Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos

Sistemas hidráulicos e pneumáticos

Roberto Mac Intyer Simões

© 2016 por Editora e Distribuidora Educacional S.A.
Todos os direitos reservados. Nenhuma parte desta publicação poderá ser reproduzida ou transmitida de qualquer modo ou por qualquer outro meio, eletrônico ou mecânico, incluindo fotocópia, gravação ou qualquer outro tipo de sistema de armazenamento e transmissão de informação, sem prévia autorização, por escrito, da Editora e Distribuidora Educacional S.A.

Presidente
Rodrigo Galindo

Vice-Presidente Acadêmico de Graduação e de Educação Básica
Mário Ghio Júnior

Conselho Acadêmico
Alberto S. Santana
Ana Lucia Jankovic Barduchi
Camila Cardoso Rotella
Cristiane Lisandra Danna
Danielly Nunes Andrade Noé
Emanuel Santana
Grasiele Aparecida Lourenço
Lidiane Cristina Vivaldini Olo
Paulo Heraldo Costa do Valle
Thatiane Cristina dos Santos de Carvalho Ribeiro

Revisão Técnica
João Carlos dos Santos

Editorial
Adilson Braga Fontes
André Augusto de Andrade Ramos
Cristiane Lisandra Danna
Diogo Ribeiro Garcia
Emanuel Santana
Erick Silva Griep
Lidiane Cristina Vivaldini Olo

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)

Simões, Roberto Mac Intyer
S593s Sistemas hidráulicos e pneumáticos / Roberto Mac Intyer Simões. – Londrina : Editora e Distribuidora Educacional S.A., 2016.
264 p.

ISBN 978-85-8482-692-6

1. Engenharia hidráulica. I. Título.

CDD 627

2016
Editora e Distribuidora Educacional S.A.
Avenida Paris, 675 – Parque Residencial João Piza
CEP: 86041-100 — Londrina — PR
e-mail: editora.educacional@kroton.com.br
Homepage: http://www.kroton.com.br/

Sumário

Unidade 1 | Fundamentos dos sistemas hidráulicos e pneumáticos 7

Seção 1.1 - Ar comprimido: características, aplicações, principais componentes, produção, preparação e distribuição 9

Seção 1.2 - Princípios básicos de sistemas hidráulicos 24

Seção 1.3 - Normas, diretrizes e simbologia dos sistemas hidráulicos e pneumáticos 36

Seção 1.4 - Perda de carga distribuída e localizada em condutos circulares 49

Unidade 2 | Componentes e aplicações dos sistemas pneumáticos 75

Seção 2.1 - Elementos de comando: válvulas direcionais, de bloqueio, de pressão e de estrangulamento 77

Seção 2.2 - Atuadores pneumáticos 95

Seção 2.3 - Circuitos pneumáticos fundamentais 110

Seção 2.4 - Parâmetros e projetos das instalações pneumáticas 123

Unidade 3 | Fundamentos dos sistemas hidráulicos 147

Seção 3.1 - Fluidos hidráulicos 149

Seção 3.2 - Bombas hidráulicas 162

Seção 3.3 - Motores hidráulicos 176

Seção 3.4 - Reservatórios, tubulações e acessórios 188

Unidade 4 | Componentes e aplicações dos sistemas hidráulicos 205

Seção 4.1 - Válvulas: direcionais, de bloqueio, de pressão e de estrangulamento 207

Seção 4.2 - Atuadores hidráulicos lineares 221

Seção 4.3 - Atuadores hidráulicos rotativos, acumuladores hidráulicos e intensificadores de pressão 234

Seção 4.4 - Parâmetros e projetos das instalações hidráulicas 247

Palavras do autor

Caro aluno,

A pneumática, ramo da Física que estuda o movimento dos gases, é um dos conhecimentos mais antigos do homem. Porém, somente após 1950 foi aproveitada na produção industrial, sendo que, nos dias de hoje, a utilização do ar comprimido para implementar a automação industrial em todos os segmentos dos processos produtivos se tornou indispensável, devido ao aumento da produção, à redução de custos operacionais, à segurança entre outras coisas.

A hidráulica, parte da Física que analisa o comportamento dos fluidos em movimento e em repouso, também é um conhecimento extremamente antigo, que nos permite atualmente transmitir potência e controlar movimentos precisos utilizando fluidos sob pressão, duas aplicações excessivamente utilizadas na indústria moderna.

Devido à importância tecnológica destes conceitos, nesta unidade, conheceremos e compreenderemos os princípios básicos relacionados aos sistemas hidráulicos e pneumáticos, bem como as suas aplicações, com o intuito de habilitá-lo a dimensionar e/ou selecionar os componentes e máquinas hidráulicas e/ou pneumáticas que integram as instalações industriais. Portanto, o objetivo será capacitá-lo a projetar, instalar, implementar e manter sistemas pneumáticos e hidráulicos.

O seu material de estudo e aprendizagem está dividido em quatro unidades da seguinte forma:

Unidade 1: apresenta os fundamentos básicos dos sistemas hidráulicos e pneumáticos, conceituando o universo da hidráulica e do ar comprimido, bem como as normas e simbologia utilizadas. Também faz uma revisão de conceitos importantes de mecânica dos fluidos (perda de carga distribuída e localizada), utilizados no projeto de instalações hidráulicas e pneumáticas.

Unidade 2: mostra os componentes e as aplicações dos sistemas pneumáticos, com o propósito de criarmos circuitos pneumáticos fundamentais, permitindo trabalhar com parâmetros e projetos de instalações pneumáticas.

Unidade 3: expõe os fundamentos dos sistemas hidráulicos, caracterizando os fluidos hidráulicos e os equipamentos e componentes utilizados para gerar as aplicações dos sistemas hidráulicos.

