cumprir, deixando para o final do capítulo o relacionamento das limitações dentro dos mesmos objetivos.

Assim podemos dizer que a tesoura circular é uma máquina de conformação mecânica que foi construída com a finalidade de executar cortes longitudinais em chapas de aço-carbono. A execução dessa operação, porém, exige toda uma sequência operacional que permita o posicionamento e a movimentação do material em condições ideais para o corte.

Com isso podemos considerar como uma primeira etapa a alimentação da máquina, isto é, a colocação do material em condições para a sua movimentação. Esse passo exige que um "carro alimentador" com capacidade de translação mova-se até a área de armazenamento de bobinas, recolha e retorne posicionando-a para operação seguinte. O carro alimentador deverá, ainda, possuir um movimento de elevação que permita a remoção do material do berço e sua movimentação em condições favoráveis. (1)

Antes de ser definitivamente posicionado, porém, o material deverá ser convenientemente preparado para operação. Essa preparação consiste na remoção das fitas de amarração que são rompidas através de um dispositivo denominado "descascador". O descascador é capaz de avançar e recuar além de descrever um arco de modo que sua aresta cortante pode ser forçada contra as fitas a fim de conseguir o seu rompimento. Vale ressaltar que com a remoção das fitas de amarração a tendência da bobina seria de desenrolar-se ainda sobre o carro. Isto é evitado com o auxílio

do pressionador superior cuja finalidade é a de "segurar" a ponta da chapa até que esta seja conduzida até a desbobinadeira.

Finalmente como última operação de preparo, a bobina é submetida aos pressionadores laterais que visam o alinhamento do material com o eixo das facas, isto é, o posicionamento da bobina em relação a operação de corte. (2)

Após passar pela estação de preparação - descascador, pressionador superior e pressionadores laterais - a bobina estará em condições de ser conduzida até o desenrolador. Aí um conjunto (desenrolador) é capaz de mover-se transversalmente à linha de corte de modo que no seu curso deixe livre o espaço que será ocupado pelo material a ser trabalhado que será conduzido pelo carro alimentador. Já durante o avanço do conjunto, um tambor será introduzido no diâmetro interno da bobina e, depois de posicionado, expandir-se-á assumindo esse diâmetro e estabelecendo as condições desejáveis para a operação. (2)

Toda esta primeira sequência de operações visa exclusivamente o posicionamento do material na máquina e em condições de ser trabalhado. Foi descrito resumidamente com a finalidade de esclarecer o seu funcionamento bem como introduzir os primeiros aspectos que serão considerados na elaboração do sistema hidráulico. Seguiremos, agora, realmente para a sequência de conformação do material.

A própria motorização do desbobinador promove a introdução da chapa no conjunto aplainador. Isto será necessário, pois, como o material encontra-se enrolado em forma de bobina, possui uma tendência de curvar-se o que prejudicaria o corte. A fim de contornar esse inconveniente, o material é aplainado de modo que atinja o cabeçote das facas em condições ideais de conformação.

A introdução no conjunto aplainador, porém, não seria facilmente conseguida apenas com a motorização de desbobinador. Para facilitar esta operação, um dispositivo denominado "rolo puxador", auxilia a introdução da chapa, pois, possui movimento vertical e pode ser pressionado contra o material. Igualmente os cilindros aplainados possuem a capacidade de movimentação vertical a fim de facilitar a operação. Ao todo o conjunto aplainador possui quatro cilindros capazes de mover-se, (um rolo puxador e três aplainadores).

Vale ressaltar que neste ponto encontra-se instalada uma fotocélula que tem por finalidade garantir o alinhamento do material a ser conformado. Esta célula envia sinais ao comando do desbobinador que o posiciona adequadamente através de sua movimentação transversal à linha de corte, compensando eventuais problemas causados por imperfeições de bobinamento da chapa (bobinamento telescópico). (3)

Antes, ainda, de alcançar o cabeçote das facas circulares existe uma guilhotina de facas paralelas que tem a finalidade de efetuar o corte transversal do material em posições desejáveis para a operação. O acionamento da faca móvel poderá ser conseguido com o aumento da atuadores hidráulicos (vide capítulo "Atuadores Hidráulicos").

Finalmente o material atinge o cabeçote das facas circulares onde sofre corte longitudinal nas medidas desejadas. Todo o acionamento motorizado de linha de corte é conseguido através de motores elétricos de corrente contínua, pois além da velocidade variável necessária à operação, todo o seu controle associado à variações de diâmetro das bobinas que estão, simultaneamente, sendo desenroladas e enroladas é feito por complexos sistemas eletrônicos. Essas características de controle, além dos elevados torques exigidos, conferem aos motores elétricos grandes vantagens sobre os motores hidráulicos capazes de substituí-los. Com isso não nos dedicaremos à avaliação da possibilidade de acionamento motorizado hidráulico, nesses casos.

Seguindo a sequência de operação, o material já cortado passa por uma mesa de inspeção que também é capaz de mover-se transversalmente à linha. (3)

Por fim a ponta do material atinge o enrolador. Aí uma mesa de passagem dotada de movimento é erguida e posiciona a ponta do material que deverá ser segura no prendedor de pontas. Durante toda a operação de rebobinamento um braço provido de separadores é mantido sobre as bobinas a fim de garantir um perfeito bobinamento. Após o término da operação, fitas de amarração são colocadas e um carro descarregador é acionado. A operação de descarregamento é feita de modo análogo à de carregamento diferindo apenas por este último possuir um extrator de bobinas. Esse dispositivo acoplado ao carro descarregador, é responsável pela remoção das bobinas do tambor do enrolador já convenientemente retraído na retração o diâmetro do tambor diminui facilitando a remoção do material trabalhado), evitando que a ponta interna da chapa permaneça presa no tambor causando problemas à perfeição do bobinamento. (4)

Será necessário, ainda, considerarmos o dispositivo que recolhe e prepara o refilo produzido durante o corte. Esse refilo é resultado de sobras de material devido às diferentes medidas entre o introduzido e o desejado. Assim uma estreita fita de aço aparece como subproduto da operação. Esse refilo é recolhido pela sucateira onde é confirmado na forma de rolos que serão posteriormente descartados. Nesse dispositivo temos o acionamento do rolo amassador e a movimentação do eixo cônico responsáveis respectivamente pela conformação e bobinamento do refi-

Isto posto, esperamos ter esclarecido de maneira mais clara o funcionamento do equipamento, a sua sequência de operação e como o sistema hidráulico deverá atuar permitindo uma fácil produção. É claro que a esplanção feita acima é extremamente resumida e não fornece todas as características técnicas inerentes à máquina porém, espero que o que foi exposto permita uma melhor compreensão de desenvolvimento que será conduzido nos capítulos subsequentes.

Para encerrarmos o capítulo, relacionaremos as limitações do equipamento fornecidas pelo fabricante e, para os quais, todo ele foi projetado. Assim, temos:

- espessura máxima de corte = 12mm
- largura máxima de corte = 1.500mm
- dureza do material = HB 210 kg/mm²
- velocidade máxima de corte = 50 metros/min.

NOTAS:

- (1)...Esquema do Carro Alimentador - Vide Apêndice
- (2)...Esquema: Estação de Preparo
Conjunto Desenrolador - Vide Apêndice
- (3)...Esquema da Linha de Corte - Vide Apêndice
- (4)...Esquema do Enrolador - Vide Apêndice

CAPÍTULO II

II.1 - Sistemas de Aplicação de Energia

De acordo com o tipo de aplicação, existe uma infinidade de tipos de circuitos hidráulicos, porém, todos eles seguem sempre um mesmo esquema, que poderíamos dividir em três partes principais:

- Sistema de geração:

É constituído pelo reservatório, filtros, bombas motores, acumuladores, intensificadores de pressão e outros acessórios.

- Sistema de distribuição e controle:

Constituído por válvulas controladoras de vazão, pressão e direcionais.

- Sistema de aplicação de energia:

Aqui, encontramos os atuadores, que podem ser cilindros, motores hidráulicos e osciladores.

Desses três, o que nos interessará no momento, é o sistema de aplicação onde encontramos os atuadores. O cilindro hidráulico é um atuador linear, isto é, o movimento e força que ele executa são transmitidos retilineamente.

Por se tratar de um atuador, a função básica é transformar força, potência ou energia hidráulica em força, potência ou energia mecânica.

A utilização de um cilindro pode ser a mais variada possível. No maquinário podemos encontrá-lo acionando guilhotinas, calandras, carros alimentadores e uma infinidade de outros equipamentos.

Assim analisaremos para o nosso caso esse tipo de acionamento.

II.2 - Determinação dos Atuadores Hidráulicos:1 - Carro Alimentador de entrada:a - elevação de bobinas:

Este será o caso em que necessitaremos a maior força em todo o sistema hidráulico. Desta forma poderemos selecionar a pressão de trabalho já neste item. Se por ventura, durante o desenvolvimento dos cálculos, encontrarmos valores inadequados poderemos retornar e corrigir esse valor, isso porém será improvável. A carga que solicitará o atuador será composta pelo peso da bobina mais a estrutura: 18.000 kgf

$$p = \frac{F}{A_e}$$

onde F ... força do atuador
p ... pressão de sistema
A ... área do êmbolo

Adotaremos para início de cálculo, como valor para a pressão do sistema 50 bar. Note que quanto menor o valor melhor será para o sistema, pois, todo ele ficará sujeito a menores esforços. Assim:

- avanço:

$$A_E = \frac{F_a}{p} = \frac{18.000}{50 \cdot 1,033} = 348,50 \text{ cm}^2$$

mas $A_E = \frac{\pi d_E^2}{4}$ onde d_E ... diâmetro êmbolo

$$d_E^2 = \frac{A \cdot 4}{\pi} = \frac{348,50 \times 4}{\pi} = 443,74 \text{ cm}^2$$

$$d_E = \sqrt{\frac{443,74}{\pi}} = 21,07 \text{ cm}$$

- recuo : durante o recuo o atuador não estará sujeito a esforços além do peso próprio da estrutura. Assim deveremos adotar o maior diâmetro de haste possível. Assumiremos, então $d_h = 100 \text{ mm}$

$$F_R = A_{ch} \times p \text{ onde } F_R \text{ ... força de retorno}$$

$A_{e.h}$... área coroa menos haste

$$\therefore F_R = \frac{\pi (d_c^2 - d_h^2)}{4} \times p = \frac{\pi (25,0^2 - 10,0^2)}{4} \times 50 \times 1,033$$

$$F_R = 21.286 \text{ kgf}$$

- curso:

O curso selecionado será aquele necessário ao bom funcionamento do equipamento. Assim assumiremos $s = 700 \text{ mm}$.

- flambagem da haste : diâmetro de haste muito inferior a do pistão e cursos grandes, concorrem para que apareça a flambagem da haste. Para evitá-la, existe uma tabela que mostra o diâmetro da haste que deve ser usado de acordo com curso e carga aplicada. (vide apêndice)

Para o caso em estudo, e com auxílio da tabela de flambagem, teremos:

$$\begin{aligned} \text{esforço} &= 18.000 \text{ kgf} & - \text{diâmetro da haste} &= d_{hmin} = 50 \text{ mm} \\ \text{curso} &= 100 \text{ mm} \end{aligned}$$

b - Translação de carro alimentador

Seguindo o raciocínio de cálculo do item anterior e lembrando que:

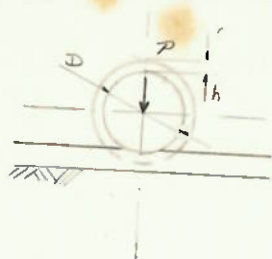
$$P = P_{bob} + P_{carro}$$

e, ainda, avaliando o torque necessário ao deslocamento do carro como se segue, teremos determinado os esforços sobre o atuador.

$$M_I = P \cdot h$$

$$M_R = f \cdot P$$

$$f = 0,013 \cdot D$$



onde M_I ... momento atrito lateral

M_R ... momento rolamento

D ... diâmetro da roda

h ... aba da roda

$$M_T = M_R + M_I$$

$$M_T = 0,013 \cdot D \cdot P + P \cdot h$$

$$M_T = 0,013 \cdot 250 \cdot 20000 + 20000 \cdot (0,15)^2 \cdot 15 = 10861 \text{ kgf.mm}$$

Note que, aqui, ao invés de calcularmos a força necessária ao atuador, calculamos o esforço de torque. Isto nos sugere a utilização de um atuador rotativo, ou seja, um motor hidráulico.

Semelhantemente aos cilindros, os atuadores rotativos têm como função básica, transformar a força, potência ou energia hidráulica em força, potência ou energia mecânica rotativa.

A energia hidráulica fornecida para um motor hidráulico é convertida em mecânica sob forma de torque e rotação. Os motores podem ser unidirecionais (um único sentido de rotação) ou bidirecionais (rotação em ambos os sentidos). Podem ser, também, de vazão fixa ou variável.

Tipos de motores hidráulicos

• Motores de vazão fixa:

- a - engrenagem;
- b - palhetas;
- c - pistões (axiais e radiais)

• Motores de vazão variável:

- a - palhetas;
- b - pistões (axiais e radiais).

Naturalmente, o que nos interessa no projeto é saber que torque e rotação um motor hidráulico deverá fornecer.

- Atuador rotativo: podemos observar uma relação direta entre o torque e a pressão e ainda entre a rotação e a vazão disponíveis. Aqui, porém, deveremos empregar também um redutor, pois, para o motor possa atuar em qualquer faixa de rotação, até um máximo de função de seu modelo, a que apresenta maior rendimento obriga o emprego desse elemento.

Desta forma, poderíamos selecionar o atuador como segue: torque: como calculado $M_T = 10.861 \text{ kgf.mm}$

- rotação : velocidade de translação do carro = $V = 6\text{m/min}$ (adotada)

$$\therefore M_R = \frac{Vc}{D_R} = \frac{6}{0,25} = 24 \text{ rpm}$$

mas para operação em uma faixa de rendimento razoável, deveremos ter:
 $N_{\text{motor}} \approx 200 \text{ rpm}$ (vide catálogo no apêndice - OMP 100)

O redutor que deverá ser utilizado deverá ter uma relação de redução de:

$$i = \frac{N_{\text{motor}}}{N_r} = \frac{200}{24} = 8,33$$

com isso, o torque do motor deverá ser:

$$i = \frac{M_{TR}}{M_{\text{motor}}} \rightarrow M_{\text{motor}} = \frac{M_{TR}}{i} = 1304 \text{ kgf.mm}$$

2 - Estação de Preparo de Bobina:

a - 1) rotação do descascador:

Por razões operacionais o descascador deverá ser capaz de descrever um arco através de uma rotação parcial de sua estrutura. Essa rotação será conseguida com o auxílio de dois atuadores que serão fixos à máquina e articulados à estrutura do descascador. Dessa forma, durante o avanço, os atuadores farão que o elemento descreva o movimento desejado, pois estarão articulados fora do centro de rotação. Com isso os cilindros hidráulicos estarão sujeitos a um esforço causado pelo peso da estrutura, porém aplicado a uma distância l_1 do centro de rotação. Poderemos avaliar o esforço sobre os atuadores da seguinte forma:

$$M = P_e \times l_1 \quad \text{onde} \quad P_e \dots \text{peso da estrutura}$$

$$M = 900 \times 1200 = 1080000 \text{ kgf.mm} \quad M \dots \text{momento (kgf.mm)}$$

$$\therefore F = \frac{M}{b} = \frac{1080000}{220} = 4910 \text{ kgf}$$

- avanço : $F_A \approx 2500 \text{ kgf}$ para cada atuador

$$A_e = \frac{F_A}{p} = \frac{2500}{50 \times 1,033} \approx 48 \text{ cm}^2$$

$$d_e^2 = \frac{4 \cdot A_e}{\pi} = \frac{4 \cdot 48}{\pi} \approx 61 \text{ cm}^2 \rightarrow d_e = 80 \text{ mm}$$

- curso: o deslocamento exigiria $s = 310 \text{ mm}$

- recuo: deveremos ter no retorno $F_R = F_A = 2500 \text{ kgf}$
assumindo $d_e = 100 \text{ mm}$ e $d_h = 56 \text{ mm}$

$$F_R = A_{e-h} \times p \frac{\pi(10,0^2 - 5,6^2)}{4} \times 50 \times 1,033 = 2784 \text{ kgf}$$

- flambagem: esforço $F_A = 2500 \text{ kgf}$
curso $s = 310 \text{ mm}$

logo $d_h \geq 21 \text{ mm} \rightarrow \text{OK!}$

a- 2) descascador:

Como foi explanado no capítulo anterior, o descascador atua em uma direção variável e tem esforços solicitantes irregulares. Com isso torna-se difícil uma avaliação precisa sobre as forças de avanço e recuo. Tomaremos como grande determinante das dimensões do cilindro o seu curso e, a partir daí as demais visando compatibilidade estrutural.

- curso: (conforme necessidade do equipamento)
 $s = 1.300 \text{ mm}$

- avanço: $d_e = 125 \text{ mm}$ (adotado)

$$F_{av} = A_e \times p = \frac{\pi d_e^2}{4} \times p = \frac{\pi(12,5)^2}{4} \times 50 \times 1,033 = 6.335 \text{ kgf}$$

que é suficiente para a solicitação do elemento.

- recuo: $d_h = 55 \text{ mm}$ (adotado)

$$F_R = A_{e-h} \times p = \frac{\pi(d_e^2 - d_h^2)}{4} \times p = \frac{\pi(12,5^2 - 5,5^2)}{4} \times 50 \times 1,033 = 5.109 \text{ kgf}$$

que, também será suficiente.

- flambagem : esforço de avanço $F_A = 6.335 \text{ kgf}$
curso necessário $s = 1.300 \text{ mm}$
 $\therefore d_h \geq 39 \text{ mm} \rightarrow \text{OK!}$

b- pressionamento superior:

Neste caso, embora a direção de atuação permaneça constante (vertical), os esforços de avanço e recuo novamente são de difícil avaliação. Assim, como no ítem anterior, o curso será determinante na seleção do atuador

- curso: $s = 1.200 \text{ mm}$ (necessidade do equipamento)
- avanço: $d_e = 125 \text{ mm}$ (adotado)

$$F_{av} = A_{exp} \rightarrow F_{av} = 6.335 \text{ kgf}$$

valor suficiente para o elemento.

- recuo: $d_h = 55 \text{ mm}$ (adotado)

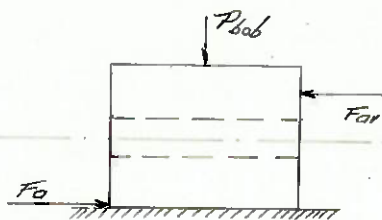
$$F_R = A_{e-h} \times p \rightarrow F_R = 5.109 \text{ kgf}$$

- flambagem: esforço $F_A = 6.335 \text{ kgf} \rightarrow d_h = 39 \text{ cm}$
curso $s = 1.200 \text{ mm}$

c - pressionadores laterais:

Como foi explanado a função dos pressionadores laterais é de posicionar a bobina centralmente ao desenrolador. Desta forma necessita-remos um sistema que garanta o avanço e o recuo simultâneo de ambos os cilindros. Isto nos sugere a utilização de um circuito regenerativo, pois assim teremos maior possibilidade de êxito.

Os esforços que deverão ser vencidos podem ser avaliados como segue:



$F_{av} = P_{bob} \cdot \mu$ coef. de atrito de escorregamento, devido ao movimento da bobina.

$$\mu = 0,15$$

$$\therefore F_a = 18000 \times 0,15 = 2700 \text{ kgf}$$

- avanço: $F_{av} = 2700 \text{ kgf}$ (vide acima)

$$A_e = \frac{F_{av}}{p} = \frac{2.700}{50 \times 1,033} = 52,27 \text{ cm}^2$$

$$d_e^2 = \frac{4 \cdot A_e}{\pi} = \frac{4 \times 52,27}{\pi} = 66,56 \text{ cm}^2 - d_e \geq 8,16 \text{ cm}$$

Adotaremos, então $d_e = 100 \text{ mm}$

- recuo: $F_R \approx 0 \text{ kgf}$ não existem forças que se oponham ao deslocamento.
Logo adotaremos o maior d_h possível, daí $d_h = 70 \text{ mm}$

- curso: $s = 450 \text{ mm}$ (necessidade operacional)

- flambagem: esforço $F_A = 2.799 \text{ kgf} - d_h \geq 20 \text{ mm}$
curso $s = 450 \text{ mm}$

3 - Conjunto desenrolador:

a - expansivo do tambor:

O tambor hidráulico de acionamento do expansivo do tambor é uma característica do equipamento, uma vez que os esforços e o curso desse

atuador serão dados em função das características construtivas do sistema. Assim temos como dados fornecidos pelo fabricante:

- avanço: $d_e = 400 \text{ mm}$ (fabricante)

$$F_{av} = A_e \times p = \frac{\pi (40)^2}{4} \times 50 \times 1,033 = 64.872 \text{ kgf}$$

Nota: Esse valor já nos sugere a utilização de uma válvula reguladora de pressão, pois, a grandeza da força calculada evidencia tal conclusão. A utilização desse elemento será melhor discutida no capítulo de sistemas de distribuição e controle.

- recuo: $d_h = 250 \text{ mm}$ (fabricante)

$$F_R = A_{e-h} \times p \rightarrow F_R = 39.532 \text{ kgf}$$

- curso: $s = 317 \text{ mm}$ (fabricante)

- flambagem: não será considerada neste caso.

b - deslocamento do conjunto desenrolador:

Conforme as características do equipamento, necessitaremos para o deslocamento do conjunto desenrolador um atuador que, além de cumprir o curso solicitado, possua uma sensibilidade tal que permita uma resposta imediata às informações enviadas pela fotocélula (vide capítulo "Especificações Técnicas"). Para esse tipo de serviço os motores hidráulicos são elementos adequados pois possuem essa característica de resposta e, não são afetados pela possível frequência dessas solicitações.

Os esforços do atuador serão no sentido de vencer a inércia do conjunto, além dos atritos resultantes do movimento. Esses esforços podem ser calculados como segue:

$$M_T = M_e + M_R$$

onde M_T ... momento torção total

M_e ... momento atrito lateral

$$M_R = f \times P$$

M_R ... momento do rolamento

$$M_e = P \cdot \mu^2 \cdot h$$

P ... peso do carro em kgf

$$f = 0,013 \quad D$$

μ ... coeficiente de atrito

$$M_T = 5.000 \times (0,15)^2 \times 15 + 5.000 \times 0,013 \times 250 = 2751 \text{ kgf mm}$$

b- atuador rotativo:

Neste caso deveremos utilizar um motor acoplado a um redutor de forma que a condição ideal de trabalho seja atingida pelo motor. Isto, porém, poderia prejudicar a rapidez de resposta à foto-célula pelo motor.

Essa condição entretanto não será limitante à utilização do dispositivo. Assim:

- rotação: . velocidade do conjunto: $N_c = 24 \text{ rpm}$
- . rotação para o motor = $N_{\text{motor}} = 200 \text{ rpm}$
(modelo OMP 100)

Logo, o redutor deverá ser tal que:

$$i = \frac{N_{\text{motor}}}{N_c} = \frac{200}{24} = 8,33$$

- torque: . torque necessário: $M_T = 2751 \text{ kgf}$
com a redução i utilizada, teremos:

$$M_{T_{\text{motor}}} = \frac{M_T}{i} = 330,25 \text{ kgf.m}$$

4 - Conjunto Aplainador

O conjunto aplainador constitui-se de uma sequência de quatro cilindros sendo que o primeiro (rolo puxador) tem a finalidade introduzir a chapa que deverá ser conformada pelo de mais. Como já foi exposto anteriormente, esses rolos são motorizados para facilitar a operação, além de possuírem movimento vertical. Neste ponto dimensionaremos os atuadores lineares que possibilitarão esses movimentos.

a - rolo puxador

O cálculo dos esforços para este elemento são, novamente de difícil avaliação, pois serão função dos materiais que estejam sendo trabalhados. Dependerão, ainda, das condições do equipamento tais como desgaste do freio, oleamento da chapa e tração de enrolamento a que foi submetida a bobina. Finalmente devemos observar que o rolo puxador deverá possuir dois cilindros hidráulicos, um em cada mancal, para o movimento vertical desejado.

- avanço: para o cálculo da força de avanço avaliaremos a força necessária ao desenrolamento da bobina e a igualaremos à força de atrito que deverá existir entre a chapa e o rolo puxador para que a motorização possa garantir a introdução da fita no conjunto aplainador. Assim:

$$F_{at} = 900 \text{ kgf} \quad (\text{avaliado experimentalmente})$$

$$F_{at} = \mu \cdot N = \mu \cdot F_{av} = \mu \cdot A_e \cdot p$$

$$A_e = \frac{F_{at}}{\mu \cdot p} = \frac{900}{0,15 \times 50 \times 1,033} = 116,17 \text{ cm}^2$$

$$d_e = \frac{\tau \times A_e}{\pi} = \frac{\tau \times 116,17}{\pi} = 12,2 \text{ cm}$$

∴ adotaremos $d_e = 125 \text{ mm}$

- curso: para a necessidade do elemento $s = 150 \text{ mm}$
- recuo: no recuo o atuador não será submetido a esforços além do peso próprio do rolo. Com isso: $F_R = 300 \text{ kgf}$

$$A_{e-h} = \frac{F_R}{p} = \frac{300}{50 \times 1,033} = 5,8 \text{ cm}^2$$

$$d_h \leq 120 \text{ cm} \quad - \quad d_h = 90 \text{ mm}$$

- flambagem : $F_{av} = 6000 \text{ kgf} - d_h \geq 20 \text{ mm}$
 $s = 150 \text{ mm}$

Assim assumiremos $d_h = 56 \text{ mm}$ (comercial)

b - Primeiro Rolo Aplainador:

Para a avaliação dos esforços de endireitamento da chapa iremos assumir, como aproximação, o cálculo de deformação de uma viga engastada em ambas as extremidades e sujeita a um esforço concentrado no centro do vão. Iremos aplicar, para isso, um esforço suficiente para que seja atingida a condição de escoamento do material. Com isso:

$$\tau_e = \frac{M_f}{W} \quad \text{onde } \tau_e \dots \text{tensão de escoamento}$$

$$W = \frac{bh^2}{4} \quad M_f \dots \text{momento fletor}$$

Calcularemos o caso mais crítico, ou seja, o caso em que tenhamos o material com maiores dimensões (largura e espessura) e maior tensão de escoamento para trabalhar aço-carbono com dureza até HB 210 kgf/mm^2 (o que corresponde aproximadamente ao aço ABNT 1060). A partir

daí podemos avaliar o esforço necessário:

$$e = 39 \text{ Rp/mm}^2$$

$$S = \frac{bh^2}{4} = \frac{1500 \times (12)^2}{4} = 54000 \text{ mm}^3$$

$$\therefore M_f = \tau e \times S = 39 \times 54000 = 2106000 \text{ Rp mm}$$

Daí, podemos calcular a força de avanço necessária ao atuador hidráulico:

$$F_{av} = \frac{M_f}{l} \quad \text{onde } l \dots \text{ braço de força (distância entre o rolo inferior e o superior).}$$

$$D_{av} = \frac{2106000}{240} \approx 8775 \text{ Rp}$$

Com isso determinamos os cilindros hidráulicos:

- avanço: ($F = 2 F_{av}$)

$$A_e = \frac{F_{av}}{p} = \frac{4388}{50 \times 1,033} = 84,95 \text{ cm}^2$$

$$d_e = \frac{4 \times A_e}{\pi} = \frac{4 \times 84,95}{\pi} = 10,4 \text{ cm}$$

logo, assumiremos: $d_e = 125 \text{ mm}$

- recuo: no retorno apenas o peso próprio do rolo deverá ser vencido ; além de atritos inerentes ao trabalho de retorno. Assim:

$$F_R \approx 500 \text{ kgf}$$

$$A_{e-h} = \frac{F_R}{p} = \frac{500}{50 \times 1,033} = 9,68 \text{ cm}^2$$

$$d_h^2 = d_e^2 - \frac{4 \times A_{e-h}}{\pi} = 156,25 - \frac{4 \times 9,68}{\pi}$$

$$d_h \leq 119 \text{ mm}$$

- curso: devido às características construtivas necessitamos $s=150 \text{ mm}$

- flambagem: $F_{av} = 6017 \text{ kgf}$ - $d_h \geq 25 \text{ mm}$
 $s = 150 \text{ mm}$

A fim de trabalharmos com folga tanto no retorno quanto em relação à flambagem assumiremos $d_h = 56 \text{ mm}$

- Segundo Rolo Aplainador:

A função desse segundo rolo será idêntica à do primeiro rolo aplainador, o que leva a um dimensionamento semelhante,

A única diferença entre ambos será a regulagem de posição, pois

o segundo será responsável apenas pela deformação residual da chapa, que na maioria das vezes será menor que a deformação inicial exigida do primeiro rolo. Assim adotaremos um atuador com as seguintes características:

$$d_e = 125 \text{ mm}$$

$$d_h = 56 \text{ mm}$$

$$s = 150 \text{ mm}$$

d- Terceiro rolo aplainador

O terceiro rolo aplainador será o último do conjunto aplainador, e por isso, não estará sujeito a esforços tão elevados de seus antecessores, uma vez, que esse elemento não deverá provocar deformações plásticas no material, mas apenas deformações elásticas.

- avanço: limite de elasticidade: $\tau = 34 \text{ kg/mm}^2$

$$F_{av} = \frac{\tau \times W}{l} = \frac{34 \times 1500 \times (12)^2}{4 \times 240} = 7650 \text{ kgf}$$

$$A_e = \frac{F_{av}}{2p} = \frac{3825}{50 \times 1,033} = 74,06 \text{ cm}^2 \rightarrow d_e = 97 \text{ mm}$$

$$\therefore d_e = 100 \text{ mm}$$

- recuo: no retorno os cilindros hidráulicos deverão vencer apenas o peso do rolo aplainador. Assim adotaremos um valor elevado para d_h . Seja, portanto $d_h = 70 \text{ mm}$.

$$F_R = A_{e-h} = \frac{\pi(10^2 - 7,0^2)}{4} \times 50 \times 1,033 = 2069 \text{ kgf}$$

- curso: para o elemento deveremos ter $s = 100 \text{ mm}$.

- flambagem: novamente, devido ao pequeno curso, não analisaremos a possibilidade de flambagem da haste.

5 - Guilhotina, Transversal

Na guilhotina, os atuadores deverão ser responsáveis pelo acionamento da faca móvel. Com isso a avaliação do esforço de avanço é facilmente determinado, assumidas as seguintes hipóteses:

- faca paralela de secção retangular com inclinação de 15° ;
- altura de corte h máxima;
- trabalho específico de corte $p = 10 \text{ kp.mm/mm}^2$;
- material da chapa 5A E 1060;

$$F = \frac{h^2}{\text{tg } \alpha} \times p \quad \text{onde } l \dots \text{ espessura chapa}$$

$$p \dots \text{ trabalho específico}$$

$$\alpha \dots \text{ inclinação faca}$$

$$F = \frac{(12)^2}{\text{tg } 15} \times 10 = 5374 \text{ kgf}$$

Sabemos, ainda, que o acionamento da guilhotina deverá ser feito por dois atuadores lineares. Assim podemos considerar:

$$\text{- avanço: } A_e = \frac{F_A}{p} = \frac{F_c}{2xp} = \frac{5374}{2 \times 50 \times 1,033} = 52,02 \text{ cm}^2$$

$$A_e = \frac{d_e^2}{4} \rightarrow d_e^2 = \frac{4A_e}{\pi} = 66,24 \text{ cm}^2 \rightarrow d_e = 81,4 \text{ cm}$$

logo, adotaremos $d_e = 100 \text{ mm}$

- curso: o curso desejado será obtido pela soma da espessura da chapa, mais um valor suficiente para garantir o destacamento do material além do espaço entre a posição superior da faca e a superfície da chapa. Com isso obtemos:

$$s = 155 \text{ mm}$$

- recuo: para o recuo o atuador deverá vencer os atritos faca-chapa, além do peso próprio da estrutura. Porém, o esforço de corte necessita de uma haste suficientemente rígida para vencer o avanço e evitar a flambagem. Assumiremos para a haste:

$$d_h = 70 \text{ mm} \rightarrow F_R = A_{e-h} \times p = \frac{\pi(d_e^2 - d_h^2)}{4} \times p$$

$$F_R = \frac{\pi(100^2 - 70^2)}{4} \times 50 \times 1,033 = 2.069 \text{ kgf}$$

- flambagem: $F_{av} = 2687 \text{ kgf}$

$$s = 155 \text{ mm}$$

$$\text{daí } d_h \geq 20 \text{ mm}$$

6 - Mesa Basculante de Rolos:

A mesa basculante, colocada após a tesoura circular, tem a função de suportar a chapa cortada que sai do cabeçote, conduzindo-a até o enrolador. Além disso ser capaz de mover-se permitindo que a montagem do cabeçote seja feita sem maiores dificuldade. Com isso o esforço com que será solicitado o atuador pode ser facilmente avaliado como segue:

$$M_T = M_R + M_e$$

$$M_R = f \cdot P = 0,013 \text{ D.P}$$

$$M_e = P \cdot \mu^2 \cdot h$$

$$\therefore M_T = 2000 (0,013 \times 250 + (0,15)^2 \cdot 15) = 1086 \text{ kgf.mm}$$

- atuador rotativo:

A possibilidade de acionamento será através de um motor hidráulico.

co.

- momento torçor: como calculado $M_T = 1.086 \text{ kgf.mm}$
- rotação: como já exposto em casos anteriores deveremos utilizar um re
ductor.
- . velocidade da mesa $V_m = 6 \text{ m/min} \rightarrow N_m = 24 \text{ rpm}$
- . relação de redução $= i = \frac{N_{\text{motor}}}{N_{\text{mesa}}} = \frac{200}{24} = 8,33$

$$i = 8,33$$

com isso, o momento torçor fica:

$$M_{T_{\text{motor}}} = \frac{M_{TR}}{i} = \frac{1086}{8,33} = 130,4 \text{ kgf.mm}$$

7 - Mesa de Passagem de Enrolador:

Para guiar a ponta da chapa existe um dispositivo denominado mesa de passagem que, dotado de movimento rotativo, é capaz de descrever um arco que posiciona a chapa adequadamente em relação ao prendedor de pontas do enrolador. A rotação da mesa será conseguida através de um atuador linear articulado a uma distância fixa do seu centro de rotação - curso: conforme posicionamento de cilindro:

$$s = 280 \text{ mm}$$

- avanço: avaliação do esforço:

$$M = P.l_1 = 300 \times 500 = 150000 \text{ kgf.mm}$$

$$\text{donde vem: } F = F_{av} \frac{150000}{100} = 1500 \text{ kgf}$$

$$\frac{F_A}{p} = \frac{1.500}{50 \times 1,033} = 20 \text{ cm}^2 \rightarrow d_e \text{ 61 mm}$$

com isso, adotando um valor comercial $d_e = 63 \text{ mm}$

- recuo: no retorno do cilindro o esforço será somente aquele devido ao peso próprio da mesa.

Adotaremos, então: $d_h = 45 \text{ mm}$

$$\therefore F_R = \frac{\pi (d_e^2 - d_h^2)}{4} \times p = \frac{\pi (6,3^2 - 4,5^2)}{4} \times 50 \times 1,033$$

$$F_R = 789 \text{ kgf}$$

- flambagem: esforço de avanço $F_A = 1500 \text{ kgf}$
curso necessário $s = 280 \text{ mm}$

pela tabela de flambagem do apêndice não haverá problema nesta situação de esforço e curso.

8 - Enrolador (Bobinadeira)

a - Tambor expansivo:

Como já foi mencionado quando do cálculo do expansivo do desenrolador, este dispositivo é parte do equipamento fornecido pelo fabricante. Desta forma os cálculos que serão elaborados visam a verificação da capacidade e da limitação além de, é claro, comprovar que a pressão selecionada é adequada ao elemento em estudo. Assim:

- avanço: $d_e = 400 \text{ mm}$

$$F_A = A_e \cdot p = \frac{\pi (40)^2}{4} \times 50 \times 1,033 = 64.905 \text{ kgf}$$

- curso: $s = 317 \text{ mm}$

- retorno: $d_h = 250 \text{ mm}$

$$F_R = A_{e-h} \times p = \frac{\pi (40^2 - 25^2)}{4} \times 50 \times 1,033 = 39552 \text{ kgf}$$

- flambagem: não será analisado

Nota: Como já foi mencionado no item "expansivo do desenrolador" devemos utilizar uma válvula reguladora de pressão no circuito de controle desse elemento (vide capítulo seguinte).

b - Separador de Fita

O braço do rolo separador deverá ser capaz de uma rotação suficiente para vencer o crescimento do diâmetro de enrolamento, além de um curso suficiente que permita a montagem dos separadores com grande facilidade. Esse arco que deverá ser vencido será da ordem de 120° , valor que nos sugere a utilização de atuadores lineares pois a utilização de motor nos traria problemas nas rotações incompletas.

Selecionamos, então, em atuador desse tipo:

- esforço necessário: $M_f = P_3 \times l_1 - P_{cp} \cdot l_2$ onde $P_3 \dots$ peso separado
 $P_{cp} \dots$ contra-peso

$$\therefore M_f = 800 \times 950 + 500 \times 700 = 410000 \text{ kgf.mm}$$

$$F = \frac{M_f}{b} \quad \text{onde } b \dots \text{ braço da força de avanço}$$

$$F = \frac{410000}{250} = 1.640 \text{ kgf} - F_{av} = \frac{F}{2} \quad (\text{dois atuadores})$$

$$\text{- avanço: } A_e = \frac{F_{av}}{p} = \frac{820}{50 \times 1,033} = 15,88 \text{ cm}^2$$

$$d_e = \frac{4 \times A_e}{\pi} = \frac{4 \times 15,88}{\pi} = 4,5 \text{ cm} \rightarrow d_e = 50 \text{ mm}$$

- recuo: no retorno os cilindros terão auxílio do próprio peso do rolo separador. Com isso adotaremos o maior d_h possível. Daí $d_h = 36 \text{ mm}$

- curso: conforme a construção do equipamento $s = 300\text{mm}$
- flambagem: $F_{av} = 1640 \rightarrow d_h \geq 21\text{mm}$
 $s = 300\text{mm}$

9 - Carro Descarregador de Saída:

a - Translação do carro:

Como já foi analisado para o carro alimentador do desenrolador existem duas possibilidades de acionamento para a translação do carro descarregador: atuador linear ou rotativo. Também foi constatado que a utilização do motor hidráulico é mais adequada.

Seguindo a mesma rotina de cálculo teremos:

$$M_T = M_e + M_R$$

$$M_e = P \times \mu^2 \times h$$

$$M_R = f \times P = 0,013 \times D \times P$$

$$M_T = 20000 ((0,15)^2 \times 15 + 0,013 \times 250) = 10861 \text{ kgf.mm}$$

a.2 - atuador rotativo:

- torque necessário: $M_T = 10,861 \text{ kgf.mm}$

- rotação: . velocidade do carro $V_c = 6\text{m/min}$ - $N_c = 24 \text{ rpm}$

. relação de redução $i = \frac{M_{\text{motor}}}{M_c} = \frac{200}{24} = 8,33$

com isso: $M_{T \text{ motor}} = \frac{M_{TR}}{i} = \frac{10861}{8,33} = 1304 \text{ kgf.mm}$

Modelo do motor = OMP-100

b - elevador de bobina:

O elevador de bobinas do carro descarregador tem a mesma função daquela do carro alimentador. Assim:

- avanço: $F_A = \frac{F_A}{p} = \frac{18.000}{50 \times 1,033} = 348 \text{ cm}^2$ - $d_e = 210 \text{ mm}$

padronizando assumiremos $d_e = 250\text{mm}$

- recuo: como exposto anteriormente $d_h = 100\text{mm}$

- curso: apenas o curso sofrerá uma variação, pois necessitaremos $s = 1000 \text{ mm}$

- flambagem: . esforço de avanço $F_A = 18.000 \text{ kgf}$
. curso desejado $s = 1000 \text{ mm}$
 $d_h \geq 54 \text{ mm}$

- extrator de bobinas:

Como acessório o carro descarregador possui um dispositivo auxiliar para remoção da bobina do tambor enrolador durante o recuo. Os esforços são de difícil avaliação e, o elemento será selecionado em função de seu curso.

- curso: $s = 783 \text{ mm}$

- avanço: adotaremos $d_e = 80 \text{ mm}$

$$F_A = A_e \times p = \frac{\pi(8)^2}{4} \times 50 \times 1,033 = 2596 \text{ kgf}$$

- recuo: esforço devido ao peso próprio : $d_h = 36 \text{ mm}$

$$\therefore F_R = A_{e-h} \times p = \frac{\pi(8^2 - 3,6^2)}{4} \times 50 \times 1,033 = 2070 \text{ kgf}$$

- flambagem: esforço de avanço $F_A = 2506 \text{ kgf}$

.curso $s = 783 \text{ mm}$

$$d_h \geq 21 \text{ mm}$$

10 - Sucateira de Refilo:

a - rolo amassador:

O rolo amassador tem a finalidade de promover a deformação do refilo. Assim quanto maior a força disponível, melhor para a operação.

- avanço: a experiência anterior nos mostra que $F_A = 5000 \text{ kgf}$ é um valor que deve ser conseguido pelo atuador. Assim:

$$A_e = \frac{F_A}{p} = \frac{5000}{50 \times 1,033} = 96,8 \text{ cm}^2$$

$$d_e = \frac{\pi \cdot A_e}{4} = \frac{\pi \times 96,8}{4} = 8,72 \text{ cm}$$

Logo, adotaremos $d_e = 100 \text{ mm}$

- recuo: nenhum esforço será exigido além do peso próprio da estrutura.

Com isso adotaremos o d_h maior possível: $d_h = 70 \text{ mm}$

$$F_R = A_{e-h} \times p = \frac{\pi(10^2 - 7,0^2)}{4} \times 50 \times 1,033 = 2.069 \text{ kgf}$$

- curso : necessário $s = 250 \text{ mm}$

- flambagem : $F_A = 5000 \text{ kgf} \rightarrow d_h \geq 25,4 \text{ mm}$
 $s = 250 \text{ mm}$

b- deslocamento do eixo cônico:

A remoção do refilo conformado é conseguida através do recuo do eixo cônico de enrolamento. Novamente aqui, utilizaremos uma analogia com outros equipamentos para o dimensionamento do atuador que responderá pelo recuo do eixo cônico. Assim:

avanço : $F_A = 3000 \text{ kgf}$ (avaliado)

$$A_e = \frac{F_A}{p} = \frac{3000}{50 \times 1,033} = 58,0 \text{ cm}^2$$

$$d_e = \frac{\pi A_e}{4} = \frac{\pi \times 58,0}{4} = 6,75 \text{ cm}$$

Logo, adotaremos: $d_c = 80$ mm (comercial)

- recuo: adotando $d_h = 56$ mm

$$F_R = A_{e-h} \times p = \frac{\pi (8,0^2 - 5,6^2)}{4} \times 50 \times 1,033 = 1.324 \text{ kgf}$$

- curso: necessário $s = 500$ mm

- flambagem: $F_A = 3000$ kgf $\rightarrow d_h \geq 22$ mm
 $s = 500$ mm

Com isso concluímos o capítulo de "Sistemas de Aplicação de Energia". Passaremos, a seguir para a análise e relação das válvulas de controle no capítulo "Sistemas de Distribuição e Controle".

CAPÍTULO III

III.1- Sistemas de Distribuição e Controle

Em sua grande maioria, os sistemas hidráulicos necessitam de meios para se controlar a direção e sentido do fluxo do fluído. Através desse controle, pode-se obter movimentos desejados dos atuadores (cilindros, motores e osciladores hidráulicos), de tal forma que, seja possível se efetuar o trabalho exigido.

Existem vários processos distintos de se conseguir esse controle, podendo ser citados como exemplos:

- a) válvulas de registros;
- b) válvulas direcionais.

Como as válvulas de registro, em sua grande maioria, são de acionamento demorado e cansativo, sua aplicação torna-se limitada em sistemas óleo-hidráulicos em que, muitas vezes, a resposta a um acionamento qualquer, tem que ser rápida e precisa.

O processo mais utilizado para se controlar a direção e sentido do fluxo de fluído em um sistema, é a utilização de válvulas de controle direcional, comumente denominadas apenas válvulas direcionais. Esse tipo de válvula pode ser de múltiplas vias que, com o movimento rápido de um só elemento, controla a direção ou o sentido de um ou mais fluxos de fluído que vão ter à válvula.

Os sistemas hidráulicos necessitam, ainda, de elementos controladores de pressão para o fluído. As válvulas reguladoras de pressão têm por função básica limitar ou determinar a pressão do sistema para a obtenção de uma determinada função do equipamento acionado. Podem ser encontradas trabalhando em qualquer uma das situações seguintes:

- a) limitando a pressão máxima do sistema;
- b) determinando nível de pressão de trabalho;
- c) determinando dois níveis diferentes de pressão;
- d) descarregando a bomba.

Os dispositivos de controle de pressão podem ser:

- Válvula de alívio e segurança;
- Válvula de descarga;
- Válvula de contra-balanço;
- Válvula de sequência;
- Válvula redutora;
- Válvula supressora de choque.

Cada uma dessas válvulas têm diversos tipos de configuração diferentes, podendo ser de operação direta, diferencial ou operação indi-

reta.

Como vimos, podemos controlar a força ou o torque exercido por um atuador através do controle de nível de pressão do sistema. Porém, além da força ou torque, precisamos também regular a velocidade com que um determinado trabalho é realizado, de forma a obtermos o melhor rendimento possível da máquina.

Dentre as muitas maneiras de controle de velocidade de uma máquina hidráulica, podemos lançar mão das válvulas reguladoras de vazão (também denominadas válvulas reguladoras de fluxo ou válvulas de controle de vazão). Esse tipo de válvula nos permite uma regulação simples e rápida da velocidade do atuador através da limitação da vazão de fluido que entra ou sai do atuador, modificando assim, a velocidade de seu deslocamento.

Uma vez expostos os tipos de elementos utilizados para controle e distribuição do fluxo de fluido em sistemas óleo-hidráulicos, passaremos, agora, a comentar a seleção dos elementos que melhor atendam às nossas necessidades. Como exemplo de seleção das válvulas que utilizaremos no circuito hidráulico, analisaremos o caso do carro alimentador de entrada.

III.2- Comentário Sobre Elementos de Controle:

a) elevação de bobinas:

- controle direcional: durante a elevação da bobina, poderemos desejar que o atuador assuma uma posição qualquer do seu curso. Além disso, só será necessário o seu avanço e retrocesso. Logo adotaremos aqui uma válvula direcional de 4 vias, 3 posições e centro fechado. (vide esquema hidráulico).

controle de pressão: no cálculo que efetuamos no capítulo anterior, utilizamos esse elemento para a determinação da pressão de trabalho do sistema. Isto nos sugere, portanto, que a força exercida pelo atuador não deva ser alterada, ou seja, não deveremos utilizar qualquer válvula reguladora de pressão.

controle de vazão: existe uma velocidade ideal de deslocamento para o atuador que será dada em função de características operacionais do equipamento. Deveremos, portanto, garantir que a qualquer momento a velocidade obtida no seu acionamento seja a desejada, não importante as variações a que esteja exposto o sistema. Assim utilizaremos no circuito de elevação de bobinas uma válvula controladora de vazão. (vide esquema hidráulico).

translação do carro alimentador

controle direcional: como no caso anterior deveremos ter uma válvula

de controle direcional de 4 vias, 3 posições e centro fechado. Isto valerá mesmo no caso de utilização de um motor hidráulico, pois desejaremos que este tenha rotações em ambos os sentidos e que possa assumir uma posição qualquer do curso necessário ao carro.

- controle de pressão:

- controle de vazão: devida às mesmas razões do caso anterior utilizaremos aqui uma válvula de controle de vazão.

Isto posto, esperamos ter esclarecido os critérios de seleção dos elementos de controle e distribuição assumidos para todo o sistema hidráulico em estudo. A seguir, deveremos analisar as ligações entre as válvulas e seus respectivos atuadores - a tubulação hidráulica.

A tubulação será responsável pela condução do fluido desde o reservatório até os atuadores, passando pelos diversos elementos do sistema. Uma série de condições deverão ser respeitadas a fim de obtermos uma distribuição adequada em todo o circuito. Assim deveremos evitar excesso de singularidades e velocidades de escoamento muito altas, pois esses fatores provocarão grande perda de carga, escoamento turbulento e, conseqüentemente aquecimento indevido do fluido.

III.3- Determinação da Tubulação Hidráulica:

Vale ressaltar que procuraremos utilizar o menor número possível de diferentes diâmetros, pois isto além de diminuir os custos, facilitará a instalação e a manutenção do equipamento.

1. Carro Alimentador de Entrada:

a) elevação de bobinas:

- velocidade de elevação = $V_a = 3\text{m/min.}$
- diâmetro de êmbolo = $d_e = 250\text{mm}$
- curso de deslocamento = $s = 700\text{mm}$

$$Q_c = V_a \cdot A_e \quad \text{onde } Q_c \dots \text{vazão de fluido}$$
$$A_e \dots \text{área do embolo}$$

$$\therefore Q_c = 3 \times \pi (0,25)^2 \times 10^3 = 1471/\text{min.}$$

ela compatibilidade: $Q_c = Q_t$

$$\therefore A_t \times V_t = Q_t = Q_c \quad \text{onde } A_t \dots \text{área da tubulação}$$
$$V_t \dots \text{velocidade do fluido na tubulação.}$$

OBS 1: $V_t = 5\text{m/s}$...valores adotados para evitar escoamento turbulento.

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{0,147}{5 \times 60} = 4,9 \times 10^{-4} \text{m}^2 = 4,9 \text{cm}^2$$

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 4,9}{\pi}} = 2,50 \text{cm}$$

Logo, adotaremos uma tubulação com diâmetro interno de 1".

OBS 2: Durante o retorno, o fluxo de fluido Q_c necessário será menor pois $A_{e-h} < A_e$. Desta forma a velocidade do fluido na tubulação V_t também terá um valor menor e, portanto, não nos preocuparemos com sua análise.

b) translação do carro:

b.1 - atuador rotativo:

- velocidade de deslocamento = $N_{\text{motor}} = 200 \text{rpm}$
- volume deslocado por revolução: $V_r = 100 \text{cm}^3/\text{rev.}$
- velocidade do fluido: $v_t = 5 \text{m/s} = 3 \times 10^4 \text{cm/min.}$

$$Q_c = V_r \times N = 20000 \text{cm}^3/\text{min} = 201/\text{min.}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{20000}{3 \times 10^4} = 0,667 \text{cm}^2$$

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,667}{\pi}} = 0,92 \text{cm}$$

$$\therefore \underline{\underline{\varnothing_{\text{int}} = 1/2''}}$$

2. Estação de Preparo de Bobinas:

a- Descascador:

a.1- avanço da aresta cortante:

velocidade de acionamento: $V_a = 6 \text{m/min}$

diâmetro do êmbolo: $d_e = 125 \text{mm}$

velocidade do fluido: $V_t = 5 \text{m/s}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi \cdot (12,5)^2}{4} \times 600 = 73631 \text{cm}^3/\text{min}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{73631}{500 \times 60} = 2,45 \text{cm}^2$$

$$\therefore d_t = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,45}{\pi}} = 1,77 \text{cm}$$

Daí: $\varnothing_{int} = 3/4''$

a.2- acionamento basculante do descascador:

- velocidade de avanço: $V_a = 6\text{m/min}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 100\text{mm}$
- velocidade do fluído: $V_t = 5\text{m/s} = 3 \times 10^4 \text{cm/min}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi (10)^2}{4} \times 600 = 47.124 \text{cm}^3/\text{min}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{47.124}{3 \times 10^4} = 1,57 \text{cm}^2$$

$$\therefore dt = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,57}{\pi}} = 1,41 \text{cm} \quad \varnothing_i = 3/4''$$

b- pressionador superior:

- velocidade de avanço: $V_a = 6\text{m/min}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 125\text{mm}$
- velocidade do fluído: $V_t = 3 \times 10^4 \text{cm/min}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi (12,5)^2}{4} \times 600 = 73.631 \text{cm}^3/\text{min}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{73631}{3 \times 10^4} = 2,45 \text{cm}^2$$

$$\therefore dt = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,45}{\pi}} = 1,77 \text{cm}$$

Daí: $\varnothing_i = 3/4''$

c- pressionadores laterais:

- velocidade de avanço: $V_a = 6\text{m/min}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 100 \text{mm}$
- velocidade do fluído: $V_t = 3 \times 10^4 \text{cm/min}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi (10)^2}{4} \times 600 = 47.124 \text{cm}^3/\text{min}.$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{47124}{3 \times 10^4} = 1,57 \text{cm}^2$$

$$dt = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,57}{\pi}} = 1,41 \text{cm}$$

Daí: $\varnothing_i = 3/4''$

3. Conjunto Desenrolador:

a- tambor expansivo:

- velocidade de avanço: $V_a = 300 \text{ cm/min}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 400 \text{ mm}$
- velocidade do fluido: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min}$

$$Q_c = A_e V_a = \frac{\pi (40)^2}{4} \times 300 = 376.991 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{376.991}{3 \times 10^4} = 12,57 \text{ cm}^2$$

$$\therefore d_t = \sqrt{\frac{4 A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 12,57}{\pi}} = 4,00 \text{ cm}$$

Daí: $\phi_i = 1 \frac{1}{2}''$

b- Deslocamento de desenrolador

- velocidade de avanço: $N = 200 \text{ rpm}$
- volume deslocado por revolução = $V_r = 100 \text{ cm}^3/\text{rev.}$
- velocidade do fluido: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min}$

$$Q_c = 20000 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{20000}{3 \times 10^4} = 0,667 \text{ cm}^2$$

$$d_t = \sqrt{\frac{4 A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,667}{\pi}} = 0,92 \text{ cm}$$

Daí: $\phi_i = 1 \frac{1}{2}''$ 4. Conjunto Aplainador:

rolo puxador:

- velocidade de avanço: $V_a = 600 \text{ cm/min}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 125 \text{ mm}$
- velocidade do fluido: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min}$

$$Q_c = A_e V_a = \frac{\pi (12,5)^2}{4} \times 600 = 73631 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{73631}{3 \times 10^4} = 2,45 \text{ cm}^2$$

$$dt = \sqrt{\frac{4 \times At}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 245}{\pi}} = 1,77 \text{ cm}$$

Daí: $\phi_i = 3/4''$

b- primeiro rolo aplainador:

- velocidade de avanço: $V_a = 600 \text{ cm/min}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 125 \text{ mm}$
- velocidade do fluído: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min}$

$$Q_c = A_e \times V_a = 73631 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = 2,45 \text{ cm}^2$$

$$dt = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = 1,77 \text{ cm}$$

Daí: $\phi_i = 3/4''$

c- segundo rolo aplainador:

- velocidade de avanço: $V_a = 600 \text{ cm/min}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 125 \text{ mm}$
- velocidade do fluído: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi (12,5)^2}{4} \times 600 = 73631 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{73631}{3 \times 10^4} = 2,45 \text{ cm}^2$$

$$dt = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 2,45}{\pi}} = 1,77 \text{ cm}$$

Daí: $\phi_i = 3/4''$

d- terceiro rolo aplainador

- velocidade de avanço: $V_a = 600 \text{ cm/min}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 100 \text{ mm}$
- velocidade do fluído: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi (10,0)^2}{4} \times 600 = 47124 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{47124}{3 \times 10^4} = 1,57 \text{ cm}^2$$

$$dt = \sqrt{\frac{4 \times At}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,57}{\pi}} = 1,41 \text{ cm}$$

Daí: $\phi_i = 3/4''$

5. Guilhotina:

a- acionamento da guilhotina:

- velocidade de avanço: $V_a = 300 \text{ m/min}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 100 \text{ mm}$
- velocidade do fluído: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min.}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi (10)^2}{4} \times 300 = 47124 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{47124}{3 \times 10^4} = 1,57 \text{ cm}^2$$

$$dt = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,57}{\pi}} = 1,41 \text{ cm}$$

Daí: $\phi_i = 3/4''$

6. Mesa Basculante de Rolos:

a- acionamento da mesa:

- velocidade de avanço: $N = 200 \text{ rpm}$
- volume deslocado por revolução: $V_r = 100 \text{ cm}^3/\text{rev.}$
- velocidade do fluído: $V_r = 3 \times 10^4 \text{ cm/min}$

$$Q_c = V_r \times N = 20000 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{20000}{3 \times 10^4} = 0,667 \text{ cm}^2$$

$$dt = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,667}{\pi}} = 0,92 \text{ cm}$$

∴ $\phi_i = 1/2''$

7. Mesa Basculante do Enrolador:

- acionamento da mesa:

- velocidade de avanço: $V_a = 600 \text{ cm/min}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 63 \text{ mm}$

- velocidade do fluido: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min.}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi (6,3)^2}{4} \times 600 = 18.703 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{18703}{3 \times 10^4} = 0,62 \text{ cm}^2$$

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,62}{\pi}} = 0,89 \text{ cm}$$

Daí: $\varnothing_i = 1/2''$

8. Enrolador:

a- tambor expansivo:

- velocidade de avanço: $V_a = 300 \text{ cm/min.}$

- diâmetro do êmbolo: $d_e = 400 \text{ mm}$

- velocidade do fluido: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min.}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi (40)^2}{4} \times 300 = 376.991 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{376.991}{3 \times 10^4} = 12,57 \text{ cm}^2$$

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 12,57}{\pi}} = 4,00 \text{ cm}$$

Daí: $\varnothing_i = 1 1/2''$

b- rolo separador:

- velocidade de deslocamento: $V = 600 \text{ cm/min.}$

- diâmetro do êmbolo: $d_e = 50 \text{ mm}$

- velocidade do fluido na linha: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min.}$

$$\therefore Q_c = \frac{\pi (5,0)^2}{4} \times 600 = 11.781 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

$$A_t = \frac{Q_t}{V_t} = \frac{11781}{3 \times 10^4} = 0,39 \quad \rightarrow \quad d_t = 7,1 \text{ mm}$$

$\varnothing_i = 1/2''$

9. Sucateira de Refilo:

a- rolo amassador

- velocidade de acionamento: $V_a = 600 \text{ cm/min}$

- diâmetro do êmbolo: $d_e = 100 \text{ mm}$

- velocidade do fluido: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi (10,0)^2}{4} \times 600 = 47124 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

$$A_e = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{47124}{3 \times 10^4} = 1,57 \text{ cm}^2$$

$$d_e = \sqrt{\frac{4 \times A_e}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 1,57}{\pi}} = 1,41 \text{ cm} \rightarrow \phi_i = 3/4''$$

b- recuo rolo cônico:

- velocidade de acionamento: $V_a = 600 \text{ cm/min.}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 80 \text{ mm}$
- velocidade do fluido: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min.}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi (8,0)^2}{4} \times 600 = 30159 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

$$A_e = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{30159}{3 \times 10^4} = 1,01 \text{ cm}^2 \rightarrow d_t = 1,13 \text{ cm} \rightarrow \phi_i = 1/2''$$

10. Carro Descarregador de Saída:

a- translação do carro:

- velocidade de avanço: $N = 200 \text{ rpm}$
- volume deslocado por revolução: $V_r = 100 \text{ cm}^3/\text{rev.}$
- velocidade do fluido: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min.}$

$$Q_c = V_t \times N = 20000 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{20000}{3 \times 10^4} = 0,667 \text{ cm}^2$$

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,667}{\pi}} = 0,92 \text{ cm}$$

Daí: $\phi_i = 1/2''$

b- elevação de bobina:

- velocidade de avanço: $V_a = 300 \text{ cm/min}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 200 \text{ mm}$
- velocidade do fluido: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm}$

$$Q_c = A_e \times V_a = \frac{\pi (20)^2}{4} \times 300 = 94.248 \text{ cm}^3/\text{min.}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{94.248}{3 \times 10^4} = 3,14 \text{ cm}^2$$

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 3,14}{\pi}} = 2,00 \text{ cm}$$

Daí: $\phi_i = 1''$

c- extrator de bobinas:

- velocidade de avanço: $V_a = 300 \text{ cm/min.}$
- diâmetro do êmbolo: $d_e = 80 \text{ mm}$
- velocidade do fluído: $V_t = 3 \times 10^4 \text{ cm/min.}$

$$Q_c = A_e \times V_t = \frac{\pi (8,0)^2}{4} \times 300 = 15.080 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$A_t = \frac{Q_c}{V_t} = \frac{15.080}{3 \times 10^4} = 0,50 \text{ cm}^2$$

$$d_t = \sqrt{\frac{4 \times A_t}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \times 0,50}{\pi}} = 0,80 \text{ cm}$$

Daí: $\phi_i = 1/2''$

Feitas todas as considerações sobre os diversos diâmetros de tubulação adequados a cada um dos elementos do sistema, partiremos para a padronização, ou seja, para a seleção de alguns diâmetros que serão utilizados a fim de evitarmos uma grande diversidade de tipos de elementos e, assim reduzirmos o custo de instalação e facilitarmos manutenções futuras.

Com isso, utilizaremos apenas tubos de aço sem costura com diâmetros internos de: $1''$, $1 1/4''$ e $1 1/2''$. Os demais diâmetros calculados que não se enquadrem nessas três categorias deverão ser substituídos pelo valor imediatamente superior. A alteração sofrida por esses elementos será no sentido da redução da velocidade do fluído (V_t) na linha. Isso não acarretará problemas, sendo até benéfico em alguns casos onde as linhas de distribuição forem relativamente longas.

Note, ainda, que deveremos utilizar tubos que suportem a pressão do sistema através da seleção adequada da espessura de sua parede. Aqui não desenvolveremos qualquer tipo de cálculo visando o dimensionamento da espessura da parede dos tubos que deverão constituir nossa rede de distribuição, pois os catálogos dos fabricantes já nos fornecem valores de pressão admissíveis para valores de espessura de fabricação

normal.

Isto posto e, com auxílio de um catálogo específico (vide apêndice), selecionaremos os valores ideais para espessura de parede.

Concluindo as recomendações sobre a rede de distribuição de fluído, particularmente sobre a tubulação, deveremos frisar que estes elementos não deverão estar chumbados, ou seja, não será conveniente que estejam enterrados sob o solo. O procedimento ideal será a construção de canaletas nas quais a tubulação poderá ser facilmente inspecionada quanto ao seu estado e possíveis vazamentos. Deverão, ainda, ser fixadas por suportes adequados em distâncias regulares de 2 metros, a fim de evitar-se vibração excessiva e consequentes danos à suas conexões com o surgimento de vazamentos nesses pontos.

As conexões entre tubos ponta lisa deverão ser feitas com anéis de penetração que também poderão ser fornecidos pelo fabricante da tubulação.

III.4- Determinação dos Elementos de Controle:

Como já foi mencionado no início do capítulo, a determinação do tipo de elemento de controle a ser utilizado será função da necessidade do equipamento. Dentro de cada tipo de elemento, porém, existe uma característica particular que deverá ser observada. Essa característica é a capacidade de vazão nominal do elemento, ou seja, é a máxima vazão aceitável no elemento que estará sujeita a uma perda de carga admissível.

Através dos cálculos efetuados no item anterior estamos, agora, em condições de determinar definitivamente os elementos de controle do nosso sistema, em função da vazão a que estarão sujeitos. Aqui, porém, nos preocuparemos apenas com os casos em que algum cálculo seja necessário, pois nos demais, a seleção do elemento será feita unicamente pelos dados encontrados no catálogo de seu fabricante (vide apêndice). A representação detalhada de todos os elementos poderá ser encontrada no esquema hidráulico anexo.

1. Estação de Preparo de Bobinas:

a. cilindro hidráulico de descascador:

Como vimos quando do cálculo desse atuador, a sua determinação foi feita em função do curso necessário. Isto nos levou a utilização de um elemento capaz de nos fornecer um trabalho superior ao necessário. Por essa razão utilizaremos aqui uma válvula controladora de pressão de modo que o trabalho fornecido seja aquele realmente necessário.

Assim, temos:

- pressão 50 bar $\rightarrow Fa = 6.335 \text{ kgf}$
- força necessária (avaliada experimentalmente): $F_n = 3.500 \text{ kgf}$

$$\therefore p_n = \frac{F_n}{A_e} = \frac{3.500 \times 4}{\pi (12,5)^2} = 28,5 \text{ kgf/cm}^2$$

Logo, a regulagem da válvula será para 30 bar.

b. cilindro hidráulico do pressionador superior:

Como no caso acima teremos:

- pressão 50 bar $\rightarrow Fa = 6.335 \text{ kgf}$
- força necessária (experimentalmente): $F_n = 2.300 \text{ kgf}$

$$p_n = \frac{F_n}{A_e} = \frac{2.300 \times 4}{\pi (12,5)^2} = 18,7 \text{ kgf/cm}^2$$

Regulagem da válvula: 20 bar.

2. Conjunto Desenrolador:

a. tambor expansivo:

- pressão 50 bar: $F_a = 64.872 \text{ kgf}$
- força necessária (experimentalmente): $F_n = 20.000 \text{ kgf}$

$$p_n = \frac{F_n}{A_e} = \frac{20.000 \times 4}{\pi (40)^2} = 15,9 \text{ kgf/cm}^2$$

Para facilidade de ajuste adotaremos 20 bar.

3. Guilhotina:

a. cilindros de acionamento:

Será conveniente colocarmos uma válvula controladora de pressão na alimentação dos cilindros, de modo que possamos preservar os elementos (tais como facas, prensa-chapas, etc...) contra eventuais sobrecargas.

Essa válvula deverá ser ajustada conforme o material que estiver sendo trabalhado a fim de que consigamos a realização do trabalho sem, todavia, ter uma força de avanço disponível maior que a necessária.

4. Enrolador de Bobinas:

a. cilindro hidráulico de tambor expansivo:

Exatamente como no caso do cilindro de tambor expansivo, temos aqui uma força de avanço com um valor exageradamente grande para as necessidades de utilização. Com isso empregaremos uma válvula reguladora de pressão de modo que:

- pressão disponível = 50 bar
- área do êmbolo = $A_e = \frac{\pi (40)^2}{4} = 1256,6 \text{ cm}^2$
- força necessária: $F_a = 20.000 \text{ kgf}$

$$\therefore p_n = \frac{F_a}{A_e} = \frac{20.000 \times 4}{\pi (40)^2} = 15,9 \text{ kgf/cm}^2$$

Desta forma e, com a finalidade de facilitar o ajuste da válvula, assumiremos como pressão de regulagem 20 bar.

Os demais elementos não possuirão válvulas redutoras de pressão uma vez que o seu emprego elevaria demasiadamente o custo de instalação. É claro que se dispusessemos de válvulas suficientes para todo o sistema, teríamos um rendimento elevado pois não haveria desperdício de energia (pressão) em locais onde esta não fosse absolutamente necessária.

Com isto, consideramos como encerrada a análise e seleção dos diversos elementos de controle e distribuição de nosso sistema hidráulico. Apenas como complementação, devemos observar que utilizaremos na montagem do painel de comando alguns blocos "manifold".

Esse elemento visa uma maior compactividade na disposição das válvulas no painel, além de facilitar a montagem e a manutenção dos equipamentos, substituindo grande parte das canalizações, pois geralmente possuem apenas duas ligações com o sistema (entrada e saída do fluido) além de outras menores que seriam eventualmente pilotos ou drenos. Apesar das vantagens que apresentam, é fácil observar que a perda de carga em cada bloco é muito grande, pois as interligações são feitas formando "cantos vivos", o que causa grande turbulência no fluido com consequente perda de carga. Essa perda é impossível de ser calculada analiticamente e, pode apenas ser obtida pela diferença de leituras de pressão na entrada e na saída do bloco.

Finalmente, agora, passaremos para o capítulo de "Sistemas de Geração".

CAPÍTULO IV

V.1- Sistema de Geração

Como já foi exposto anteriormente, os sistemas de geração de energia são constituídos pelo reservatório, filtros, bombas, motores, acumuladores, intensificadores de pressão e outros acessórios necessários ao bom funcionamento dos elementos de controle e distribuição, além dos elementos de aplicação de energia (cilindros e motores hidráulicos).

Iniciaremos a nossa análise do sistema de geração, pelo estudo das bombas que utilizaremos a fim de obtermos a pressão e a vazão desejadas.

V.2- Determinação das Bombas:

Como dissemos, a bomba é responsável pela geração de vazão dentro de um sistema hidráulico, sendo portanto também responsável pelo acionamento dos atuadores. Observamos, então, que as bombas hidráulicas são utilizadas para converter energia mecânica em energia hidráulica.

Podemos subdividir as bombas em dois grupos principais:

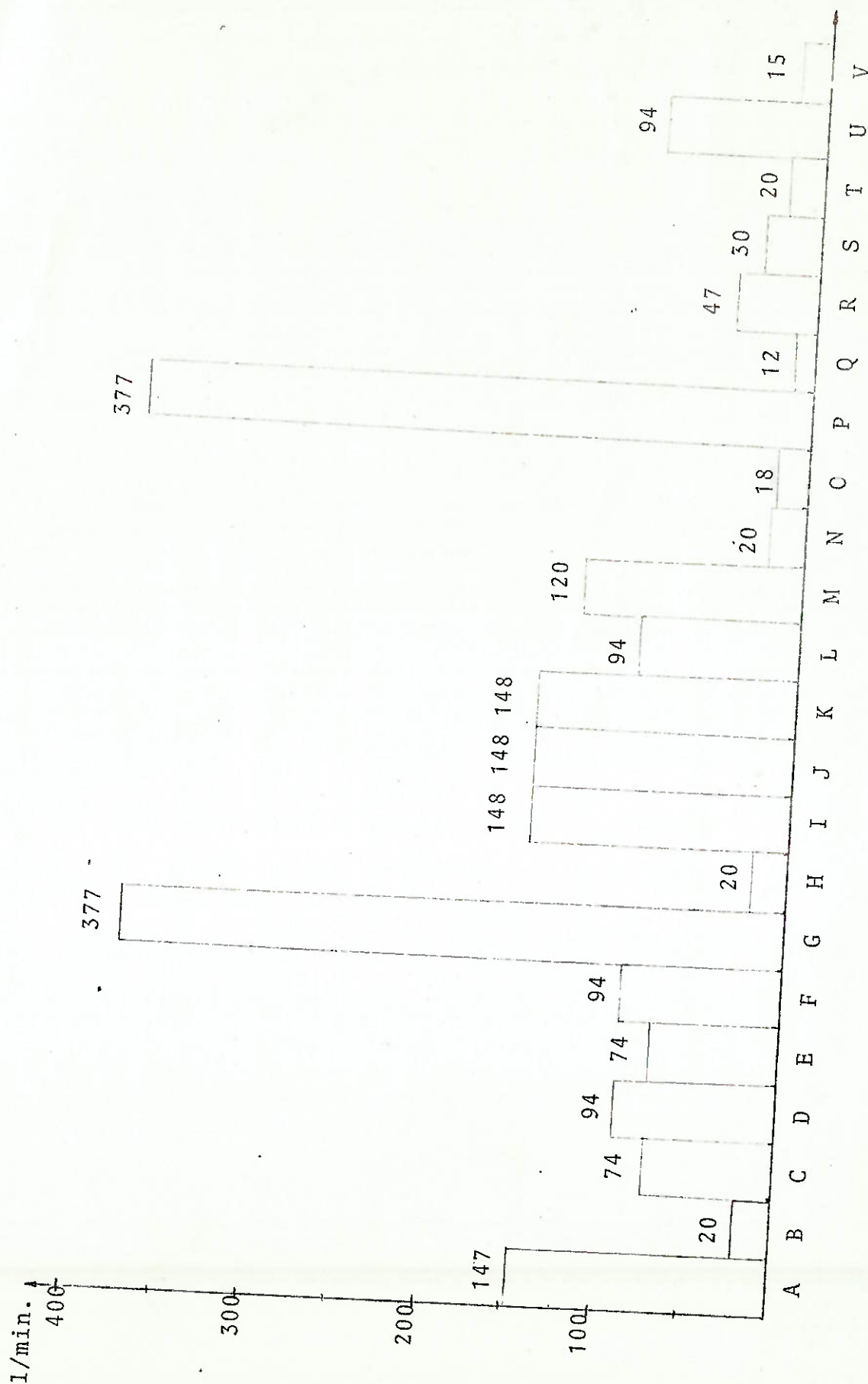
- 1.1- Bombas de deslocamento não-positivo
- 1.2- Bombas de deslocamento positivo,

No primeiro grupo, qualquer pequeno aumento de pressão reduz consideravelmente sua capacidade de vazão. Isto torna claro que deveremos utilizar uma bomba de deslocamento positivo em nosso sistema. Nesse tipo de bomba uma vedação mecânica separa a entrada da saída da bomba, e o volume do fluido succionado é transferido para o lado da saída e fornecido para o sistema. A sucessão de pequenos volumes de fluido transferidos dessa forma, proporciona uma vazão bem uniforme, independente do aumento de pressão no sistema, tendo-se assim, uma quantidade de fluido positiva que é transferida ao mesmo por unidade de revolução ou curso. Naturalmente, a vazão poderá ser mais ou menos uniforme, de acordo com a característica construtiva da bomba.

Para determinarmos as nossas necessidades em relação à bomba, deveremos conhecer além dos elementos que constituem o sistema, como estes serão solicitados ao longo da operação da máquina. Para isso, necessitamos conhecer a sequência operacional do equipamento, determinando assim que elementos serão solicitados a cada instante. Para essa determinação, montamos o diagrama D.1 no qual estão indicadas as vazões requeridas por cada elemento. A partir daí, analisaremos alguns casos possíveis na sequência operacional e determinaremos as vazões necessárias.

Assim:

Diagrama de Vazões



a. A + B + D + N + S	→ 313 l/min.
b. C + E + F + N	→ 352 l/min.
c. H + I + J	→ 316 l/min.
d. G	→ 377 l/min.
e. H + J + K + L + O	→ 428 l/min.
f. P	→ 377 l/min.
g. O + R + U + V	→ 174 l/min.

Através da análise do diagrama operacional do sistema percebemos que a solicitação do fluído não é constante ao longo do tempo. Isto torna claro que, durante certos instantes, a vazão necessária será consideravelmente menor que em outros, momentos. Assim, caso dimensionemos a bomba para a maior vazão requerida, teremos superdimensionado-a para grande parte do ciclo de operação.

A fim de evitarmos essa condição que elevaria consideravelmente o custo de instalação do sistema, utilizaremos uma bomba com uma vazão igual à média das vazões necessárias durante o ciclo. Os picos poderão ser supridos por acumuladores que poderão ser instalados no sistema. Com isso:

$$Q_n = \frac{313 + 352 + 316 + 377 + 428 + 377 + 174}{7}$$

$$Q_n = 344 \text{ l/min.}$$

Vale observar que as sequências acima representadas indicam as operações que comumente são realizadas no processo de corte desde a alimentação até a retirada do material da máquina. É claro que algumas variações serão possíveis, porém, qualquer alteração observada será no sentido da diminuição do número de operações realizadas simultaneamente. Os elementos que ficam omitidos comumente serão acionados individualmente e, portanto, necessitarão vazões inferiores as indicadas.

Mesmo assim a vazão necessária ao sistema é demasiadamente grande para que apenas uma bomba seja empregada. Isto nos leva a utilização de duas bombas montadas em paralelo de modo que a vazão de ambos seja somada igualando-se, então, à vazão requerida. Assim utilizaremos bombas de deslocamento positivo, de engrenagens (vide apêndice):

- Bombas Racine:

$$\begin{aligned} \text{PFR 20.300} \quad V_r &= 98.857 \text{ cm}^3/\text{rot} & Q &= 174 \text{ l/min.} \\ &1750 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Finalmente devemos observar que, caso qualquer uma das bombas viesse a sofrer danos a operação do sistema estaria comprometida. A fim de evitarmos essa condição indesejável, dotaremos o sistema de geração de uma terceira bomba idêntica às anteriores de modo esta possa substituir qualquer uma das outras em caso de emergência. Isto, embora encareça a instalação do sistema, irá indubitavelmente baratear os custos de manutenção, além de evitar que o equipamento pare de produzir durante o reparo de uma das bombas.

IV.3- Determinação do Motor Elétrico:

Um sistema hidráulico utiliza, além dos equipamentos que já vimos descritos nos capítulos anteriores, outros equipamentos que, de acordo com sua função, são essenciais ou facilitam a montagem e manutenção.

Devido aos preços elevados que os combustíveis atingiram na atualidade, sempre que existe disponibilidade de energia elétrica, preferimos o motor elétrico em detrimento dos motores técnicos pois, além de ser mais econômico, é mais compacto e não polui o ambiente.

De acordo com sua construção, podemos ter motores de diferentes rotações por minuto. O motor de dois polos nos fornece aproximadamente 3600 rpm, o de quatro polos 1800 rpm e o de seis polos 1200 rpm. A velocidade do motor deve ser dimensionada a partir das velocidades máxima, ideal e mínima, recomendadas pelo fabricante da bomba que será acionada pelo motor.

Os fabricantes de equipamentos hidráulicos, costumam também fornecer uma tabela de potência necessária para o motor, de acordo com a vazão e pressão máxima de trabalho. O cálculo da potência necessária pode ser feito da seguinte maneira:

$$N = \frac{PxQ}{KxN} \quad \text{onde } K = 460 \text{ para } P \text{ em bar e } Q \text{ em l/min.}$$

$$\therefore N = \frac{64 \times 173}{460 \times 0,95} = 25,3 \text{ H.P.}$$

Geralmente vem em uma plaqueta na carcaça do motor todos os dados característicos do mesmo como, por exemplo, a potência, a rotação, a voltagens, etc.... Um desses dados é o fator de serviço que é um fator de multiplicação da potência do motor (para motores de 200 HP esse fator de serviço normalmente é igual a 1,15). Isso quer dizer que o motor poderá operar continuamente com uma potência acima da nominal indicada na plaqueta. Com isso:

$$N = 25,3 \times 1,15 = 29,1 \text{ HP}$$

logo, adotaremos um motor com 30 HP

IV.4- Determinação do Acumulador:

Muitas são as funções às quais confiamos a utilização dos acumuladores. Basicamente sua função principal seria a de acumular uma energia potencial (sob a forma de líquido sob pressão), para restituí-la no momento requerido e com a rapidez desejada.

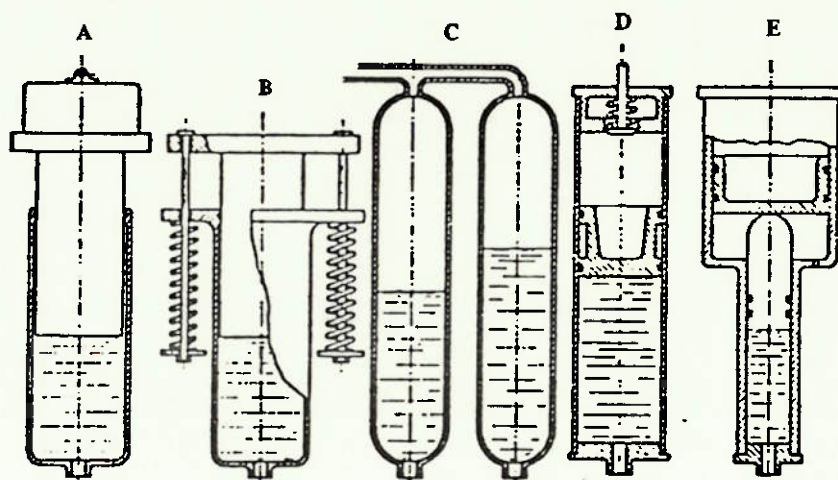


Fig. XIII.1 – Tipos de Acumuladores: (A) por gravidade ou peso; (B) por mola; (C)(D)(E) a gás.

Os acumuladores por gravidade (A), por mola (B) e a gás do tipo pistão separador (D,E) apresentam problemas de atritos internos e inércia devido à massa do pistão. Os acumuladores de nível livre (C) já apresentam o problema da solubilidade do gás no fluido utilizado.

Os acumuladores a gás com elemento separador flexível, por não apresentarem problemas dessa natureza, são preferidos. Apresentam, entretanto, a desvantagem de não poderem trabalhar em temperaturas muito elevadas já que afetariam a borracha do elemento flexível.

O gás geralmente utilizado é o nitrogênio, por se tratar de um gás inerte, oferecendo pouco ou nenhum perigo com relações a explosões originadas de uma pressão excessiva e consequente aumento de temperatura, além de não atacar os diversos tipos de elastômeros do elemento flexível.

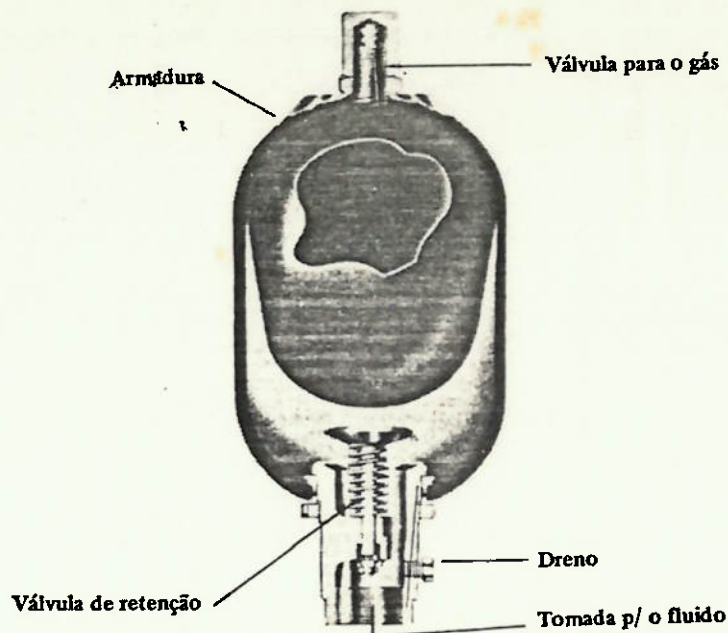


Fig. XIII.8 – Acumulador a gás tipo bexiga. (Cortesia Greer Olaer Prod. Div.)

- Dimensionamento:

Acumulador sendo utilizado como fonte de potência auxiliar ou de emergência, ou de fonte de energia auxiliar, ou ainda mantedor de pressão:

$$V_1 = \frac{V_x (P_3/P_1)^{1/N}}{1 - (P_3/P_2)^{1/N}}$$

onde: V_1 ... volume do acumulador;

V_x ... volume do fluido descarregado;

P_1 ... pressão de pré-carga;

P_2 ... pressão máxima de trabalho do sistema;

P_3 ... pressão mínima do sistema;

$N = 1,4$ para o nitrogênio

Do diagrama operacional vem:

$\Delta V = 80 \text{ l/min. durante } 10 \text{ segundos}$

$\therefore V_x \approx 13 \text{ dm}^3$

das condições de trabalho vem:

$P_2 \approx 64 \text{ bar}$

$P_3 = 50 \text{ bar}$

e, adotando: $P_1 = 40 \text{ bar}$

$$\begin{aligned} \therefore V_1 &= \frac{13(50/40)^{1/1,4}}{1 - (50/64)^{1/1,4}} = \\ &= \frac{13(1,25)^{0,714}}{1 - (0,78)^{0,714}} = 94 \text{ dm}^3 \end{aligned}$$

IV.5- Determinação dos Filtros do Fluido

O fluido hidráulico, como vimos, deve estar sempre livre de impurezas, pois do contrário encurtamos a vida útil do sistema hidráulico. A função do filtro é livrar o fluido dessas impurezas para assegurar o bom funcionamento do circuito. Existem dois tipos de filtros:

- o filtro químico e,
- o filtro mecânico.

O filtro químico nada mais é do que um reator que anula o efeito ácido ou básico de óleo, transformando a substância nociva em água e cloreto de sódio efetuando, a seguir, a separação desses últimos, deixando passar apenas o óleo mineral puro.

Já o filtro mecânico é aquele que apenas remove partículas sólidas do fluido através de uma série de "malhas" ou poros. Chamamos de "mesh" a quantidade de malhas existentes por polegada linear do filtro. Estes são os mais comumente empregados e, serão os que utilizaremos em nosso sistema.

Vale ressaltar, ainda, que empregaremos apenas filtros de retorno e de sucção.

3.1- Filtros de Sucção:

Deverão ser instalados no reservatório, abaixo do nível do fluido. Sua função será impedir que corpos sólidos de maior tamanho sejam succionados pela bomba, danificando-a totalmente.

Como regra geral sabemos que o filtro de sucção deverá deixar passar uma vazão igual ou superior a três vezes a vazão nominal da bomba do sistema. Assim:

- Vazão nos filtros de sucção: ~530 l/min.

3.2- Filtro de Retorno:

Será o responsável pela filtragem de todo o fluido que retorna ao tanque, carregado de impurezas que foram absorvidas no ciclo de trabalho. Geralmente apresenta-se na forma de um "T" e é constituído, basicamente de três partes: a caneca, o elemento filtrante e o corpo superior, onde se encontra a válvula de retenção simples operando como uma válvula protetora do elemento filtrante.

O fluido que entra é obrigado a passar pelo elemento filtrante confeccionado a partir de um papel poroso especial de 10 μ de abertura de poro. Quando o elemento filtrante vai ficando contaminado, a pressão vai aumentando até chegar a 1,0 bar, quando aciona a mola da válvula em bypass.

Note, ainda que quando fornecemos uma vazão qualquer a um cilindro hidráulico de duplo efeito, na tomada de saída do fluido teremos uma vazão que poderá ser maior ou menor do que a primeira, conhecida como vazão induzida.

Do diagrama de operação notamos que a maior vazão induzida será de 428 l/min. Essa vazão será demasiadamente grande para ser filtrada por apenas um filtro de retorno. A fim de facilitarmos a seleção desse elemento utilizaremos uma montagem com dois filtros em paralelo de forma que a vazão será dividida entre ambos. Assim, para cada um dos filtros:

$$Q_f = 214 \text{ l/min}$$

IV.6- Determinação do Trocador de Calor:

Para que o sistema hidráulico não sofra um desgaste excessivo, temos de assegurar que a viscosidade do fluido permaneça dentro de uma faixa recomendada. Sabemos que a viscosidade varia com a temperatura e, por isso deveremos introduzir um trocador de calor no sistema a fim de conseguirmos um controle adequado e, conseqüentemente a viscosidade.

No nosso caso utilizaremos um resfriador a água como esquema a baixo:

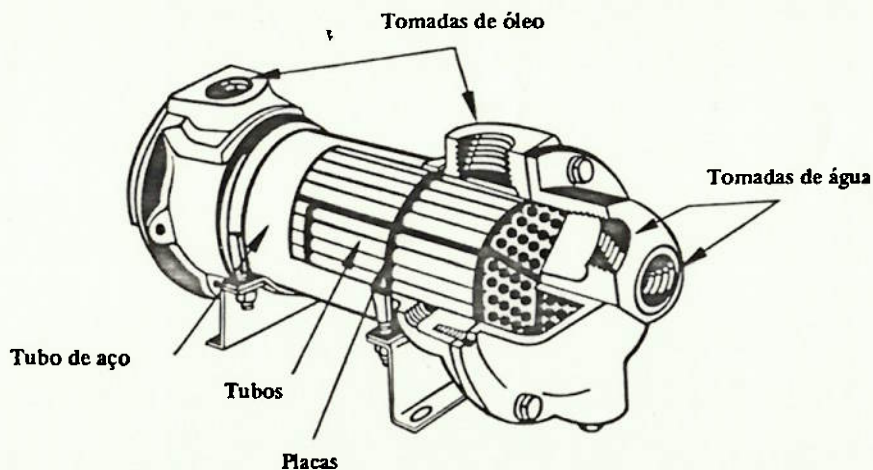


Fig. XV.3 - Típico resfriador a água.

A entrada do fluido refrigerante (água) é geralmente feita do lado oposto ao de entrada do fluido a ser refrigerado (óleo hidráulico) a fim de se evitar o choque térmico e aumentar a eficiência dos sistemas.

- Dimensionamento:

Para o dimensionamento do trocador de calor que utilizaremos

em nosso sistema faremos as seguintes suposições:

a) para o óleo:

$T_e = 50^{\circ}\text{C}$...temp. do óleo na entrada do T.C.

$T_s = 45^{\circ}\text{C}$...temp. do óleo na saída do T.C.

$C_p = 0,40 \text{ Kcal/}^{\circ}\text{C}$... calor específico

$\rho_o = 0,84 \text{ Kg/litro}$... peso específico

$Q_o = 384 \text{ l/min}$... vazão de óleo

b) para a água:

$T_e = 27^{\circ}\text{C}$...temp. da água na entrada do T.C.

$T_s = ?$...temp. da água na saída do T.C.

$C_p = 1,0 \text{ Kcal/}^{\circ}\text{C}$... calor específico

$\rho = 1,0 \text{ Kg/litro}$... peso específico

$Q_a = 60 \text{ l/min}$... vazão disponível de água

Assumiremos, ainda, que:

$$Q_a = Q_o$$

$$\dot{m}_a \times C_p \times (\Delta T_a) = \dot{m}_o \times C_p \times (\Delta T_o)$$

$$60 \times 1,0 \times 1,0 \times (T_s - 27) = 348 \times 0,84 \times 0,40 (50 - 45)$$

$$\therefore T_s = 36,7^{\circ}\text{C}$$

$$q = 584,64 \text{ Kcal/min.}$$

Com isso teremos:

$$A = \frac{q}{U \cdot DTML}$$

onde q ... calor trocado

A ... área de troca

U ... coef. global de troca de calor

$DTML$...diferença de temperaturas média longorítimica.

e, ainda: $U = 400 \text{ kcal/hm}^2$

$$DTML = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln(\Delta T_a / \Delta T_b)}$$

$$\Delta T_a = T_e^{\circ} - T_s^{\circ} = 50 - 36,7 = 13,3^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T_b = T_s^{\circ} - T_e^{\circ} = 45 - 27 = 18^{\circ}\text{C}$$

$$DTML = \frac{13,3 - 18}{\ln(13,3/18)} = \frac{-4,7}{-0,303} = 15,5$$

$$A = \frac{584,64 \times 60}{400 \times 15,5} = 5,66 \text{ m}^2$$

Portanto, necessitaremos um trocador de calor com uma área de troca de $5,66 \text{ m}^2$ para que a temperatura do óleo seja mantida em níveis aceitáveis.