Unidade 4: exibe os componentes e as aplicações dos sistemas hidráulicos, visando frisar os conceitos básicos estudados, permitindo trabalhar com parâmetros e projetos de instalações hidráulicas.

Não se esqueça: "aprender é a única coisa que a mente nunca se cansa, nunca tem medo e nunca se arrepende" (Leonardo da Vinci).

Bons estudos!

Fundamentos dos sistemas hidráulicos e pneumáticos

Convite ao estudo

Caro aluno, nesta unidade aprenderemos as características, aplicações e principais componentes de um sistema de ar comprimido, bem como a sua produção, preparação e distribuição para uso em um setor industrial de uma empresa de pequeno porte, baseando-se em normas, diretrizes e simbologia dos sistemas pneumáticos e do estudo da perda de carga singular e da perda de carga distribuída em condutos circulares para elaborar um relatório técnico científico.

Para trabalhar com os conceitos apresentados nesta unidade, você necessitará de conhecimento na área de mecânica dos fluidos, termodinâmica e hidráulica.

O objetivo principal desta unidade é prepará-lo para elaboração de um relatório técnico que trata do dimensionamento de uma rede de ar comprimido, setor vital de qualquer indústria moderna. Portanto, a Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade é focada exatamente no dimensionamento uma rede de ar comprimido para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

Para confecção do relatório técnico exigido na SR, você deve estar apto a:

- Escolher o compressor, a partir da pressão e vazão requeridas pelo sistema.
- Selecionar o reservatório, de modo a garantir uma reserva de ar comprimido para o sistema.

- Definir acessórios da rede de produção, preparação e distribuição de ar comprimido.

- Planejar um sistema de ar comprimido que atenda às necessidades atuais e futuras.

- Dimensionar uma rede de distribuição de ar comprimido.

- Calcular a perda de carga da rede de ar comprimido e considerações de vazamentos e perdas de potência devido a furos.

- Criar um layout para produção, preparação e distribuição do ar comprimido, utilizando as normas, diretrizes e simbologias de sistemas pneumáticos.

Para isso, serão tratados nas seções desta unidade temas das disciplinas tidas como pré-requisito, como: força, pressão, lei dos gases ideais, Princípio de Pascal, trabalho, energia, potência e vazão. Além disso, serão abordados temas aplicados, como: produção e distribuição do ar comprimido, tipos fundamentais de compressores, reservatório de ar comprimido, distribuição de ar comprimido, unidade de condicionamento do ar comprimido, normas, diretrizes e simbologia dos sistemas pneumáticos e o estudo da perda de carga singular e da perda de carga distribuída em condutos circulares.

Seção 1.1

Ar comprimido: características, aplicações, principais componentes, produção, preparação e distribuição

Diálogo aberto

Caro aluno, o termo pneumática, derivado do grego, é definido como a ciência que estuda os fenômenos físicos dinâmicos relacionados aos gases ou ao vácuo e a utilização do ar comprimido iniciou há vários anos, na fundição de metais. No século III a.C., em Alexandria, foram criadas as primeiras máquinas pneumáticas que temos conhecimento. Após uma grande paralisação, importantes descobertas surgiram nos séculos XVI e XVII, com o estudo de cientistas, como Galileu, Von Guerike, Boyle, Bacon e Torricelli, fundamentando os conceitos estudados até hoje e criando máquinas mais desenvolvidas, possibilitando a utilização do ar comprimido na indústria.

Atualmente, a utilização do ar comprimido para automação de processos é de grande importância tecnológica, sendo este empregado atualmente em toda e qualquer área e setor industrial na indústria moderna.

Sendo assim, nesta seção, vamos resolver parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata do dimensionamento de uma rede de ar comprimido para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A situação-problema desta unidade (SP1) é focada, portanto, em selecionar componentes e acessórios para projetar a rede de produção, preparação e distribuição de ar comprimido da SR proposta.

Para resolvermos a situação-problema, estudaremos os tipos fundamentais de compressores, o reservatório de ar comprimido, as formas de distribuição de ar comprimido e a unidade de condicionamento do ar comprimido, que consiste na filtragem, regulagem de pressão e lubrificação do ar comprimido.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos na elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Implantação da rede de ar comprimido

A implantação de uma rede de ar comprimido em um setor industrial visa tanto o aumento da produção, com investimento relativamente baixo, quanto a redução dos custos operacionais, devido à rapidez dos movimentos pneumáticos e à automação de processos e operações repetitivos.

As vantagens da utilização do sistema pneumático são a robustez dos componentes, que são relativamente insensíveis a vibrações e golpes; a facilidade de implantação; a resistência a ambientes hostis (poeira, atmosfera corrosiva, oscilações de temperatura e umidade); a simplicidade de manipulação dos controles pneumáticos; a segurança (pressões moderadas e baixo risco de explosão) e a redução de acidentes, devido à baixa incidência de fadiga e automação.

A preparação do ar consiste em: compressão; redução da temperatura; remoção de água; remoção de partículas sólidas; controle da pressão e adição de lubrificante. As variáveis importantes na produção, preparação e distribuição de ar comprimido são a pressão, a vazão e o teor de água de partículas sólidas e de óleo.