IV.7- Reservatório de Óleo:

Um reservatório hidráulico possui várias funções. A mais evidente delas é como depósito de fluido a ser utilizado no sistema. Outras funções importantes são, a ajuda que ele fornece ao sistema no resfriamento do fluido e a precipitação das impurezas.

O fluido utilizado em um sistema hidráulico deve ser armazenado de tal forma que ele nunca seja insuficiente ou excessivo. O reservatório, portanto, deve suprir tanto as necessidades mínimas como as máximas do sistema, de modo que as flutuações do nível do fluido não altere as condições de operação.

- Dimensionamento:

Analiseemos o caso em que todos os cilindros hidráulicos estejam expandidos, ou seja, consumindo o maior volume de fluido possível.

. carro alimentador (elevador):	$V_1 = 35 \text{ l}$
. descascador de bobinas	: $V_2 = 3 \text{ l}$
. basculante do descascador	: $V_3 = 16 \text{ l}$
. pressionador superior	: $V_4 = 15 \text{ l}$
. pressionadores laterais	: $V_5 = 5 \text{ l}$
. tambor expansivo desenrolador	: $V_6 = 40 \text{ l}$
. deslocamento do conj. desenvol.	: $V_7 = 1 \text{ l}$
. rolo puxador	: $V_8 = 4 \text{ l}$
. primeiro rolo aplainador	: $V_9 = 4 \text{ l}$
. segundo rolo aplainador	: $V_{10} = 4 \text{ l}$
. terceiro rolo aplainador	: $V_{11} = 3 \text{ l}$
. acionamento da guilhotina	: $V_{12} = 10 \text{ l}$
. mesa basculante do enrolador	: $V_{13} = 1 \text{ l}$
. tambor expansivo do enrolador	: $V_{14} = 40 \text{ l}$
. braço do rolo separador	: $V_{15} = 2 \text{ l}$
. carro descarregador(elevador)	: $V_{16} = 49 \text{ l}$
. carro descarregador(extrator)	: $V_{17} = 4 \text{ l}$
. sucateira (rolo amassador)	: $V = 2 \text{ l}$
. sucateira (deslocamento cônico)	: $V = 3 \text{ l}$

$$V_c = \sum_{n=1} V_n = 241 \text{ l}$$

Deveremos, ainda, considerar todo o fluído contido na tubulação de distribuição. Esse cálculo, porém seria de difícil execução uma vez que deveríamos conhecer com exatidão o comprimento das diversas linhas de distribuição.

O que faremos será o dimensionamento do reservatório baseados na capacidade de vazão das bombas. Uma regra prática é fazer-se com que a capacidade do tanque seja igual ou superior a três vezes essa necessidade de vazão. Como nosso sistema é razoavelmente complexo adotaremos um reservatório com:

$$V_r = 6 \times Q = 6 \times 348 \approx 2000 \text{ l}$$

Isto nos garantirá um funcionamento sem muita geração de calor, pois teremos um grande volume de fluído, superior ao volume requerido pelos elementos do sistema.

IV.8- Acessórios:

Como recomendações gerais analisaremos algumas condições que deverão ser observadas na construção de nosso reservatório a fim de evitarmos problemas futuros ao sistema, além de alguns acessórios que deverão ser instalados com a mesma finalidade.

- Construção do reservatório:

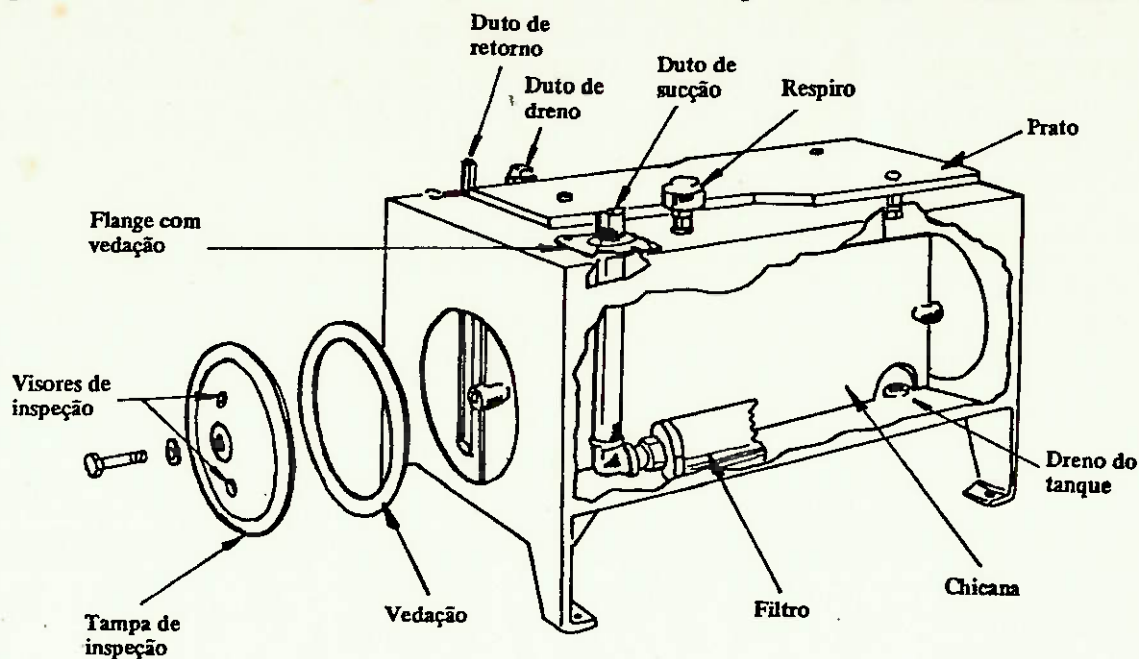
De acordo com a norma NFPA deveremos ter a base do reservatório com o fundo suportado por quatro pés de no mínimo 150mm de altura, para facilitar a sua remoção, drenagem e troca de calor com o ambiente.

No interior do reservatório deve existir uma ou mais chicanas verticais para assegurar a circulação do óleo e, se necessário uma chicana horizontal para evitar a formação de vórtice.

Nas laterais menores, devem existir duas tampas de inspeção para auxiliar no momento da limpeza.

A parte superior deve ser bem rígida para suportar a montagem de componentes do sistema tais como, motores elétricos, bomba, válvulas, etc.... Todos os dutos que venham a ter início ou fim no reservatório, devem possuir uma vedação perfeita através de aneis, flanges ou outros dispositivos. O duto de sucção deve terminar a uma altura mínima de 50mm do fundo do tanque e os dutos de retorno e dreno deverão estar mergulhados, no mínimo, 75mm abaixo do nível do fluído.

Finalmente o reservatório deve ser pintado interna e externa - mente para se evitar a oxidação com tinta epoxi (consultar fabricante).



1- Acessórios do reservatório:

. Bocal de enchimento:

Servirá para a colocação de fluído no reservatório. Essa peça deve vir acompanhada de um filtro de tela, com abertura entre malhas de, aproximadamente, 200 μ . A função desse filtro é evitar que qualquer objeto sólido entre no reservatório.

. Respiro (filtro de ar):

O respiro deve impedir a precipitação de impurezas sobre a tomada de ar. No interior do respiro existe um sistema que filtra o ar que entra no reservatório em um "bypass". O filtro deve ter uma malha de no mínimo 40 μ e o elemento deve estar protegido de danos físicos.

. Indicadores de nível:

O indicador de nível deve estar localizado de tal forma que indique o nível mínimo e máximo de fluído no reservatório.

Além do indicador de nível visual devemos utilizar um indicador do tipo bôia, ou seja, devemos utilizar uma chave que possua dois contatos elétricos. O primeiro deve acionar uma luz de advertência sobre nível baixo, enquanto o segundo, logo abaixo, deve desligar os motores das bombas, pois caso estas venham a funcionar sem óleo sofrerão danos irreparáveis, além de ser um sistema de proteção contra possíveis problemas na tubulação (tais como o estouro de uma mangueira, vazamento excessivo em vedações, etc...).

. Pressostato:

Devemos utilizar um pressostato na linha de pressão de modo que, caso as válvulas de alívio venham a falhar, os morotes de acionamento das bombas sejam desativadas antes que problemas mais sérios venham a ocorrer.

. Termostato:

Tem uma função semelhante à do pressostato só que em relação à temperatura, pois caso atinjamos altos valores surgirão problemas com as vedações (ressecamento).

Isto posto encerramos o capítulo sobre "Sistemas de Geração" e, com ele toda a nossa análise sobre o projeto do sistema hidráulico proposto.

Como complemento ao trabalho são anexados na secção "Apêndice" uma série de informações pertinentes ao assunto e que, esperamos venham esclarecer qualquer dúvida que por ventura tenha persistido no leitor.

Bibliografia

1. Manual de Hidráulica Básica

Rexnord - Racine Hidráulica Ltda. - 3ª Edição

2. Manual de Hidráulica Industrial

Sperry-Vickers - 7ª Edição

A. Cuidados a serem observados na Instalação de Equipamentos Óleo-Hidráulicos

O funcionamento normal e perfeito de uma instalação óleo-hidráulica somente poderá ser garantido se todas as recomendações do fabricante forem observadas.

A.1 Limpeza

A limpeza é o fator primordial num equipamento óleo-hidráulico. As peças que constituem os elementos hidráulicos são fabricadas com alta precisão e pequenas tolerâncias. Muitas superfícies são submetidas a um acabamento de lapidação. Impurezas irão danificar em curto período estes elementos, acarretando vazamentos internos. Assim, durante a montagem, e durante o funcionamento, os elementos constituintes do equipamento, devem estar protegidos de qualquer impureza. Todos os condutos, reservatórios e filtros de uma instalação óleo-hidráulica devem ser rigorosamente limpos, de preferência lavados com tricloretileno, antes do sistema ser colocado em funcionamento. O óleo empregado deve ser analisado quanto à eventuais impurezas, devendo-se dar atenção especial aos óleos retirados de tambores já abertos.

A.2 Localização

A escolha acertada do local de funcionamento da unidade motriz óleo-hidráulica diminui a probabilidade de complicações futuras. O reservatório com a unidade de bomba, deve ser instalado em local arejado para que haja boa troca de calor entre o óleo e o ambiente. Se isto não for possível, deve-se pensar em um trocador de calor ou em um reservatório de maiores dimensões.

É também importante que o ambiente tenha o mínimo de impurezas suspensas no ar. Com a variação do nível de óleo no reservatório, há uma constante entrada e saída de ar através do filtro de ar. Este, quando limpo periodicamente, retém grande parte das impurezas, porém alguma porção sempre é arrastada com o ar. As tampas dos reservatórios precisam estar bem vedadas. Os filtros de ar devem estar bem fixados.

Se o equipamento trabalhar ao ar livre e esta condição não tiver sido evidenciada durante o projeto, deve-se cobri-lo sem prejudicar a ventilação, para que não haja possibilidade de entrada de água no reservatório. A água formará emulsões e lama, o que acarretará mudanças das características do óleo e diminuição da capacidade de lubrificação.

A.3 Condutos

A interligação dos diversos elementos de um equipamento óleo-hidráulico é feita através de tubos de aço sem costura, mangueiras de alta pressão e conexões. Os diâmetros nominais desses elementos são determinados em função das vazões que por elas passarão.

Também a boa localização dos condutos evitará defeitos e acidentes além de facilitar a manutenção.

Deve-se evitar ao máximo o uso de cotovelos à 90°, preferindo-se o uso de curvas longas.

Obedecidas as instruções acima, os tubos serão curvados de acordo com a necessidade, e posteriormente, providos de conexões. Muita atenção deve ser dedicada à fixação da tubulação, seguindo-se minuciosamente as instruções de seus fabricantes.

Tensões provenientes de tubulação mal colocada ou de vibrações da máquina, poderão ocasionar vazamentos ou rupturas. Antes da montagem definitiva deve-se submeter a tubulação à remoção de eventual ferrugem interna, e lavá-la posteriormente.

Nota: Evitar soldar ou curvar a tubulação "à chama". Se isto não for possível, deve-se dar muita atenção à remoção do óxido que se forma no interior do conduto. Neste caso, os tubos deverão ser decapados e lavados.

A.4 Pintura

Ao se efetuar a pintura do equipamento, deve-se cobrir todas as vedações dos elementos hidráulicos. Os produtos químicos da tinta podem atacar as vedações inutilizando-as.

Não pintar as chapas de identificação dos diversos componentes, para que não ocorram enganos na leitura dos dados importantes para a sua manutenção e reposição.

B. Colocação em Funcionamento de Equipamentos Novos

B.1 Geral

Após o recebimento do equipamento óleo-hidráulico e sua instalação "in loco", o mesmo deve ser limpo externamente, para que não seja dificultado o trabalho do responsável pela sua instalação e pelo seu funcionamento.

B.2 Teste Visual

O aspecto externo da unidade deve ser observado para localizar eventuais danos. Os danos de transporte devem ser imediatamente comunicados ao transportador e dependendo da gravidade, convém consultar o fabricante do equipamento.

B.3 Teste de Conjunto

Verificar se todos os componentes foram entregues, incluindo-se o material avulso.

Em caso de falta, comunicar imediatamente ao transportador ou à empresa fornecedora.

B.4 Abastecimento com Óleo ou Fluidos Sintéticos

Primeiramente verificar junto à documentação do equipamento, o tipo de fluido a ser utilizado.

Normalmente as unidades hidráulicas são fornecidas sem óleo, e os conjuntos montados e testados vêm em condições de operação imediata, porém temos que admitir que durante o transporte poderá ter havido introdução de água ou de poeira.

Conseqüentemente, devemos efetuar uma limpeza externa e verificar o reservatório internamente, soltando a tampa de inspeção e limpeza, mesmo partindo-se do princípio que o equipamento saiu limpo do fornecedor. Como geralmente o óleo após o teste no fabricante é drenado, se encontrar em seu interior uma lâmina espessa de "óleo", muitas vezes, trata-se de uma camada de água coberta com uma película de óleo. Água esta, que se introduziu durante o transporte ou durante uma estocagem em ambiente não adequado.

Deve-se ainda considerar uma possível penetração de impurezas na fase de montagem no canteiro de obras e principalmente as impurezas provenientes da tubulação de interligação, ou seja entre a unidade hidráulica e os atuadores.

Antes do abastecimento com óleo, certifique-se de que o reservatório está limpo internamente.

Em equipamentos providos de filtros, o abastecimento tem que ser feito exclusivamente por seu intermédio.

Se o equipamento não possuir filtros, que permitam essa operação, faz-se o abastecimento do óleo pelo filtro de ar. Para tal, é necessário um funil com peneira de malha não superior a 60 μ m. Nunca utilizar, mesmo provisoriamente, qualquer tecido como elemento filtrante. De fiapos que se desprendem, podem ocasionar defeitos nos elementos componentes do equipamento.

Deve-se empregar somente fluidos recomendados, e o emprego de qualquer outra qualidade de fluido tem que ser antecipada de consulta ao fabricante do equipamento e sua aprovação. Uma vez determinado o tipo e marca de fluido a ser usado, nunca misturar com fluido de outra procedência, o que resultaria numa decomposição química, com formação de lodo e espuma.

B.5 Alinhamento

Verificar o alinhamento de todos os elementos móveis do equipamento. Sempre é possível que qualquer elemento tenha se soltado durante o transporte.

B.6 Parte Elétrica

A tensão e o tipo de corrente disponível devem ser controlados e comparados com todos os elementos elétricos, incluídos no sistema hidráulico, e, se necessário, deve-se efetuar a correção.

B.7 Acumuladores Hidráulicos

Antes de qualquer manutenção descomprimir a pressão do óleo dos acumuladores. Os acumuladores hidráulicos de acordo com normas de prevenção de acidentes, são normalmente descarregados após o teste no fabricante, sendo transportados sem gás.

Desta forma, no início de funcionamento, o acumulador tem que ser carregado com o volume de gás à pressão especificada no projeto.

B.8 Sentido de Rotação do Motor Elétrico

Nem todas as bombas óleo-hidráulicas admitem rotação de funcionamento em ambos os sentidos.

O sentido de rotação da bomba está indicado em lugar visível na carcaça. Para controle do sentido de rotação do motor de acionamento, ligar e desligar rapidamente o motor sem deixá-lo atingir sua rotação normal. A rotação invertida é corrigida através da inversão da polaridade do motor elétrico.

B.9 Funcionamento

Observados os itens acima, regular a válvula limitadora de pressão à pressão nula. A maioria das bombas deve iniciar seu movimento sem carga. Há, porém, algumas, de construção especial, que exige, início de funcionamento sob carga. Antes do início do funcionamento, faz-se necessário estar certo de que todas as válvulas componentes do sistema (principalmente as que se encontram na tubulação de sucção das bombas) estejam ligadas de tal maneira, que haja passagem livre. Posteriormente, ligar e desligar o motor diversas vezes, sem deixá-lo chegar à rotação de trabalho, até se notar o funcionamento normal e silencioso do equipamento.

B.10 Nível do Fluido Hidráulico

O nível superior do fluido é controlado através do indicador instalado no reservatório. Ao fazer funcionar a instalação pela primeira vez, é preciso controlar precisamente o nível do fluido a fim de que o mesmo não baixe além do inferior permitido, ao ser bombeado no circuito. Danificação da bomba seria o resultado, nessas condições.

B.11 Desaeração

Antes de colocar um equipamento novo (ou antes vazio) em funcionamento sob carga, é necessário proceder à uma desaeração prévia do sistema à menor pressão possível.

Após algum tempo de funcionamento do equipamento, o ar se alojará nos pontos altos das câmaras do circuito podendo ocasionar ruídos, movimentos descontrolados dos cilindros ou motores hidráulicos, além de interferir na qualidade do óleo.

Outras conseqüências são: cavitação das vedações, ou mesmo, dependendo das condições de pressão, explosão conhecida como "efeito diesel" o que pode levar à queima das vedações e inclusive à avarias metálicas. Numa desaeração ("sangria"), eliminam-se os bolsões de ar. Deve-se considerar também a eventual presença de micro bolhas de ar em suspensão no óleo. Convém assim, após algum tempo de imobilização do fluido hidráulico, durante o qual vão se formar novos bolsões de ar, repetir a operação de desaeração. Para tanto, caso não houver parafuso próprio para esse fim, deve-se soltar levemente as conexões nos diversos pontos apertando-as quando começar a jorrar somente fluido hidráulico.

Para uma eliminação total do ar, é necessário que o equipamento seja operado sem carga, aproximadamente 200 vezes para cada cilindro hidráulico.

B.12 Conexões

Com o equipamento funcionando, pode-se aumentar gradativamente a pressão, observando-se porém, toda a rede de tubulações. Há a probabilidade de vazamento nas conexões, que pode ser eliminado sem perigo e dificuldade.

Muita atenção deve ser dada a tubulação de sucção. Se a mesma não for estanque, a bomba succionará ar, o que descontrola o funcionamento do equipamento.

Se houver necessidade de soltar uma conexão ou outro elemento hidráulico, deve-se antes aliviar a pressão de todo o sistema. Especial atenção tem que ser dada aos equipamentos providos de acumuladores de pressão, os quais, neste caso, devem ser despressurizados ou isolados do resto do circuito.

B.13 Pressão de Funcionamento

A pressão máxima de funcionamento determinada pelo fabricante, é regulada na válvula limitadora de pressão.

Nunca se deve aumentar a pressão acima da recomendada, sem antes consultar o fabricante do equipamento.

C. Manutenção do Equipamento Óleo-Hidráulico

C.1 Limpeza

Para garantir uma boa manutenção, faz-se necessário dar especial atenção à prévia limpeza do equipamento. Qualquer impureza que venha a entrar no circuito hidráulico, pode ocasionar desarranjos prejudiciais.

C.2 Nível do Óleo (ou outro tipo de Fluido)

Deve-se efetuar um controle periódico do nível do óleo, através dos indicadores. Se o nível descer além do mínimo admissível, as bombas succionam ar, o que resulta na sua danificação total em curto tempo.

Vestígios de cavitação na bomba são o resultado.

Antes de se adicionar o óleo novo ao tanque, é importante verificar o estado do óleo usado. O teste de limpeza pode ser efetuado colocando-se uma gota de óleo sobre papel de filtro. Se no centro do círculo assim formado permanecer uma mancha escura, trata-se de óleo gasto. Se no centro for claro e limpo, o óleo ainda pode ser aproveitado.

Caso o nível do óleo esteja acima da marca usual, verificar urgentemente a causa. Poderá ser proveniente de um vazamento interno de um trocador de calor óleo/água, ou ainda introdução de água por condensação, por exemplo.

O nível do óleo deve ser controlado diariamente no início de funcionamento e mais tarde, semanalmente.

C.3 Renovação do Óleo

Num equipamento novo, a primeira troca de óleo precisa ser efetuada após as primeiras 50 horas de funcionamento, ou antes, se for necessário.

Uma troca de fluido do sistema depende de diversos fatores de regime, e é determinado pelo grau de envelhecimento e de impurezas. Nas instalações com uma proporção de aproximadamente 1:3 ou maior da vazão das bombas para o volume do reservatório, a primeira troca deverá ocorrer entre 50 a 100 horas após a colocação em funcionamento. Mais tarde é suficiente realizar um controle constante. Em instalações grandes, (acima de 1.000 litros), deve ser prevista uma troca de óleo a cada 5.000 horas de funcionamento.

Para controle constante, basta retirar a cada semana uma prova e passá-la por papel de filtro ou pano limpo.

A coloração do resíduo permite tirar certas conclusões com relação ao grau de impurezas. Com coloração azul escura, uma troca de óleo se faz urgentemente necessária. Este período deve ser diminuído de acordo com as condições desvantajosas de funcionamento, temperatura e grau de pureza do ambiente.

Nunca deverão ser misturados óleos de tipos ou marcas diferentes, o que implicaria na formação de lodo e diminuição da capacidade de lubrificação.

C.4 Retirada de Funcionamento (Durante longo tempo)

No caso de equipamentos hidráulicos inativos por um longo período de tempo (normalmente acima de 1 mês), recomenda-se trocar o fluido, procedendo-se à limpeza prévia do reservatório (vide item A.1). Caso contrário, pode-se ainda retirar uma amostra do fluido, e fazer uma análise química junto ao fabricante do mesmo para se verificar as condições de reutilização.

C.5 Conexões

Em caso de manutenção de elementos constituintes do equipamento, tenha certeza que o sistema está despressurizado para evitar acidentes, especialmente quando houver acumuladores no circuito (vide item B.12).

C.6 Desaeração

Após qualquer trabalho de manutenção no equipamento, deve-se efetuar a desaeração do sistema.

C.7 Filtros de Ar — Períodos de Troca

Ao se retirar o filtro de ar para submetê-lo à limpeza, é necessário ter cuidado para que a poeira acumulada em torno do mesmo, seja previamente removida. Uma vez retirado o filtro de ar, deve-se lavá-lo com querosene, secá-lo e posteriormente umedecer a tela com algumas gotas de óleo.

O mesmo é válido para filtros de ar em banho de óleo.

Convém limpá-los a cada 2 meses (ou antes, dependendo das condições ambientais).

C.8 Filtros de Óleo — Períodos de Troca — Sistemas Convencionais

Em casos normais, é necessário limpar o filtro 2 vezes por semana, durante as 4 primeiras semanas de funcionamento.

Após este período, é conveniente efetuar-se a limpeza dos filtros cada 3 ou 4 semanas. O período de limpeza é função das condições ambientais.

A limpeza da tela do filtro deve ser efetuada com uma escova e ar comprimido. Nunca fazer uso de estopa ou qualquer outro tipo de tecido.

No caso de filtros de malha metálica ou fibra sintética, recomenda-se uma limpeza de um filtro tipo recuperável no máximo 3 vezes. Após isso deve ser substituído por um elemento novo.

No caso de filtro de papel descartável (não recuperável) o mesmo não deve ser limpo, devendo ser substituído após o período indicado para o mesmo (entre 50 a 150 horas, dependendo do ambiente).

Quanto a limpeza dos filtros de óleo em função do ambiente, a seguinte classificação poderá ser adotada, levando-se em consideração que os valores e conceitos abordados referem-se a uma média com a qual se defronta na prática. Consequentemente os conceitos poderão variar de acordo com cada caso particular.

- Ambientes Normais:** tais como: montadoras, linhas de produção seriada, estamparias, etc.
- Ambientes Poluídos:** tais como: usinas siderúrgicas, fundições, etc..
- Ambientes Altamente Poluídos:** tais como: coqueria, pelotização, fábrica de cimento, mineração, etc..

C.9 Filtros de Óleo — Períodos de Troca — Sistemas com Válvulas Especiais

No caso de sistemas hidráulicos com válvulas proporcionais, servo-válvulas, ou outro tipo de válvula de maior sensibilidade, além do que a malha de filtragem é menor, os períodos de limpeza e troca dos filtros também devem ser reduzidos.

Assim, para ambientes normais recomendamos reduzir o período de limpeza à metade dos períodos sugeridos para os sistemas convencionais (vide item C.8).

Para casos de ambientes poluídos e altamente poluídos, os intervalos deverão ser reduzidos consideravelmente.

C.10 Circulação de Óleo ("Flushing")

No início de funcionamento, ou após uma parada para manutenção geral, há necessidade de fazer uma circulação de óleo nos sistemas hidráulicos.

As tubulações de interligação devem ser previamente decapadas internamente, neutralizadas, lavadas e conservadas após o processo de solda e/ou montagem. (vide capítulo 9: Limpeza das Tubulações - Decapagem).

Mesmo assim recomenda-se fazer o denominado "flushing", que preferencialmente deveria ser feita com uma bomba auxiliar e não a do sistema, durante um período de no mínimo 24 horas.

De acordo com a complexidade do sistema hidráulico, essa circulação poderá chegar ao redor de 200 horas.

O "flushing" final deve ser feito já com a bomba instalada no sistema.

O "flushing" também é recomendável após o conserto de um engripamento de um ou mais elementos hidráulicos, a fim de se retirar todo e qualquer corpo estranho (por exemplo: cavaco, restos de borracha e vedação) do sistema hidráulico.

Principalmente após manutenção de servo-válvulas toda tubulação de pressão ou retorno deve ser lavada.

Melhor que placas de circulação, às quais comunicam P com T, é utilizar-se de válvula direcional convencional (êmbolo G ou H).

Nas instalações com pilotagem externa, há necessidade de lavar também as tubulações de pilotagem.

O valor orientativo de duração do "flushing" é dado pela fórmula:

$$T \geq \frac{V}{Q} \quad 2,5 \dots 5$$

onde: T = tempo de "flushing" em horas
V = volume do reservatório em litros
Q = vazão da bomba em litros por minuto

C.11 "Flushing" — Com Efeito de Limpeza e Lavagem para Sistemas de Circulação

Para evitar consertos dispendiosos e tempos de parada prolongados devidos às sujeiras ou resíduos pegajosos, deve-se empregar na limpeza e lavagem um fluido com perfeito poder lubrificante, boa capacidade de suportar pressão, proteção anticorrosiva e redução de desgaste.

No caso de sistemas hidráulicos com óleo *hidráulico mineral* recomenda-se o uso do Renolím LD 10 por exemplo. Como de costume, as máquinas são utilizadas durante o processo de limpeza. Recomenda-se então trocar novamente o óleo de limpeza quando todas as impurezas tiverem sido dissolvidas; este é o caso depois de mais ou menos 100 a 150 horas de funcionamento. No caso de muita sujeira ou resíduos viscosos, a limpeza deve ser repetida.

Características do óleo de limpeza:

Densidade a 150°C : 0,885

Viscosidade cSt a 50°C : 30

Índice de viscosidade: 105

1. Generalidades Referentes à Entrada em Operação

Para assegurar um perfeito funcionamento da unidade, com relação aos problemas de manutenção ocorridos durante a colocação em funcionamento e quando em operação normal, deve-se elaborar um registro de controle de manutenção periódica, indicando os serviços efetuados com suas respectivas datas.

Com esse registro pode ser marcado, por exemplo, em que espaço de tempo certas peças deverão ser controladas.

Os filtros devem ser controlados durante a colocação em funcionamento em intervalos de 2 a 3 horas. Os filtros de sucção devem ter especial atenção: limpá-los após o período de provas pelo menos uma vez por semana.

Os acumuladores de pressão merecem especial atenção, devendo ser controlados em intervalos regulares, com relação a pré-tensão do gás nitrogênio. O acumulador deve estar, para tanto, sem pressão de óleo.

A temperatura de serviço não deve ser medida apenas no reservatório de óleo, mas entre outros elementos, como por exemplo, mancais da bomba. Um aumento de temperatura indica desgaste (crescente atrito e vazamento interno com transformação de energia hidráulica em calor).

O sistema de tubulação deve ser controlado em intervalos regulares com relação a vazamentos. Isto é especialmente importante em tubulações montadas no sub-solo, pois a perda do óleo, além de causar prejuízos, e danos no equipamento, também pode, em pouco tempo, danificar completamente o piso de concreto.

A pressão principal e pressão de comando devem ser controladas semanalmente. A alteração da pressão deve ser anotada no manual de manutenção. Uma freqüente regulagem de pressão indica, entre outros motivos, um desgaste de válvula limitadora de pressão.

Como visto, o tempo de vida das instalações hidráulicas, com manutenção cuidadosa, depende do tempo de vida dos elementos mecânicos. Normalmente nas bombas, são os mancais de rolamento, cujo tempo de vida é limitado entre 5.000 a 10.000 horas de serviço. Nas válvulas, o tempo de vida é em função da quantidade de movimentos do êmbolo, conseqüentemente, ligações do solenóide. Neste caso, é comum haver 10 milhões de ligações. O tempo de vida das válvulas de pressão é em função da duração de abertura, isto é, o tempo em que o fluido de pressão é desviado ao reservatório. Como esse tempo geralmente é difícil de determinar, o tempo de serviço de toda a instalação pode ser tomado apenas como comparação do tempo de vida das válvulas de pressão. Em alguns casos é recomendável, por prevenção, trocar válvulas de pressão no intervalo de 2.000 a 3.000 horas de serviço da instalação.

2. Manutenção Rotineira

A freqüência de manutenção não pode ser prevista. É questão de experiência, importando apenas a regularidade com que seja feita. Os seguintes pontos devem ser verificados em intervalos regulares, de acordo com indicações do fabricante.

Em intervalos adequados, recomenda-se um controle do correto alinhamento dos transformadores de energia (bombas, motores, cilindros, etc.); com temperatura e pressão de regime. Neste processo, estão incluídos pinos de montagem, parafusos, conexões, acoplamentos, etc..

Todos os filtros (principalmente filtros de sucção) no sistema hidráulico devem ser controlados em intervalos regulares, e os seus elementos, conforme a necessidade, devem ser limpos ou trocados.

Com aplicação e montagem corretas, as bombas hidráulicas trabalham durante longos anos em regime livre de falhas.

Quando, no entanto, surgir uma falha, é importante encontrar a causa, e eliminá-la o mais rapidamente possível.

A análise do defeito é simplificada, quando há um esquema hidráulico da instalação.

3. Instruções Relativas ao Funcionamento e à Manutenção

3.1 Instalações das Bombas Hidráulicas

Recomenda-se lavar o sistema com o fluido hidráulico a ser usado, para retirar uma possível proteção de corrosão, com a qual o equipamento possa ter sido tratado.

A instalação deve ser efetuada conforme os desenhos de montagem, observando-se principalmente a ligação da tubulação. Tensões provenientes de tubos montados incorretamente ou a um sistema de acionamento não alinhado devem ser evitados.

Os tubos de óleo de dreno devem terminar abaixo do nível de óleo do reservatório e ter um diâmetro nominal suficiente para não acarretar a contrapressão no sistema.

O tubo de óleo de dreno deve ser ligado de tal maneira que os elementos hidráulicos permaneçam sempre cheios de fluido hidráulico, mas de modo que, mesmo assim, não surja um efeito de sifão no reservatório de óleo.

As tubulações de sucção da bomba devem ser montadas conforme instruções do fabricante. Deve-se observar que a maior pressão não ultrapasse os valores-limite determinados pelo fabricante.

Neste caso, devem ser considerados filtros e válvulas já montados.

Todas as tubulações devem ser cuidadosamente vedadas contra a entrada de ar, para evitar danos em virtude da influência do mesmo.

3.2 Primeira Colocação em Serviço

No alinhamento mecânico das bombas, há possibilidade de torção, devida a desnivelamentos ou a planos irregulares de fixação, o que deve ser evitado. Igualmente, o alinhamento do eixo de acionamento com a peça a ser ligada deve ser controlado cuidadosamente.

A concordância da tensão e das amperagens exigidas deve estar conforme a prevista e existente.

Um controle correto do sentido de rotação é feito ligando-se e desligando-se o motor elétrico em breves intervalos de tempo, evitando-se assim danos causados pela rotação invertida do motor elétrico.

Havendo um tubo de óleo de dreno, a carcaça da bomba deve ser preenchida com óleo hidráulico, caso não exista contra-indicação, a fim de se assegurar perfeita lubrificação interna.

É necessário que se faça a leitura das instruções do fabricante no início de funcionamento. A maioria dos sistemas devem iniciar o movimento sem carga; algumas construções, no entanto, exigem que seja com carga. Outras devem iniciar o movimento num prosseguimento de arranque bem definido. É o caso de aparelhos auxiliares montados no mesmo eixo. Com bombas também é necessário um preenchimento; isto depende da construção e da altura de sucção e/ou das perdas de carga na tubulação da sucção.

Antes da partida, certificar-se de que todas as válvulas do sistema (principalmente no lado de sucção) estejam em posição de livre passagem. O motor deve ser ligado e desligado repetidamente, sem velocidade de trabalho, até que o aparelho atinja trabalho suave e silencioso.

No primeiro arranque, pode ser necessário desaerar as tubulações de saída, a fim de possibilitar um preenchimento rápido do fluido hidráulico e reduzir o ruído. Isto pode ser feito em qualquer ponto do conduto de saída, ou por afrouxamento da conexão de saída, até que saia um fluxo de fluido isento de ar.

Quando não for indicado de outro modo, frequentemente é vantajosa a regulação de bombas e motores com volume de deslocamento variável, a meia elevação, facilitando assim a primeira entrada.

Quando uma instalação for colocada em funcionamento pela primeira vez e o sistema for preenchido com o óleo hidráulico, o nível do óleo no reservatório deve ser observado, para se ter certeza de que não ultrapasse o nível mínimo de sucção.

Alguns sistemas hidráulicos possuem dispositivos limitadores de pressão, que podem ser regulados apenas na velocidade de vazão indicada pelo fabricante. Num caso assim deve ser regulada conforme a recomendação do fabricante ou conforme as indicações do circuito de ligação, e sempre com ajustagem mais baixa.

No ajuste, a pressão deve ser aumentada lentamente, até que a instalação trabalhe de modo suave, conforme as condições já vistas. A pressão não pode ser, em nenhum caso, mais alta, para que seja evitado demasiado gasto de energia e super-aquecimento do fluido.

O ajuste definitivo deve ser protegido contra uma ajustagem indevida. Existindo um tubo de óleo de dreno, é importante observar que a pressão na carcaça não ultrapasse o valor admissível.

Após um breve funcionamento com a velocidade de regime especificada, e assim que uma pressão normal do sistema for atingida, verificar se mancais, buchas e fluido não terão ultrapassado a temperatura do regime normal.

4. Localização de Defeitos das Bombas Hidráulicas

4.1 Indicações Gerais

Para assegurar um funcionamento perfeito da bomba, é imprescindível observar, em caso de consertos, as instruções de funcionamento que acompanham o equipamento, ou as indicações do catálogo.

Durante a montagem ou desmontagem, as peças internas do equipamento devem ser conservadas limpas. O fluido usado na instalação deve corresponder ao tipo e ao grau de limpeza recomendado na nossa folha de dados. Observando-se a qualidade das condições locais, sob as quais os equipamentos hidráulicos devem trabalhar.

4.2 A Bomba não Succiona Óleo

Defeito	Solução
1. O bujão na tubulação de sucção não foi retirado.	Remover o bujão.
2. A tubulação de sucção permite a entrada de ar.	Reapertar os parafusos da tubulação, controlar as vedações dos flanges, renovar a fita de vedação na rosca. Em último caso, para encontrar o local permeável, desmontar toda a tubulação e passar ar comprimido (pontos de solda permeáveis.)
3. Tubulação de sucção demasiadamente curta ou nível de óleo baixo no reservatório.	Prolongar a tubulação de sucção. Completar o óleo.
4. Resistência hidráulica excessiva na tubulação de sucção e em consequência excessiva depressão.	Evitar diâmetros pequenos na tubulação, curvas, estreitamentos, alargamentos e filtros de sucção, principalmente quando houver perigo de sujeiras. Evitar excessiva altura de sucção.
5. A tubulação de pressão está pré-tensionada e portanto a bomba não pode desarear.	Ligar para circulação sem pressão, ou ligar um tubo na saída da pressão para o reservatório.
6. Sentido de rotação de acionamento incorreto.	Ler as instruções de uso. Inverter a rotação.
7. Nas bombas variáveis o corpo móvel ou o disco inclinado não está deslocado.	Acionar o mecanismo móvel.
8. Fluido hidráulico demasiado viscoso ou demasiado frio.	Usar um fluido com uma viscosidade que melhor se adapte à temperatura de serviço.

4.3 O Transporte de Óleo Falha Apesar do Acionamento Funcionar

Defeito	Solução
1. A bomba esvaziou o reservatório.	Completar o volume de óleo no reservatório.
2. A tubulação de sucção permite a entrada de ar.	Vide 4.2.2
3. O acoplamento está danificado.	Trocar o acoplamento.
4. O eixo da bomba está cisalhado	Enviar à fábrica para conserto.
5. A carga de pressão da bomba é demasiadamente alta, de maneira que vazão de transporte = vazão do óleo de dreno (dreno interno ou externo). Neste caso a bomba sustenta uma pressão, porém não transporta fluido para o serviço.	Diminuir a pressão conforme as instruções de uso. Verificar a viscosidade do fluido. Vide também 4.8

4.4 A Bomba Transporta Óleo, Porém não Alcança Pressão

(OBS.: Não é a bomba que determina o grau de pressão produzido, mas a resistência oposta à bomba).

Defeito	Solução
1. A válvula direcional não está em posição de bloqueio.	Examinar o funcionamento da válvula direcional. Para verificação remover os tubos e fechar as conexões com esferas. Nas válvulas de solenóide "aberta sem corrente elétrica" comprovar se os solenóides estão alimentados por corrente.
2. Válvulas de pressão defeituosas.	Verificar a válvula ou trocar. Verificar também a pilotagem.
3. Ruptura da tubulação internamente. Os parafusos da tubulação não estão bem apertados.	Nas bombas comandadas por válvulas em situações difíceis de montagem é aconselhável passar ar comprimido pela tubulação.
4. A bomba está com defeito.	Verificar a bomba individualmente utilizando uma válvula limitadora de pressão, manômetro e reservatório. Se a bomba alcançar pressão, então o defeito está na instalação restante.

4.5 A Bomba não Alcança a Pressão Máxima

Defeito	Solução
1. Apesar da válvula direcional estar bloqueada, ela tem dreno interno excessivo em comparação com a vazão de transporte da bomba.	Vide 4.4.1
2. A válvula de pressão tem um grande desgaste no cone de vedação, portanto o óleo passa mais ou menos livre. (Principalmente nas bombas com pequeno volume de deslocamento).	Vide 4.4.2
3. A vazão do óleo de dreno aumenta (dreno interno e externo). Quando por perdas, devido ao aumento de folga, não alcança a pressão máxima (principalmente nas bombas de palhetas).	Enviar a bomba para conserto na fábrica.
4. Vide também 4.4.3 e 4.4.4	

4.6 O Óleo de Pressão Contém Bolhas de Ar

(OBS.: Conforme o tipo de bomba, pouco tempo após o funcionamento inicial, haverá um transporte de ar, até que a carcaça e os elementos de transporte, cilindros, células, etc., estiverem desaerados).

Defeito	Solução
1. Na tubulação de sucção penetra ar.	Vide 4.2.2
2. O tubo de sucção penetra apenas parcialmente no óleo.	Vide 4.2.3
3. A tubulação de sucção está demasiadamente perto da tubulação de retorno. A espuma do retorno é succionada novamente.	A tubulação de retorno e da sucção devem ser distanciadas o mais possível uma da outra.
4. A resistência na tubulação de sucção é demasiadamente alta. O ar dissolvido no fluido de pressão, segrega-se em forma de bolhas ao formar-se depressão, devido a perda de carga por obstáculos.	Vide 4.2.4
5. Anel de vedação do eixo está com defeito. (aresta de vedação defeituosa ou retorcida).	Trocar o anel, e se for necessário polir a superfície de contato.
6. Flanges ou tampas permeáveis.	Verificar O-Ring ou o meio de vedação. Verificar a compatibilidade com fluido hidráulico empregado.

4.7 Drenos Externos na Bomba

Defeito	Solução
1. Anel do eixo danificado devido a sulcos do eixo.	Vide 4.6.5
2. O anel de vedação do eixo está retorcido devido a sobrepressão interna, ou solto por fora da carcaça.	Vazão excessiva de óleo de dreno interno. A tubulação do óleo de dreno está entupida. Avaria no interior da bomba.
3. O-Ring danificados na montagem ou desgastados. Junta ou pasta de vedação, expulsas de seu lugar.	Trocar os elementos de vedação.

4.8 Dreno Interno Excessivo

Defeito	Solução
1. Bomba sobrecarregada.	Observar a pressão máxima admissível segundo as instruções de serviço.
2. Fluido hidráulico muito pouco viscoso, ocasionado por um excessivo aumento de temperatura do fluido.	Empregar fluido hidráulico que tenha uma viscosidade admissível com a temperatura de regime. Comprovar a necessidade de acoplar um sistema de refrigeração.
3. Bomba defeituosa.	Enviar a bomba para conserto na fábrica.

4.9 Bomba mais Ruidosa que o Normal — Ruídos Devido ao Fluxo Hidráulico

Defeito	Solução
1. A bomba aspira ar: Estalos na bomba.	Vide 4.6.

2. Cavitação na tubulação de sucção. Ao reduzir a pressão abaixo da pressão de evaporação, se desprendem bolhas, as quais se rompem, produzindo pequenos estalos explosivos no interior da bomba.

Diminuir as resistências na tubulação de sucção (vide também 4.2.4).

4.10 Ruídos Mecânicos

Defeito	Solução
1. Acoplamento danificado ou mau alinhado.	Trocar o acoplamento ou alinhá-lo.
2. Rolamento danificado ou gasto.	Trocar o rolamento (de preferência na fábrica).
3. A bomba engripou.	Enviar à fábrica para conserto (vide também 4.11).

4.11 A Bomba Engripou

Defeito	Solução
1. Avaria devido à cavitação.	Vide 4.9.2 e 4.2.4
2. Sobrecarga na bomba.	Não ultrapassar a pressão máxima admissível.
3. Fluido hidráulico sujo ou deteriorado.	Examinar os filtros de óleo e os filtros de ar, assim como todos os demais elementos por meio dos quais, sujeiras podem penetrar no circuito. Substituir o fluido, se necessário.
4. Viscosidade do óleo demasiadamente baixa.	Vide 4.8.2
5. Foi alcançado o limite de durabilidade.	Trocar a bomba.

4.12 Super Aquecimento na Bomba

Defeito	Solução
1. Engripamento ou outras causas.	Vide 4.11
2. Diminuição do rendimento devido ao desgaste. Aumentam os drenos internos. Uma grande parte da energia transmitida à bomba se transforma em calor, internamente.	Vide 4.8
3. A temperatura do fluido no reservatório aumenta.	Comprovar o bom funcionamento do sistema de refrigeração e do termostato.

— Particularidades das Bombas Hidráulicas Rexroth

Bombas de Palhetas Tipo V2

4.13 A Bomba não Succiona

Defeito	Solução
1. Danificação dos O-Rings ou anéis de eixo danificados.	Trocar O-Rings ou anéis.
2. O pino de centralização que fixa o anel estator e o disco de comando foi cisalhado. Em bombas V2 houve cisalhamento dos parafusos que unem o Kitt.	Trocar as peças danificadas, retirar primeiro os fragmentos.