Elementos de produção de ar comprimido – compressores

Compressores são máquinas hidráulicas utilizadas para elevar a pressão de um certo volume de ar, admitido nas condições atmosféricas, até uma determinada pressão exigida na execução dos trabalhos realizados pelo ar comprimido nos equipamentos consumidores. Os compressores são classificados, segundo seu princípio de funcionamento, como:

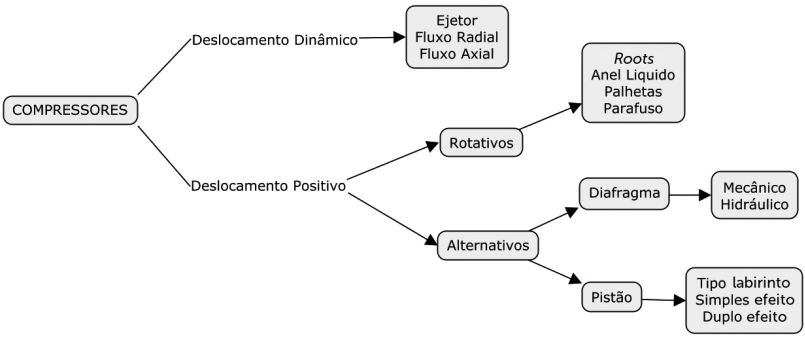
- **Compressor de deslocamento positivo**: utiliza o conceito de redução de volume para aumentar a pressão. O ar é admitido em uma

câmara isolada do meio exterior, na qual seu volume é gradualmente diminuído, processando-se a compressão.

- **Compressor de deslocamento dinâmico**: o aumento da pressão é obtido por meio de conversão de energia cinética em energia de pressão, durante a passagem do ar através do rotor do compressor.

Na Figura 1.1, são apresentados alguns tipos fundamentais de compressores:

Figura 1.1 | Tipos fundamentais de compressores



Fonte: elaborada pelo autor.

Pesquise mais

Para saber mais informações sobre os tipos fundamentais de compressores, leia o material a seguir:

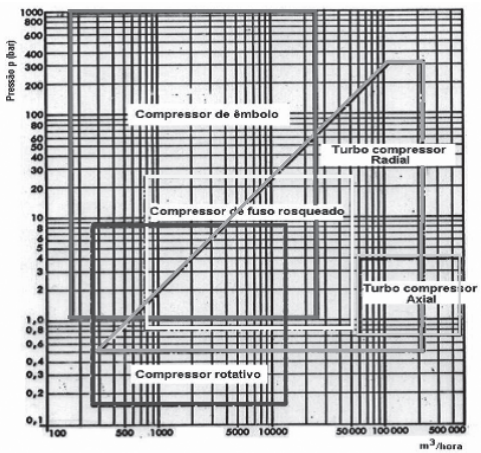
PARKER TRAINING. **Tecnologia pneumática industrial** – Apostila M1001-1 BR. Disponível em: <www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2016.

Além disso, é de suma importância pesquisar sobre o sistema de acionamento do compressor, sua regulagem, o sistema de refrigeração, a manutenção, a preparação do ar comprimido e a localização de montagem.

A seleção de um compressor para utilização na rede de ar comprimido é realizada de acordo com a capacidade do compressor, sendo que a pressão e a vazão de trabalho são variáveis importantes para a sua seleção.

A Figura 1.2 mostra um diagrama para seleção de compressores de acordo com a pressão e vazão de trabalho.

Figura 1.2 | Diagrama de seleção do compressor



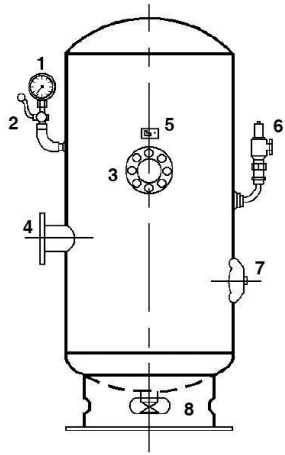
Fonte: Parker Training (2000).

Após a seleção do tipo fundamental de compressor e o dimensionamento do seu tamanho, deve-se utilizar os catálogos dos fabricantes de compressores para escolha de um produto adequado para determinada rede de ar comprimido.

Elementos de produção de ar comprimido – reservatório de ar comprimido

O reservatório possui as funções de armazenar o ar comprimido (sendo uma garantia de reserva quando há momentaneamente alto consumo de ar), resfriar (auxiliando na eliminação do condensado), compensar as flutuações de pressão em todo o sistema de distribuição, estabilizar o fluxo de ar e controlar as marchas dos compressores. A Figura 1.3 apresenta um desenho esquemático de um reservatório com destaque para algumas partes e equipamentos:

Figura 1.3 | Desenho esquemático de um reservatório



Fonte: Parker Training (2000, p. 18)

Legenda da imagem:

1. Manômetro.
2. Válvula de registro.
3. Saída do ar comprimido.
4. Entrada do ar.
5. Placa de identificação.
6. Válvula de alívio.
7. Escotilha para inspeção.
8. Dreno.

Os reservatórios devem ser instalados de maneira tal que os drenos, as conexões e a abertura de inspeção sejam de fácil acesso. O reservatório precisa ser instalado, de preferência, longe dos compressores, na sombra, para facilitar a condensação da umidade e do óleo em suspensão no ar comprimido. O reservatório deve possuir um dreno automático, localizado em seu ponto mais baixo, para fazer a remoção deste condensado acumulado a cada oito horas de trabalho.

Pesquise mais

Para complementar o estudo sobre a produção de ar comprimido, é relevante informar-se lendo o material a seguir:

PARKER TRAINING. **Tecnologia pneumática industrial** – Apostila M1001-1 BR. Disponível em: <www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2016.

Leia o tópico de desumidificação do ar (secagem por refrigeração, por absorção, adsorção), tema extremamente importante para a manutenção do sistema, pois a presença de umidade no ar comprimido é prejudicial a todos os componentes pneumáticos (filtros, válvulas, cilindros, entre outros).

Rede de distribuição de ar comprimido

A rede de distribuição de ar comprimido compreende todas as tubulações que saem da rede de produção e preparação do ar comprimido, e que, unidas, orientam o ar comprimido até os pontos individuais de utilização, passando primeiramente pela unidade de condicionamento. A definição de um layout para a rede de distribuição auxilia na definição do menor percurso do ar comprimido até os consumidores, gerando menores perdas de carga e economia.