4.14 O Fluido Hidráulico contém Bolhas de Ar – Drenos Externos do Óleo

Defeito	Solução
1. O-Ring da tampa danificado.	Trocar O-Ring.
2. Anel de vedação do eixo danificado.	Substituir o anel de vedação do eixo.
3. Ruptura na tampa.	Trocar a tampa.

4.15 Vazão Excessiva de Óleo de Dreno Interno, Vazão de Serviço Muito Diminuída

Defeito	Solução
1. O-Ring danificado no anel estator. O fluido hidráulico escapa da câmara de pressão ou da sucção.	Trocar O-Ring.
2. O-Ring da tampa danificado.	Trocar O-Ring.
3. Folga excessiva entre rotor e distribuidores planos.	Trocar o Kitt.

4.16 A Bomba é mais Ruidosa que o Normal

Defeito	Solução
1. Folga excessiva entre eixo estriado e o rotor. Nas bombas duplas, entre as estrias do acoplamento e eixo de arraste.	Enviar à fábrica para reparos.
2. Uma ou várias palhetas estão montadas erradamente.	Comprovar a montagem correta e se for necessário corrigi-la.

4.17 A Bomba Engripou

Defeito	Solução
1. Rotor engripou nos distribuidores planos.	Trocar Kitt completo.
2. Os mancais deslizantes dos discos de comando estão engripados no eixo de arraste.	Enviar à fábrica para conserto.
3. Somente com bombas geminadas: A ponta de eixo e o disco estão engripando.	Após a retirada da tampa, o eixo pode ser retirado. Trocar o disco de pressão.

— Bombas de Pistões Radiais Tipo R2

4.18 A Bomba se Aquece Demasiadamente

Defeito	Solução
1. O-Ring ou junta danificada entre a tampa com conexão de sucção e o corpo.	Trocar O-Ring.
2. Anel de vedação do eixo danificado.	Trocar o anel de vedação do eixo e polir a zona de de contato do eixo.
3. Camada de vedação entre o elemento da bomba e a carcaça permitem vazamento.	Vedar novamente. Raspar a camada velha.

Quando uma bomba de pistões radiais R2 não succionar, apesar de observar as indicações 4.2.1, 4.2.5 e 4.2.8 (especialmente nas bombas com êmbolos de pequeno diâmetro), então aconselhamos observar as indicações seguintes:

- a. Ligar o motor elétrico por curto tempo e desligá-lo deixando que pare por si mesmo. Repetir várias vezes.
- b. Quando da montagem em cima do reservatório, girar a bomba manualmente, no acoplamento, por diversas vezes.
- c. Em caso de necessidade, pré-tensionar o reservatório com ar comprimido.

4.19 A Bomba Transporta, porém não Alcança Pressão

Defeito	Solução
1. O-Ring entre o elemento da bomba e a carcaça danificada.	Trocar O-Ring. Se for necessário, passar nova camada de junta líquida.
2. Os parafusos de fixação dos elementos da bomba estão frouxos.	Reapertar os parafusos.
3. Junta do bujão roscado dos elementos de bomba não vedam hermeticamente.	Reapertar o bujão roscado.
4. O elemento da bomba está danificado.	Trocar a peça completa. A seguir aumentar lentamente a pressão de regime durante 30 minutos no mínimo.
5. Carcaça engripada.	Trocar a carcaça da bomba.

4.20 O Óleo de Pressão Contém Bolhas de Ar Vide também 4.18

Defeito	Solução
1. Junta líquida no parafuso que fixa a câmara do êmbolo no elemento da bomba não veda.	Trocar o elemento da bomba. Recurso provisório: aplicar cola para metais no parafuso, devendo desengraxar antes o parafuso.

4.21 Drenos Externos da Bomba

Defeito	Solução
1. Usitring no elemento da bomba está danificado.	Trocar usitring.
2. Carcaça engripada.	Trocar a carcaça.
3. Vide 4.19	

4.22 Vazão Excessiva de Óleo de Dreno Interno, Vazão de Serviço Muito Diminuída

Defeito	Solução
1. A folga entre o êmbolo e o cilindro é demasiadamente grande devido à desgaste.	Trocar o elemento da bomba. Em seguida, aumentar lentamente a pressão de regime, durante 30 minutos, no mínimo.
2. O assento da esfera na válvula de pressão do elemento da bomba, está danificada.	Trocar o elemento da bomba. Em seguida aumentar lentamente a pressão de regime durante 30 minutos, no mínimo.
3. Junta líquida entre a câmara de sucção e pressão não veda.	Limpar e verificar superfícies de contato. Refazer vedação.

4. Cavacos ou outra sujeira evitam o fechamento da válvula de sucção.	Injetar ar comprimido no orifício de sucção do elemento da bomba desmontada. Em seguida comprovar manualmente o funcionamento do elemento da bomba.
---	---

4.23 A Bomba é mais Ruidosa que o Normal

Defeito	Solução
1. Para certos tipos de bombas radiais (vide folha de catálogos) é inevitável um aumento de ruído.	As vezes estes ruídos podem ser diminuídos aplicando uma massa de inércia.
2. Com determinados acoplamentos, podem surgir ruídos mais ou menos fortes, mesmo quando o acoplamento estiver bem alinhado, devido a folgas radiais excessivas no sentido da circunferência.	Usar outro acoplamento ou outro tipo de acoplamento. Recurso provisório: engraxar bem o acoplamento.

4.24 A Bomba Engripou

Defeito	Solução
1. A bomba engripou na superfície de apoio sobre o anel exterior do mancal excêntrico.	Trocar o mancal e o êmbolo. Melhor trocar o elemento completo da bomba.
2. O êmbolo está engripado no cilindro.	Trocar o elemento completo da bomba.

4.25 A Bomba Aquece Demasiadamente Vide 4.2.8 e 4.24

Bombas de Palhetas de Vazão Variável Tipo V3

As indicações que seguem, restringem-se às execuções com variação de vazão por parafusos ou com compensador de pressão.

4.26 A Bomba não Transporta Óleo

Defeito	Solução
1. O-Ring de placa de ligação está danificado. A bomba suciona ar.	Trocar O-Ring. Na montagem da bomba colar O-Ring com graxa.
2. O parafuso de regulagem de vazão está demasiadamente apertado, de maneira que o anel estator tenha alcançado sua posição central.	Desparafusar até que o anel estator alcance sua maior excentricidade.
3. O anel estator está em sua posição central em virtude do sistema hidráulico ter alcançado a pressão ajustada no compensador de pressão.	Ajustar o compensador de pressão para o valor correto.

4.27 O Sistema não Alcança a Pressão Desejada

Defeito	Solução
1. A mola do compensador de pressão está insuficientemente tensionada. A mola sofre ligeira deformação no transcurso do tempo e deve ser tensionada ocasionalmente.	Tensionar a mola, através do parafuso.
2. A mola está quebrada.	Trocar a mola. Verificar a camada de vedação entre a carcaça e a tampa.

4.28 O Óleo de Pressão Contém Bolhas de Ar
Vide 4.2.3 e 4.26

4.29 Drenos Externos da Bomba

Defeito	Solução
1. A vedação do eixo está danificada. Se o anel for expulso do corpo, é possível que este esteja quebrado.	Trocar o anel e se for necessário, polir a superfície de contato do eixo de arraste.
2. O-Ring danificado.	Trocar O-Ring.
3. O-Rings da placa de ligação com defeito (tubulação de pressão e do óleo de dreno).	Trocar O-Rings.

4.30 A Bomba é mais Ruidosa do que o Normal

Defeito	Solução
1. Parafuso estabilizador não está ajustado para o caso extremo de aplicação.	Ajuste na fábrica.
2. Urna ou diversas palhetas estão montadas incorretamente.	Verificar a posição das palhetas. Visto pela ponta de eixo as pontas das palhetas avançam para a frente no sentido da rotação.
3. Os pínos de fixação permitem ao distribuidor plano excessiva folga tangencial.	Utilizar um pino novo melhor ajustado, mas permitindo que o distribuidor plano se apoie ao corpo na sua totalidade.

4.31 A Bomba Engripou

Defeito	Solução
1. O rotor está engripado na tampa da bomba ou no distribuidor plano.	Enviar à fábrica para conserto.

4.32 A Bomba Aquece Demasiadamente
Vide 4.2.8 e 4.31

5. Instalação das Válvulas Hidráulicas

Para as válvulas direcionais, a posição de montagem é geralmente indiferente. As válvulas direcionais montadas verticalmente com solenóide pendurado acusam um retardamento no tempo de mudança de posição; por isso, procura-se escolher a posição horizontal. As válvulas direcionais com conexão de drenagem devem ser montadas sempre horizontalmente, a fim de conseguir rápida mudança de posição.

Nas válvulas de pressão, a montagem deve ser procedida verticalmente com o elemento regulador para cima, ou horizontalmente. Nos pressostatos com dreno interno, a posição de montagem é indiferente. Para os pressostatos com dreno externo, a posição de montagem deve ser escolhida de tal forma que a conexão de pressão não fique mais alta que a do dreno. Para todos os demais elementos de controle e regulação, a posição de montagem é indiferente.

Ao efetuar as montagens, tenha-se em conta a máxima limpeza. A superfície das placas de ligação para os elementos deve ser retificada e completamente plana, o que garantirá uma montagem livre de tensões internas, as quais poderiam motivar um engripamento dos êmbolos. O aperto dos parafusos de fixação deverá efetuar-se uniformemente.

As conexões para tubos e a profundidade da rosca estão previstas para todas as conexões usuais. Os rebaixos para as conexões devem ser dimensionados de maneira que possam utilizar tanto conexões com fechamento por aperto como conexões com anel de cobre.

Não são admissíveis materiais de vedação, tais como fibra e borracha, pois originam sujeiras que podem provocar avarias. As montagens das tubulações devem estar livres de sujeiras, raspas de aço, areia, cavacos, etc.

Os tubos devem ser submetidos a um banho de decapagem. Não se deve utilizar estopas de lã para limpeza.

Os tubos devem ser montados livres de tensões internas. As tubulações de drenagem das válvulas direcionais, pressostatos e demais elementos, devem ser instalados acima do nível do óleo, até o reservatório, com um ligeiro desnível. Não devem ter nenhuma comunicação com tubulação de pressão ou de descarga para evitar variações na pressão fixada ou retardamento na mudança de posição das válvulas direcionais.

Nas válvulas acionadas por solenóide e pressostatos, devem ser observadas a alimentação com a amperagem e a tensão adequada, assim como a ligação correta. Para excitação contínua (funcionamento permanente), tenha-se em conta que as variações de tensão não ultrapassem $\pm 5\%$ da tensão de regime.

Podem-se utilizar para as válvulas, além dos óleos minerais também fluidos difíceis de inflamar, como soluções Polyglicol em água ou ainda à base de éster-fosfato.

As válvulas devem ser colocadas em funcionamento na pressão mínima possível (10 bar), controlando o funcionamento e vazamento. Esse controle deve ser exercido até alcançar a pressão prevista.

As válvulas devem ser controladas em intervalos regulares de tempo, com referência a seu funcionamento e vazamentos, principalmente após a máquina ser colocada em funcionamento.

É indispensável um alto grau de limpeza do óleo hidráulico. Para encher o reservatório, deve-se usar um filtro de malha inferior a $60\ \mu\text{m}$. Os filtros de óleo devem ser limpos, no início, a cada 100 horas de serviço; mais tarde uma vez por mês e a cada troca de óleo.

A primeira troca de óleo deve ser feita segundo as condições de trabalho e viscosidade. Nas instalações pequenas, após 50 até 100 horas de serviço; em instalações grandes, após 2.000 até 2.500 horas de serviço. Trocas posteriores podem realizar-se de 3.000 a 5.000 horas de serviço ou mais, sobretudo quando é mantido um tratamento constante de óleo.

O óleo envelhecido e sujo não pode ser melhorado completamente. É mais econômico esvaziar a instalação em estado quente e completar com óleo novo.

O nível e a temperatura do óleo devem ser controlados periodicamente. Temperaturas até 60°C são normais, mas não é conveniente que atinjam valores até 70°C e, muito menos, que passem deste valor.

Numa instalação hidráulica conservada limpa, com relação ao óleo não é necessário uma verificação periódica dos aparelhos de controle e regulação.

As válvulas devem ser armazenadas em lugar seco, sem umidade ambiente, livre de produtos corrosivos ou vapores oxidantes. O correto armazenamento das válvulas deve ser controlado periodicamente. Quando a armazenagem for superior a três meses, as peças deverão ser preenchidas com óleo de proteção e depois vedadas.

5.1. Instalação de Servo-Válvulas

A servo-válvula eletro-hidráulica transforma um pequeno sinal elétrico em um sinal hidráulico de grande energia. Em seguida se descrevem algumas medidas práticas para se conseguir um funcionamento sem falhas dessas válvulas.

Como elemento de precisão a servo-válvula exige fluido hidráulico limpo. O tamanho das partículas sólidas não devem exceder $5-10\ \mu\text{m}$. Isto implica na utilização de filtros finos. Na manutenção desses filtros, deve-se dedicar a necessária atenção. Elementos filtrantes sujos devem ser substituídos em tempo.

Em instalações novas ou modificadas, normalmente o fluido está impuro, e a ligação de uma servo-válvula somente deve ser efetuada após uma limpeza criteriosa. Isto se consegue normalmente fazendo circular o óleo por filtros finos. Para esse trabalho, as servo-válvulas são retiradas e, em seu lugar é colocado um "bloco de circulação". A duração desse trabalho depende do grau de impureza do óleo, e pode se estender de 10 à 200 horas.

Durante esse tempo, o elemento filtrante deve ser permanentemente controlado e, se necessário, substituído.

Para um funcionamento sem problemas de uma servo-válvula, de filtros e demais elementos hidráulicos, um sistema perfeitamente desacrado é de grande importância.

Uma montagem desfavorável da servo-válvula, por exemplo, sobre uma superfície irregular ou ambiente muito aquecido pode influenciar seu funcionamento.

Na partida de uma instalação é necessário retardar o impulso elétrico para a servo-válvula cerca de 0,5 à 1s em relação ao acionamento da bomba. Com isso evita-se ocorrer um choque da placa de impacto, sobre os bocais, caso já exista um impulso elétrico e não haja pressão hidráulica (pressão intermediária) para conduzir o êmbolo de comando de volta.

Todas as medições e controles de qualidade em servo-válvulas são executadas na fábrica com fluido de viscosidade 3° ENGLER (medidas à 50°C). Esta viscosidade também é indicada para o funcionamento. Pode porém ser elevada, sem consequência, para perto de 6° ENGLER. Um aumento maior na viscosidade não é aconselhável, visto que pode trazer instabilidade (vibrações) na servo-válvula bem como modificações nas curvas características.

6. Instalação dos Cilindros Hidráulicos

Nos cilindros hidráulicos, geralmente a posição de instalação é indiferente. Na montagem, observar principalmente o mais alto grau de limpeza. Os cilindros devem ser montados livres de tensões, e, principalmente, livres de forças radiais, pois, do contrário, podem ocorrer problemas funcionais e desgaste prematuro.

As conexões da tubulação e as profundidades de rosca servem para todas as conexões em uso. Os rebaixos devem ser dispostos de tal maneira, que aparafusamentos com borda de vedações "O-Ring" possam ser empregados.

Vedações de fibras ou massas não são admissíveis, pois causam ensujamento e, conseqüentemente, podem originar problemas funcionais.

Antes da montagem, as tubulações devem ser limpas de sujeira, crostas, areia, limalha, etc.. Os tubos devem ser decapados. Não usar estopa para a limpeza. Os tubos devem ser instalados livres de tensões internas.

Para os cilindros hidráulicos, devem ser usados, na medida do possível, óleos hidráulicos comprovados, na base de óleos minerais. Para emprego de outros fluidos, é necessário uma consulta prévia ao fabricante.

Antes da colocação em funcionamento do cilindro, a instalação hidráulica deve ser lavada com óleo hidráulico.

Para tanto, unir entre si as 2 conexões do cilindro, sem o cilindro. Recomenda-se executar este processo durante meia hora. Somente após este procedimento, os cilindros devem ser ligados no sistema de tubulação.

Antes de entrar em funcionamento, o cilindro deve ser desareado, no lado do fundo e no lado da haste. Isto pode ser feito soltando as conexões respectivas, ou por intermédio de parafusos sangradores especialmente previstos. Depois de uma desaeração perfeita (o óleo deve estar livre de bolhas de ar e não acusar formação de espuma), as conexões dos cilindros deverão ser reapertadas, observando-se o torque máximo.

Normalmente, os cilindros hidráulicos não necessitam de manutenção. Quando houver esforço pesado do choque, deverá ser observado apenas se foi prevista uma lubrificação dos mancais giratórios e mancais articulados.

Os cilindros devem ser controlados, principalmente após a colocação em funcionamento de uma instalação nova, em intervalos breves, com relação à função e à vedação.

O nível do óleo e, portanto a quantidade do óleo, deve ser controlado periodicamente. Temperaturas de óleo entre - 20 a + 70°C, normalmente não danificam o cilindro.

É vantajoso armazenar os cilindros em lugar seco, sem umidade de ar. Os locais de armazenagem devem estar livres de materiais e vapores cáusticos. No armazenamento de cilindros como peças de reposição, recomenda-se aplicar óleo de proteção e conservação, como é usado nos motores diesel.

Pormenores específicos podem ser encontrados nas respectivas folhas de recomendações das firmas fornecedoras de óleo.

Para a aplicação do óleo de proteção anti-corrosivo, o mais conveniente é colocá-lo em funcionamento por curto espaço de tempo.

Uma limpeza a fundo antes de encher com óleo hidráulico definitivo não é necessário, pois esse fluido de proteção é compatível com óleos hidráulicos minerais puros. Recomenda-se porém, efetuar a primeira troca mais cedo do que normalmente, assim como se faz na colocação em funcionamento de veículos, etc..

No emprego de fluidos difíceis de inflamar, como éster fosfato clorado ou glicóis, é necessário uma lavagem prévia e um enxaguamento posterior. As vedações normais para cilindros hidráulicos são resistentes a esses óleos de proteção.

No armazenamento mais prolongado (mais do que dois e três meses), as conexões dos cilindros precisam ser fechadas.

6.1. Testes de Cilindros Hidráulicos

6.1.1 Verificação do Vazamento das Gaxetas do Êmbolo:

Mover o êmbolo até encostar no cabeçote (com a regulagem do amortecimento totalmente aberta) retirar a conexão do cabeçote, aplicar a pressão de teste na conexão do fundo do cilindro, verificação através da conexão do cabeçote aberta.

Para testar a 2ª gaxeta do êmbolo inverter toda operação, isto é: Mover o êmbolo até encostar no batente do fundo (com a regulagem do amortecimento totalmente aberta), retirar a conexão em "A", aplicar a pressão de teste na conexão "B", verificação do vazamento, através da conexão aberta em "A", no fundo do cilindro.

Nota: — Conexão "A": Fundo do cilindro (Avanço)
— Conexão "B": Cabeçote do cilindro (Retorno)

6.1.2 Verificação do Vazamento da Gaxeta da Haste:

Fazer verificação visual, aplicando pressão na conexão da cabeça do cilindro, se houver O-Ring numa eventual bucha de guia, o vazamento desta poderá ser confundido com a gaxeta da haste. Neste caso proceder-se a um minucioso exame visual nas duas vedações, e nos seus respectivos alojamentos.

6.1.3 Vedação do Cabeçote e do Fundo do Cilindro:

Para verificar os O-Rings do cabeçote e do fundo, aplicar pressão de teste e verificar se há vazamento. Em caso positivo, deve-se examinar o O-Ring ou também seu respectivo alojamento, quanto a medidas e acabamento de usinagem. Estes dois aspectos valem para todos os alojamentos de vedações.

6.1.4 Verificação do Amortecimento Dianteiro:

Mover o êmbolo para frente até atingir uma posição próxima do final de curso, fechar a regulagem do amortecimento totalmente, se o amortecimento estiver em ordem, o êmbolo deve parar ou se mover bem mais lentamente, até o batente final.

ATENÇÃO: Devido a diferença de áreas entre os dois lados do êmbolo poderá ocorrer uma considerável multiplicação de pressão do lado do cabeçote (quando o êmbolo não estiver encostado no batente). Esta pressão resultante de forma nenhuma poderá ultrapassar a pressão de teste estabelecida; torna-se necessário reduzir a pressão no fundo do cilindro.

6.1.5 Verificação do Amortecimento Traseiro:

O procedimento é idêntico ao dianteiro, sendo que neste caso ao invés de multiplicação de pressão em virtude da diferença de áreas, haverá uma divisão de pressão, o que significa que neste caso pode-se aplicar a pressão de teste.

6.1.6 Regulagem do Amortecimento:

Fecha-se a regulagem e volta-se meia volta no parafuso do amortecimento; verifica-se o efeito do amortecimento em ambos os lados. Se a frenagem for muito violenta, abre-se mais os parafusos; se a frenagem for insuficiente, aperta-se mais um pouco os parafusos; apertar as contra-porcas.

6.1.7 Cuidados Especiais:

São necessários quando na conexão do cabeçote "B" existirem estranguladores, registros ou outros elementos que possam bloquear a saída do óleo em "B". Devido ao perigo da multiplicação de pressão, verificar sempre a relação de áreas.

7. Acumuladores de Pressão

Antes de qualquer manutenção descomprimir a pressão do óleo dos acumuladores.

7.1 Teste da Pressão de Enchimento (Pressão do Gás) no Acumulador de Bexiga

Com a carga de gás correta na bexiga e a válvula de gás bem vedada, serão mínimas as perdas de nitrogênio. Entretanto torna-se aconselhável efetuar regularmente uma revisão da pressão de enchimento (Po), sendo necessário a recarga sempre que o valor indicado para a pré-tensão da bexiga não for alcançado.

7.2 Períodos Recomendados para os Testes dos Acumuladores de Bexiga

Após a instalação ou após reparos realizados no acumulador, deve-se controlar a pressão de enchimento (indicada na plaqueta) pelo menos uma vez na primeira semana, de forma que grandes vazamentos possam ser constatados e reparados imediatamente.

Caso na primeira semana não sejam constatadas perdas de gás, deve-se efetuar novo controle após 3 meses. Caso não seja constatada qualquer irregularidade, deve-se fazer então, apenas um controle anual.

7.3 Procedimento a Ser Adotado para a Realização dos Testes

Medir a pressão de gás pré-tensionada através da medição da pressão hidrostática com o manômetro.

A condição prévia é, que deve-se ter instalado um manômetro de pressão ligado diretamente à tubulação hidráulica (eventualmente instalar o manômetro na conexão de saída do acumulador).

Encher o acumulador com pressão hidráulica através da bomba; em seguida desligar a bomba, soltar a pressão do acumular lentamente, por exemplo, por meio de acionamento da válvula direcional ligada ao acumulador. Durante o processo de esvaziamento, observar o manômetro. Assim que for alcançada a pressão de enchimento (Po) no acumulador, a válvula interna se fecha e o ponteiro indicador do manômetro retorna rapidamente à posição zero.

A pressão de enchimento é a pressão registrada no manômetro antes da queda de pressão. Caso no sistema hidráulico não esteja instalado um manômetro, a leitura poderá ser feita através do manômetro instalado no dispositivo de testes.

Antes da instalação do dispositivo ou soltar qualquer conexão deve-se certificar que todo o fluido tenha saído do acumulador, situação em que a válvula interna do acumulador estará fechada.

7.4 Medição da Pressão do Gás (Pressão de Enchimento) com o Dispositivo de Enchimento de Gás

Medindo-se a pressão do gás (pressão de enchimento) com o dispositivo de enchimento ocorre ao contrário do método anterior, uma perda de nitrogênio.

Por esse motivo, recomenda-se usar esse método somente quando o outro método descrito não possa ser utilizado.

Antes de ser iniciado o processo, observar para que o acumulador esteja aliviado do lado do fluido.

A seguir retirar o tampão de fechamento e o tampão da válvula de gás do acumulador. Aparafusar o dispositivo de enchimento sobre a válvula de gás do acumulador. Apertar o botão de pressão do dispositivo de enchimento.

Observando-se o manômetro em seguida, tem-se o registro da pressão de enchimento. Se a pressão registrada estiver correta, solta-se o botão de pressão e desaparafusa-se o dispositivo de enchimento. Caso a pressão esteja muito baixa, deve-se então, preencher a bexiga do acumulador com nitrogênio até atingir o valor desejado.

Na medição da pressão de enchimento não há possibilidade do nitrogênio escapar pelo tubo flexível, visto que está instalado uma válvula de retenção. Válvulas de gás defeituosas deverão ter o jogo de vedações substituído. *Não devem ser utilizadas válvulas de pneum!*

7.5 Enchimento do Acumulador com Nitrogênio — Acumulador de Bexiga

Para proteger o acumulador contra avarias, durante o transporte, o mesmo será fornecido pré-carregado com nitrogênio (aproximadamente 10 bar). O acumulador deverá, antes da colocação em funcionamento, ser

carregado com nitrogênio à pressão de enchimento (P_o) inicial. *Nunca se deve empregar oxigênio ou ar, porque poderá ter o perigo de explosão!*

A pressão de enchimento (P_o) está marcada na plaqueta indicativa e deverá ser anotada na instrução de funcionamento pertencente à instalação.

Os valores da pressão do gás indicados referem-se sempre à temperatura ambiente (aproximadamente 20°C), detalhe a ser observado durante o processo de enchimento.

7.6 Providências a Serem Tomadas Antes do Primeiro Enchimento da Bexiga do Acumulador

Quando o acumulador estiver operando com óleo, torna-se desnecessário qualquer preparo antes do primeiro enchimento.

Caso o acumulador venha a operar com fluido de pressão de difícil inflamabilidade, deverá ser procedida uma lavagem com esse mesmo fluido, *retirando-se assim todo vestígio do fluido (óleo mineral) -- que serve de almofada no acumulador, protegendo a bexiga contra avarias.*

Neste procedimento, desparafusar o tampão de fechamento, retirar o tampão da válvula de gás, abrir a válvula de gás para que o nitrogênio existente na bexiga do acumulador possa escapar, possibilitando abrir a válvula hidrostática.

Na conexão do fluido deverá ser preenchido com fluido de pressão (aproximadamente 1/10 do tamanho nominal do acumulador em litros). Colocar o acumulador na posição horizontal e girar em torno de seu eixo longitudinal. Em seguida colocá-lo na posição vertical com a conexão de fluido voltada para baixo permitindo o escoamento do fluido.

Antes do enchimento deverá ser formada novamente uma almofada com fluidos de pressão utilizado.

No caso do preenchimento de gás desparafusar o tampão de fechamento e retirar o tampão da válvula.

O tubo de ligação do dispositivo de enchimento deverá ser ligado na garrafa de nitrogênio. Observar a montagem do jogo de vedações necessárias. O anel "O" (O-Ring) da válvula de gás não deve ser retirado.

O dispositivo de enchimento colocado no acumulador deverá ser desparafusado com a correspondente peça de ligação. Fechar a válvula de escape do dispositivo de enchimento.

Abrir a válvula de bloqueio na garrafa de nitrogênio e deixar o gás entrar lentamente no acumulador. A cada intervalo de tempo deve-se fechar a válvula de bloqueio da garrafa de nitrogênio e controlar a pressão de enchimento através do manômetro do dispositivo.

Uma pressão de enchimento muito elevada (maior que a indicada) poderá ser reduzida após a abertura da válvula de escape, apertando o botão de pressão.

OBS.: Visto que a pressão do gás (pressão de enchimento " P_o ") se modifica com a temperatura, deve-se, após atingida a pressão desejada aguardar aproximadamente 2 minutos até que a temperatura esteja estabilizada, fazendo-se, em seguida, nova leitura da pressão e, se necessário, fazer a correção repetindo sempre o mesmo procedimento, até que se tenha alcançado o valor desejado, retirando-se, então o dispositivo de enchimento.

Antes do enchimento do acumulador, deverão ser substituídas as vedações das válvulas de gás com defeito. *Em nenhum caso poderão ser empregadas válvulas de pneus!*

Finda a operação de enchimento, colocar a tampa na válvula do acumulador, parafusar o tampão de fechamento do acumulador (torque 2 a 4 kpm) e controlar os vazamentos usando espuma de sabão.

Os vazamentos devem ser eliminados imediatamente, visto que eles conduzem à destruição da bexiga.

7.7 Acumuladores de Diafragma

Para os acumuladores de diafragma é válida a correspondência como método já descrito para acumuladores de bexiga "medição da pressão hidrostática com o manômetro".

Para se proteger o acumulador de diafragma contra avarias durante o transporte será fornecido pré-carregado.

A pressão de enchimento refere-se à temperatura ambiente (20°C).

O acumulador de diafragma deverá ser carregado com a pressão de enchimento indicada (P_o = pressão do gás), antes da colocação em funcionamento, *(nunca usar oxigênio ou ar — perigo de explosão)!*

O acumulador de diafragma poderá, de acordo com a solicitação do cliente, ser fornecido também lacrado com a pressão de enchimento necessária. Neste caso o acumulador estará pronto para ser instalado. Todavia aconselha-se antes da instalação do acumulador, verificar novamente o valor da pressão de enchimento.

No processo de enchimento retirar a tampa de proteção colocada sobre o bujão roscado.

Limpar o sextavado interno do bujão roscado do acumulador de diafragma, (retirar o esmalte de proteção, etc.), de forma que o engate colocado no sextavado possa acoplar-se no dispositivo de enchimento. Aparafusa-se o dispositivo de enchimento e desaperta-se o bujão roscado no acumulador, de forma que o manômetro possa indicar a pressão de enchimento no acumulador.

Caso a pressão de enchimento (P_o) esteja muito elevada, esta poderá ser reduzida ao valor desejado abrindo-se a válvula de escape.

Caso a pressão de enchimento (P_o) esteja muito baixa, deve-se então, abrir lentamente a válvula de bloqueio na garrafa de nitrogênio permitindo-se assim, a carga do acumulador. Fecha-se, em seguida, a válvula de bloqueio a fim de permitir nova leitura no manômetro, procedendo-se assim, sucessivamente, até que se obtenha o valor desejado.

OBS.: Visto que a pressão do gás modifica-se com a temperatura, deve-se, atingido o valor desejado, aguardar de 2 a 3 minutos até que a temperatura se estabilize novamente. Verifica-se novamente a pressão e se necessário corrige-se o seu valor.

Atingindo o valor desejado fecha-se o bujão roscado do acumulador, empregando-se um torquímetro (torque: 2,5 kpm). Fecha-se a válvula da garrafa de nitrogênio. Abrir a válvula de escape do dispositivo de enchimento para possibilitar a saída do nitrogênio. Segurar o torquímetro, desaparafusar o dispositivo de enchimento e reapertar o bujão roscado do acumulador de diafragma (torque: 2,5 kpm).

O bujão roscado deverá estar vedando perfeitamente. Esta vedação poderá ser verificada mediante o emprego de espuma de sabão.

O bujão deve ser lacrado com esmalte de proteção.

7.8 Retirada de Funcionamento do Equipamento — Durante Pouco Tempo

A interrupção de funcionamento do equipamento por um curto período (até 2 meses) não merece cuidados especiais. Para facilitar, deixa-se o fluido de pressão no reservatório. A instalação deve ser protegida contra a entrada de pessoas estranhas.

7.9 Retirada de Funcionamento do Equipamento — Durante Longo Tempo

A retirada de funcionamento de uma máquina por um longo período demanda cuidados que dependem de diversos fatores como tipo de fluido de pressão, material de vedação, condições climáticas, etc..

Recomenda-se, por exemplo, por a instalação em funcionamento a cada determinado intervalo para umedecer internamente a tubulação e os componentes.

Em períodos mais longos torna-se conveniente escoar todo o fluido de pressão e substituí-lo por um agente de conservação especial.

Recomenda-se também, que as hastes dos cilindros estejam recolhidas. Caso não seja possível, deve-se recobri-las com uma camada de agente protetor.

Nos acumuladores aconselha-se reduzir a pressão de enchimento (pressão do gás) à valores entre 10 a 30 bar.

7.10 Recolocação em Funcionamento

Após curto tempo de parada, deve-se desacerar a instalação, verificar possíveis vazamentos e controlar o funcionamento de todos os componentes, durante a pressão de regime antes da colocação em funcionamento.

Após longo período de imobilização, a instalação deverá ser limpa externamente. Caso o fluido de pressão tenha permanecido no reservatório, será então necessário retirar uma amostra para análise.

Fluido de pressão sem boas características de viscosidade, deve ser substituído. Caso seja necessário somente uma complementação, observar que seja empregado o mesmo tipo de fluido.

Caso a instalação se encontre com um agente conservante durante sua imobilização, este deverá ser circulado com baixa pressão, movimentando todos os atuadores repetidas vezes. Em seguida deve ser retirado todo o agente conservante, limpando-se o reservatório e preenchendo-o com fluido de pressão previamente filtrado.

8. Óleo-Hidráulico — Armazenamento

O armazenamento do óleo em reservatórios deve ser feito em ambiente apropriado.

De forma alguma o óleo armazenado deve sofrer "Cargas térmicas" elevadas. Quando isto sucede, os óleos envelhecem muito mais rapidamente que óleos com cargas normais.

Por cargas térmicas compreende-se temperatura acima de 60°C.

Basicamente o enchimento de reservatórios com óleo-hidráulico somente deve ser feito pelas linhas de transferências ou pontos de abastecimento previstos para esse fim. As linhas de abastecimento devem ser construídas de tal forma que no bocal de enchimento haja uma grade que retenha panos de limpeza e outros corpos estranhos de maior porte.

A entrada do óleo no reservatório de uma instalação servo-comandada somente pode ser feita através de filtros muito finos. Caso não haja uma bomba de alimentação, o enchimento através de filtros finos tomará mais tempo. Uma abertura de tubulação ou reservatórios, só pode ser executada em ambiente livre de pó e umidade. Limpeza absoluta é a primeira lei na transferência de óleo. Recipientes sujos evidentemente devem ser limpos antes de serem cheios. Óleo limpo não somente prolonga a vida útil das válvulas, como também a das bombas.

A vida útil de um óleo, à temperatura inferior à 70°C é bastante longa. Após limpar, circular e iniciar o funcionamento de uma instalação, o óleo deve ser examinado pelo fornecedor a cada 5.000 horas de funcionamento, com vistas a presença de água, neutralidade (ácido ou alcalino, pH), etc..

9. Limpeza das Tubulações — Decapagem

O estado de limpeza das tubulações depende do método de fabricação e da escolha do material. É aconselhável, quando o alto custo ou prolongado prazo de entrega impedem a utilização de aços nobres (inox) usar tubos de aço, de precisão, conforme DIN 2391. Os tubos devem ser recozidos em ambientes limpos.

Deve-se limpar ao máximo locais soldados ou outras áreas aquecidas com formação de crostas. Todas as soldas, devem ser feitas com proteção de gás protetor. As soldas devem ser, após concluídas, limpas com rebolo ou lixa.

Todos os tubos, quando não houver particularidades que o impeçam, devem ser fixados à distâncias regulares de 20 x o diâmetro. Particularidades são curvas, derivações, etc.. Qualquer mudança de direção ou de pressão do óleo, produz forças, sobre a tubulação, que devem ser absorvidas por fixações.

Como fixações para tubos, devem ser previstos:

Materiais não higroscópicos, ou seja, materiais que não se deformem em presença de umidade.

Em todas as partes mais altas dos tubos deve haver desaeradores.

Todas as partes baixas devem ser purgadores.

Na montagem das tubulações, pelo menos das tubulações de dreno deve ser mantido um declive favorável ao escoamento. As tubulações de óleo de dreno não devem ser sobrecarregadas com nenhum outro óleo de retorno.

Todos os tubos, depois de ajustados, deverão ser lavados, decapados, neutralizados e montados novamente.

A decapagem dos tubos e conexões é feita em banho de ácido sulfúrico ou muriático, na concentração de aproximadamente 70% de água e 30% de ácido.

A proporção do banho de decapagem é 1 parte de ácido na concentração especificada acima e 3 partes de água, sendo que as peças a serem decapadas deverão ser previamente desengraxadas.

O tempo de decapagem, geralmente de 30 minutos à 1 hora, depende do estado dos tubos.

Lavar abundantemente com água.

Usar sabão líquido à quente, 15 a 20 minutos.

Aplicar anti-corrosivo.

10. Reservatório

É construído de chapas soldadas. Em instalações com servo-válvulas deveria, na medida do possível, ser de aço inoxidável. Na construção com "Chapa-preta" as partes que ficam acima do nível do óleo são atacadas pela umidade. Caso um reservatório de chapa preta seja pintado internamente, isto só pode ser feito sob condições específicas. Reservatórios pintados internamente, após a secagem da tinta, não podem mais sofrer nenhum processo que provoque aquecimento.

Antes, porém, do acabamento interno, em qualquer caso, o reservatório deve ser jateado internamente, e limpo de impurezas como resíduos, crostas e pérolas de solda. A pintura interna deve ser de tinta composta de vários componentes (epoxi, por exemplo) e em várias demãos. Deve ser resistente ao óleo e a impactos. Instruções mais precisas são conseguidas com os fabricantes de tintas. Caso um reservatório de chapa comum não seja pintado, deve-se proceder a uma proteção provisória (olear, ou outra forma convencional).

Os meios utilizados para conservação, devem ser solúveis e de fácil eliminação, sem deixar resíduos.

Antes de se iniciar o trabalho propriamente dito de uma unidade com servo-comandos, deve-se proceder a uma circulação prévia.

Desta forma o óleo a ser usado é colocado no reservatório, e bombeado pela instalação. Durante esse processo, deve-se conseguir a maior velocidade possível, ligando também as bombas de reserva, sendo que as servo-unidades são excluídas da circulação, substituídas por outras placas. Da mesma forma os cilindros e motores (baixa velocidade de fluxo) são substituídos por mangueiras. Mesmo placas básicas maiores não deveriam participar do circuito de circulação, conforme o sistema, para evitar a sedimentação de sólidos nos orifícios secundários. Todas as partes que não forem "lavadas" durante a circulação, devem ser limpas em separado e mantidas hermeticamente fechadas até o momento de ligá-las ao sistema.

O processo de limpeza por circulação só deve ser dado como terminado quando os testes de "miliporosidade" do óleo apresentar uma pureza especificada no grupo 3. Durante a circulação o óleo deve passar constantemente pelos filtros finos do sistema. Os filtros do bloqueio ligados em sequência também são guarnecidos de elementos filtrantes finos. Por ocasião da ligação da instalação, são colocados nesses filtros os elementos de alta pressão previstos.

Por intermédio dos indicadores de saturação, o grau de resíduos assentados no filtro é mostrado.

No funcionamento inicial deve-se observar:

1. Retirar o óleo que foi usado na circulação inicial (inclusive dos tubos) somente em casos de contaminação química.
2. Substituir elementos filtrantes.
3. Retirar as placas de circulação e colocar as válvulas.
4. Conectar todas as peças do sistema.
5. Desaerar os filtros.
6. Fazer passar o circuito de alimentação pelos filtros.
7. Ajustar a regulação de temperatura.
8. Ligar bombas de alta pressão (primeiro, com pressão baixa, passando lentamente para pressão alta).
9. Desaerar tubulação.
10. Acoplar o acumulador de pressão.
11. Ligar as servo-válvulas e solenóides.
12. Ajustar válvulas de pressão.
13. Otimizar a regulação das válvulas e servo-válvulas (amplificação).

11. Filtragem

Que a filtragem é necessária, todo técnico hidráulico sabe e, geralmente, também todo usuário desse tipo de instalação. As dúvidas, porém, aparecem quando se trata da malha, da disposição e da escolha do filtro.

Ausência absoluta de sujeira no filtro implica nenhum desgaste, pelo menos com máquinas e instalações, que devem trabalhar como um relógio. A elas, quanto a filtragem, deve ser dada a devida atenção, mas também neste caso, raramente se filtra de um modo econômico-técnico-prático. E, com isso, a hora da parada pode ser facilmente calculada.

Do mesmo modo, pôde-se calcular os custos que surgem quando os elementos hidráulicos menos resistentes devem ser trocados devido a desgaste prematuro. Os elementos acionados com mais frequência são os mais sujeitos aos desgastes.

A última operação na fabricação dos elementos hidráulicos é em geral a de lapidar. A pasta de lapidar pode ser descrita vulgarmente como uma "aglomeração de partículas de impurezas, se possível de tamanho igual e de alta dureza". No caso, existem os mais diversos tipos e também receitas com fórmulas secretas. Conforme o resultado desejado, emprega-se um ou outro tipo.

Somente quando a usinagem prévia das peças a serem lapidadas não tiver sido suficientemente boa, "o esmerilhamento" dura um pouco mais. Fora isto, trata-se de um processo como os demais, a ser concluído com rapidez.

Por enquanto, a impureza no óleo não terá feito ainda, uma pasta de esmerilhar, porém, dependendo do tipo, da quantidade, do tamanho e da dureza das partículas de sujeira, assim como do jogo entre as partes móveis e da frequência do movimento dessas peças, o desgaste é determinado. A isto se poderia chamar "esmerilhar por tempo".

Existem elementos em que o desgaste não é tão acentuado porque têm apenas uma aresta de comando, ou se regulam a si próprios. Porém com a maioria dos aparelhos, uma construção assim não é possível.

Deve-se sempre reconhecer a ligação entre "sujar" e esmerilhar. Somente então se pode julgar como a filtragem finíssima é importante.

Perdas internas por fugas significam sempre uma perda de potência, e esta é transformada em calor. Este é, em parte, transmitido às proximidades, mas o aquecimento é muitas vezes indesejável. Permanece, pois, apenas o resfriamento adicional por meio de instalações apropriadas, que, por seu lado, também necessitam de energia.

Assim se explica um pequeno jogo de peças movimentadas, mecanicamente, uma contra a outra, e hidráulicamente, uma diminuição das perdas internas. Esse pequeno jogo requer cuidadosa filtragem do fluido de pressão.

A malha do filtro necessária para os sistemas hidráulicos de alta precisão, principalmente servo-sistemas, pode ser calculada sob o ponto de vista econômico-técnico-prático. Ela depende de menor tamanho da malha e do movimento relativo das peças que o determinam.

Assim:

$$X \text{ máx.} = 0,75 s \quad e$$

$$X \text{ mín.} = 0,30 s$$

Isto significa:

$X \text{ máx.}$ = tamanho de partículas admissíveis em microns com movimento relativo grande.

$X \text{ mín.}$ = tamanho de partículas admissíveis em microns com movimento relativo pequeno, e

s = largura da malha do filtro em microns.

O tamanho da partícula admissível deve ser igual ao da malha absoluta do filtro.

Há alguns anos atrás, sistemas hidráulicos normais ainda eram filtrados com 40 microns. Hoje 25 microns é padrão e a tendência vai sem erro para 10 microns. Para certos equipamentos, como por exemplo servo-válvulas ou bombas, já são exigidos filtros internos para 5 microns.

Quanto às causas de sujeira numa instalação hidráulica, podem existir muitos agentes (*quadro 1*).

Os possíveis agentes impurificadores também podem criar dificuldade em modernas instalações hidráulicas (*quadro 2*).

No emprego de fluidos difíceis de inflamar, verificar impreterivelmente se todos os aparelhos hidráulicos da instalação estão equipados com vedações especiais. Esse controle não deve restringir-se a válvulas e bombas mas, eventualmente, estender-se a roscas e flanges.

Tubulações ou ligações elétricas erradas geralmente são notadas quando a instalação é colocada em funcionamento, não podendo satisfazer às funções desejadas.

Uma modificação a essa altura geralmente é muito difícil.

Um controle cuidadoso dos tubos e das ligações elétricas, por intermédio do circuito elétrico com as respectivas tabelas de sequência, é recomendado com insistência antes do preenchimento do fluido de pressão no reservatório.

Verificar se todas as peças estão fixadas e alinhadas, principalmente no que se refere à bomba e ao motor elétrico correspondente. Um erro de alinhamento entre ambos pode levar à destruição prematura da bomba.

Se os acumuladores de pressão não tiverem sido entregues prontos para funcionamento, deverão ser preenchidos com gás nitrogênio antes da montagem na instalação.

É conveniente marcar a pré-tensão do gás no acumulador (por exemplo, com uma etiqueta) ou no circuito hidráulico, para que, mais tarde, em caso de necessidade, possa ser feito um imediato controle de verificação.

O fluido do sistema deve ser preenchido já filtrado. Para tanto, uma malha até 100 microns é aceitável.

Na regulação da pressão nas válvulas limitadoras, recomenda-se, no início, com baixa pressão. Formam uma exceção as válvulas limitadoras de pressão, para sistemas hidro-acumuladores, que, pela sua regulação lacrada, não permitem modificação.

É desejável e aconselhável que, devido às prescrições de segurança existentes, numa colocação em funcionamento, as pessoas não necessárias para a operação deixem o local da instalação, permanecendo em distância que ofereça segurança suficiente.