Assimile

A rede de distribuição possui duas funções básicas: comunicar a rede de produção e preparação do ar comprimido com os equipamentos consumidores e funcionar como um reservatório, para atender às exigências locais de consumidores intermitentes.

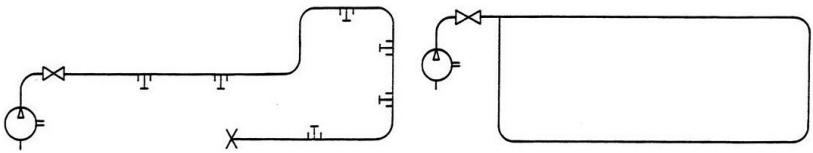
Um sistema de distribuição perfeitamente executado deve apresentar pequena queda de pressão entre o compressor e os consumidores, mantendo a pressão dentro de limites toleráveis, não ter escape de ar, evitando perda de potência e mostrar grande capacidade de separar o condensado.

A distribuição de ar comprimido pode ser realizada das seguintes formas (Figura 1.4):

- **Rede em circuito aberto**: é a forma de distribuição mais simples. Deve ser montada com um declive de 1 a 2% na direção do fluxo, para garantir a eliminação da água que se condensa.

- **Rede em circuito fechado**: é a maneira de distribuição mais utilizada, pois auxilia na manutenção de uma pressão constante, além de proporcionar uma distribuição mais uniforme do ar comprimido para os consumidores intermitentes. Esta forma de distribuição dificulta a separação da umidade, porque o fluxo não possui uma direção preferencial (dependendo do local de consumo, pode circular nas duas direções).

Figura 1.4 | Redes de distribuição em circuito aberto e fechado



Fonte: elaborada pelo autor.

A quantidade de ar perdida através de pequenos furos, acoplamentos com folgas e vedações defeituosas, quando somada, pode ser elevada, evidenciando a importância deste fator nos cálculos. Vazamentos de até 5% da vazão total são tolerados. A tabela a seguir mostra a potência necessária para compressão em relação ao escape do ar, proporcional ao diâmetro do furo.

Tabela 1.1 | Potência de compressão em relação ao escape do ar

Diâmetro do furo			Escape do ar em		Potência necessária para compressão	
			588,36 kPa	85 psi		
Tamanho real	mm	pol	m^3/s	c.f.m	Cv	kW
•	1	3/64	0,001	2	0,4	0,3
●	3	1/8	0,01	21	4,2	3,1
●	5	3/16	0,027	57	11,2	8,3
●	10	3/18	0,105	220	44	33

Fonte: Parker Training (2000, p. 26)

Reflita

Reflita sobre a utilização de válvulas de fechamento na linha de distribuição, as ligações entre os tubos mais utilizadas, o melhor uso de curvas na rede, a faixa de inclinação nas tubulações e o intuito de ter drenos na rede. Pesquise no seguinte material:

PARKER TRAINING. **Tecnologia pneumática industrial** – Apostila M1001-1 BR. Disponível em: <www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2016.

Unidade de condicionamento de ar comprimido (Lubrefil)

O ar comprimido deve sofrer um último condicionamento antes de ser utilizado nos equipamentos consumidores, após passar por todo o processo de produção, preparação e distribuição. Neste caso, o condicionamento do ar comprimido consiste na filtragem, na regulagem da pressão e na lubrificação do ar.

Parâmetros como o grau de filtragem, a isenção de umidade, a estabilidade da pressão de alimentação do equipamento e a lubrificação das partes móveis afetam a vida útil e o funcionamento regular de qualquer componente em um sistema pneumático. Portanto, o uso de uma unidade de conservação é essencial para o sistema. Esta unidade é composta dos seguintes elementos: filtro, válvula reguladora de pressão e lubrificador.

O filtro de ar, que executa a filtragem do ar, é empregado para reter as impurezas suspensas no fluxo de ar e suprimir ainda mais a umidade. Ele atua de duas formas distintas: pela ação da força centrífuga e pela passagem do ar através de um elemento filtrante, geralmente de bronze sinterizado ou malha de nylon.

A válvula reguladora de pressão, que efetua a regulagem de pressão, tem a função de compensar automaticamente o volume de ar requerido pelos equipamentos pneumáticos, manter constante a pressão de trabalho dos consumidores, independentemente das flutuações da pressão na entrada e funcionar como válvula de segurança.

O lubrificador realiza a lubrificação das partes mecânicas internas móveis em contato direto com o ar. Para lubrificação de todos os

componentes da rede de ar comprimido e para evitar depósito de lubrificante ao longo das paredes da linha, as partículas de óleo devem estar em suspensão no fluxo, exigência alcançada com a utilização apropriada do lubrificador.

Pesquise mais

Pesquise sobre o princípio de funcionamento dos filtros de ar e suas características técnicas, bem como sua eficiência e a utilização de drenos para eliminação do condensado. Aproveite e saiba mais sobre o princípio de funcionamento da válvula reguladora de pressão e do lubrificador e suas características técnicas.

PARKER TRAINING. **Tecnologia pneumática industrial** – Apostila M1001-1 BR. Disponível em: <www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2016.

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados na seção sobre compressores, reservatório de ar comprimido, rede de distribuição de ar comprimido e unidade de condicionamento, resolveremos a situação-problema 1 apresentada a seguir:

Você, aluno, estagia em uma empresa de consultoria contratada para dimensionar uma rede de ar comprimido em circuito aberto para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Para preparar o relatório, você deve, primeiramente: selecionar componentes e acessórios para projetar a rede de produção, preparação e distribuição de ar comprimido de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte, considerando o consumo total de ar comprimido requerido pelos atuadores como sendo de 500 m^3/h e pressão de trabalho dos atuadores de 7 bar.