Os motores elétricos podem ser então ligados por curto tempo (cerca de 5 até 10 segundos). Nessa operação, o sentido de rotação deve ser verificado, assim como o acoplamento e a instalação das peças de conexão. No restante, valem aqui as prescrições dos diversos fabricantes de bombas.

Antes que a regulação da pressão de regime seja lentamente aumentada, verificar se a bomba transporta o óleo sem vibrações e com constância. Vazamentos que surjam eventualmente devem ser eliminados de imediato. Ao mesmo tempo, o nível do fluido no reservatório deve ser observado, e, se necessário, completado com fluido sempre da mesma qualidade.

Quando a pressão de regime for alcançada e o exame funcional estiver a contento, pressostatos, indicadores elétricos de nível, termostatos, etc. devem ser regulados. Todas as regulações feitas devem ser anotadas num certificado de teste.

13. Tabela de Equivalência dos Óleos Hidráulicos Minerais

Na tabela abaixo, indicamos as marcas e tipos de óleos usados em equipamentos hidráulicos. A ordem de apresentação das firmas não indica qualquer preferência ou qualidade de produtos.

Viscosidade Recomendada: (3 a 5° Engler à 50°C) Conforme Norma DIN 51525 (Óleo Hidráulico Mineral H- LP)

Outras Normas Utilizadas: Norma ISO 3448 (atual) Valores em cSt, medidos à 40°C

	SISTEMA FRIO	SISTEMA MÉDIO	SISTEMA QUENTE
MARCA	Temp. Média Ambiente: 10°C	Temp. Média Ambiente: 20°C	Faixa de Temp. Ambiente: 25 a 50°C
CASTROL	Hyspin AWS 32	Hyspin AWS 46	Hyspin AWS 68 (ISO) Hyspin AWH 68
ESSO	Teresso 43	Nuto H 48	Nuto H 68 (ISO)
IPIRANGA	Ipitur AW 32	Ipitur AW 46	Ipitur AW 68 (ISO)
MOBIL OIL	DTE 24	DTE 25	DTE 26
PETROBRAS	Lubrax Industrial HR - 43 EP	Lubrax Industrial HR - 48 EP	Lubrax Industrial HR - 56 EP
RENOLUB (FUCHS)	Renolin B 10 Renolin MR 10	Renolin B 15 Renolin MR 15	Renolin B 20 Renolin MR 20
SHELL	Tellus E 32 Tellus T 32	Tellus E 46 Tellus T 46	Tellus E 68 (ISO) Tellus T 68
TEXACO	Rando Oil HD 32	Rando Oil HD 46	Rando Oil HD 68

Anotações

Esta série é baseada no princípio de cilindros hidráulicos com tirantes.

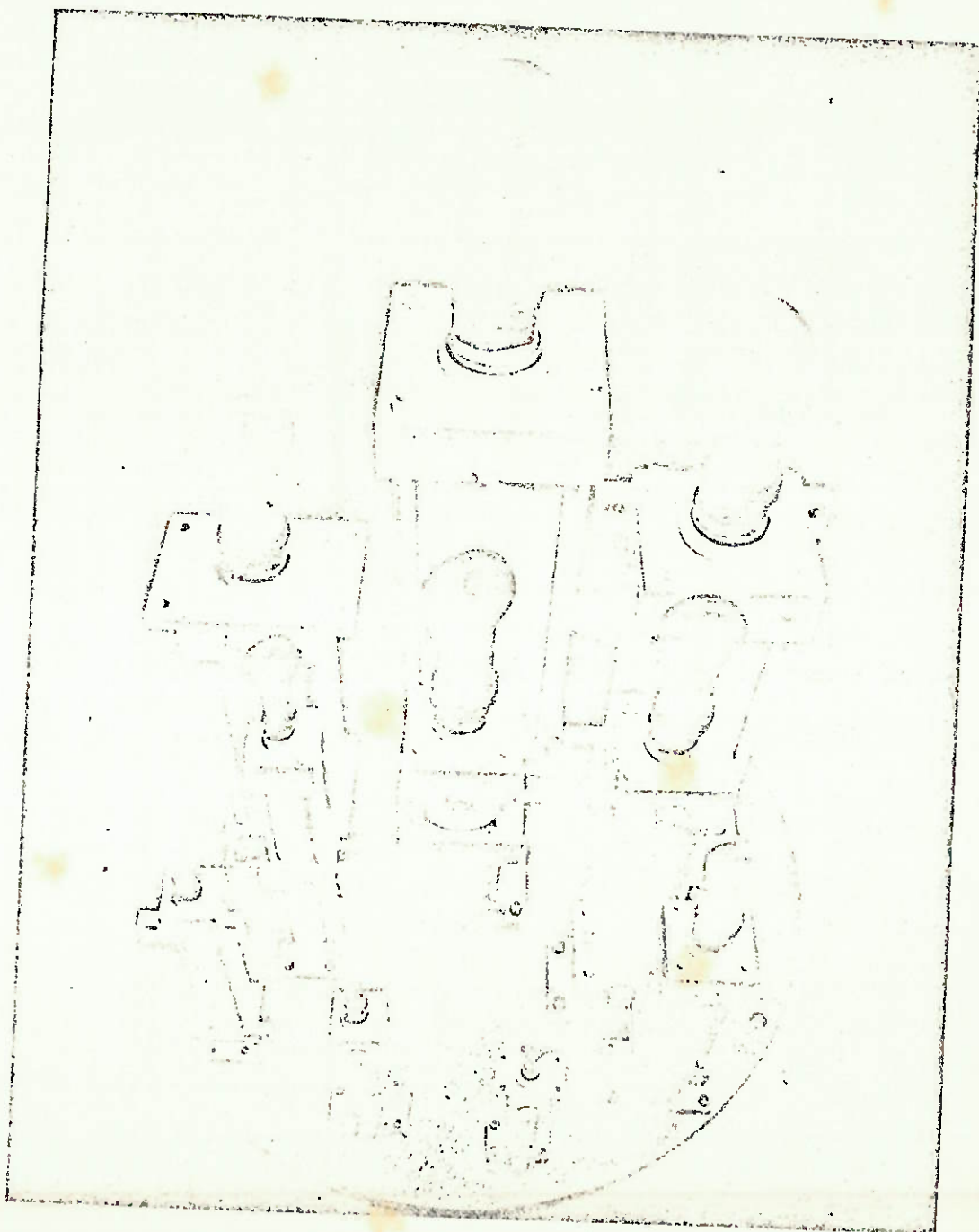
As suas dimensões correspondem às recomendações da N.F.P.A. e J.I.C., os diâmetros métricos dos êmbolos e hastes são equivalentes à DIN 24.334.

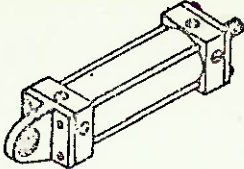
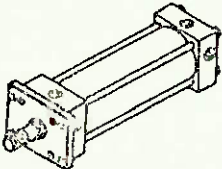
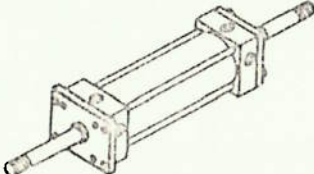
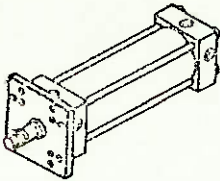
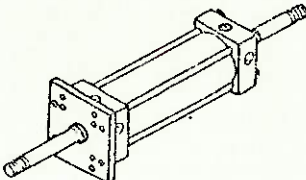
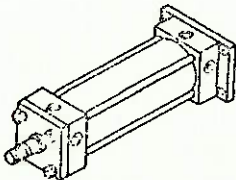
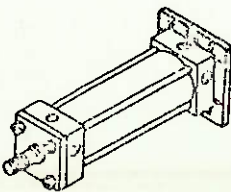
Os cilindros desta série são utilizados nos mais diferentes ramos industriais, como: indústria automobilística, máquinas ferramentas, aplicação "mobil" e máquinas agrícolas.

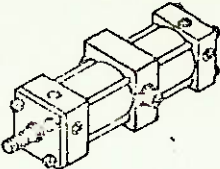
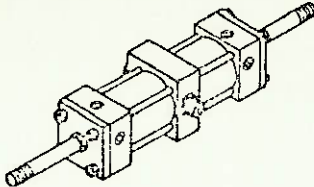
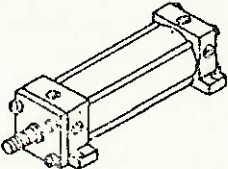
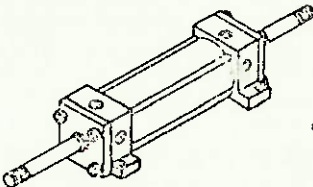
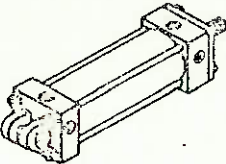
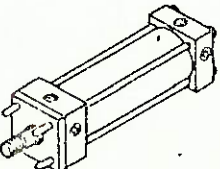
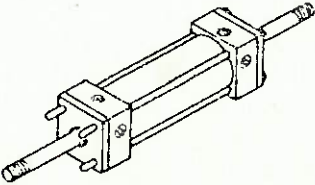
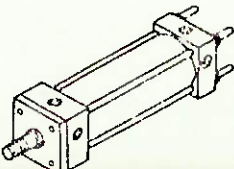
O princípio de tirantes, usado nesta série de construção, possibilita o uso de um eficiente sistema de elementos padronizados permitindo fácil manutenção:

"Cilindro básico com qualquer elemento de fixação".

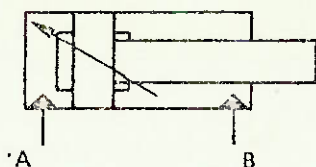
10 tipos de fixação para cilindros diferenciais, 5 tipos de fixação para cilindros de haste passante e 9 diâmetros de êmbolos para CD 210/CG 210 estão à sua disposição.



Cilindros Diferenciais CD	Tipo de Construção	Cilindros com Haste Passante CG	Folha de Catálogo N.º
	Orelha de articulação no fundo do cilindro B		RP 17 240
	Flange retangular na cabeça do cilindro C		RP 17 243
	Flange quadrado na cabeça do cilindro H		RP 17 246
	Flange retangular no fundo do cilindro D		RP 17 249
	Flange quadrado no fundo do cilindro K		RP 17 252

Cilindros Diferenciais CD	Tipo de Construção	Cilindros com Haste Passante CG	Folha de Catálogo N.º
	Eixo basculante Central E		RP 17 255
	Fixação por pés F		RP 17 258
	Garfo no fundo do cilindro G		RP 17 267
	Tirante prolongado na cabeça do cilindro P		RP 17 273
	Tirante prolongado no fundo do cilindro Q		RP 17 276

Cilindros Diferenciais



Por meio da admissão do fluido através da conexão A, a haste do êmbolo avança, e pela conexão B retorna.

As forças máximas dependem das respectivas áreas de atuação e máxima pressão operacional admissível; isto significa que as forças são maiores no avanço do que no retorno.

Avanço = área do êmbolo

Retorno = área da coroa circular

As câmaras a serem preenchidas em cada caso, não iguais no comprimento e diferenciam-se pela diferença de áreas.

Devido a isso as velocidades de avanço se comportam inversamente proporcionais em relação às áreas.

Isso significa: avanço lento

retorno mais rápido

Construção do Cilindro

O cilindro compõe-se essencialmente de: fundo (1), tubo (2), cabeçote (3), tirantes (4), êmbolo (5) com a haste (6), bucha de guia (7), dispositivo de fixação; neste caso, o flange de fixação (8), válvula reguladora de vazão ajustável (9), para amortecimento de fim de curso, e da válvula de retenção (10), com o parafuso de desaeração (11).

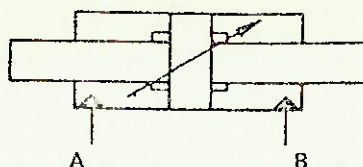
No fundo, o tubo e o cabeçote do cilindro são montados e fixados com 4 tirantes.

A separação entre o lado do êmbolo (12) e da haste (13), é feita pela própria vedação do êmbolo (14).

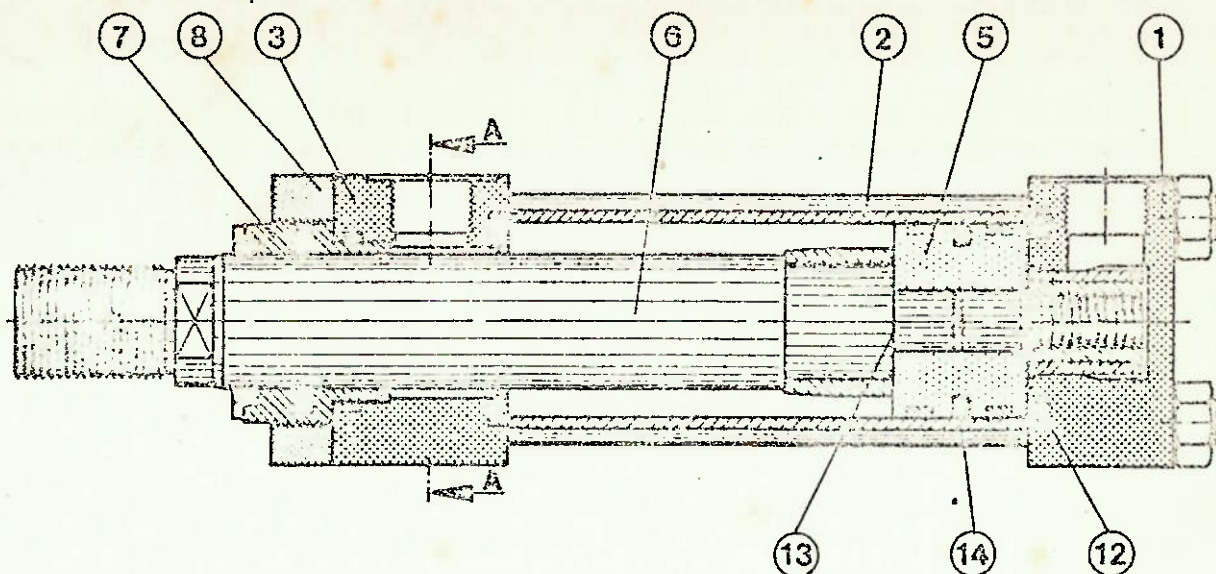
Esses cilindros também são adequados para altas velocidades de avanço usando-se vedações especiais com bom comportamento de atrito e bom acabamento das superfícies deslizantes.

Em consequência estes cilindros correspondem às exigências específicas de muitas aplicações, como na indústria de máquinas ferramentas.

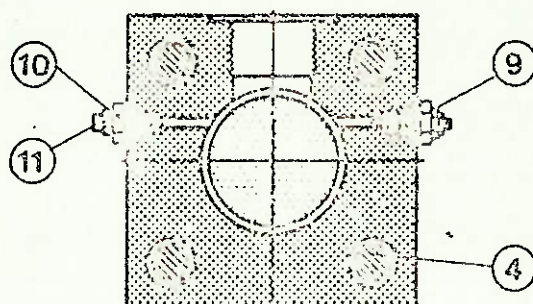
Cilindros com Haste Passante



Como a haste do êmbolo é passante, as áreas ativas são iguais. Com isto, as forças e velocidades possuem valores iguais nos dois sentidos.



Corte A — A

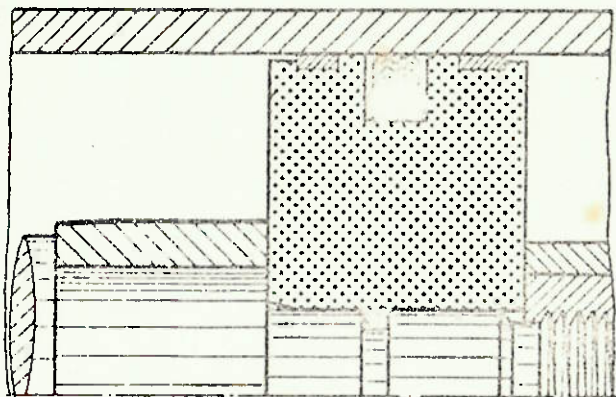


Tubo do Cilindro: Trefilado à frio sem costura
Acabamento interno $Ra \leq 1,3 \mu m$

Haste do Êmbolo: aço de alta qualidade com cromo duro,
acabamento superficial $Ra \leq 0,2 \mu m$

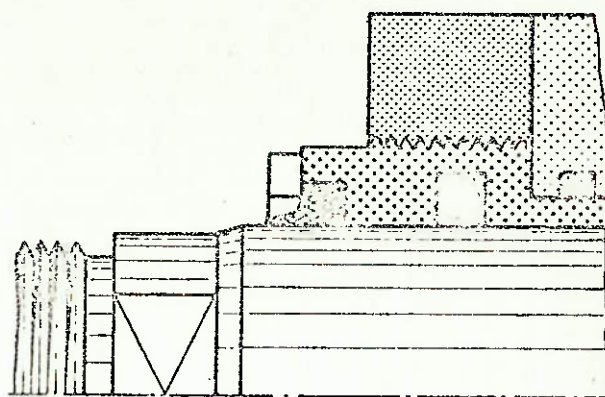
Tirante: Aço de alta qualidade com limite mínimo de escoamento
 $70 daN/mm^2$ e roscas métricas laminada, nas extremidades.

Cabeçote: Fundição nodular segundo DIN 1693, fundo do cilindro com limite
mínimo de escoamento de $30 daN/mm^2$, o mesmo utilizado em
nosso programa de válvulas.

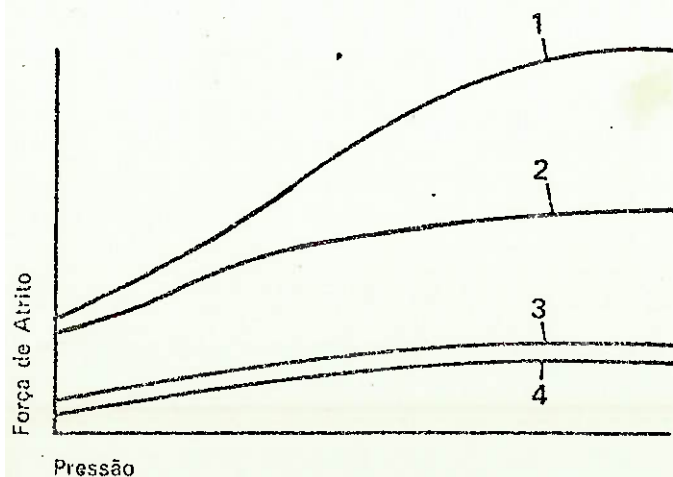


Modelo "T"

Vedação de anel deslizante para pequenas forças de atrito.



A vedação da haste do êmbolo é especialmente desenvolvida vedando com segurança, utilizando gaxetas com pequenas forças de atrito.



Comparação de forças de atrito de vedações convencionais (curvas 1 e 2), com as vedações utilizadas pela Rexroth nos cilindros com tirantes (curvas 3 e 4).

O amortecimento de fim do curso é necessário após uma determinada velocidade do êmbolo. Isto significa frenagem ou desaceleração desta velocidade até a parada final.

A energia cinética resultante deste movimento é

$$E = \frac{m}{2} \cdot v^2$$

m = massa movida

v = velocidade de curso

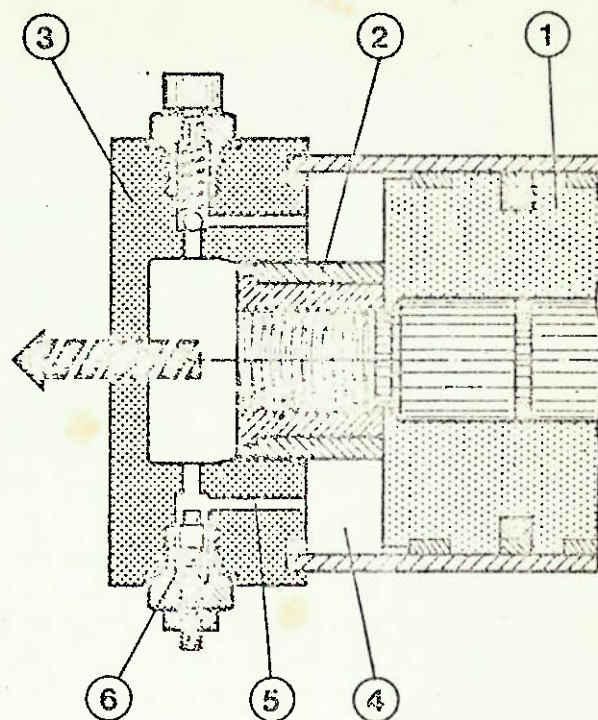
deve ser absorvida pelo limitador de curso (cabecote ou mesmo fundo do cilindro).

Sua capacidade de absorver esta energia depende do limite de elasticidade do material. Desta forma é aconselhável que para velocidades do êmbolo acima de 0,1 m/seg., deve existir uma frenagem hidráulica ou seja, amortecimento de fim de curso.

O desenho em corte mostra um amortecimento de fim do curso regulável no lado do êmbolo. O êmbolo do cilindro (1) é provido de uma bucha cônica de amortecimento (2).

Quando o êmbolo e a bucha penetram na câmara do fundo do cilindro (3), a área para a saída do fluido da câmara (4) do cilindro decresce até se fechar completamente.

O fluido então é obrigado a sair da câmara (4) através do orifício (5) e pela válvula redutora de vazão ajustável (6).



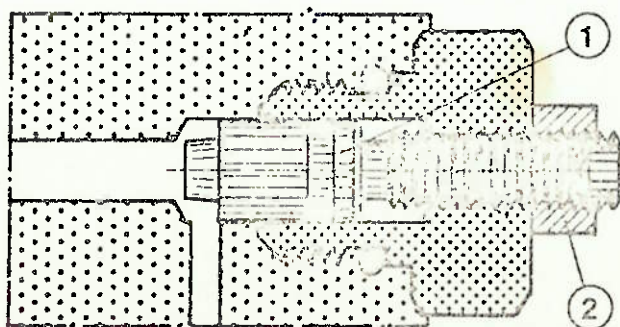
A ação amortecedora pode ser regulada pela válvula redutora de vazão.

Uma pequena abertura da válvula ocasiona um grande amortecimento.

Válvula Redutora de Vazão Regulável para Amortecimento de Fim de Curso

O tipo de válvula redutora utilizada pela Rexroth nos cilindros com tirantes impede a saída do parafuso de estrangulamento (1) durante a regulação.

A posição é mantida por meio de uma contra porca (2).

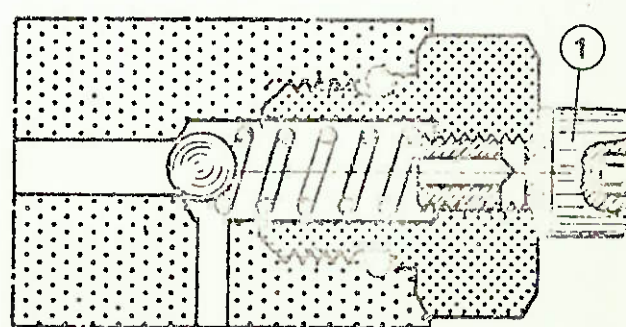


Válvula de Retenção com Parafuso de Desaeração

Esta válvula de retenção possibilita a atuação do fluido sobre a área para o início do movimento, com isto a passagem no estrangulamento é desviada.

A desaeração dos cilindros é efetuada pelo parafuso (1).

Este parafuso de desaeração é parte integrante também dos cilindros sem amortecimento.



As válvulas redutoras de vazão e de retenção são do tipo cartucho, padronizadas e intercambiáveis.

Deformação por Flambagem

Os cálculos de flambagem baseiam-se normalmente na fórmula de "Euler" uma vez que as hastes dos êmbolos têm um diâmetro pequeno em relação ao comprimento.

$$\text{Carga de Flambagem: } K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{sK^2}$$

Isto significa: com esta carga ocorre a flambagem da haste

$$\text{Carga de trabalho máxima: } F = \frac{K}{S}$$

sK = Comprimento livre de flambagem (cm)

E = Módulo de elasticidade (Kp/cm²)
= $2,1 \times 10^6$ para aço

J = Momento de inércia (cm⁴)

$$= \frac{d^4 \cdot \pi}{64} = 0,0491 \cdot d^4 \text{ p/ secção circular}$$

S = Coeficiente de segurança (3,5)

O valor do comprimento livre de flambagem a ser considerado pode ser determinado segundo os casos de carga de "Euler". Vide tabela seguinte.

O apoio formado pelo tubo do cilindro não é considerado no cálculo.

Com isto, os cilindros padronizados cujas posições de instalação não são conhecidas, têm a segurança suficiente para suportar as tensões de flexão mais críticas.

Curso Admissível

Os cursos admissíveis, com fator de segurança 3,5 devido à flambagem estão indicados nas folhas de catálogos correspondentes.

Os valores de cursos admissíveis estão dispostos em tabelas em função da pressão de trabalho, dos diâmetros dos êmbolos e das hastes.

Distanciadores

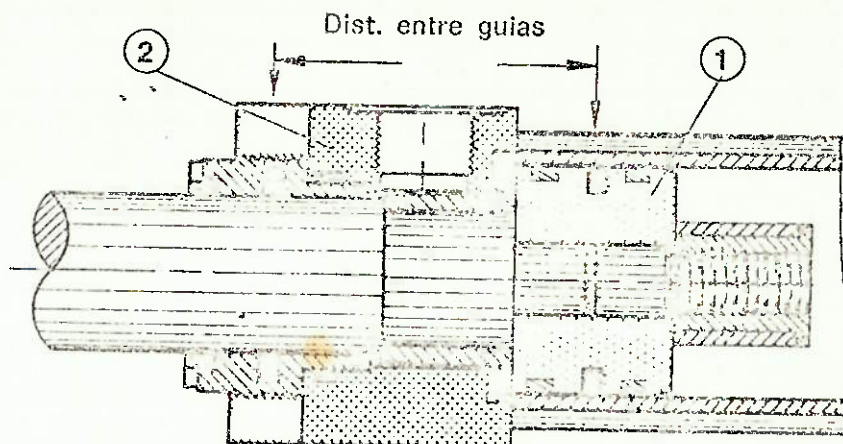
Em cursos elevados e cargas de pressão altas, recomenda-se um aumento da distância entre apoios, para diminuir a carga sobre a haste no curso máximo de avanço.

Por esta razão uma bucha distanciadora é montada entre o êmbolo do cilindro (1), e o cabeçote do cilindro (2).

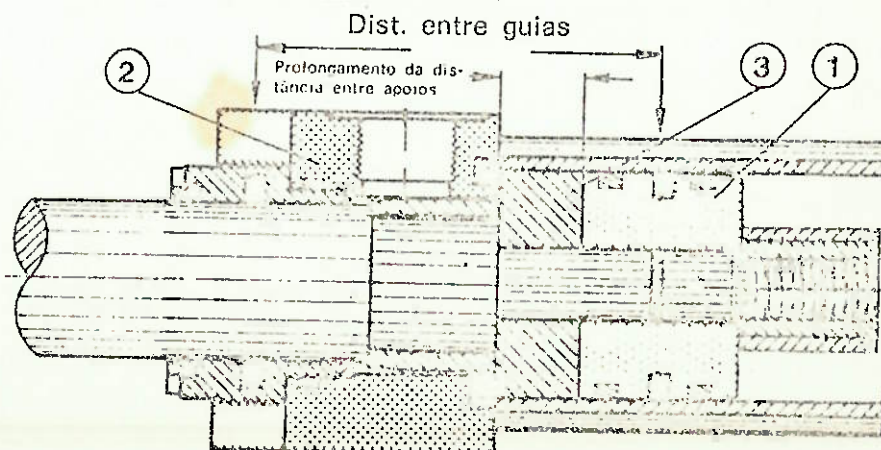
Esta bucha distanciadora aumenta o braço de alavanca e com isto a carga de apoio é diminuída.

Os casos de aplicação que necessitam de um prolongamento da distância entre apoios, encontram-se nas folhas de catálogos correspondentes.

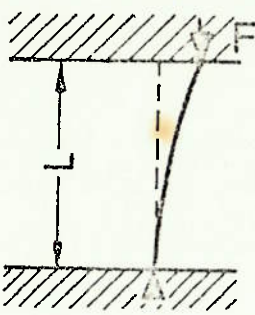
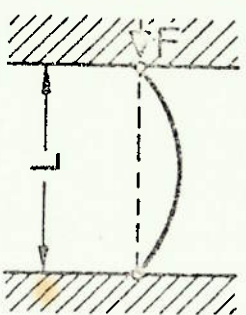
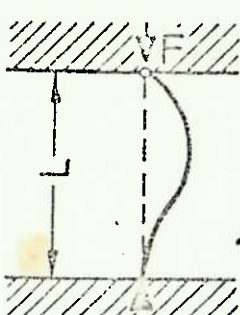
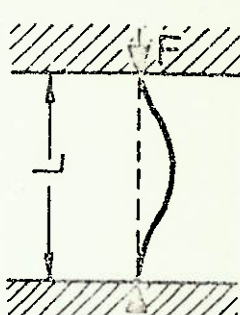
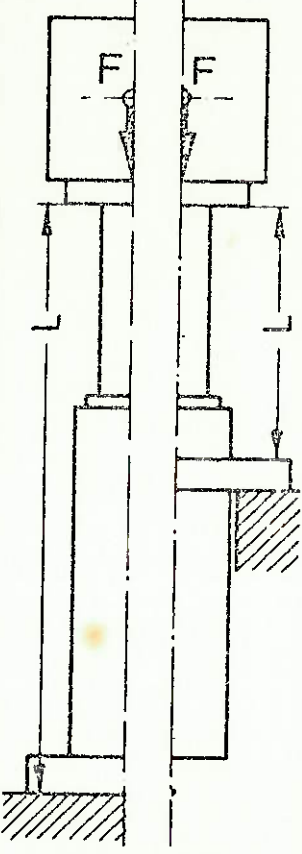
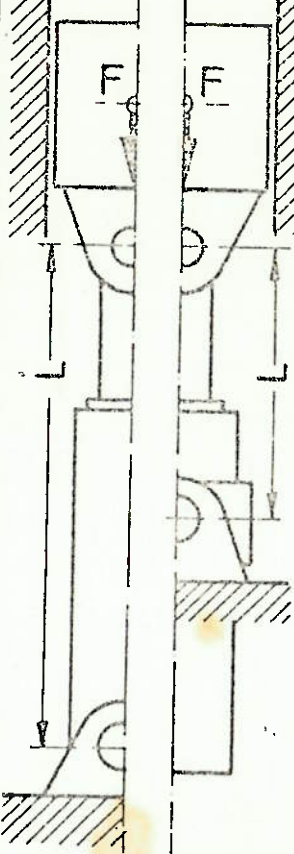
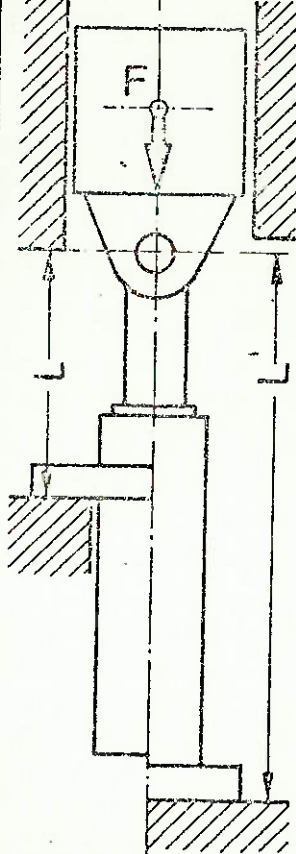
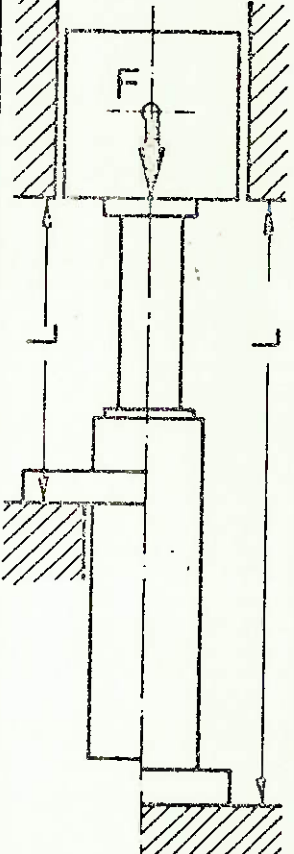
Cilindros sem prolongamento da distância entre apoios



Cilindros com prolongamento da distância entre apoios



Exemplos de Carga de Euler

Carga de Euler	Caso 1	Caso 2 (Caso básico)	Caso 3	Caso 4
	Uma extremidade livre, a outra fixa.	Duas extremidades articuladas.	Uma extremidade articulada e outra fixa.	Duas extremidades fixas.
Representação Esquemática				
Comprimento Livre de Flambagem	$sK = 2L$	$sK = L$	$sK = L \cdot \sqrt{\frac{1}{2}}$	$sK = \frac{L}{2}$
Situação de Montagem Para Cilindros Hidráulicos				
Modelo	C, D, F, H, K, P, Q	B, E, G	C, D, F, H, K, P, Q	C, D, F, H, K, P, Q
Notas			Guiar a carga com cuidado, porque há possibilidade de travamento.	Inadequado, provável ocorrência de travamento

REXROTH

HYDRONORMA

CILINDRO DIFERENCIAL TIPO CD 210 B

Tipo de Fixação: Articulação esférica no fundo do cilindro

Êmbolo ϕ 40 mm até 200 mm

até 210 bar

RP

17240

Edição: 9.78

Concepção de serviço rápido pelo sistema de jogos de montagem. A construção se compõe de um cilindro básico com os correspondentes elementos de fixação.

Indicado para velocidades extremamente baixas de operação, devido às vedações especiais com bom coeficiente de atrito e perfeito acabamento das superfícies deslizantes.

Frenagem (amortecimento) de fim de curso ajustável por uma válvula estranguladora variável.

Auxílio de partida por válvula de retenção com parafuso de sangria.

Haste com cromo duro oferece maior segurança e durabilidade para as vedações.

Estes cilindros correspondem às exigências de construtores de máquinas operatrizes.

Medidas principais conforme DIN 24334.

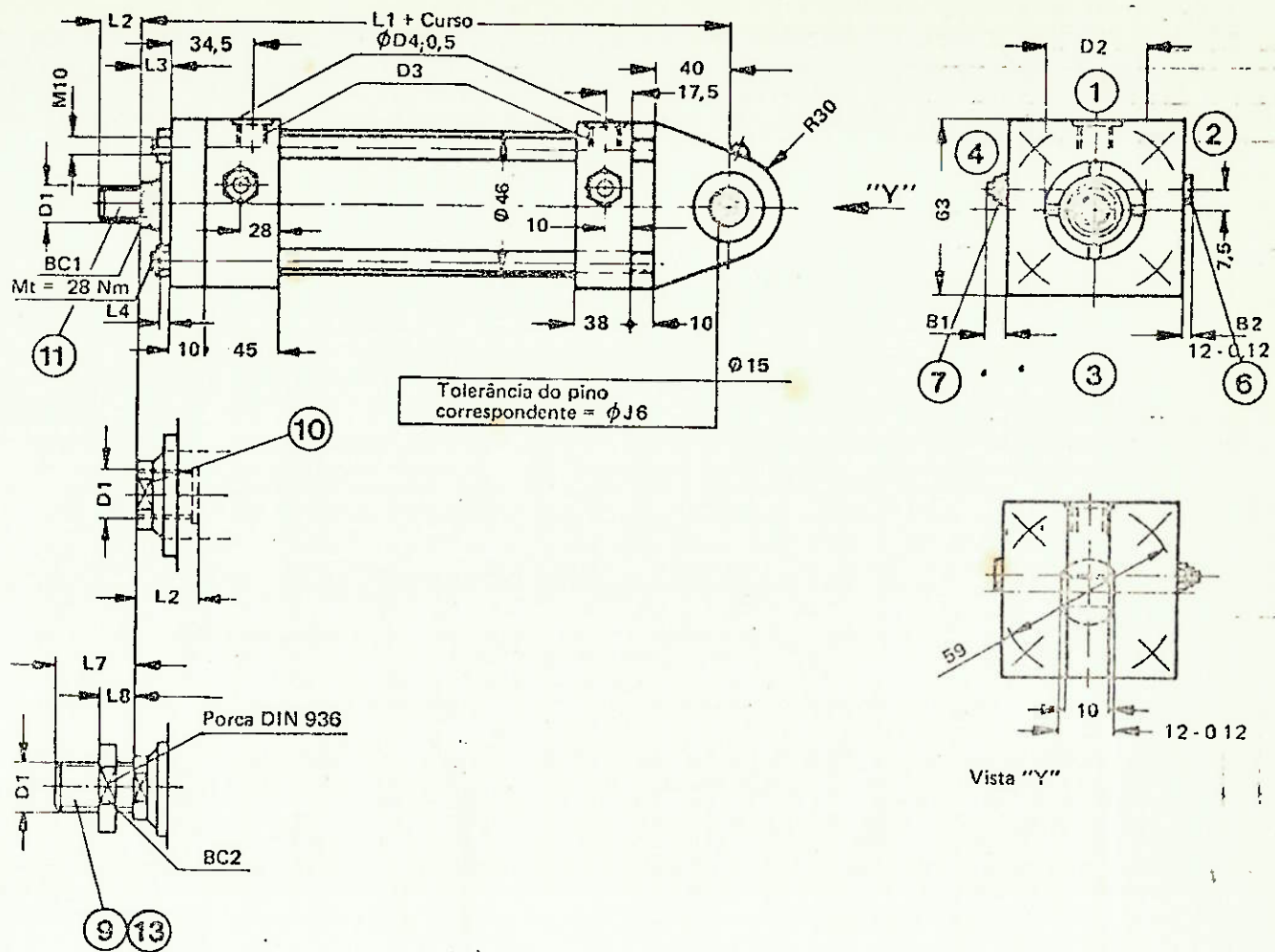
K 3279/3



Cilindro diferencial CD 210 B ... Z 10/ ..

Dados para encomenda

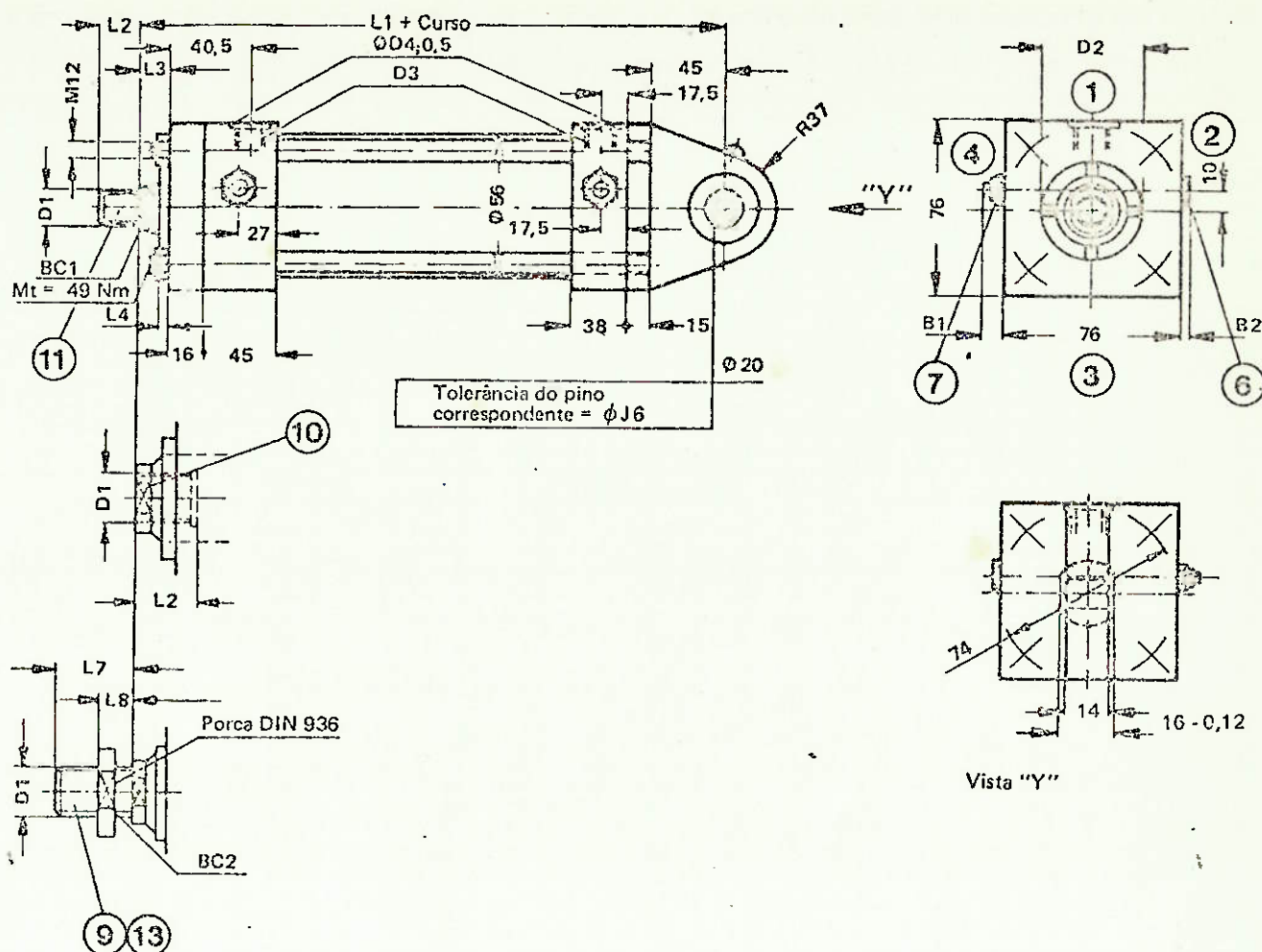
Cilindro diferencial = CD		210 B / - Z 10 /										*		
ϕ do êmbolo (mm)	ϕ da haste (mm)	Relação das áreas ϕ											Dados adicionais em texto complementar	
40	18	1,25 : 1 = 40/ 18											Anotar o prolongamento da distância entre apoios, indicados na pág. 11	
	25	1,6 : 1 = 40/ 25											T = Vedações do êmbolo Anel deslizante para operação com atrito reduzido (somente possível em cilindros diferenciais)	
50	22	1,25 : 1 = 50/ 22											Anotar a posição de conexão no fundo do cilindro conforme páginas 2 a 10	
	36	2 : 1 = 50/ 36											Anotar a posição da conexão no cabeçote do cilindro, conforme páginas 2 a 10	
63	28	1,25 : 1 = 63/ 28											M = Óleo hidráulico mineral conforme DIN 51 524, 51 525	
	45	2 : 1 = 63/ 45											V = Ester-fosfato	
80	36	1,25 : 1 = 80/ 36											U = Sem amortecimento de fim de curso	
	56	2 : 1 = 80/ 56											K = Amortecimento de fim de curso no lado do êmbolo	
100	45	1,25 : 1 = 100/ 45											S = Amortecimento de fim de curso no lado da haste	
	70	2 : 1 = 100/ 70											D = Amortecimento de fim de curso em ambos os lados	
125	56	1,25 : 1 = 125/ 56											B = Rosca na Haste	
	90	2 : 1 = 125/ 90											C = Rosca externa	
150	70	1,25 : 1 = 150/ 70											E = Rosca externa	
	100	1,8 : 1 = 150/ 100											F = Rosca interna	
180	90	1,35 : 1 = 180/ 90											Rosca para articulação esférica	
	125	2 : 1 = 180/ 125											Vide dimensões nas páginas 2 a 10	
200	90	1,25 : 1 = 200/ 90											H = Hastes de ϕ 18 a 36 mm em aço beneficiado e cromado	
	140	2 : 1 = 200/ 140											C = Hastes de ϕ 45 a 140 mm em aço carbono e cromado	
Por exemplo 750 mm = 750 (Registrar o comprimento do curso em mm)													01 = Rosca Whitworth para tubos (BSP)	
Série 10 = 10 (10 a 19, medidas de construção e conexões inalteráveis)													13 = Conexão ampliada, Rosca Whitworth para tubos (BSP)	
													As conexões têm seu tamanho correspondente ao ϕ do êmbolo; Vide dimensões nas páginas 2 a 10	



- 1 Código para posições das conexões.
 2 Nas posições 2, 3 e 4, o cabeçote e o fundo do cilindro são montados girando-se os mesmos à 90° ou 180°.
 3 Válvula de retenção e desaeração. A desaeração é normal de série.
 4 Redutora de vazão variável para amortecimento no fim do curso.
 5 Rosca F, articulação correspondente GK 15 e GK 20 - vide RP 17045
 6 Rosca: E
 7 Rosca: B e C
 8 Na rosca F e haste ϕ 18 mm, quando for montada a orelha tipo GK 15, a pressão máxima de trabalho é de 140 bar.

Haste φ (mm)	D1			D2f7	D3				D4					
	Rosca				Conexão				Conexão					
	C,E	B	F		01	13			01	13				
18	M10 x 1,5	M12 x 1,5	M14	32	BSP 1/2"	BSP 3/4"					34	33		
25	M20 x 1,5	M22 x 1,5	M20 x 1,5	38										

Haste φ (mm)	L1	L2	L3	L4		L7	L8	B1	B2	BC1	BC2	Curso de amortecimento	
												Lado do êmbolo	Lado da haste
18	193	19	16	6		35	14	2	—	14	22	30	30
25	202	28	25	13		45	15	2	—	22	30	30	30



- 1 Código para posições das conexões.
2 Nas posições 2, 3 e 4, o cabeçote e o fundo do cilindro são montados girando-se os mesmos à 90° ou 180°.
6 Válvula de retenção e desaeração. A desaeração é normal de série.

- 7 Redutora de vazão variável para amortecimento no fim do curso.

- 9 Rosca F, articulação correspondente GK 20 e GK 25 - vide RP 17045

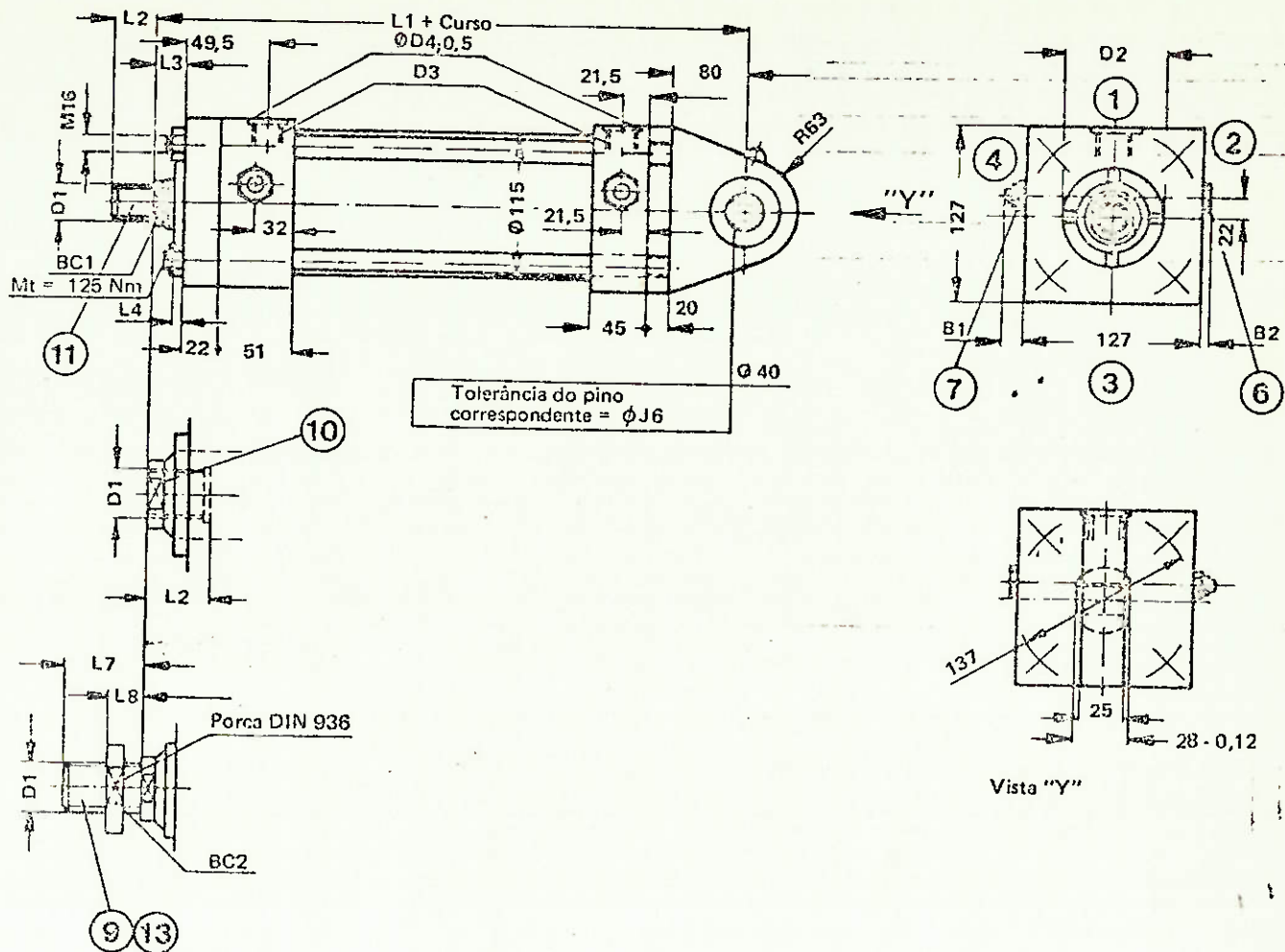
- 10 Rosca: E

- 11 Rosca: B e C

- 13 Na rosca F e haste Ø 22 mm, quando for montada a orelha tipo GK 20, a pressão máxima de trabalho é de 140 bar.

Haste φ (mm)	D1			D2f7	D3				D4					
	Rosca				Conexão				Conexão					
	C,E	B	F		01	13			01	13				
22	M16 x 1,5	M20 x 1,5	M20 x 1,5	38	BSP 1/2"	BSP 3/4"					34	33		
36	M26 x 1,5	M30 x 2	M24 x 2	50										

Haste φ (mm)	L1	L2	L3	L4			L7	L8	B1	B2	BC1	BC2	Curso de amortecimento	
													Lado do êmbolo	Lado da haste
22	212,5	28	19	6			45	15	—	—	19	30	30	30
36	219	41	25,5	10			55	19	—	—	30	36	30	30



- 1 Código para posições das conexões.
 2 Nas posições 2, 3 e 4, o cabeçote e o fundo do cilindro são montados girando-se os mesmos à 90° ou 180°.
 3
 4
 6 Válvula de retenção e desaeração. A desaeração é normal de série.

- 7 Redutora de vazão variável para amortecimento no fim do curso.

- 9 Rosca F, articulação correspondente GK 45 e GK 50 - vide RP 17045

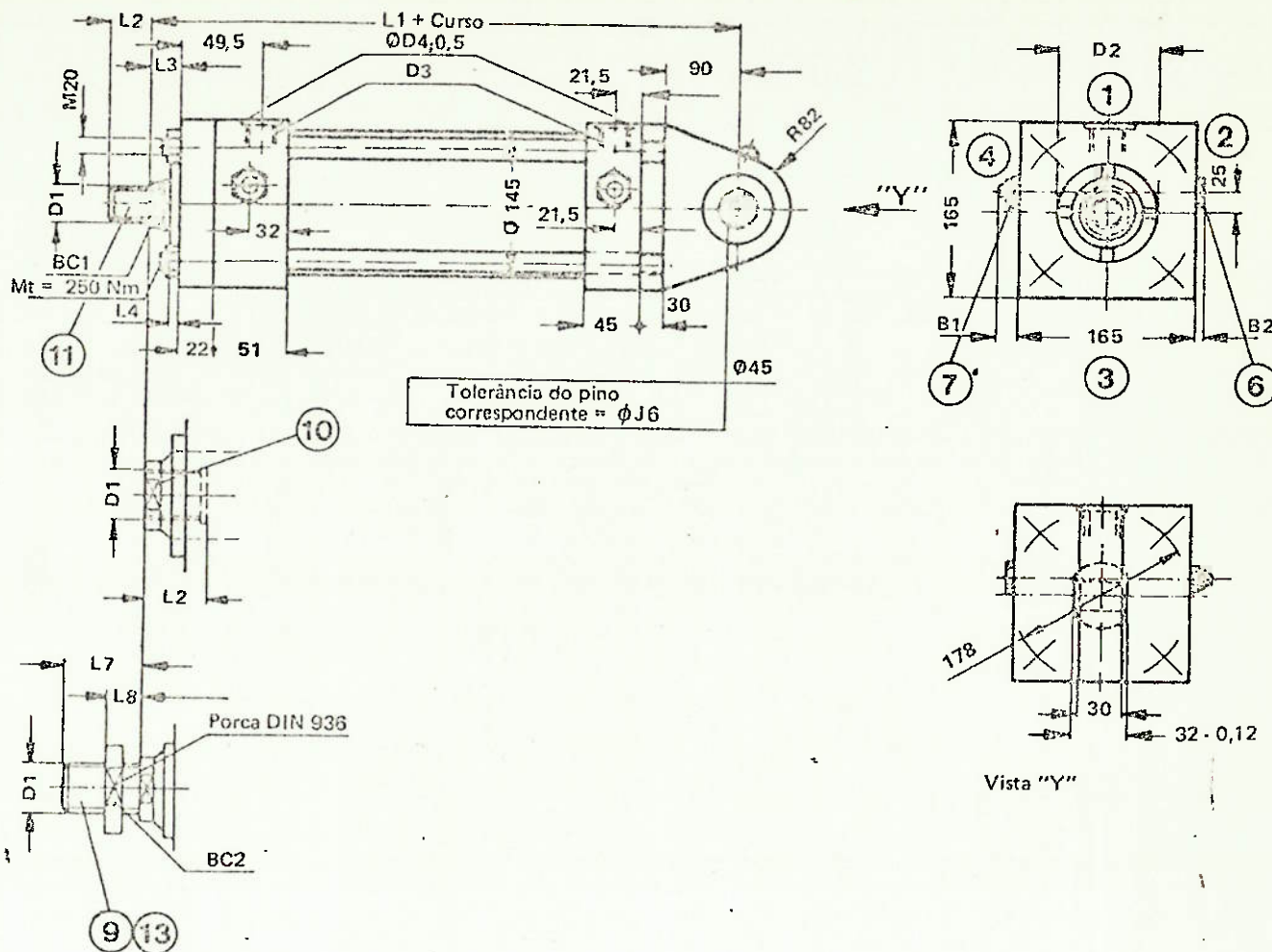
- 10 Rosca: E

- 11 Rosca: B e C

- 13 Na rosca F e haste ϕ 45 mm, quando for montada a orelha tipo GK 45, a pressão máxima de trabalho é de 140 bar.

Haste φ (mm)	D1			D2f7	D3				D4						
	Rosca				Conexão				Conexão						
	C, E	B	F		01	13			01	13					
45	M33 x 2	M39 x 2	M42 x 3	60	BSP 3/4"	BSP 1"						42	41		
70	M48 x 2	M56 x 2	M45 x 3	90											

Haste φ (mm)	L1	L2	L3	L4			L7	L8	B1	B2	BC1	BC2	Curso de Amortecimento	
													Lado do êmbolo	Lado da haste
45	294	51	25,5	6			90	25	—	—	41	65	35	35
70	303,5	76	35	10			100	32	7	7	60	70	35	35



- 1 Código para posições das conexões.
2 Nas posições 2, 3 e 4, o cabeçote e o fundo do cilindro são montados girando-se os mesmos à 90° ou 180°.
6 Válvula de retenção e desaeração. A desaeração é normal de série.

- 7 Redutora de vazão variável para amortecimento no fim do curso.

- 9 Rosca F, articulação correspondente GK 50 e GK 60 - vide RP 17045

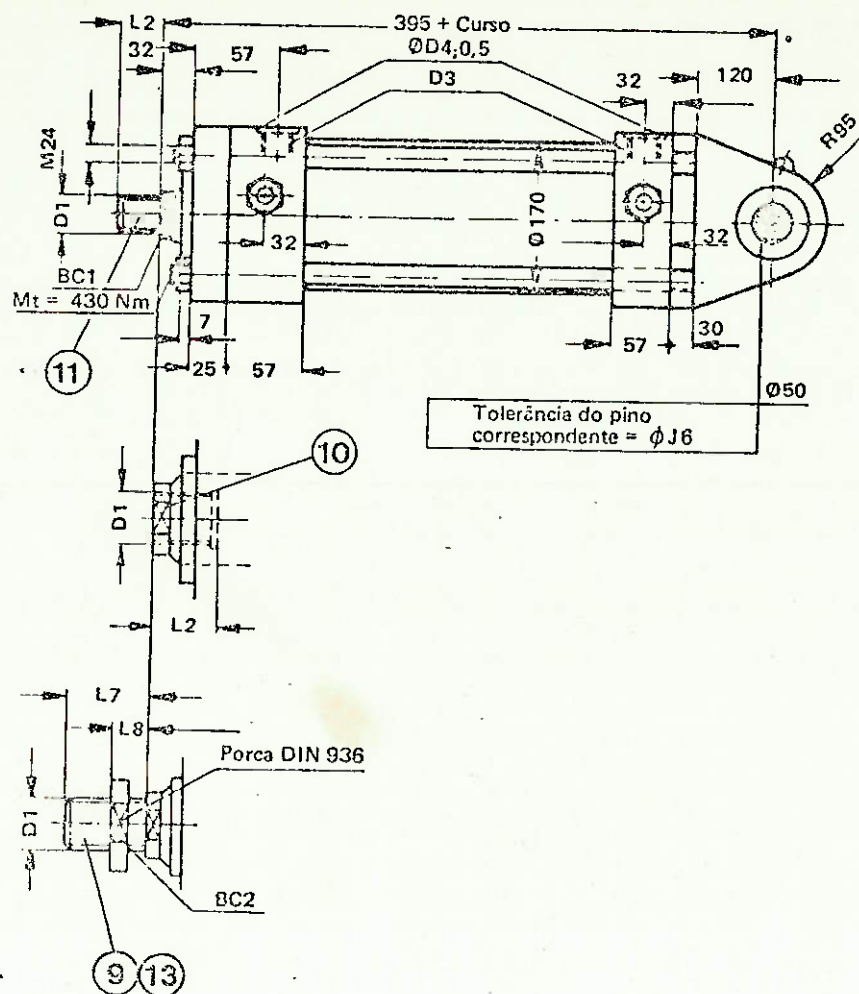
- 10 Rosca: E

- 11 Rosca: B e C

- 13 Na rosca F e haste ϕ 56 mm, quando for montada a orelha tipo GK 50, a pressão máxima de trabalho é de 140 bar.

Haste φ (mm)	D1			D2f7	D3				D4						
	Rosca				Conexão				Conexão						
	C, E	B	F		01	13			01	13					
56	M39 x 2	M45 x 2	M45 x 3	70	BSP 3/4"	BSP 1"						42	41		
90	M64 x 2	M76 x 2	M52 x 3	108											

Haste φ (mm)	L1	L2	L3	L4			L7	L8	B1	B2	BC1	BC2	Curso de Amortecimento	
													Lado do êmbolo	Lado da haste
56	329,5	57	28,5	7			100	32	—	—	46	70	33	35
90	336	89	35	10			115	45	—	—	75	80	33	35



- 1 Código para posições das conexões.
 2 Nas posições 2, 3 e 4, o cabeçote e o fundo do cilindro são montados girando-se os mesmos à 90° ou 180°.
 6 Válvula de retenção e desaeração. A desaeração é normal de série.

- 7 Redutora de vazão variável para amortecimento no fim do curso.

- 9 Rosca F, articulação correspondente GK 60 e GK 80 - vide RP 17045

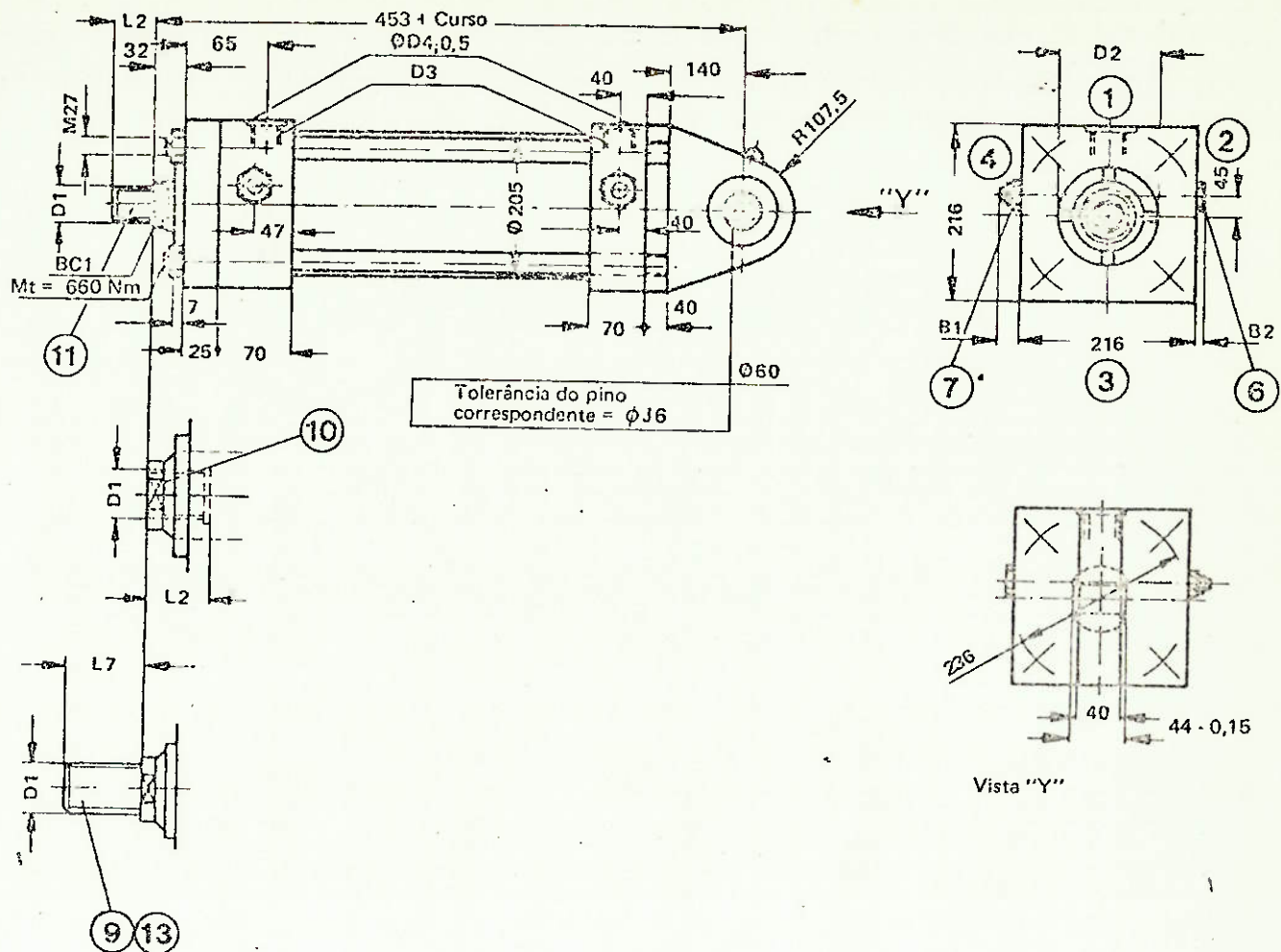
- 10 Rosca: E

- 11 Rosca: B e C

- 13 Na rosca F e haste ϕ 70 mm, quando for montada a orelha tipo GK 60, a pressão máxima de trabalho é de 140 bar.

Haste φ (mm)	D1			D2f7	D3				D4					
	Rosca				Conexão				Conexão					
	C, E	B	F		01	13			01	13				
70	M48 x 2	M56 x 2	M52 x 3	90	BSP 1"	BSP 1 1/4"					47	51		
100	M76 x 2	M95 x 2	M64 x 4	120										

Haste φ (mm)		L2					L7	L8	B1	B2	BC1	BC2	Curso de Amortecimento	
													Lado do êmbolo	Lado da haste
70		76					115	45	—	—	60	80	38	35
100		101					145	60	—	—	85	95	33	35



- 1 Código para posições das conexões.
 2 Nas posições 2, 3 e 4, o cabeçote e o fundo do cilindro são montados girando-se os mesmos à 90° ou 180°.
 6 Válvula de retenção e desaeração. A desaeração é normal de série.

- 7 Redutora de vazão variável para amortecimento no fim do curso.

- 9 Rosca F, articulação correspondente GA 80 e GA 110 - vide RP 17045

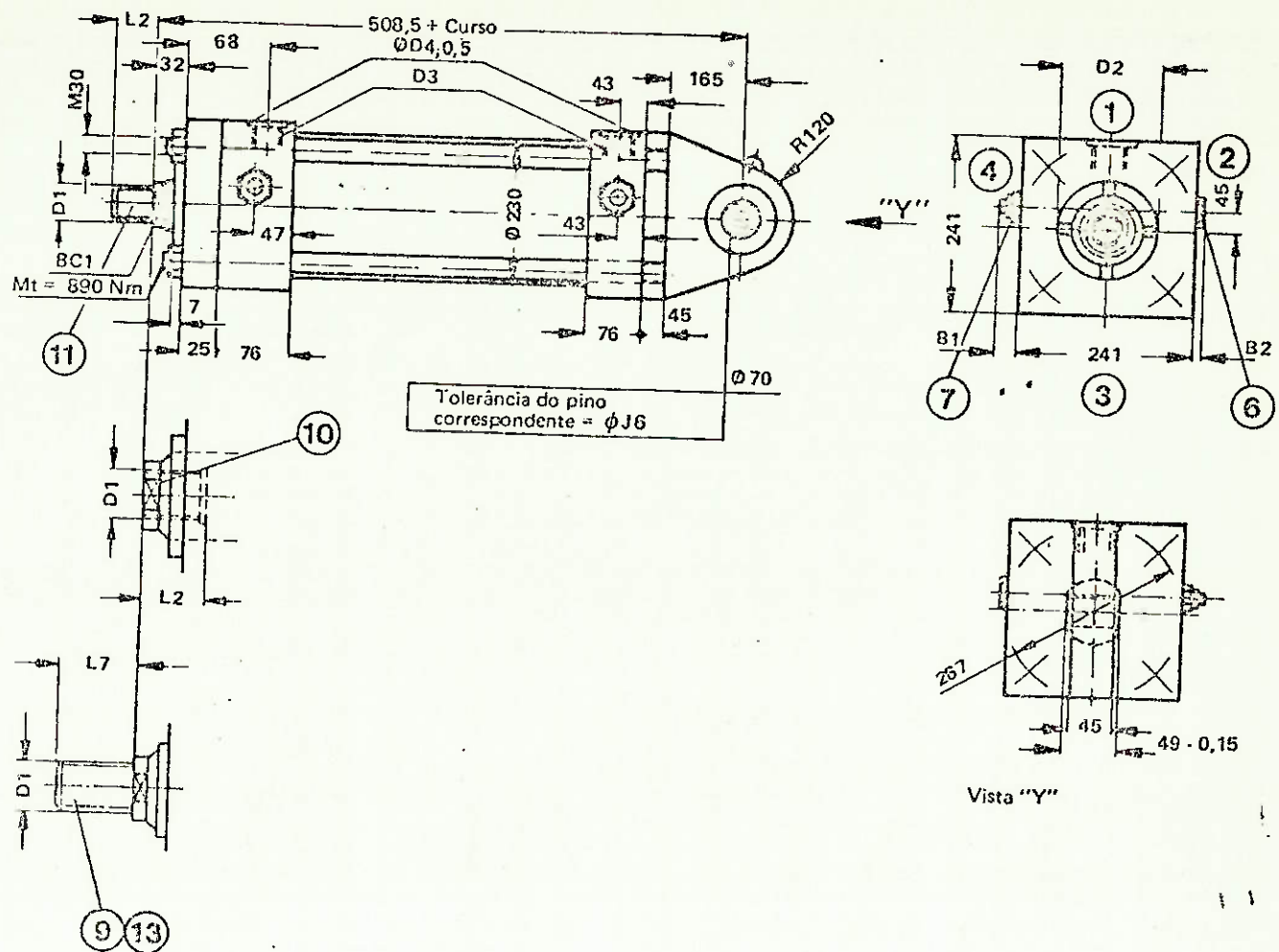
- 10 Rosca: E

- 11 Rosca: B e C

- 13 Na rosca F e haste ϕ 90 mm, quando for montada a orelha tipo GA 80, a pressão máxima de trabalho é de 140 bar.

Haste φ (mm)	D1			D2f7	D3				D4			
	Rosca				Conexão				Conexão			
	C, E	B	F		01	13			01	13		
90	M64 x 2	M 76 x 2	M 80 x 2	108	BSP 1 1/4"	BSP 1 1/2"			58	65		
125	M90 x 2	M110 x 2	M100 x 2	146								

Haste φ (mm)		L2					L7		B1	B2	BC1		Curso de Amortecimento	
													Lado do êmbolo	Lado da haste
90		89					80		—	—	75		50	50
125		127					100		—	—	115		50	50



- 1 Código para posições das conexões.
2 Nas posições 2, 3 e 4, o cabeçote e o fundo do cilindro são montados girando-se os mesmos à 90° ou 180°.

- 6 Válvula de retenção e desaeração. A desaeração é normal de série.

- 7 Redutora de vazão variável para amortecimento no fim do curso.

- 9 Rosca F, articulação correspondente GA 80 e GA 100 - vide RP 17045

- 10 Rosca: E

- 11 Rosca: B e C

- 13 Na rosca F e haste ϕ 90 mm, quando for montada a orelha tipo GA 80, a pressão máxima de trabalho é de 140 bar.

Haste φ (mm)	D1			D2f7	D3				D4			
	Rosca				Conexão				Conexão			
	C, E	B	F		01				01			
90	M 64 x 2	M 76 x 2	M 80 x 2	108	BSP 1 1/2"					01		
140	M100 x 2	M130 x 2	M110 x 2	158						65		

Haste φ (mm)		L2					L7		B1	B2	BC1		Curso de Amortecimento	
													Lado do êmbolo	Lado da haste
90		89					80		—	—	75		50	50
140		140					110		—	—	120		50	50

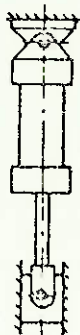
Características

Fluido	Óleo Mineral DIN 51 524, 51 525 Éster-Fosfato
Faixa de temperatura do fluido	- 20 ... + 70°C
Faixa de Viscosidade	2,3 ... 330 cSt
Velocidade de curso	0,5 m/s (depende do φ das conexões)
Peso m em kg = X + Y • Curso em mm	

Na utilização do equipamento fora das dimensões especificadas, favor consultar.

* A força indicada corresponde à pressão máxima admissível.

Curso admissível em mm, com carga, conforme Euler, com fator de segurança 3,5 carga guiada e articulada.



Em cilindros diferenciais, nesta faixa de curso, utilizar prolongamento do apoio através de distanciadores.

Prolongamento do apoio ou dependência do curso, para todos os φ de êmbolos e hastes.

Curso (mm)	Prolongamento do apoio (mm)	Prolongamento do apoio (mm)
...	500	—
501 ... 625	25	100
625 ... 750	50	125
751 ... 875	75	150
876 ... 1000	100	175
1001 ... 1125	125	
1126 ... 1250	150	
1251 ...	175	

Comprimento construtivo do cilindro com bucha prolongada. Comprimento construtivo correspondente as medidas normais + prolongamento da bucha.

Êmbolo φ	40	50	63	80	100
Haste φ	18	22	28	36	45
Pressão máx. de trabalho (bar)	210	210	210	210	210
Força, lado do êmbolo* (kN)	25,38	41,22	65,43	105,50	164,85
Força, lado da haste* (kN)	21,04	33,24	52,52	84,15	131,43
Área do êmbolo (cm²)	12,56	19,63	31,16	50,24	78,50
Área do anel (cm²)	10,02	15,83	25,01	40,07	62,80
Fator X	4,53	7,16	10,46	15,73	27,12
Fator Y	0,006	0,009	0,013	0,024	0,039

Êmbolo φ	125	150	200
Haste φ	56	70	90
Pressão máx. de trabalho (bar)	210	210	210
Força, lado do êmbolo* (kN)	257,53	370,92	559,40
Força, lado da haste* (kN)	205,88	290,16	400,20
Área do êmbolo (cm²)	122,66	176,63	254,34
Área do anel (cm²)	98,04	138,17	190,76
Fator X	50,07	75,34	122,94
Fator Y	0,063	0,084	0,127

φ do êmbolo (mm)	φ da haste (mm)	Pressão de trabalho (bar)											
		50	75	100	125	150	175	210	250	285	335	380	440
40	18	225	160	120	95	75	60	45					
	25		415	340	290	250	220	190					
	22	275	195	150	120	95	80	60					
	36					490	445	390					
50	28	330	280	220	180	150	130	105					
	45												
	36		380	305	255	215	185	150					
	56		495	400	335	285	250	205					
100	45												
	70												
	56												
	90												
125	56												
	90												
	70												
	100												
150	90												
	125												
	90												
	140												

Comprimento máximo fornecido: 3900 mm

Carga em Kgf	CURSO EM CENTÍMETROS								D I A M E T R O S D A H A S T E E M C E N T Í M E T R O S
	25,4	50,8	101,6	152,4	177,8	203,2	254	304,8	
750	—	—	2,06	2,70	—	—	—	—	
1500	—	1,75	2,38	3,02	3,49	3,81	—	—	
3000	2,06	2,22	2,86	3,49	3,97	4,13	4,76	—	
5000	2,54	2,86	3,33	3,97	4,45	4,76	5,40	6,03	
10000	3,49	3,65	4,13	4,76	5,08	5,40	6,19	6,99	
20000	5,08	5,08	5,40	6,03	6,35	6,67	7,30	8,26	
40000	6,99	6,99	7,30	7,62	7,62	8,26	8,89	9,53	
75000	9,53	9,53	9,84	10,16	10,16	10,48	11,11	11,43	
150000	13,65	13,65	13,65	13,97	13,97	13,97	14,61	15,24	

Fig. VII.36 – Tabela de diâmetros de haste para se evitar a flambagem

5.9. Tubo de parada

Quando um cilindro possui um curso relativamente grande e sofre a ação de uma carga perpendicular a haste (fig. VII.37) as vedações da haste são afetadas, assim como as vedações do êmbolo e camisa interna do cilindro.

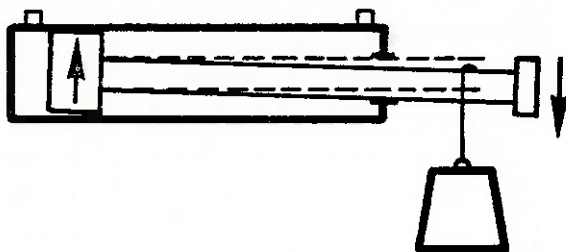


Fig. VII.37 – Efeito de uma carga perpendicular a haste em um cilindro de curso elevado

Para se evitar a danificação do cilindro, costuma-se introduzir um tubo de parada como demonstrado na figura a seguir.

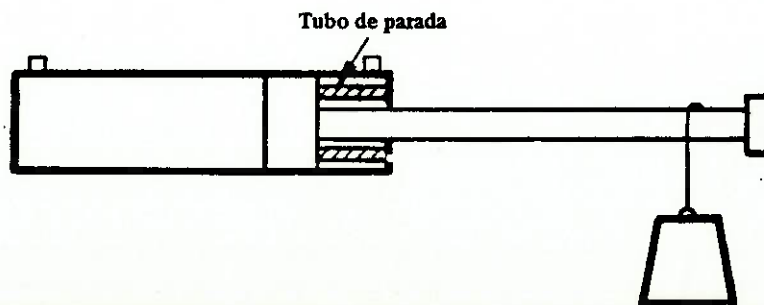


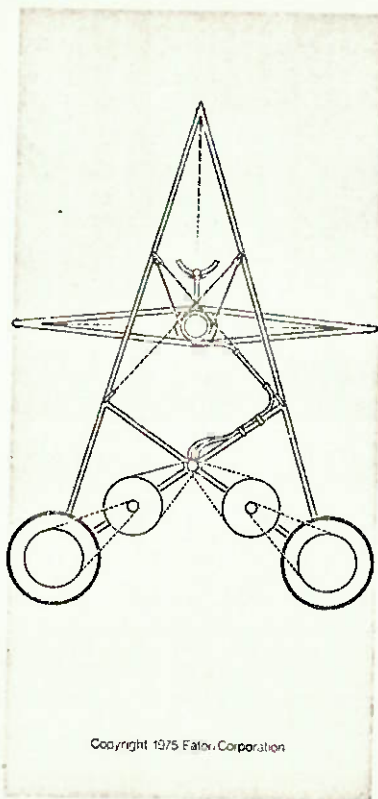
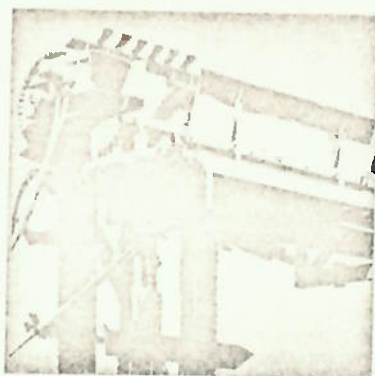
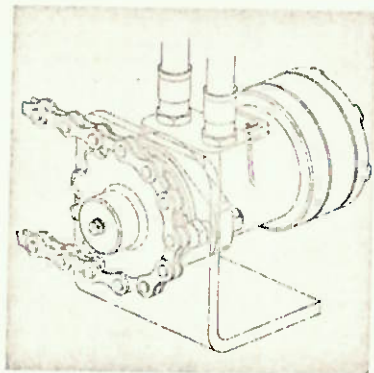
Fig. VII.38 – Carga perpendicular à haste com introdução de tubo de parada

Char-Lynn® General Purpose
Hydraulic Motors Models "H" & "S"

Catalog 11-832
October 1975

OK
Char-Lynn





Copyright 1975 Fafco Corporation

Industrial

- Conveyors
- Die Casting Machines
- Baling Machines
- Table Indexes
- Roll Drives—Steel, Paper

Construction and Mining

- Cement Mixers
- Winches
- Drill Drives
- Conveyor Drives
- Earth Augers

Mobile

- Sweeper Drive
- Truck Crane Winch
- Trencher
- Traction Drives

Traction Drive

- Dirt Mover
- Highway Mower
- Asphalt Roller

Marine

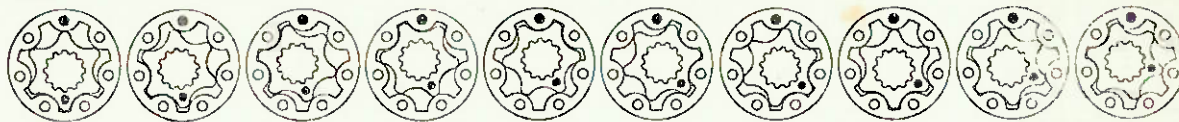
- Capstan Drive
- Cargo Net Winch
- Trolling Net Reel

Lumber

- Sawmill Drive
- Winches
- Log Loader

Char-Lynn® Motors

Two series provide wide range of power and speed



These motors incorporate the proven orbit motor principle to provide high torque at low speed. A built-in 6 to 1 speed reduction eliminates the need for a gear box in most applications. They provide a higher starting torque and stall torque than most competitive designs. This permits the use of

smaller motors to obtain the same results that larger, more costly motors provide. They can withstand pressures up to 1700 PSI at continuous operation. This means high pressure systems can be used, which are more efficient, smaller in size and lightweight.

Application Differences

The chart below has been prepared as a guide to help you decide whether an "H" Series or "S" Series Motor should be used in your specific application.

FACTOR	"H" SERIES GEROTOR MOTOR	"S" SERIES GEROLER MOTOR
Cost	Lower than S motor	About 12% Higher than H motor
Duty Cycle	For heavy duty, intermittent applications or lighter duty, continuous applications	For extra-heavy duty continuous applications
Output torque	To 3050 lb. inches	Higher mechanical efficiency with output torques to 3450 lb. inches
Life	Ample life for the majority of applications	Longer life especially at low speeds. Rollers rotate to reduce friction and distribute wear
Oil Viscosity Requirements at Operating Temperatures	Oil viscosity should be the highest of the following: 100 SSU or 20 X PSI - SSU If this recommendation cannot be followed in a particular application because of pump capability, available fluid or pressure drop then an "S" motor should be used instead.	100-200 SSU Minimum Recommended
Shaft Seal Life	Ample for most applications	A case drain port is standard. In applications where motors are subjected to high back pressures (when connected in series, for example) the case drain port should be connected to the reservoir for extended shaft seal life.
Shaft Side Load	Up to 1400 pounds at low speeds (see chart - page 9)	Up to 1400 pounds at low speeds. (see chart - page 9). Available with an optional radial bearing which increases the capacity at higher speeds. (see page 9)

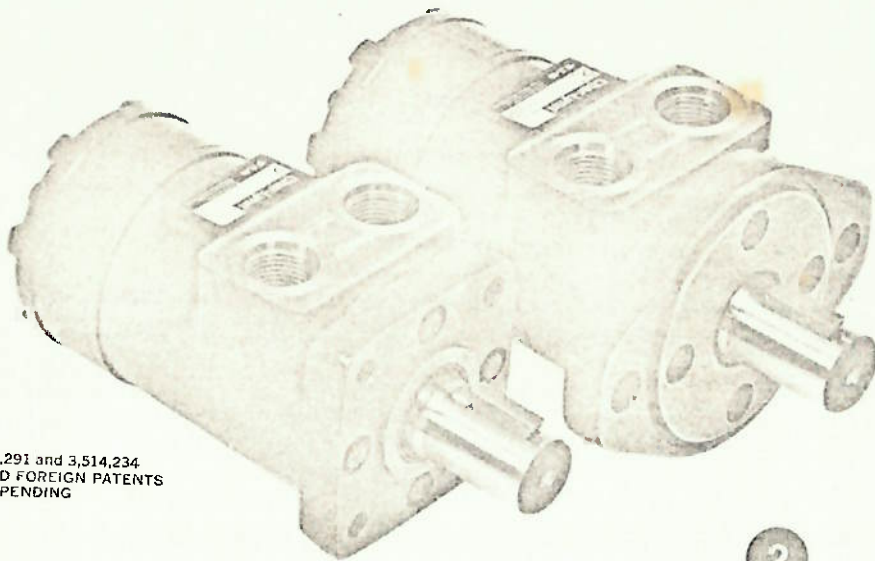


"H" Series Motors High Torque, Low Speed Rotary Power

"H" Series Motors are adaptable to many low speed power applications, eliminating gears, shafts, chains, belts, pulleys and other speed reduction components providing improved design, easier installation and greater safety coupled with economy.

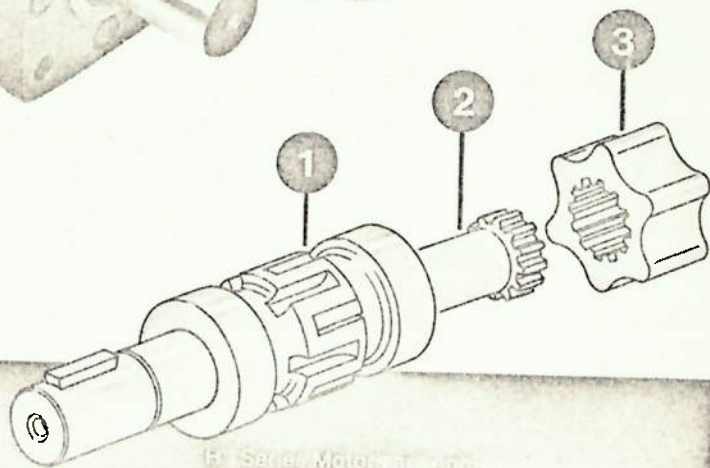
"H" Series Motors deliver exceptionally high starting torque. Nearly constant torque at all motor speeds allows power to be obtained directly from the motor, without intermediate transmission

components. Infinitely variable speeds from 0 to 885 RPM are available from eight motor sizes. A variety of mounting methods and porting options for each model further increase the versatility.

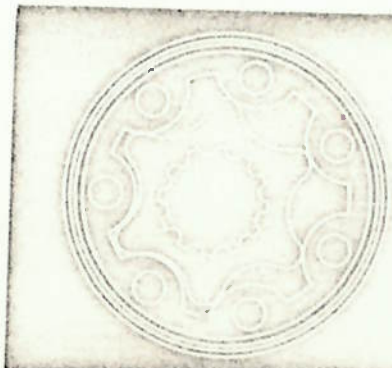


PAT. NO. Re. 25,291 and 3,514,234
OTHER U.S. AND FOREIGN PATENTS
GRANTED AND PENDING

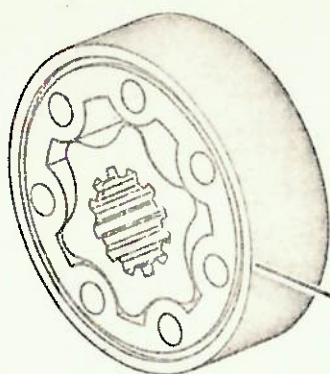
"H"



4



"H" Series Motors are designed to provide maximum torque and dependability in maintenance-free service in a wide variety of applications. The three moving parts in the motor are lubricated by hydraulic fluid which operates the unit. Precision matched gears provide smooth power with minimum friction and wear.

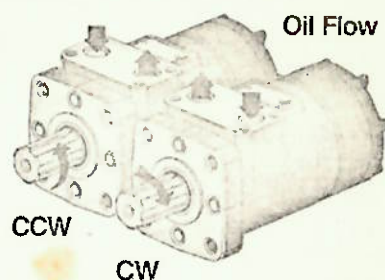


Even with their relatively high displacement, these motors maintain a volumetric efficiency up to approximately 95%. The motor is instantly reversible without sacrificing efficiency merely by reversing the flow of

hydraulic fluid. Compact and lightweight in proportion to the torque and power delivered, the largest "H" Series Motor is about 7 inches in length and 3 1/4 inches in diameter.

The unique application of the gerotor multiplies the actual displacement of the Gerotor and provides the mechanical advantage of a 6:1 gear reduction. This accounts for the high fluid displacement and low speed characteristics. The eight models

differ only in the width of the gerotor, making possible a wide variety of speed and torque combinations from one unit. Matched gerotor sets are interchangeable from unit to unit without changing basic mounting specifications.



Specifications

This chart has been prepared to help select the proper size Orbit Motor for each application. The figures given for each motor size indicate the performance that can be expected under the conditions shown. For performance figures under any other conditions consult the detailed performance charts on pages 10 and 11. Use these charts to determine system requirements as well as motor capabilities.

Gerotor Width (Inches)		1/4	3/8	1/2	7/8	1	1-1/4	1-1/2	2
Displacement (Cu. In./Rev.)		3.0	4.5	6.2	10.3	11.9	14.9	17.9	23.8
Speed (RPM)	Per GPM (theo.)	78	52	37	22	19	15	13	10
	@ Max Flow and @ Continuous PSI	805	748	537	320	276	219	182	137
Flow (GPM) Max.		12	15	15	15	15	15	15	15
Torque (lb. in.)	Per 100 Δ PSI (theo.)	47	71	98	163	189	236	283	377
	Cont. @ 15 GPM	473	682	867	1327	1371	1562	1696	1930
	Peak @ 15 GPM	735	1059	1350	2180	2145	2450	2650	3050
Pressure	Continuous Δ PSI	1500	1400	1300	1200	1100	1000	900	800
	Peak Δ PSI	2250	2100	1950	1800	1650	1500	1350	1200
	Back Press.	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Shaft Load (lb)	Radial	See Chart - Page 9							
	Thrust	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000

Δ PSI = True pressure difference between motor inlet and outlet ports.

*Maximum pressure at the motor inlet port of 2500 PSI without regard to Δ PSI and/or back pressure ratings or combination thereof.

Continuous Rating Motor may be run continuously at these ratings.

Peak Operation 10% of every minute.

Recommended Viscosity Range 100-200 SSU. See Page 3.

Recommended Maximum System Operating Temperature 180°F.

Recommended Filtration 10 Micron or Finer.

A simultaneous peak torque and maximum RPM condition must not occur. Splined shafts are recommended whenever operating above 2500 lb. in. of torque, especially for those applications subject to frequent reversals.

To assure optimum motor life, run the motor for approximately one hour at 30% of rated pressure before application of full load. Be sure motor is properly filled with fluid prior to any load applications.

"S" Series Motors With Geroler^{T.M.}

Engineered for
Extra-Duty Applications

To further extend the application of Char-Lynn® motors, the "S" Series Motor with Geroler is available for extra-duty applications.