Roteiro de solução:

Primeiramente, resolveremos o compressor do sistema de ar comprimido. Para a correta seleção de um compressor, é necessário saber:

- Os equipamentos pneumáticos utilizados.
- A quantidade destes equipamentos.
- A taxa de utilização (fornecido pelo usuário).
- A pressão de trabalho (dado técnico de catálogo).

A tabela a seguir mostra alguns exemplos de consumo de ar, pressão de trabalho e taxa de utilização de alguns equipamentos industriais.

Tabela 1.2 | Exemplos de consumo de ar

Descrição equipamento	Qde.	Consumo de ar efetivo pcm	Pressão de trabalho lbf/pol²	Taxa de utilização %
Furadeira pneumática	2	8,0	60	25
Lixadeira pneumática	2	12,0	60	40
Pistola pintura	3	6,0	40	30
Guincho pneumático	1	3,0	125	10
Bicos de limpeza	5	6,0	qualquer pressão	10

Fonte: Parker Training. Tecnologia Pneumática Industrial. Apostila M1001 BR, Agosto 2000.

Após o cálculo do consumo total de ar comprimido e da pressão requerida pelo sistema para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte, podemos utilizar o diagrama da Figura 1.2 para selecionar o compressor ou o conjunto de compressores para suprir a demanda de ar requerida.

Assim que a vazão total do sistema for definida, estabeleceremos um fator entre 20% e 50% para futuras ampliações da rede de ar comprimido. Normalmente, selecionamos dois compressores que, somados, atendam à essa vazão. Um terceiro compressor, da mesma capacidade, deve ser adicionado ao sistema, sendo utilizado como stand-by.

Atenção

Catálogos de compressores são utilizados para a escolha do sistema de ar comprimido. Podemos, por exemplo, explorar o fabricante Schulz para

a seleção, em:

SCHULZ. **Compressores**. Disponível em: <http://www.schulz.com.br/pt/site/compressores/produto/index/cod_segmento/37#perfil=37>. Acesso em: 9 jun. 2016.

Após o cálculo do compressor, mediremos o tamanho do reservatório de ar comprimido. A norma PNB 109, da ABNT, recomenda que: "nenhum reservatório deve operar com uma pressão acima da pressão máxima de trabalho permitida, exceto quando a válvula de segurança estiver dando vazão; nesta condição, a pressão não deve ser excedida em mais de 6% do seu valor".

Para um cálculo preliminar e rápido do volume de um reservatório de ar, adota-se a seguinte regra:

Exemplificando

Para compressores de pistão:

Volume do reservatório = 20% da vazão total do sistema medida em m3/min.

- Vazão total = 5 m^3/min
- Volume do reservatório = 20% x 5 m^3/min = 1,0 m^3

Para compressores rotativos:

Volume do reservatório = 10% da vazão total do sistema medida em m3/min.

- Vazão total = 5 m^3/min
- Volume do reservatório = 10% x 5 m^3/min = 0,5 m^3

Para um cálculo mais sofisticado, deve-se considerar a vazão de ar requerida pelo sistema em um determinado intervalo em função do decaimento máximo de pressão aceitável.

Após o cálculo do volume total de armazenamento de ar necessário para o sistema, recomenda-se dividir o reservatório em dois menores, de

igual capacidade, sendo o primeiro instalado logo após o compressor de ar e antes do pré-filtro e o segundo logo após o pós-filtro.

Faça você mesmo

Para complementar o dimensionamento da rede de produção de ar comprimido, você pode selecionar o resfriador posterior e o sistema de secagem do ar comprimido, utilizando o seguinte material:

PARKER TRAINING. **Dimensionamento de redes de ar comprimido** – Apostila M1004 BR. Set. 2006, p. 33-38. Disponível em: <https://lcsimei.files.wordpress.com/2012/09/parker_dimensionamento-de-redes-de-ar-comprimido.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2016

Os catálogos do fabricante sugerido, dentre outros, deverão ser utilizados para selecionar os equipamentos adequados para a aplicação desta situação-problema 1.

Para o dimensionamento da rede de distribuição de ar comprimido, é necessário saber quais e quantos equipamentos serão utilizados no setor industrial da situação-problema 1

A definição do layout é extremamente importante para conseguir a melhor *performance* na distribuição do ar. O layout, desenhado em 2D ou 3D, deve apresentar a rede principal de distribuição, suas ramificações, todos os pontos de consumo, incluindo possíveis futuras aplicações, a pressão destes pontos e a posição de válvulas, conexões, curvaturas, entre outros itens na rede de distribuição. Através do layout, pode-se então definir o menor comprimento da tubulação, acarretando menores perdas de carga e proporcionando economia na distribuição de ar.

Assimile

Para cálculos no dimensionamento da rede de distribuição, como cálculo do diâmetro de tubulações, utilize o assistente para dimensionamento da rede de ar comprimido da empresa Fargon, que mostra o diâmetro interno da tubulação principal de acordo com dados de entrada especificados pelo usuário:

FARGON. **Assistente para dimensionamento da rede de ar comprimido**. Disponível em: <http://www.fargon.com.br/solucoes_on_line.htm>. Acesso em: 9 jun. 2016.

Avançando na prática

Nesta nova situação problema, aprofundaremos o conhecimento na área de produção e preparação de ar comprimido, a fim de selecionar equipamentos auxiliares da rede de ar comprimido não descritos na seção Sem medo de errar!, complementando ainda mais o estudo sobre ar comprimido proposto nesta unidade de ensino.