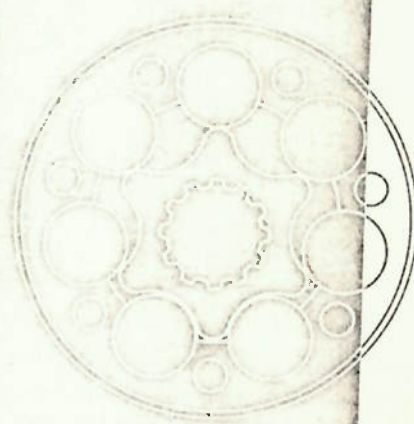
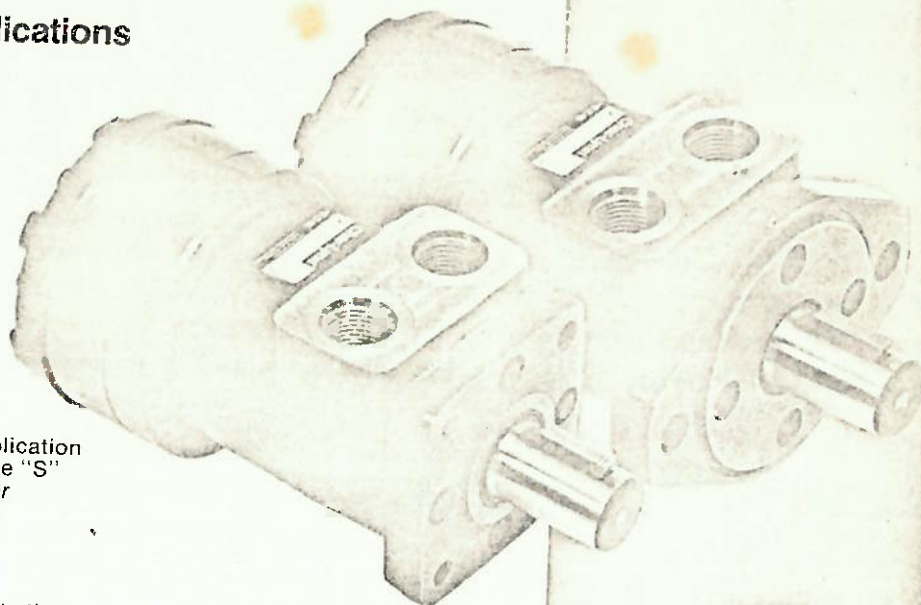
Geroler Motors incorporate the same advantages of low speed, high torque and compact size as the gerotor type motors. The application of the Geroler element makes this motor ideal for applications requiring long life at extended periods of low speed operation.

6

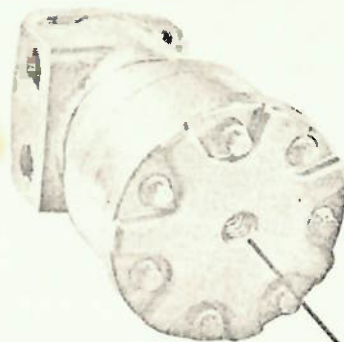
The standard gerotor drive mechanism is modified by the use of precision machined rollers which form the displacement chambers. The rollers provide support, with a rolling contact as the inner gear rotates, minimizing friction. The resulting greater efficiency provides low starting friction and improved characteristics for extended low speed operation.

"S"

Specifically engineered for industrial applications, the Char-Lynn "S" Series Motor features a heavy duty power transmission drive, capable of handling extra torque and designed for minimum friction and wear. This drive incorporates teeth set at a low angle between the rotor and the output shaft for maximum life and load carrying capacity.



Case Drain



Case Drain Port - 7/16-20 Thread

Specifications

This chart has been prepared to help select the proper size motor for each application. The figures given for each motor size indicate the performance that can be expected under the conditions shown. For performance figures under any other conditions consult the detailed performance charts on pages 12 and 13. Use these charts to determine system requirements as well as motor capabilities.

Geroler Width (Inches)		3/8	1/2	7/8	1	1-1/4	1-1/2	2
Displacement (cu. in./rev.)		4.3	6.0	9.9	11.5	14.3	17.2	23.0
Speed (RPM)	Per GPM (theo.)	54	39	23	20	16	13	10
	@ Max. Flow and @ Continuous Δ PSI	751	540	325	285	220	175	137
Flow (GPM) Max.		15	15	15	15	15	15	15
Torque (lb. in.)	Per 100 Δ PSI (theo.)	68	95	158	183	228	279	365
	Cont. @ 15 GPM	850	1100	1820	1900	2050	2420	3160
	Peak	1430	1920	2820	3100	3490	3330	3460
Pressure	Continuous Δ PSI	1700	1600	1500	1400	1200	1200	1200
	Peak Δ PSI *	2400	2400	2200	2000	1800	1600	1300
	Peak Back Pressure	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
Shaft Load (lb.)	Radial Peak	See Chart - Page 9						
	Thrust Peak	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000

Δ PSI = True pressure difference between motor inlet and outlet ports.

*Maximum pressure at the motor inlet port of 2500 PSI without regard to Δ PSI and/or back pressure ratings or combination thereof.

Continuous Rating Motor may be run continuously at these ratings.

Peak Operation 10% of every minute.

Recommended Viscosity Range 100-200 SSU. See Page 3.

Recommended Maximum System Operating Temperature 180°F.

Recommended Filtration 10 Micron or Finer.

A simultaneous peak torque and maximum RPM condition must not occur. Splined shafts are recommended whenever operating above 2500 lb. in. of torque, especially for those applications subject to frequent reversals.

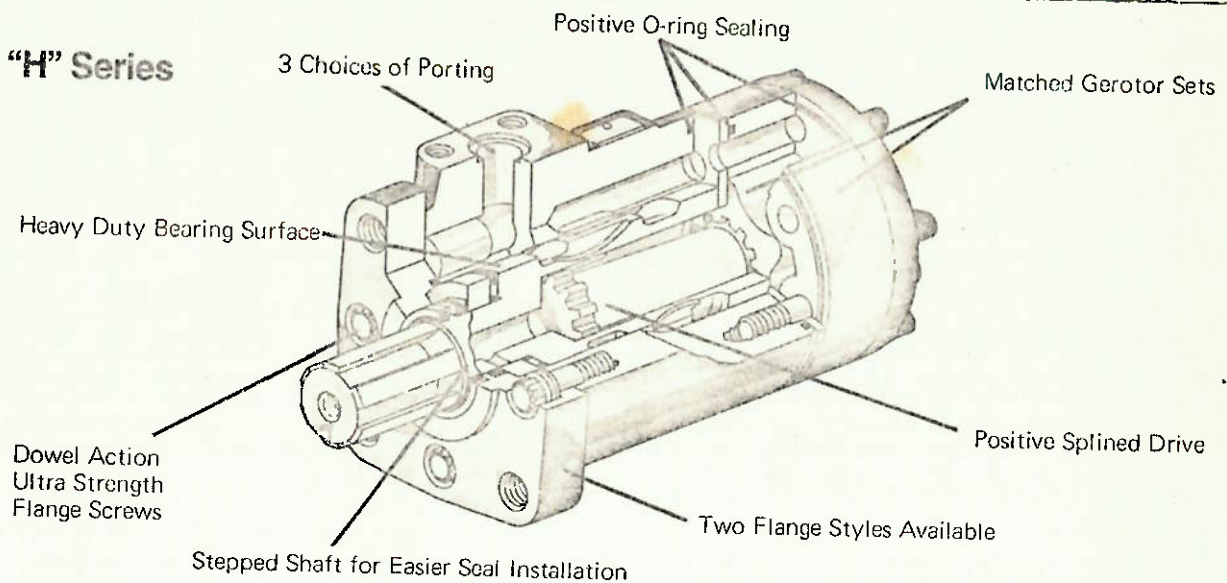
To assure optimum motor life, run the motor for approximately one hour at 30% of rated pressure before application of full load. Be sure motor is properly filled with fluid prior to any load applications.

Internal Features

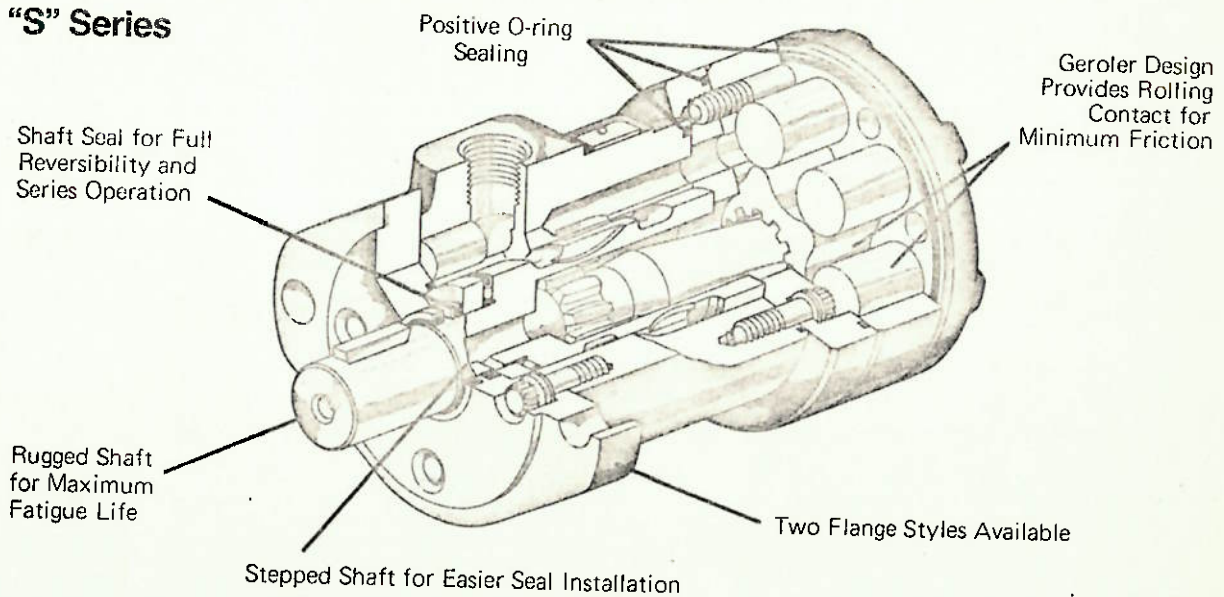
Char-Lynn® Motors are precision manufactured. Each component part is of the highest quality and each serves a specifically engineered purpose. Simplicity

of design and compactness make them highly dependable and versatile in use. Thorough testing assures excellence of operational performance.

"H" Series

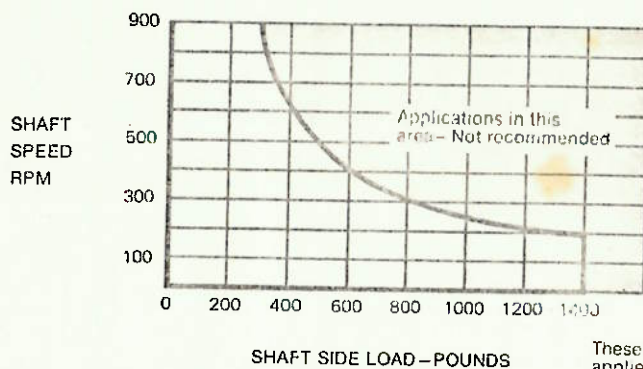


"S" Series

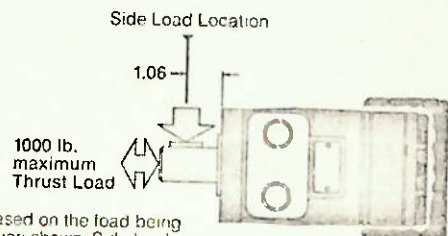


Side Load Capacity

"H" and "S" Series



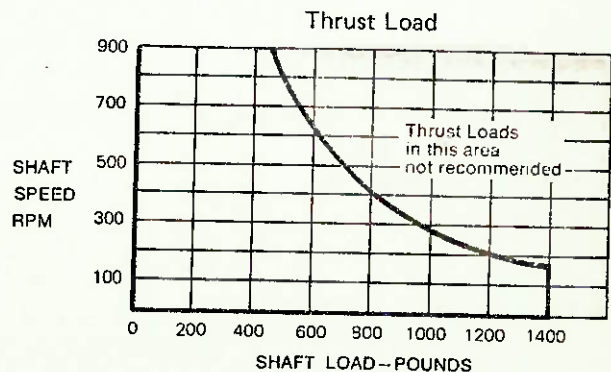
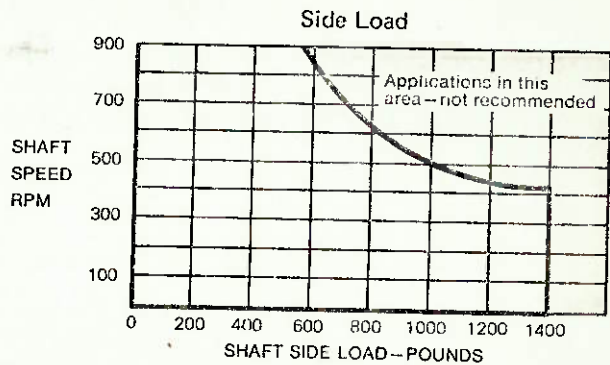
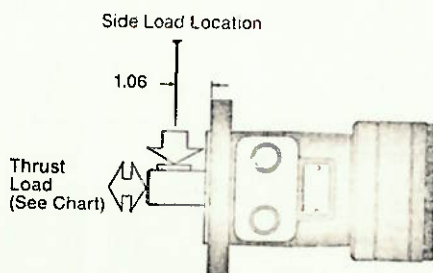
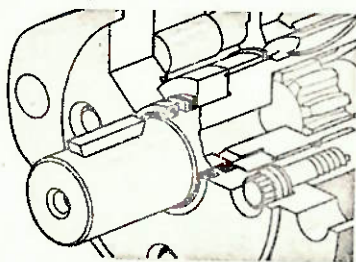
The side load capacity is more than adequate to handle any externally applied loads such as belts, chains, etc., as long as the motor is applied within its torque rating. The plain hydrodynamic bearing has infinite life when load ratings are not exceeded.



These charts are based on the load being applied at the location shown. Side load capacity decreases when load is applied at distances greater than shown.

Optional "S" Series Motor with Radial Bearing

This motor is ideal for applications that previously required outboard bearing support. These motors will, in most applications, eliminate bearing blocks, pillow blocks and couplings and will permit the use of smaller gears, pulleys and sprockets, thereby reducing installation costs.



Performance Data "H" Series

The eight charts on these two pages show the typical performance characteristics of Char-Lynn® "H" Series Motors. Given the input flow (GPM) and pressure (PSI) of the hydraulic system, the correct motor model can be determined according to the speed and torque required. Conversely, given the torque and speed (RPM) required, specifications for an adequate hydraulic system can be determined.

Interpolation may be used to determine figures not shown.

3 cu in./rev. disp.

4.5 cu in./rev. disp.

		Δ PSI							Peak
		200	400	600	800	1000	1200	1400	2250
GPM	2	69	139	209	279	349	419	489	787
	4	66	136	206	276	346	416	486	784
	6	304	290	282	286	280	274	268	218
	8	62	132	202	272	342	412	482	780
	10	459	443	447	441	435	429	423	373
	12	55	125	195	265	335	405	475	775
		614	603	602	595	590	584	578	529
		47	117	187	257	327	397	467	768
		769	763	757	751	745	739	733	684
		37	107	177	247	317	387	457	758
		924	918	912	906	900	894	888	839

		Δ PSI							Peak
		200	400	600	800	1000	1200	1400	2100
GPM	2	107	215	323	431	539	647	755	1154
	4	97	193	289	385	481	577	673	1054
	6	104	201	297	393	489	585	681	1058
	8	95	191	287	383	479	575	671	1052
	10	305	291	287	283	279	275	271	218
	12	60	156	252	348	444	540	636	1036
		409	405	401	397	393	389	385	335
		75	183	291	399	507	615	723	1099
		513	509	505	501	497	493	489	438
		60	168	276	384	492	600	708	1083
		616	612	608	604	600	596	592	542
		43	151	259	367	475	583	691	1067
		720	716	712	708	704	700	695	645

11.9 cu in./rev. disp.

14.9 cu in./rev. disp.

		Δ PSI					Peak
		200	400	600	800	1000	1650
GPM	2	277	557	837	1117	1397	*
	4	36	33	30	28	25	2300
	6	268	548	828	1108	1388	47
	8	75	72	69	66	64	86
	10	253	533	813	1093	1373	2285
	12	114	111	108	105	102	2260
		232	512	792	1072	1352	125
		152	150	147	144	141	125
		205	485	765	1045	1325	2235
		191	188	186	183	180	164
		176	456	736	1016	1296	2205
		230	227	224	222	219	203
		133	413	693	973	1253	2165
		269	266	263	260	258	242


* Less than 10 RPM


		Δ PSI					Peak
		200	400	600	800	1000	1500
GPM	2	350	704	1058	1412	1766	*
	4	28	25	23	20	17	2640
	6	339	693	1047	1401	1755	34
	8	59	56	54	51	48	2620
	10	321	675	1029	1383	1737	65
	12	90	87	85	82	79	2595
		295	649	1003	1357	1711	96
		121	118	116	113	110	2555
		262	616	970	1324	1678	127
		152	149	146	144	140	2515
		221	575	929	1283	1637	158
		183	180	178	175	172	2470
		173	527	881	1235	1589	189
		214	211	209	206	203	

* Less than 10 RPM

Top number in box denotes torque (lb. in.) — Bottom number denotes speed (RPM)

Torque 2470
Speed 189

Areas indicated by  show areas of performance in which the motors operate at greatest efficiency.

Areas indicated by  show areas of performance in which the motors operate at high efficiency.

These areas are shown to help you select the motor with the highest efficiency for the requirements of your application.

6.2 cu in./rev. disp.

10.3 cu in./rev. disp.

		Δ PSI						Peak
		200	400	600	800	1000	1200	1950
GPM	2	147	295	443	591	739	887	1440
	4	70	66	62	59	55	51	29
	6	141	289	437	585	733	881	1440
	8	144	140	137	133	130	127	104
	10	133	261	429	577	725	873	1430
	12	218	215	212	208	205	201	179
	14	121	269	417	565	713	861	1420
GPM	2	294	290	287	283	280	277	255
	4	100	254	402	550	698	846	1400
	6	368	365	362	358	355	352	330
	8	87	235	383	531	679	827	1380
	10	443	439	436	432	429	426	405
	12	65	213	361	509	657	805	1360
	14	518	514	511	507	504	501	480

		Δ PSI						Peak
		200	400	600	800	1000	1200	1800
GPM	2	243	489	735	981	1227	1473	2215
	4	42	39	36	33	30	27	11
	6	235	481	727	973	1219	1465	2215
	8	87	84	81	78	75	72	56
	10	222	468	714	960	1206	1452	2205
	12	133	130	127	124	121	118	101
	14	204	450	696	942	1188	1434	2185
GPM	2	177	174	171	168	165	162	146
	4	180	426	672	918	1164	1410	2160
	6	222	219	216	213	210	207	191
	8	151	407	643	889	1135	1381	2135
	10	267	264	261	258	255	252	236
	12	116	362	608	854	1100	1346	2100
	14	312	309	306	303	300	297	281

17.9 cu in./Rev. disp.

23.8 cu in./rev. disp.

		Δ PSI				Peak
		200	400	600	800	1350
GPM	2	426	856	1286	1716	*
	4	23	21	18	16	2890
	6	413	843	1273	1703	27
	8	49	46	44	41	2865
	10	392	822	1252	1682	53
	12	75	72	70	67	2830
	14	362	791	1222	1652	79
GPM	2	101	98	95	93	2785
	4	324	754	1184	1614	105
	6	126	124	121	119	2735
	8	277	707	1137	1567	131
	10	152	150	147	144	2680
	12	222	652	1082	1512	157
	14	178	175	173	170	

*Less than 10 RPM

		Δ PSI				Peak
		200	400	600	800	1200
GPM	2	554	1114	1674	2234	*
	4	17	15	12	10	3325
	6	538	1098	1658	2218	21
	8	37	34	32	30	3305
	10	510	1070	1630	2185	40
	12	55	54	52	49	3270
	14	472	1032	1592	2152	60
GPM	2	76	74	71	69	3210
	4	422	982	1542	2102	79
	6	96	93	91	88	3150
	8	361	921	1481	2041	99
	10	115	113	110	108	3085
	12	290	850	1410	1970	118
	14	135	133	130	128	

*Less than 10 RPM

Performance data is typical. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.

Performance Data "S" Series

The seven charts on these two pages show the typical performance characteristics of "S" Series Motors. Given the input flow (GPM) and pressure (PSI) of the hydraulic system, the correct motor model can be determined according to the speed and torque required. Conversely, given the torque and speed required, specifications for an adequate hydraulic system can be determined.

Interpolation may be used to determine figures not shown.

4.3 cu in./rev. Disp.

	Δ PSI										Peak
	100	300	500	700	900	1100	1300	1500	1700	2400	
1	50	100	230	350	460	570	670	770	870	970	1070
3	45	130	262	380	502	633	755	875	995	1115	1235
5	38	150	280	400	520	650	775	900	1020	1140	1260
7	28	150	280	400	520	650	775	900	1020	1140	1260
9	12	140	278	392	506	646	778	902	1010	1130	1250
11	120	255	378	505	630	765	880	995	1110	1225	1340
13	697	694	688	681	672	662	650	639	628	617	606
15	75	210	338	460	580	700	820	940	1060	1180	1300

*Less than 10 RPM

**Operation under these conditions not recommended

6

11.5 cu in./rev. Disp.

14.3 cu in./rev. Disp.

	Δ PSI										Peak
	100	300	500	700	900	1100	1300	1400	1500	2000	
1	130	420	730	1010	1290	1570	1850	2130	2410	2690	2970
3	130	430	750	1040	1340	1640	1940	2240	2540	2840	3140
5	120	430	740	1040	1340	1640	1940	2240	2540	2840	3140
7	90	420	710	1000	1300	1600	1900	2200	2500	2800	3100
9	141	441	761	1061	1361	1661	1961	2261	2561	2861	3161
11	330	650	960	1270	1580	1890	2200	2510	2820	3130	3440
13	260	560	860	1160	1460	1760	2060	2360	2660	2960	3260
15	250	550	850	1150	1450	1750	2050	2350	2650	2950	3250

*Less than 10 RPM

**Operation under these conditions not recommended


	Δ PSI										Peak
	100	300	500	700	900	1100	1200	1300	1400	1800	
1	160	530	870	1270	1670	2070	2470	2870	3270	3670	4070
3	180	560	910	1310	1710	2110	2510	2910	3310	3710	4110
5	140	560	940	1310	1710	2110	2510	2910	3310	3710	4110
7	130	530	910	1290	1690	2090	2490	2890	3290	3690	4090
9	113	511	889	1267	1667	2067	2467	2867	3267	3667	4067
11	430	820	1210	1600	1990	2380	2770	3160	3550	3940	4330
13	370	760	1150	1540	1930	2320	2710	3100	3490	3880	4270
15	300	700	1100	1480	1880	2280	2680	3080	3480	3880	4280


*Less than 10 RPM

**Operation under these conditions not recommended

Top number in box denotes torque (lb. in.)— Bottom number denotes speed (RPM)

Torque 2050
Speed 220

Areas indicated by  show areas of performance in which the motors operate at greatest efficiency.

Areas indicated by  show areas of performance in which the motors operate at high efficiency.

These areas are shown to help you select the motor with the highest efficiency for the requirements of your application.

6.0 cu in./rev. disp.

9.9 cu in./rev. disp.

	Δ PSI										Peak
	100	300	500	700	900	1100	1300	1500	1600	2400	
1	70	210	370	520	680	830	990	*	*	*	
	39	37	33	28	22	16	10				
3	80	220	390	540	710	870	1030	1180	1260	1780	
	115	113	109	105	101	95	89	81	73	39	
5	70	220	390	550	720	870	1040	1200	1280	1870	
	193	191	187	183	179	173	165	157	149	113	
7	60	210	380	540	710	870	1040	1200	1280	1920	
	270	270	265	260	255	250	240	235	225	185	
9	40	190	370	530	700	860	1030	1180	1270	1920	
	350	345	340	335	330	325	320	310	300	255	
11	170	340	500	670	830	1000	1160	1250	**	**	
	425	420	415	410	405	400	397	389	381	**	
13	140	320	480	650	810	960	1110	1220	**	**	
	498	495	490	485	480	475	465	460	**	**	
15	110	295	450	610	770	940	1110	**	**	**	
	580	575	570	565	560	550	540	**	**	**	

*Less than 10 RPM

**Operation under these conditions not recommended

	Δ PSI										Peak
	100	300	500	700	900	1100	1300	1500	2200		
1	120	380	630	880	*	*	*	*	*	*	
	23	22	19	16							
3	120	400	660	920	1180	1450	1720	1980	2840		
	70	68	66	64	60	56	52	48	30		
5	110	390	650	930	1190	1460	1720	1980	2880		
	115	115	113	111	109	105	101	97	77		
7	100	370	630	910	1170	1450	1720	1960	2880		
	163	161	160	157	153	149	147	143	121		
9	70	340	600	860	1150	1420	1680	1940	2860		
	209	207	205	203	199	195	191	187	167		
11	290	560	840	1110	1380	1640	1920	2800			
	255	255	250	250	245	240	235	235	205		
13	250	520	800	1110	1330	1580	1860	**	**		
	300	300	295	290	285	280	275	**	**		
15	190	470	750	1010	1280	1540	1820	**	**		
	350	345	345	340	335	330	325	**	**		

*Less than 10 RPM

**Operation under these conditions not recommended

17.2 cu in./Rev. disp.

23.0 cu in./rev. disp.

	Δ PSI								Peak
	100	300	500	700	900	1100	1200	1600	
1	200	630	1060	1450	1860	*	*	*	
	13	12	11	9	7				
3	180	650	1120	1560	1980	2420	2660	3530	
	40	39	38	36	33	27	22	10	
5	150	620	1140	1580	2000	2460	2680	3560	
	68	66	66	64	62	58	54	38	
7	120	610	1110	1560	1980	2440	2660	3560	
	94	92	90	88	86	82	78	66	
9	75	570	1070	1520	1960	2380	2620	3530	
	121	120	119	117	113	109	103	91	
11	10	530	1010	1460	1880	2340	2580	3460	
	149	147	145	143	139	137	131	121	
13	470	940	1380	1820	2260	2480	3390		
	173	171	167	165	161	157	145		
15	420	870	1320	1760	2180	2420	3330		
	200	197	195	193	189	187	175		

*Less than 5 RPM

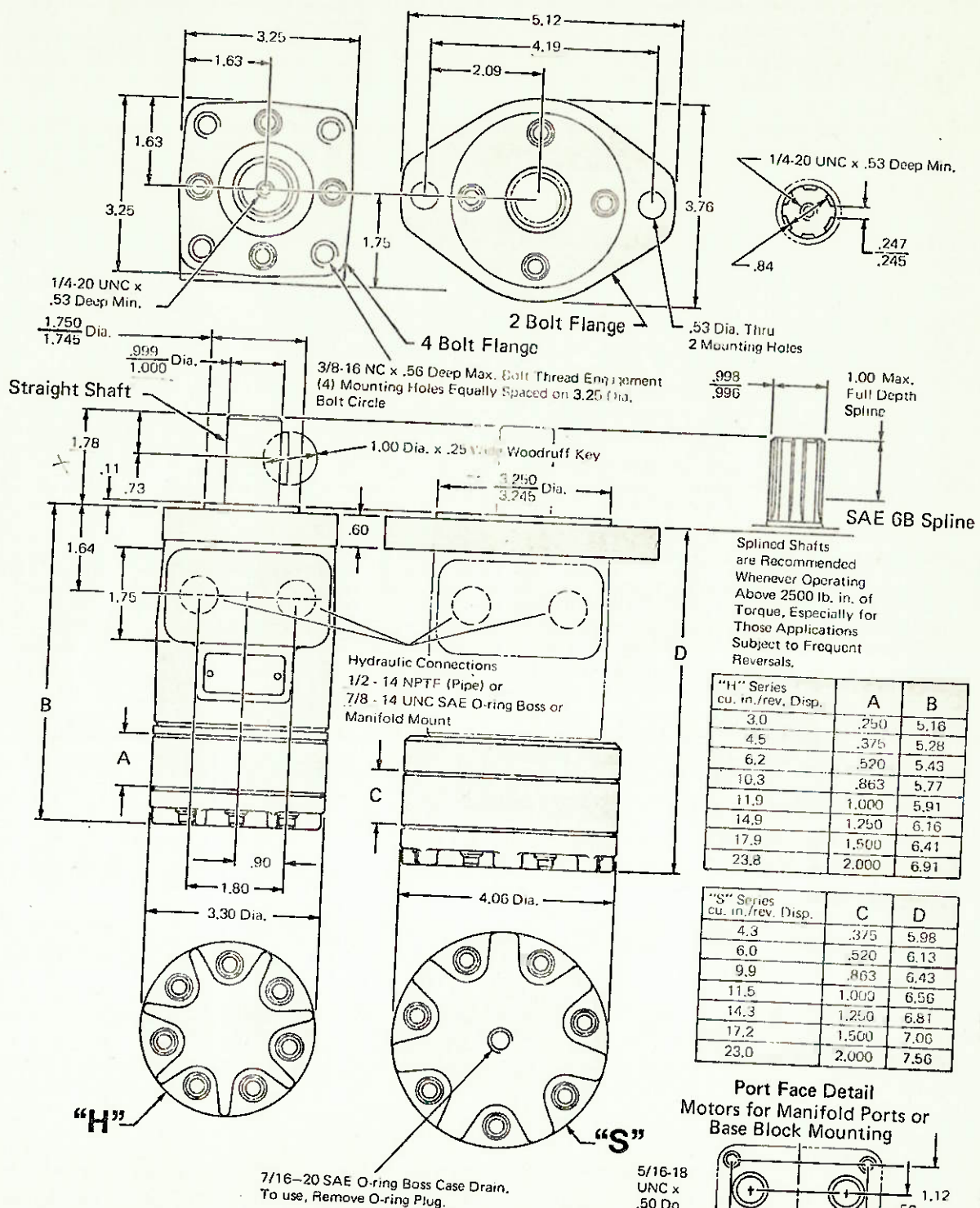
	Δ PSI								Peak
	100	300	500	700	900	1100	1200	1300	
1	260	650	1275	1860	*	*	*	*	
	10	9	8	6					
3	235	725	1425	2020	2580	3160	3460	*	
	30	29	28	24	18	10	6		
5	190	730	1450	2060	2640	3190	3490	3800	
	50	49	48	47	42	37	31	26	
7	140	730	1430	2040	2620	3160	3460	3760	
	70	70	68	68	64	60	56	52	
9	80	690	1375	1980	2560	3130	3430	3730	
	90	90	88	86	84	80	78	74	
11	20	640	1320	1920	2480	3060	3360	3660	
	111	110	109	107	105	101	97	93	
13	580	1225	1840	2400	2960	3260	3560		
	131	130	129	127	119	117	113		
15	500	1125	1760	2300	2890	3160	3460		
	151	149	147	145	141	137	131		

*Less than 5 RPM

Performance data is typical. Actual data may vary slightly from unit to unit in production.

D_S

Dimension and Mounting Data



Ordering Information

"H" Series

Mtg. Prov.	Shaft	Hydraulic Connections		Displacement (Cu. In./Rev.)							
				3.0	4.5	6.2	10.3	11.9	14.9	17.9	23.8
4 Bolt Flange	Straight Keyed	1/2 NPTF	Product Number	101-1001-007	101-1002-007	101-1003-007	101-1004-007	101-1005-007	101-1006-007	101-1007-007	101-1008-007
		7/8-14 SAE	Product Number	101-1009-007	101-1010-007	101-1011-007	101-1012-007	101-1013-007	101-1014-007	101-1015-007	101-1016-007
		Manifold	Product Number	101-1017-007	101-1018-007	101-1019-007	101-1020-007	101-1021-007	101-1022-007	101-1023-007	101-1024-007
	Splined	1/2 NPTF	Product Number	*	*	*	*	*	*	*	*
		7/8-14 SAE	Product Number	*	*	*	*	*	*	*	*
		Manifold	Product Number	*	*	*	*	*	*	*	*
2 Bolt Flange	Straight Keyed	1/2 NPTF	Product Number	101-1025-007	101-1026-007	101-1027-007	101-1028-007	101-1029-007	101-1030-007	101-1031-007	101-1032-007
		7/8-14 SAE	Product Number	101-1033-007	101-1034-007	101-1035-007	101-1036-007	101-1037-007	101-1038-007	101-1039-007	101-1040-007
		Manifold	Product Number	101-1041-007	101-1042-007	101-1043-007	101-1044-007	101-1045-007	101-1046-007	101-1047-007	101-1048-007
	Splined	1/2 NPTF	Product Number	*	*	*	*	*	*	*	*
		7/8-14 SAE	Product Number	*	101-1052-007	101-1053-007	101-1054-007	101-1055-007	101-1056-007	101-1057-007	101-1058-007
		Manifold	Product Number	*	*	*	*	*	*	*	*

End cap part number 7611 can be ordered separately for field replacement with a 7/16-20 case drain port.

"S" Series

Mtg. Prov.	Shaft	Hydraulic Connections		Displacement (Cu. In./Rev.)							
				4.3	6.0	9.9	11.5	14.3	17.2	23.0	
4 Bolt Flange	Straight Keyed	1/2 NPTF	Product Number	103-1002-007	103-1003-007	103-1004-007	103-1005-007	103-1006-007	103-1007-007	103-1008-007	
		7/8-14 SAE	Product Number	103-1009-007	103-1010-007	103-1011-007	103-1012-007	103-1013-007	103-1014-007	103-1015-007	
		Manifold	Product Number	103-1016-007	103-1017-007	103-1020-007	103-1021-007	103-1022-007	103-1023-007	103-1024-007	
	Splined	1/2 NPTF	Product Number	*	103-1051-007	103-1052-007	103-1053-007	*	103-1055-007	103-1056-007	
		7/8-14 SAE	Product Number	*	*	103-1060-007	*	103-1062-007	*	*	
		Manifold	Product Number	*	*	*	*	*	*	*	
2 Bolt Flange	Straight Keyed	1/2 NPTF	Product Number	103-1025-007	103-1027-007	103-1028-007	103-1029-007	103-1030-007	103-1031-007	103-1032-007	
		7/8-14 SAE	Product Number	103-1034-007	103-1035-007	103-1036-007	103-1037-007	103-1038-007	103-1039-007	103-1040-007	
		Manifold	Product Number	*	*	*	*	*	*	*	
	Splined	1/2 NPTF	Product Number	*	103-1075-007	103-1076-007	103-1077-007	103-1078-007	103-1079-007	103-1080-007	
		7/8-14 SAE	Product Number	*	103-1083-007	103-1084-007	103-1085-007	103-1086-007	103-1087-007	103-1088-007	
		Manifold	Product Number	*	*	*	*	*	*	103-1090-007	

"S" Series with Optional Radial Bearing

Mtg. Prov.	Shaft	Hydraulic Connections	Displacement (Cu. In./Rev.)						
			4.3	6.0	9.9	11.5	14.3	17.2	23.0
4 Bolt Flange	Straight Keyed	1/2 NPTF	★	125-1003-007	125-1004-007	125-1005-007	125-1006-007	125-1007-007	125-1008-007
		7/8-14 SAE	★	★	125-1012-007	★	★	★	★
		Manifold	★	★	★	★	★	★	★
	Splined	1/2 NPTF	★	★	★	★	★	★	★
		7/8-14 SAE	★	★	125-1020-007	★	★	★	125-1055-007
		Manifold	★	★	★	★	★	★	★
2 Bolt Flange	Straight Keyed	1/2 NPTF	★	125-1027-007	125-1028-007	125-1029-007	125-1030-007	125-1031-007	125-1032-007
		7/8-14 SAE	★	★	125-1035-007	125-1036-007	★	★	★
		Manifold	★	★	★	★	★	★	★
	Splined	1/2 NPTF	★	125-1075-007	125-1076-007	125-1077-007	125-1078-007	125-1079-007	125-1080-007
		7/8-14 SAE	★	125-1083-007	★	125-1085-007	125-1086-007	125-1087-007	125-1088-007
		Manifold	★	★	★	★	★	★	★

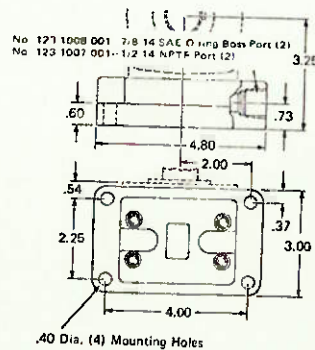
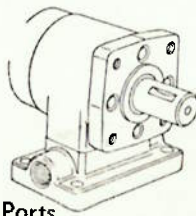
*Available on Special Order only

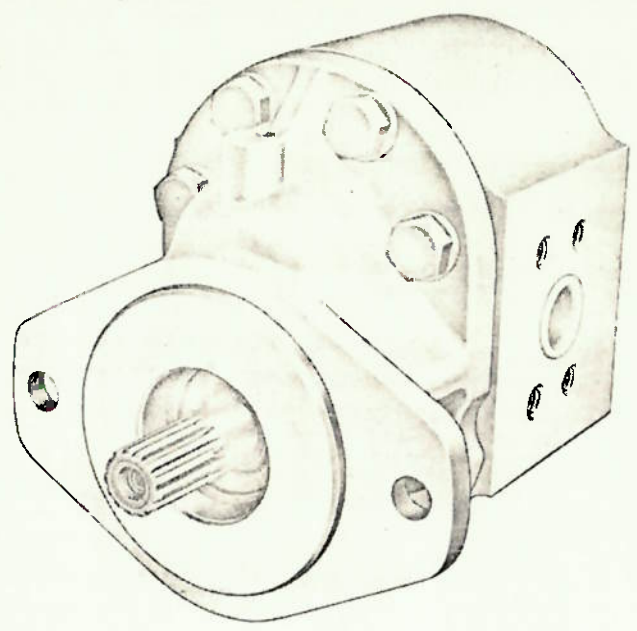
*Available on Special Order only—consult factory

Base Block Mounting Kits

Motors for manifold mounting have tapped holes in port face for attaching base block kits.

Kit No. 123-1008-001 — 7/8-14 SAE O-ring Boss Ports
Kit No. 123-1007-001 — 1/2-14 NPTF Ports
Kits include base block, o-rings and mounting bolts.





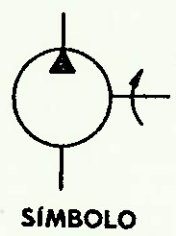
BOMBAS DE
ENGRENAGENS
DE VAZÃO
CONSTANTE

Série 20

210 bar- 2500 rpm

Tyrone
HYDRAULICS INC

MOBIL-MASTER



ESPECIFICAÇÕES

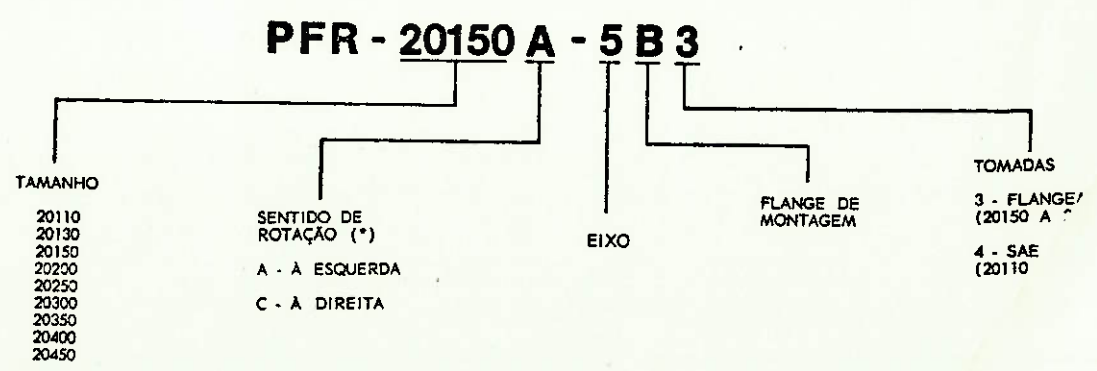
PRESSÃO (Contínua)	175 bar
PRESSÃO (Intermitente)	210 bar
VELOCIDADE DE ACIONAMENTO	Máx. - 2500 rpm * Mín. - 700 rpm
TEMPERATURA MÁXIMA DO ÓLEO	71°C
DESLOCAMENTO	Veja a Tabela

ROTAÇÃO	À direita ou à esquerda olhando-se pelo lado do eixo
VISCOSIDADE ADMISSÍVEL (A temperatura de Operação)	40 a 1000 SSU
VISCOSIDADE ÓTIMA A TEMPERATURA DE OPERAÇÃO	120 a 250 SSU

* Para rotações inferiores consulte a fábrica.

Para ótima performance a depressão na linha de sucção não deve exceder a 127 mm Hg.

COMO SOLICITAR



NOTA: Se houver necessidade de vedações de Viton para operação com fluídos a base de éster-fosfato adicione ao código o sufixo VV.

Ex.: PFR-20110A-6B4-VV

(*) VISTO PELO LADO DO EIXO

MODELO	RPM	34,5 bar (500 PSI)		68,9 bar (1000 PSI)		103,4 bar (1500 PSI)		137,9 bar (2000 PSI)		172,4 bar (2500 PSI)	
		l/min	HP	l/min	HP	l/min	HP	l/min	HP	l/min	HP
PFR-20.110	700	19,7	2,0	18,1	4,0	16,2	6,0	13,9	8,0	11,6	10,0
	1000	30,1	2,9	28,8	5,7	26,5	8,6	24,8	11,5	23,2	14,3
	1750	46,2	4,3	45,2	8,6	43,2	12,9	40,7	17,2	38,7	21,5
	2000	62,9	5,7	60,9	11,5	58,9	17,2	57,6	22,9	55,0	28,7
PFR-20.130	700	25,2	2,5	23,1	5,0	21,1	7,5	18,5	10,0	15,9	12,5
	1000	37,6	3,6	35,5	7,2	33,5	10,7	30,6	14,3	28,1	17,9
	1750	57,6	5,4	55,8	10,7	53,9	16,1	50,8	21,5	48,3	26,8
	2000	78,5	7,2	76,0	14,3	73,5	21,5	71,9	28,6	69,4	35,8
PFR-20.150	700	30,1	3,0	28,8	6,0	27,0	9,0	25,6	12,0	24,3	15,0
	1000	45,5	4,3	43,6	8,6	43,1	12,9	40,6	17,1	39,6	21,4
	1750	71,3	6,4	69,0	12,9	68,3	19,3	67,6	25,7	65,3	32,1
	2000	96,0	8,6	95,0	17,1	94,0	25,7	92,1	34,3	91,1	42,9
PFR-20.200	700	40,8	4,0	38,9	8,0	36,2	12,0	34,3	16,1	32,4	20,1
	1000	61,2	5,7	58,6	11,5	57,6	17,2	54,3	22,9	53,0	28,7
	1750	95,4	8,6	93,4	17,2	91,4	25,8	90,4	34,4	87,4	43,0
	2000	128,5	11,5	127,1	22,9	125,8	34,4	123,2	45,9	121,8	57,3
PFR-20.250	700	52,8	5,0	50,5	10,1	47,6	15,1	45,3	20,1	43,0	25,1
	1000	78,4	7,2	76,3	14,4	73,8	21,5	71,3	28,7	68,8	35,9
	1750	120,7	10,8	118,2	21,5	115,7	32,3	113,8	43,1	112,0	53,9
	2000	162,5	14,4	160,1	28,7	158,4	43,1	155,9	57,4	154,3	71,8
PFR-20.300	700	63,9	6,0	61,1	12,0	57,6	18,0	54,8	24,0	52,8	30,1
	1000	95,2	8,6	92,2	17,2	89,2	25,8	86,3	34,3	83,3	42,9
	1750	145,0	12,9	142,8	25,8	139,8	38,6	137,6	51,5	134,6	64,4
	2000	195,3	17,2	193,4	34,3	190,4	51,5	187,4	68,7	185,4	85,8
PFR-20.350	700	75,4	7,0	71,8	14,0	68,1	21,1	65,7	28,1	62,1	35,1
	1000	111,2	10,0	107,8	20,1	104,3	30,1	100,8	40,1	97,3	50,2
	1750	169,5	15,1	166,9	30,1	163,4	45,1	160,8	60,2	157,3	75,2
	2000	228,3	20,1	226,0	40,1	222,5	60,2	219,0	80,3	216,7	100,3
PFR-20.400	700	87,1	8,0	83,4	16,1	80,7	24,1	76,0	32,1	71,8	40,1
	1000	127,8	11,5	123,8	22,9	121,2	34,4	116,5	45,9	111,9	57,3
	1750	194,7	17,2	191,7	34,4	188,7	51,6	184,7	68,8	181,8	86,0
	2000	262,2	22,9	258,2	45,9	255,6	68,8	252,9	91,7	249,0	114,7
PFR-20.450	700	98,1	9,0	95,0	18,1	90,8	27,1	85,6	36,2	81,4	45,2
	1000	144,7	12,9	140,2	25,8	131,8	38,7	131,3	51,7	128,3	64,6
	1750	219,2	19,4	215,9	38,7	212,5	58,1	208,1	77,5	204,7	96,8
	2000	295,3	25,8	290,8	51,7	287,9	77,5	284,9	103,3	280,4	129,1


Racine Hidráulica

CACHOEIRINHA, RS



REXROTH**HYDRONORMA**

**VÁLVULA DIRECIONAL: 4/3, 4/2 e 3/2,
TIPO WE 10 – SÉRIE 10**
Comandada por solenóides de corrente alternada

TN 10

até 315 bar

até 100 l/min

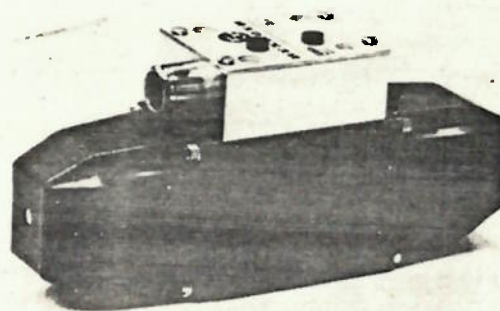
**RP
23332**

Edição: 10.80

Revisão 1:5.81

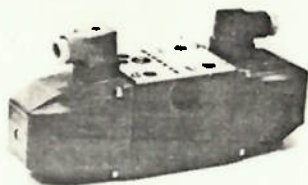
- Válvula direcional diretamente operada, com acionamento por solenóides
- Medidas de conexão conforme DIN 24 340
- Solenóides de corrente alternada, operando em ar
- Com ou sem acionamento de emergência manual
- Conexão elétrica individual ou central
- 49 tipos de êmbolos standard à disposição

R 7647/22



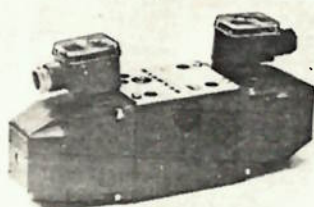
Tipo 4 WE 10..10/L W220 – 60 NDL

R 7647/16



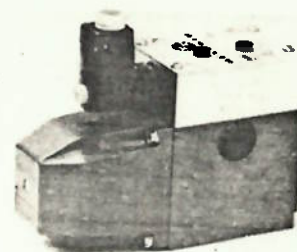
Tipo 4 WE 10..10/L W220 – 60 NZ4

R 7647/13



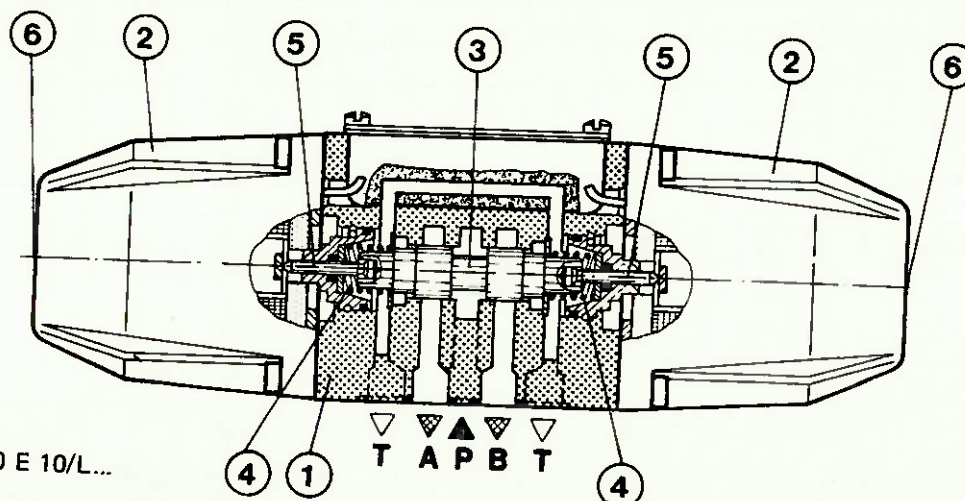
Tipo 4 WE 10..10/L W220 – 60 NZ5

R 7647/10



Tipo 4 WE 10..10/L W220 – 60 NDZL

Descrição do funcionamento, vista em corte



Tipo 4 WE 10 E 10/L...