Seleção de equipamentos auxiliares para produção e preparação de ar comprimido

Descrição da situação-problema

Você, aluno, deve agora selecionar o pré-filtro, o motor acoplado ao compressor, o pós-filtro, o resfriador intermediário, o secador e o resfriador posterior para complementar o relatório técnico exigido na SP1, que trata do dimensionamento da rede de produção, preparação e distribuição de ar comprimido de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

Resolução da Situação-Problema

O motor é utilizado na rede de produção de ar comprimido para fornecer energia ao compressor. Ele pode ser elétrico, de combustão interna, entre outras características. Neste caso, selecionaremos um motor elétrico para o compressor e, para isto, você pode utilizar o catálogo da WEG (http://old.weg.net/br/Media-Center/Central-de-Downloads) para selecionar um motor monofásico que atenda às especificações de entrada do compressor selecionado na SP1.

A seleção do pré-filtro e do pós-filtro depende do tipo de remoção que ele desempenha. Existem filtros de remoção de óleo, remoção de partículas e de remoção de vapor. As tabelas para seleção de filtros da série H, grau 6, encontram-se em:

PARKER TRAINING. **Dimensionamento de redes de ar comprimido** – Apostila M1004 BR. Set. 2006, p. 29-30. Disponível em: <https://lcsimei.files.wordpress.com/2012/09/parker_dimensionamento-de-redes-de-ar-comprimido.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2016

Utilize o catálogo do fabricante sugerido para selecionar os filtros adequados para a aplicação desta SP1.

Assimile

Caro aluno, para a melhor escolha do sistema de tratamento de ar, estude mais sobre contaminantes em:

PARKER TRAINING. **Dimensionamento de redes de ar comprimido** – Apostila M1004 BR. Set. 2006, p. 29-30. Disponível em: <https://lcsimei.files.wordpress.com/2012/09/parker_dimensionamento-de-redes-de-ar-comprimido.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2016

O secador mais utilizado é o secador por refrigeração, no qual o ar comprimido é submetido a uma temperatura baixa nos resfriadores, ocorrendo a condensação da umidade do ar, retirada do sistema pelo dreno do separador instalado no secador.

Faça você mesmo

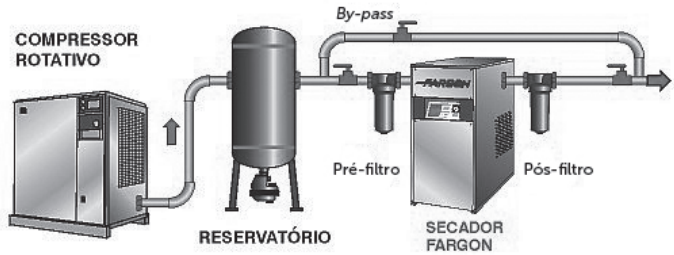
Como sugestão para facilitar a seleção, leia sobre o assistente de escolha para tratamento de ar comprimido, da empresa Fargon:

FARGON. **Assistente de escolha para tratamento de ar comprimido**. Disponível em: <http://www.fargon.com.br/solucoes_on_line.htm>. Acesso em: 9 jun. 2016.

A partir de dados de entrada especificados pelo usuário, selecione secadores de ar comprimido por refrigeração, filtros coalescentes e resfriadores posteriores para o adequado tratamento de ar comprimido.

Ao final do processo de utilização do assistente de escolha para tratamento de ar comprimido, ele nos mostra uma relação dos equipamentos selecionados e envia uma sugestão de layout para instalação dos equipamentos, como mostra a Figura 1.5.

Figura 1.5 | Layout para instalação dos equipamentos auxiliares



Fonte: FARGON (on-line).

Faça valer a pena

1. O compressor é um equipamento utilizado na produção de ar comprimido que converte:

a) Energia mecânica em energia atômica.
b) Energia mecânica em energia elétrica.
c) Energia pneumática em energia mecânica.
d) Energia pneumática em energia potencial.
e) Energia mecânica em energia pneumática.

2. Quais tipos de compressores de ar comprimido são os mais utilizados na indústria?

a) Compressor de palhetas e compressor diafragma.
b) Compressor de pistão e compressor de parafuso.
c) Compressor de fluxo radial e compressor de palhetas.
d) Compressor de palhetas e compressor de pistão.
e) Compressor de parafuso e compressor de fluxo axial.

3. As impurezas e o condensado captados pelo compressor na sucção do ar devem ser:

a) Recolhidos em um reservatório para reciclagem.
b) Separados do ar comprimido por serem contaminantes prejudiciais ao sistema.
c) Usados no final de curso de um cilindro em avanço.
d) Filtrados e condensados após passarem nas válvulas direcionais.
e) Drenados no reservatório de ar comprimido.

Seção 1.2

Princípios básicos de sistemas hidráulicos

Diálogo aberto

Caro aluno, o termo Hidráulica, derivado do grego, é definido como a ciência que estuda os fenômenos físicos de fluidos em movimento e em repouso, utilizando-se das leis de conservação de massa, de movimento e de energia para estudar variáveis importantes do escoamento, como a pressão, a vazão, a temperatura, a viscosidade, a perda de carga, entre outras. A hidráulica pode ser dividida em duas grandes áreas: a hidrostática, que estuda líquidos em repouso (teorias como a variação da pressão em um fluido em estático, a teoria da manometria, a teoria de forças hidrostáticas em superfícies submersas, a teoria do empuxo, entre outras) e a hidrodinâmica, que estuda os líquidos em movimento (teoria da vazão, teorema de transporte de Reynolds, equação de Bernoulli, entre outras).

Os sistemas hidráulicos são necessários principalmente quando precisamos multiplicar uma força a ser aplicada, utilizando-se de um líquido sob pressão para tal finalidade. As principais características de sistemas hidráulicos são: elevado custo inicial; baixa relação peso/potência; movimentos rápidos controlados e movimentos de precisão extremamente lentos; armazenamento simples de energia através de acumuladores hidráulicos; sistema autolubrificante; possibilidade de poluição ambiental devido a vazamentos; perigo de incêndio devido ao fluido de trabalho ser inflamável.

A automação e o controle de processos e operações repetitivas utilizam sistemas nos quais o trabalho humano é substituído por máquinas, instrumentos, processos de trabalho, ferramentas, etc., visando melhorar a qualidade do produto, aumentar a produção, dentre outras. Com esta finalidade, sistemas hidráulicos e pneumáticos são largamente utilizados na indústria moderna.

Sendo assim, a situação-problema desta unidade (SP2) consiste em trabalhar com os conceitos e os princípios básicos de sistemas

hidráulicos estudados nesta seção, para esquematizar um sistema hidráulico simples, utilizando componentes como bombas e motores hidráulicos, reservatórios hidráulicos, acumuladores hidráulicos, válvulas e atuadores hidráulicos.

Para resolvermos a situação-problema 2, estudaremos os conceitos e os princípios básicos de sistemas hidráulicos, bem como o fluido hidráulico, a classificação desses sistemas, o reservatório, as bombas e motores, o acumulador, o intensificador de pressão, todas as válvulas utilizadas e os atuadores.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos na elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Conceitos e princípios básicos

Para compreendermos os conceitos e os princípios dos sistemas hidráulicos, bem como suas aplicações, precisamos ter em mente algumas ideias. Portanto, revisaremos alguns tópicos estudados nas disciplinas básicas de engenharia.

Força é definida como qualquer causa que tende a produzir ou modificar o movimento de um corpo material, dada em Newton (N). Devido à inércia, um corpo em repouso tende a permanecer em repouso e um corpo em movimento tende a permanecer em movimento, até ser atuado por uma força externa, modificando seu movimento.

Pressão é definida como uma força normal aplicada a um plano, dada em N/m2, Pascal (Pa) ou bar e seus múltiplos. A pressão manométrica é a diferença entre a pressão absoluta e pressão atmosférica, ou seja, é uma escala de pressão que utiliza a pressão atmosférica como referência.

A lei de Pascal afirma que: "a pressão exercida em um líquido estático confinado atua em todos os sentidos e direções, com a mesma intensidade, exercendo forças iguais em áreas iguais", princípio que

embasa o conceito da transmissão de energia hidráulica - multiplicação de força (PASCAL, 2005, p. 9).

Vazão volumétrica é dada pelo volume de fluido escoado por unidade de tempo, ou também pode ser pelo produto entre a velocidade média do escoamento e a área de seção transversal da tubulação, calculada em m3/h ou l/min e seus múltiplos. A vazão mássica é, portanto, a vazão volumétrica multiplicada pela massa específica do fluido (também chamada de densidade).

A equação da continuidade mostra que a vazão volumétrica em dois pontos distintos do escoamento é sempre a mesma se o fluido for incompressível.

Já a lei da conservação da energia dispõe que a energia não pode ser criada nem destruída, mas pode ser convertida entre as possíveis formas existentes (energia potencial, cinética e de pressão), sendo, portanto, a energia mecânica total em um ponto qualquer dada pela soma da energia potencial, cinética e de pressão. Para fluidos incompressíveis, escoando sem atrito (fluido invíscido) e em regime permanente, a equação de Bernoulli afirma que a energia mecânica total do fluido é constante em qualquer ponto do escoamento.

Fluido hidráulico

O fluido hidráulico tem como função principal transmitir energia de pressão, além de lubrificar todas as partes móveis do sistema, dissipar o calor gerado, remover partículas sólidas e vedar folgas entre peças em movimento. O mais comumente utilizado é o fluido à base de petróleo, que contém aditivos que adicionam características apropriadas para cada aplicação desejada. Devido à característica inflamável do fluido proveniente do petróleo, foram desenvolvidos vários fluidos resistentes ao fogo, como: a emulsão de óleo em água (1 a 40% de óleo), a emulsão de água em óleo (60% de óleo), o fluido de água-glicol (também anticongelante) e o fluido sintético.

Reflita

O índice de viscosidade (IV) do fluido hidráulico nos indica como a viscosidade varia em relação à temperatura. Um fluido com alto IV,

indicado para sistemas hidráulicos, é um fluido na qual a viscosidade não varia muito com a mudança da temperatura.

Os aditivos do fluido hidráulico são: os inibidores de oxidação (a oxidação ocorre pela alta temperatura de utilização do óleo, catalisadores metálicos e pela presença de oxigênio, ocasionando um aumento na viscosidade do fluido e diminuição da capacidade de lubrificação), os inibidores de corrosão (que protegem as superfícies do metal, neutralizando os materiais corrosivos formados), os aditivos de extrema pressão ou antidesgaste (utilizados em aplicações com alta temperatura e pressão) e os aditivos antiespumantes (não permitem a formação de bolhas de ar, que diminuem a lubrificação do sistema).

Classificação dos sistemas hidráulicos

Os sistemas hidráulicos são constituídos de três tipos básicos de sistemas:

1. Sistema de conversão primária: gerador do sistema hidráulico, composto do reservatório, filtros, bombas, motor, acumuladores, intensificadores de pressão, entre outras.

2. Sistema de comando e controle: distribuidor do sistema hidráulico, constituído por válvulas controladoras de vazão, de pressão e direcionais.

3. Sistema de aplicação de energia: consumidor do sistema hidráulico, formado pelos atuadores (cilindros, motores hidráulicos e osciladores).

Os sistemas hidráulicos podem ser classificados:

- De acordo com a pressão nominal: pressão (0 a 14 bar), média pressão (14 a 35 bar), média-alta pressão (35 a 84 bar), alta pressão (84 a 210 bar) e extra-alta pressão (acima de 210 bar).

- De acordo com a aplicação: pressão contínua e pressão intermitente.