Válvulas direcionais do tipo WE são válvulas de êmbolo acionadas por solenóides. Comandam partida, parada e direção do fluxo de um fluido. As válvulas direcionais se compõem, basicamente de carcaça (1), de um ou dois solenóides (2), do êmbolo (3), como também de uma ou duas molas de centragem (4).

Com os solenóides desligados, o êmbolo (3) fica mantido na posição central por meio das molas de centragem (4), ou na posição inicial, com exceção de válvulas de impulso.

O acionamento do êmbolo (3) ocorre através dos sole-

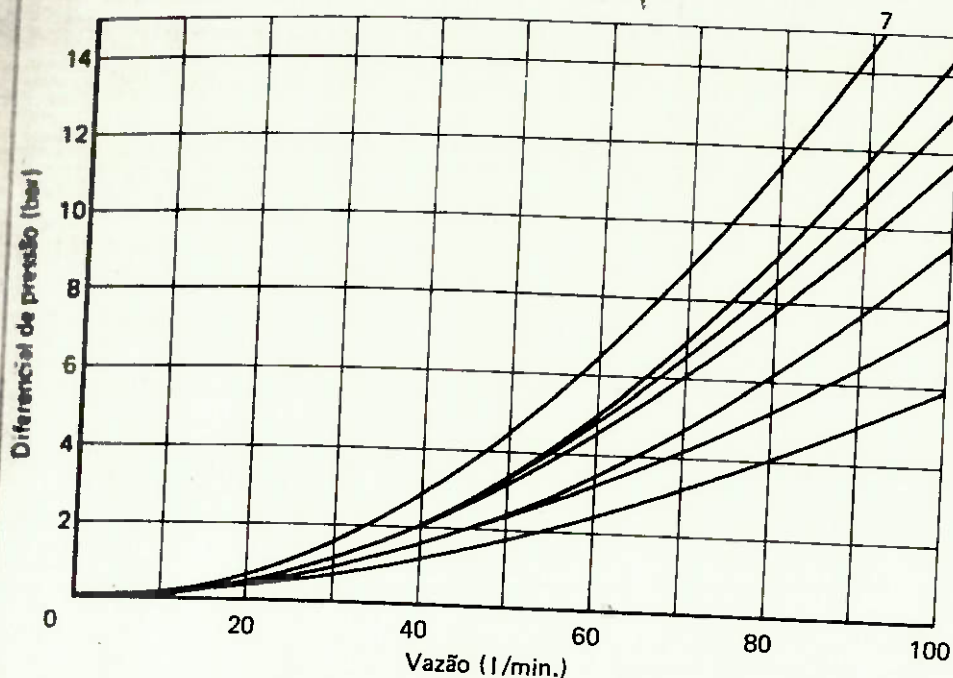
nóides de corrente alternada, (2) operando em ar.

A força do solenóide (2), através da haste (5), atua sobre o êmbolo (3) e desloca o mesmo de sua posição inicial para a desejada posição final. Deste modo as conexões entre P e A com B e T, ou P e B com A e T são liberadas.

Desligando o solenóide (2) o êmbolo (3), através da mola de centragem (4) volta à sua posição inicial.

Um comando de emergência (6) opcional permite um deslocamento do êmbolo (3) sem ligar o solenóide

- 7— Símbolo "R" em posição de ligação A — B
4— Símbolo "G" e "T" em posição central P — T



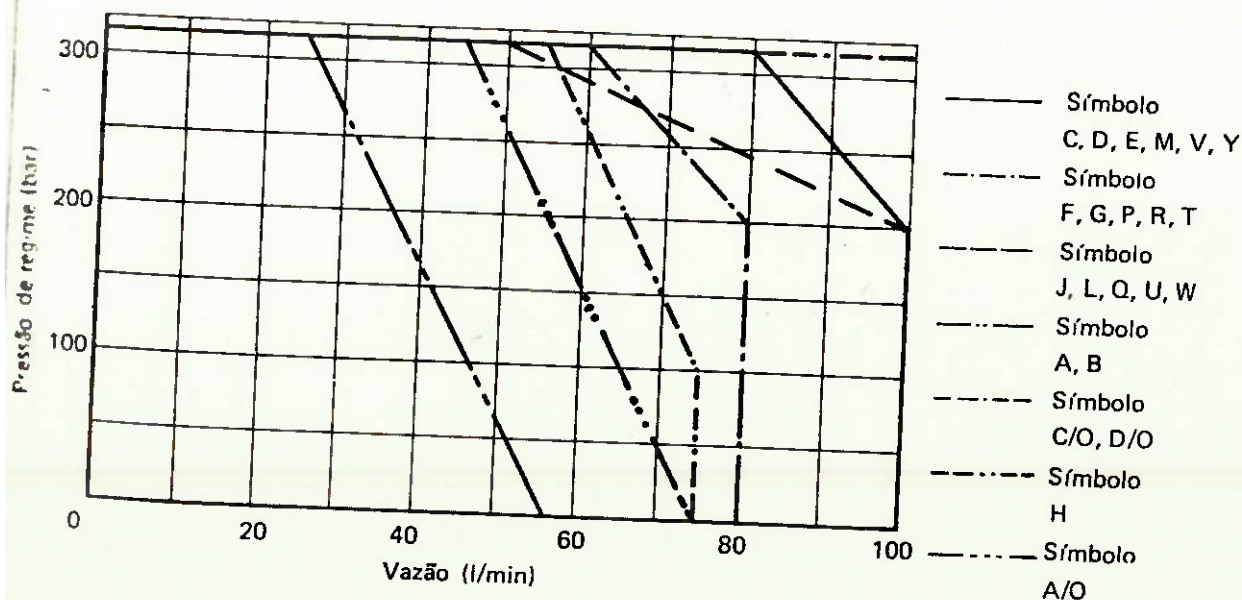
Símbolo	Direção do Fluxo			
	P - A	P - B	A - T	B - T
A	2	2	—	—
B	2	2	—	—
C	2	2	3	3
D	2	2	3	3
E	2	2	4	4
F	2	3	3	5
G	3	3	4	6
H	1	1	4	5
J	2	2	3	3
L	2	2	3	5
M	1	1	5	5
P	3	2	5	3
Q	2	2	4	4
R	2	4	3	—
T	3	5	5	6
U	2	2	3	5
V	2	2	4	4
W	2	2	5	5
Y	2	2	3	3

Limite de rendimento

O deslocamento do êmbolo da válvula, devido ao efeito de aderência, é dependente da filtragem. Para se obter os valores mencionados, recomenda-se filtragem total de $25 \mu\text{m}$. As forças do fluxo atuantes em regime crítico também influenciam na capacidade de vazão de passagem. Nas válvulas de 4 vias os valores de vazão indicados

referem-se à utilização normal com 2 sentidos de passagem: p/ex. P→A e simultaneamente B→T, (vide tabela). Caso se utilize apenas um sentido, usando a válvula de 4 vias como válvula de 3 vias, bloqueando a saída A ou B, poderá haver, nos casos críticos, uma sensível redução da vazão admissível

O limite de rendimento foi determinado utilizando-se solenóides em regime de superaquecimento e 10% abaixo da tensão nominal.



REXROTH**HYDRONORMA****VÁLVULA DIRECIONAL 4/3 E 4/2
TIPO 4 WEH 16**

TN 16

até 280/350 bar

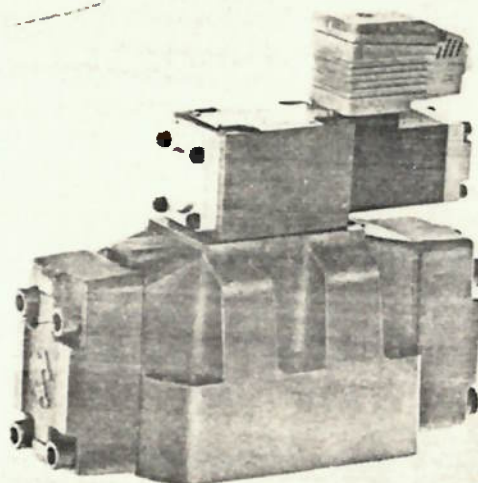
até 300 l/min.

**RP
24758**

Edição: 4.82

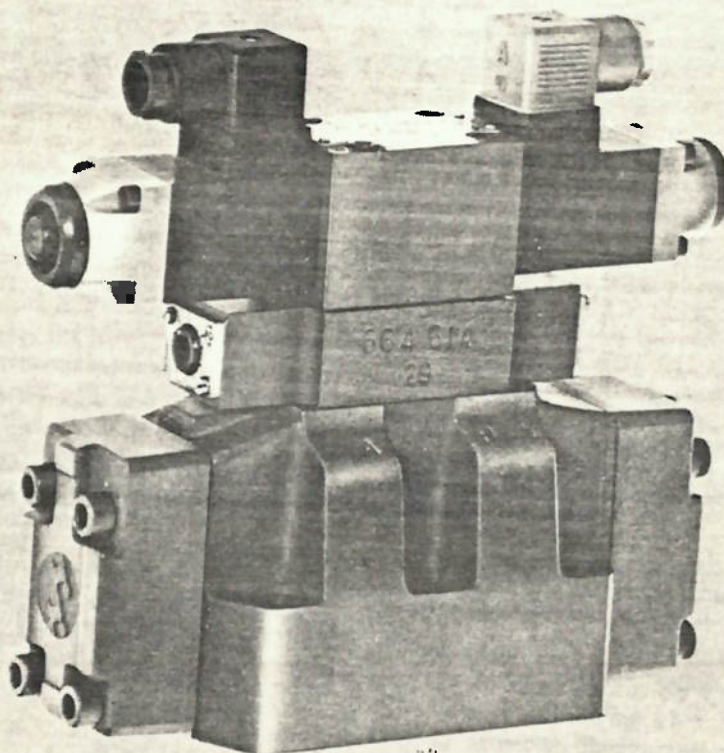
- Válvula direcional de êmbolo, pré operada, com acionamento por solenóide
- Medidas de conexões conforme DIN 24 340, Forma A
- Montagem em placas de ligação
- Solenóides em banho de óleo em tensão contínua ou alternada
- Com ou sem acionamento de emergência manual
- Conexão elétrica individual ou central
- Êmbolo principal de comando com centragem por mola, retorno à posição inicial por mola ou pressão
- Regulagem do tempo operacional do êmbolo
- Limitador de curso e/ou controle da posição final do êmbolo principal de comando
- Fim de curso junto ao êmbolo principal de comando
- Válvula pré tensora no canal "P" da válvula principal
- Válvula relacionadora de pressão para reduzir a pressão de pré operação numa pressão de comando acima de 250 bar
- Diafragma estrangulador, para reduzir a admissão do óleo de comando
- 20 êmbolos standard à disposição

K3440/5

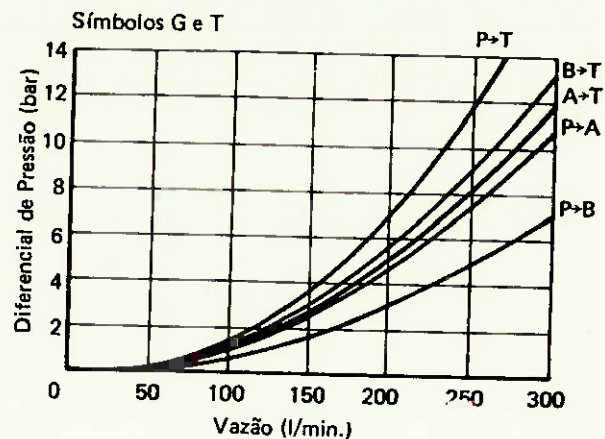
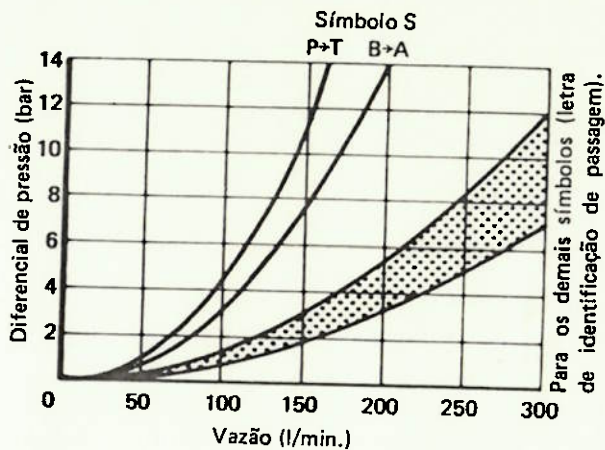
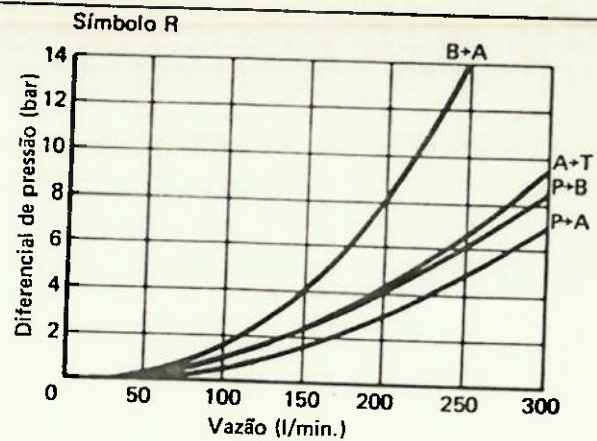
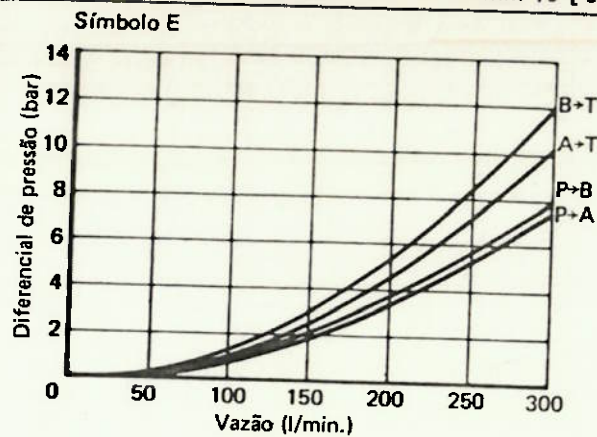


Tipo 4 WEH 16 C 50/...Z5...

K3440/1



Tipo 4 WEH 16 E 50/...SZ4...



Limites de rendimento

A função operacional de comutação da válvula devido ao efeito de aderência é dependente da filtragem. Para que sejam alcançados os valores indicados de vazão admissível, recomendamos uma filtragem de $25 \mu\text{m}$ em plena vazão. As forças de fluxo que atuam no interior da válvula, também influenciam a capacidade de vazão. Portanto, nas válvulas de 4 vias, os dados indicados de vazão são válidos para o emprego normal, com dois sentidos de vazão (por exemplo: de P para A, e ao mesmo tempo de B para T) (vide tabela).

Caso se utilize apenas um sentido, quando por exemplo for utilizada a válvula de quatro vias como uma válvula de 3 vias, bloqueando a saída A ou B, poderá nos casos críticos, haver uma considerável redução da vazão admissível.

capacidade, é necessária uma maior pressão de pre-operação. Assim para uma pressão de trabalho $p = 350 \text{ bar}$, e uma vazão $Q = 300 \text{ l/min.}$ há a necessidade de uma pressão de 16 bar para a pré-operação.

Com isto, a vazão máxima para estas válvulas, somente depende do valor ΔP possível para o sistema.

1) **Válvulas de 2 posições: Retorno por mola**

Vazão l/min.	70 bar	140 bar	210 bar	280 bar	350 bar
Símbolos:					
C, D, K, Y, Z	300	300	300	300	300

2) **Válvula de 2 posições (posição final por mola)**

Vazão (l/min.)	bar				
Símbolo	70	140	210	280	350
C	300	300	300	300	300
D, Y	300	270	260	250	230
K	300	250	240	230	210
Z	300	260	190	180	160

Válvula de 2 posições (posição final, posição hidráulica)

HC, HD, HK, HZ, HY	300	300	300	300	300
--------------------	-----	-----	-----	-----	-----

Necessário uma válvula pré-tensionadora com $X =$ interno para H, F, P, G e S
Com V, C e Z vazão até aprox. 160 l/min.

- As vazões indicadas são alcançadas, quando a pressão mínima de pilotagem for de 12 bar.
- As vazões indicadas são dos valores limite, para que, no caso de falta de pressão de comando, a mola possa retornar o êmbolo.

Válvula de 3 posições (centrada por molas)

Vazão (l/min.)	bar				
Símbolo	70	140	210	280	350
E, H, J, L, M, Q, U, W, R	300	300	300	300	300
F, P	300	250	180	170	150
G, T	300	300	240	210	190
S	300	300	300	250	220
V	300	250	210	200	180

Válvula de 3 posições, centragem por pressão (para pressão mínima de pilotagem de 16 bar)

Para todos os símbolos	300	300	300	300	300
------------------------	-----	-----	-----	-----	-----

Indicações

Na utilização das válvulas direcionais 4/3 com centragem por pressão do êmbolo principal acima dos limites de

REXROTH**HYDRONORMA****VÁLVULA DIRECIONAL 4/3 E 4/2
TIPO WEH 20****RP
24765**

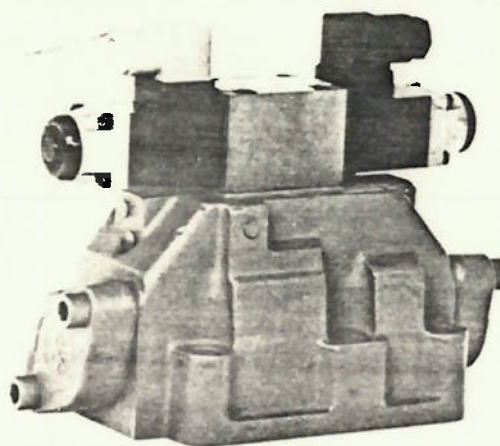
TN 20

até 250 bar

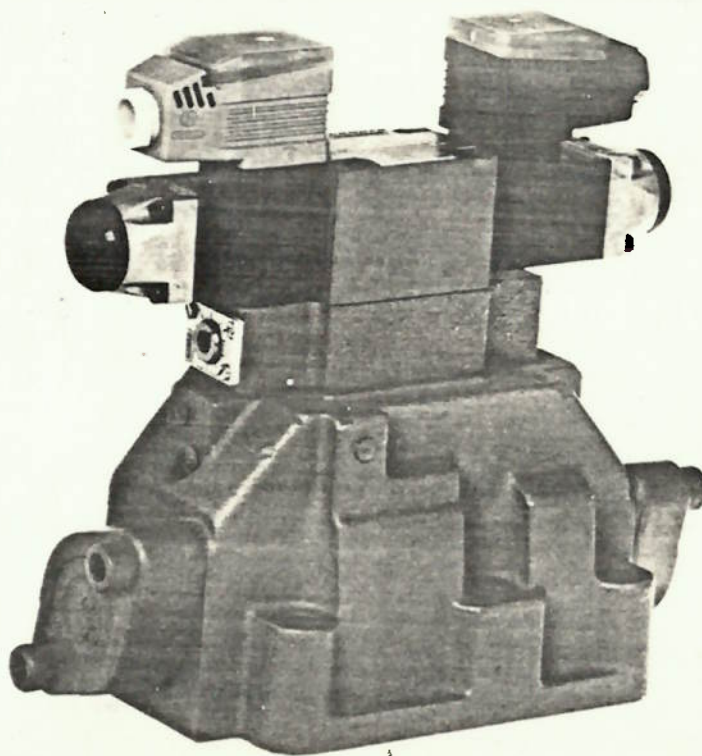
até 400 l/min

Edição: 4.79

- Válvula direcional de êmbolo, pré-operada, com acionamento por solenóide.
- Medidas de conexões conforme DIN 24340, forma A.
- Montagem em placas de ligação.
- Solenóides em banho de óleo opcionais em corrente contínua ou alternada.
- Conexão elétrica individual ou central.
- Centragem por mola, retorno à posição inicial por mola ou pressão.
- Regulagem de tempo de comutação do êmbolo.
- Válvula pré-tensora no Canal P da válvula principal.
- 19 êmbolos standard à disposição.



Tipo 4 WEH 20 E 50/ ... Z4



Tipo 4 WEH 20 E 50/ ... Z5L

Características

Hidráulica

Pressão máxima admissível de trabalho. Conexão P; A; B até 250 bar; T até 210 bar com dreno externo.

Pressão máxima admissível de trabalho: Conexão P; A; B até 250 bar; T até 210 bar com dreno externo.										
Conexão T	Dreno		Válvula pré-operadora Corrente contínua =				Válvula pré-operadora Corrente alternada ~			
	Y = interno	(bar)	160				100			
Conexão Y	Y = externo	(bar)	160				100			
Pressão de pré-operação min. *	Admissão de óleo de comando	(bar)	8,5 – Válvula 3 posições							
	X = externo		10 – Válvula 2 posições com retorno por mola							
	Admissão de óleo de comando	(bar)	6 – Válvula 2 posições com retorno hidráulico							
	X = interno									
	Admissão de óleo de comando	(bar)	– Para símbolos G,H,T,F,C,V,Z e P (por meio de cartucho pré-tensionador ou mediante uma correspondente vazão alta)							
	X = interno *		4,5							
– Pressão de pré-operação (máximo)		(bar)	... 250							
Fluído			Óleo mineral conf. DIN 51525 Éster fosfato							
Faixa de temperatura para o fluído		(°C)	– 30 ... + 70							
Faixa de viscosidade		(cSt)	2,8 ... 380							
Volume de óleo de comando para o processo operacional										
– Válv. 3 posições - centragem por mola		(cm³)	7,64							
– Válv. 2 posições		(cm³)	15,28							
Tempo total de comutação da posição neutra para a posição operacional (corrente contínua ou alternada)										
Com pressão de pré operação		(bar)	~ 35 =		~ 70 =		~ 140 =		~ 210 =	
– Válv. 3 posições (centrada por mola)		(ms)	50	100	40	80	35	65	30	60
– Válv. 2 posições		(ms)	110	160	90	110	75	95	70	85
Tempo total de comutação da válvula da posição operacional para a posição neutra										
– Válv. 3 posições (centragem por mola)		(ms)	35							
– Válv. 2 posições		(ms)	90	95	65	70	50	55	45	50
Posição de montagem			Válvula direcional com êmbolo H Símbolos C, D, K, Z, Y – Horizontal							
Vol. de óleo p/ acionamento em tempo mais reduzido		(l/min)	aprox. 35							
Peso	– Válvula c/ 1 solenóide	(kg)	aprox. 11,5, conforme válvula pré-operadora							
	– Válvula c/ 2 solenóides	(kg)	aprox. 11,9, conforme válvula pré-operadora							
	– Placa de ligação	(kg)	G 151 aprox. 5; G 154 e 156 aprox. 16							

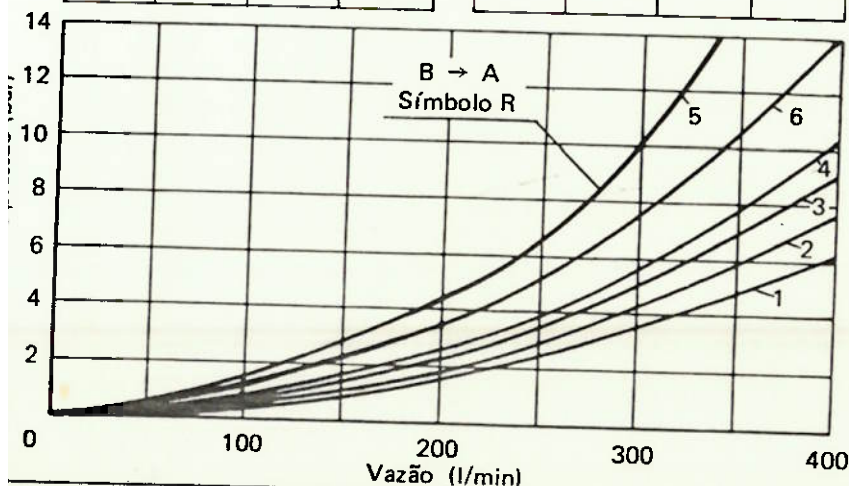
Na utilização do equipamento fora das características, consulte-nos!

Curvas Características (verificadas com $\nu = 36$ cSt e $t = 50^\circ\text{C}$)

Símbolo	Pos. Central		
	A → T	B → T	P → T
F	—	—	4
G	—	—	6
H	—	—	2
P	—	—	6

Símbolo	Pos. Central		
	A → T	B → T	P → T
T	—	—	5
L	4	—	—
U	—	6	—

Símbolo	Pos. Acionada			
	P-A	P-B	A-T	B-T
E	2	2	1	4
F	1	2	1	2
G	2	2	2	4
H	2	2	1	3
J	2	2	1	3
L	2	2	1	2
M	2	2	1	4
P	2	2	1	4
Q	2	2	1	4
R	1	2	1	—
U	2	2	1	4
V	2	2	1	4
W	2	2	1	3
T	2	2	2	4



REXROTH**HYDRONORMA®****Válvula redutora de vazão geminada
(com retorno livre) Tipo Z 2 FS 6**

TN 6

até 315 bar

**RP
27505**

Descrição geral

Válvula de carcaça, executada na qualidade de placa intermediária

Edição 7.82

As válvulas redutoras de vazão geminada, do tipo Z2FS6, prestam-se a limitar a vazão principal ou o fluxo de comando. Podem ser empregadas como placas intermediárias conjuntamente a válvulas direcionais e placas de ligação do TN 6 (medidas de ligação da placa correspondem à DIN 24340).

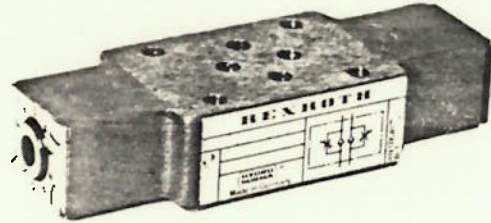
Duas válvulas redutoras de vazão, dispostas simetricamente uma à outra, limitam, por meio de êmbolos de estrangulamento reguláveis, vazões de fluido num sentido e permitem um retorno livre em sentido oposto.

A fim de variar a velocidade de um consumidor (limitar a vazão principal), é a válvula redutora de vazão geminada montada entre a válvula direcional de operação direta e a placa de ligação.

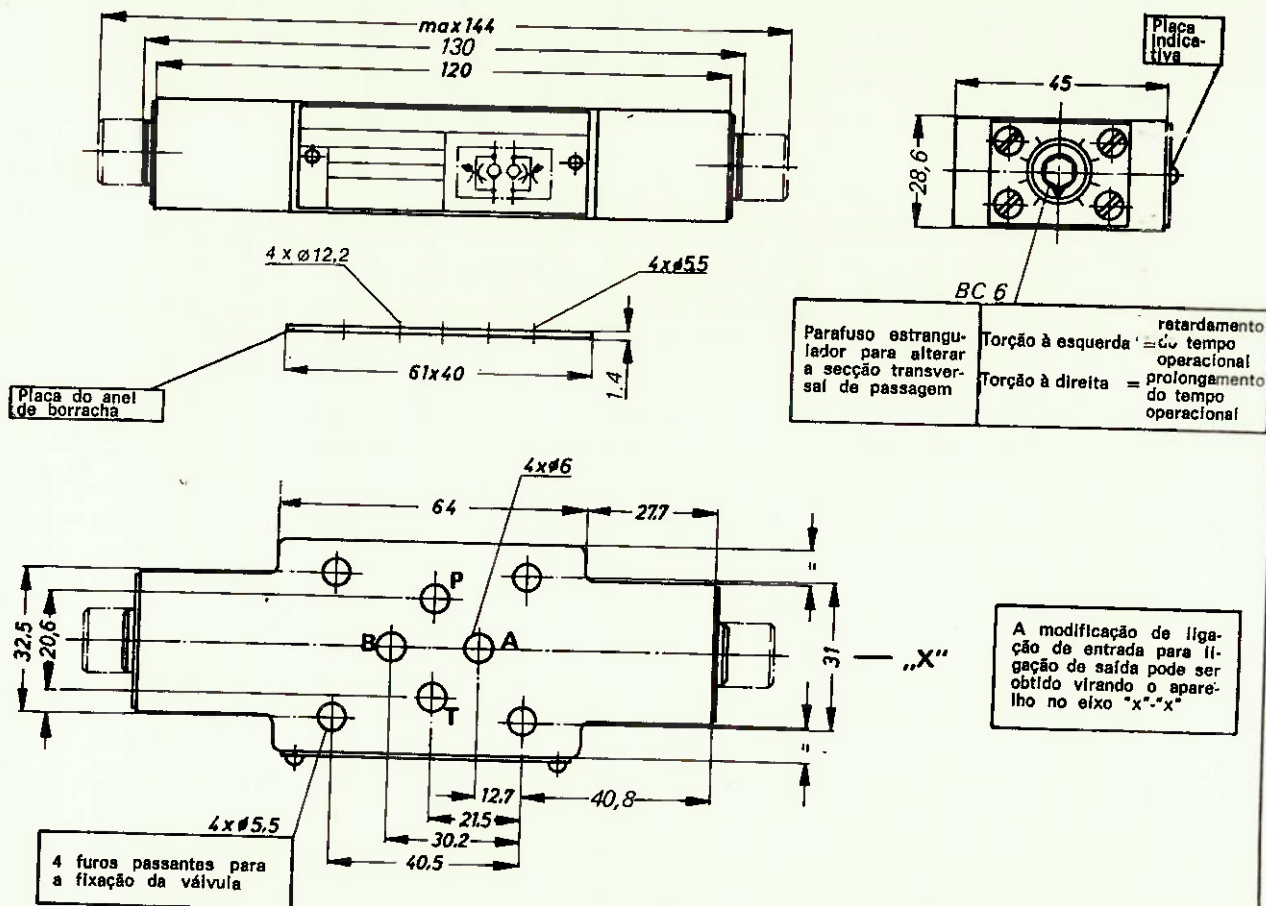
A válvula redutora de vazão geminada pode também desempenhar a função de um regulador de tempo operacional (limitar o fluxo de comando) junto as válvulas direcionais pré-operadas. É ela montada, para tanto, entre a válvula de pré-operação e a válvula principal.

O ajuste é efetuado mediante parafusos reguladores de sextavado interno, com escala circular de referência.

Conforme a posição de montagem, pode o efeito estrangulador ter lugar na entrada ou na saída.

**Dimensionamento da unidade**

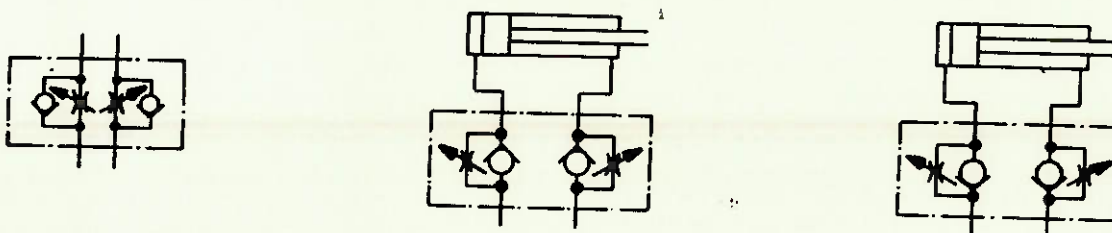
Peso: aprox. 0,8 kg.



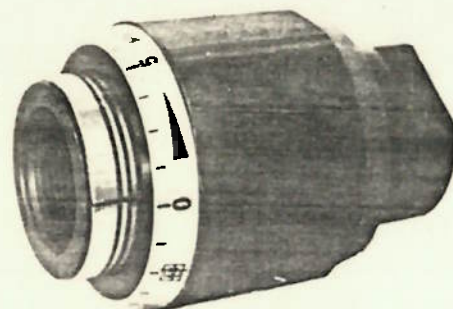
Simbologia (conforme DIN 24300)

Regulagem de entrada

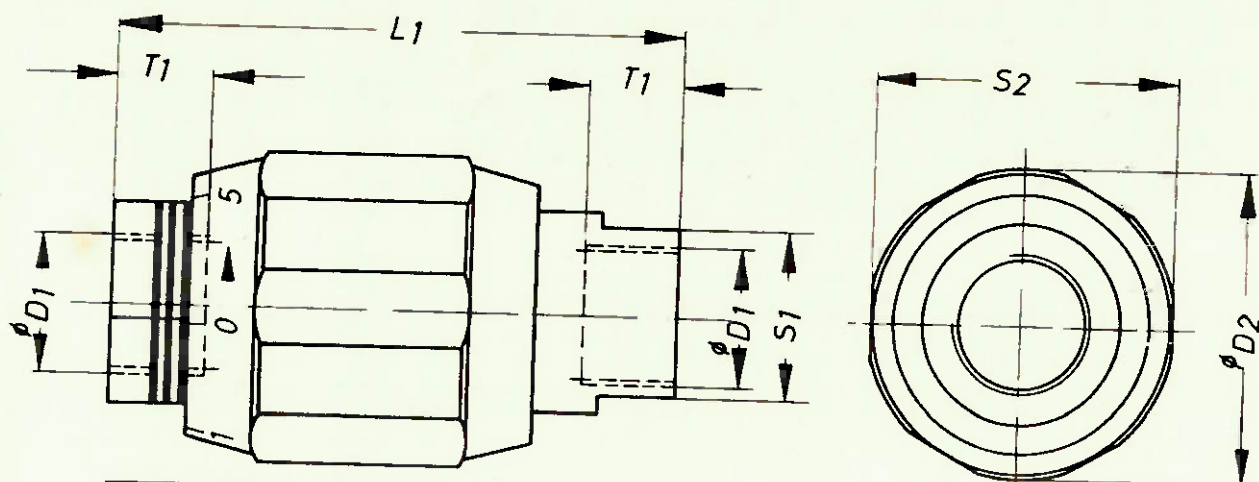
Regulagem de saída



As válvulas do tipo MK 6 são válvulas redutoras de vazão com retorno livre, dependentes da pressão e viscosidade. O fluxo do óleo conduzido para o estrangulamento atinge, em primeiro lugar, o lado trazeiro do cone da válvula. A seguir, atravessa o óleo furações laterais, as quais o levam ao local de estrangulamento. Este é formado entre a carcaça e a luva ajustável. O fluxo do óleo conduzido em sentido oposto atua sobre o lado frontal da válvula de retenção. O cone é levantado do seu assento. E o óleo flui desimpedidamente através da válvula. Nisto, uma parte do fluido que passa, simultaneamente, sobre a fenda anular faz produzir o desejável efeito de auto-purificação. Estas válvulas são próprias para montagem direta em tubulação.



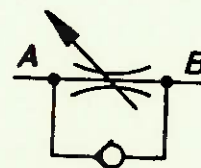
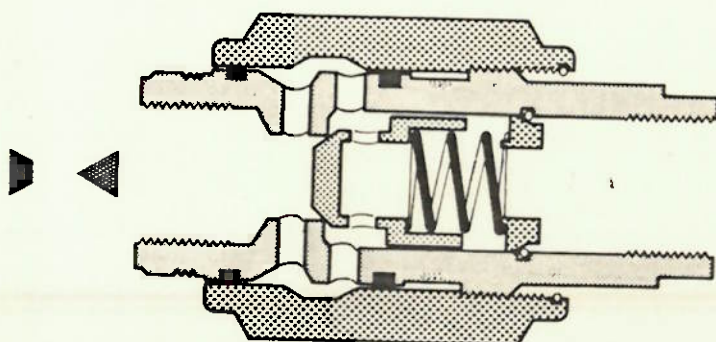
Dimensionamento da unidade: medidas em mm



Atenção!
Não regular durante a pressão

TN	D1	D2	L1	S1	S2	T1	Peso
6	BSP 1/4"	34	65	19	32	12	0,3 kp
(8)	BSP 3/8"	38	65	22	36	12	0,4 kp
10	BSP 1/2"	48	80	27	46	14	0,7 kp
(15)	BSP 3/4"	58	100	32	55	16	1,1 kp
20	BSP 1"	72	110	41	70	18	1,9 kp
(25)	BSP 1. 1/4"	87	130	50	85	20	3,2 kp
30	BSP 1. 1/2"	93	150	60	90	22	4,1 kp

Vista em corte



Válvula redutora de Pressão, Pré-Operada, Tipo DR

HYDRONORMA

TN 16 até 32

Até 315 bar

Até 300 l/min.

 Para montagem sobre placas ou por conexão de rosas,
medidas de conexão conforme DIN 24340.

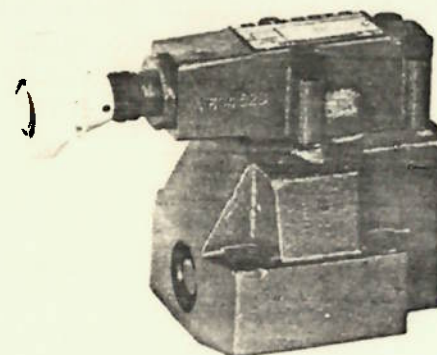
**RP
26891**

Edição: 6.80

Descrição geral.

Válvulas de pressão do tipo DR são válvulas redutoras de pressão pré-operadas e são empregadas para a redução da pressão de um sistema.

Elas são formadas por uma válvula de pré-operação (em forma de construção de assento), uma válvula principal (como válvula êmbolo), uma válvula de retenção e um regulador de vazão não regulável externamente, para o ajuste do fluxo do óleo de comando (no tamanho de válvula 20 e 30).



DR 20 — 1 — 30/...Y

Função: (como redutora de pressão)

Na posição de repouso a válvula está aberta, isto é, o óleo pode passar livremente do canal "B" para o canal "A" através do êmbolo principal (1). A pressão do canal "A" atua ao mesmo tempo na conexão de comando (2), no regulador fixo (12) e também através do gicleur (4) na conexão de comando (3), a qual por sua vez está ligada ao êmbolo principal (1) no lado da mola. Quando a pressão no canal "A" subir acima do valor regulado na mola (5), então abrirá o cone (6), e dará passagem.

O sinal para a abertura do cone (6) vem portanto do canal "A". O óleo de comando no entanto é retirado do canal "B" através da conexão de comando (2).

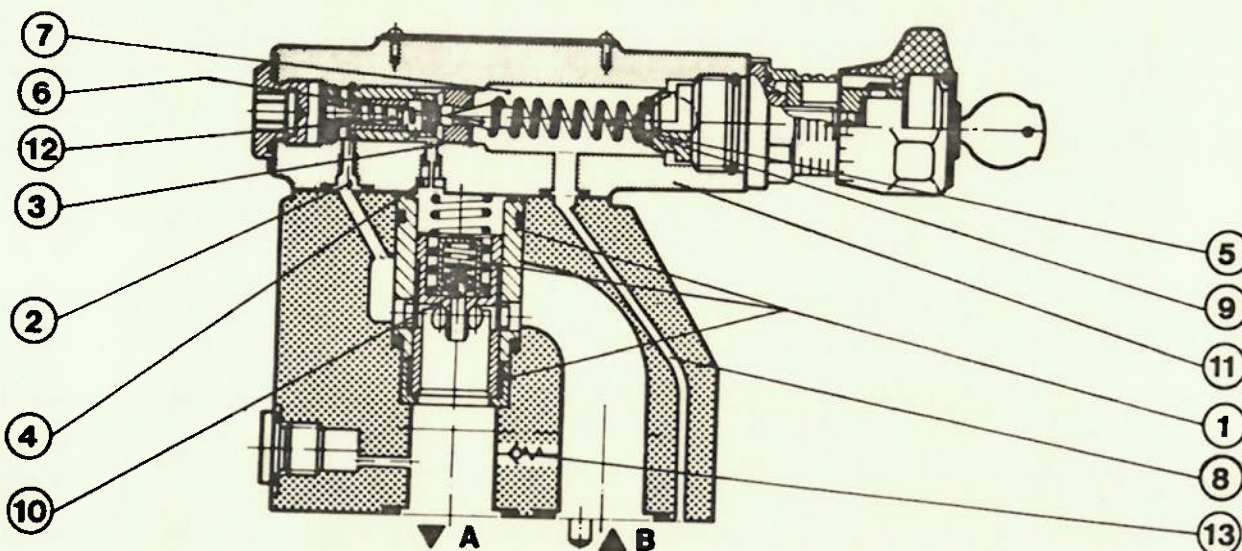
Agora o óleo flui do êmbolo principal (1) do lado da mola, através do gicleur (4) na câmara da mola (7).

Com isto ocorre no êmbolo principal (1) uma queda de pressão.

O êmbolo principal (1) vai para uma posição de regulador e mantém a pressão regulada na mola (5) constante no canal "A".

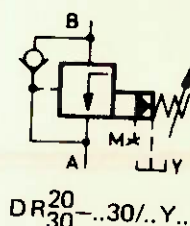
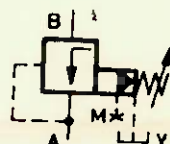
O retorno do óleo de comando da câmara da mola (7), é feito sempre pela conexão (8) ou (9). Para limitar o óleo de comando é previsto nestas válvulas, um regulador constante de vazão (12) no piloto (11). Uma segurança contra excesso de carga (10) evita um aumento excessivo de pressão no canal "A" na vazão $Q=0$.

Para possibilitar retorno livre do canal "A" para o canal "B", pode ser montada uma válvula de retenção (13).



Simbologia

Montagem em placa de ligação


 DR 20
30-...30/Y..

 DR 20
30-...30/YM..

Conexão direta por rosas


 DR 25
30-G-30/YM