- Quanto ao tipo de bomba: vazão constante ou variável.

• Quanto ao controle de direção: controlados com válvulas de uma via ou de duas vias (com bombas reversíveis).

Reservatório hidráulico

A função do reservatório é conter ou armazenar o fluido do sistema hidráulico. Ele contém as linhas de sucção e retorno e os drenos, o indicador de nível de óleo, as tampas para respiradouro, enchimento e limpeza, e a placa defletora, que faz a separação do fluido da linha de sucção e da linha de retorno. Portanto, quando o fluido retorna ao reservatório, devido à ação da placa defletora, as impurezas sedimentam, o ar é retirado pelo respiradouro e o calor é dissipado antes de voltar à linha de sucção. Os tipos de reservatórios são: em forma de L, convencional e suspenso.

Pesquise mais

Pesquise sobre os resfriadores (resfriador a ar e a água), elementos filtrantes (elementos de filtro de profundidade e do tipo de superfície) e os tipos de filtragem existentes (filtros de sucção interno e externo, filtro de pressão e filtro de linha de retorno) no material a seguir:

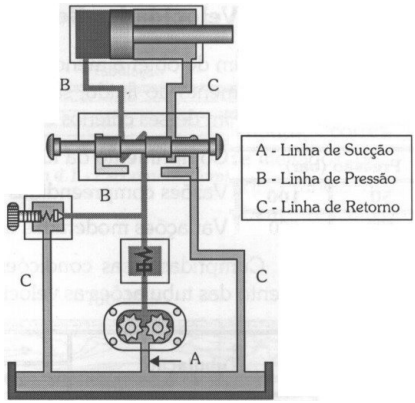
PARKER TRAINING. **Tecnologia hidráulica industrial** – Apostila M2001-1 BR. Jul. 1999, p. 16-27. Disponível em: <http://unedserra-ehp.tripod.com/m_2001_1.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2016.

O reservatório hidráulico apresentado nesta seção será estudado mais detalhadamente na Unidade 3, seção 4.

Bombas e motores hidráulicos

As bombas são utilizadas em sistemas hidráulicos para converter energia mecânica em hidráulica de pressão, inserindo energia no sistema e aumentando a energia total do fluido de trabalho. No sistema gerador, o fluido hidráulico contido no reservatório entra no sistema pela linha de sucção, a uma baixa pressão, passa pela bomba hidráulica, onde adquire energia de pressão, alimenta o sistema pela linha de pressão, após sair da bomba a uma pressão mais alta e é redirecionado para o reservatório pela linha de retorno, como mostra a Figura 1.6. Em um circuito hidráulico, podemos utilizar o fluxo de saída da bomba em série ou em paralelo, para proveito posterior nos atuadores hidráulicos.

Figura 1.6 | Circuito hidráulico



Fonte: Fialho (2014).

As bombas são classificadas em dois tipos básicos: hidrodinâmicas (também chamadas de turbo-bombas ou máquinas de fluxo) e hidrostáticas (conhecidas também como bombas volumétricas ou de deslocamento positivo).

No projeto e dimensionamento de bombas hidráulicas, utilizamos bombas hidrostáticas, que produzem fluxos de forma pulsativa, porém sem variação de pressão no sistema. As bombas hidrostáticas se dividem em três tipos:

- **Bomba de engrenagens**: formada por um par de engrenagens acopladas (uma motora e outra movida) que gira dentro da carcaça, transportando o fluido da sucção até a descarga entre os seus dentes. As engrenagens estão divididas em: externas, internas, de lóbulos e do tipo gerotor.

- **Bomba de palhetas**: constituída de um rotor provido de ranhuras, nas quais as palhetas montadas sobre as guias deslizam durante o movimento de rotação, excêntrico em relação à carcaça. O fluido aspirado é ligeiramente comprimido ao longo do percurso do rotor, até a saída da bomba. Existem bombas de palhetas dos tipos: balanceadas e de deslocamento variável.

- **Bomba de pistões**: nesta bomba, o conjunto gira em um pivô estacionário por dentro de um anel ou rotor. Conforme o conjunto

gira, a força centrífuga faz com que os pistões sigam o controle do anel, excêntrico em relação ao bloco de cilindros. O deslocamento de fluido depende do tamanho e do número de pistões no conjunto, bem como do curso deles. São do tipo: radial e axial.

O motor hidráulico é um atuador rotativo, cuja função básica é converter a energia hidráulica de pressão em energia mecânica de rotação sob a forma de torque e rotação. Construtivamente, os motores são idênticos a uma bomba, mas executam uma aplicação inversa de uma bomba. São classificados como: motores de vazão fixa (de engrenagens, de palhetas e de pistões radiais e axiais) e motores de vazão variável (de palhetas e de pistões radiais e axiais).

Assimile

As bombas hidráulicas e os motores hidráulicos apresentados nesta seção serão estudados mais detalhadamente na Unidade 3, Seções 2 e 3, respectivamente.

Acumulador hidráulico e intensificador de pressão

Os fluidos utilizados em sistemas hidráulicos são tratados como incompressíveis, diferentemente do ar, que pode ser comprimido para ser armazenado no reservatório de ar comprimido, para posterior utilização nos sistemas pneumáticos. Sendo assim, foram desenvolvidos os acumuladores hidráulicos, capazes de armazenar fluidos incompressíveis sob pressão, para eventual utilização no sistema hidráulico, tal como: compensar vazamentos; trabalhar como uma fonte de potência auxiliar e de emergência; compensar a expansão térmica e de volume; eliminar pulsações e absorver choques; fornecer fluido.

Exemplificando

Existem três tipos de acumuladores hidráulicos: com peso (que agem pela força da gravidade), de mola e acumuladores com gás (subdivididos em acumuladores com separação – de pistão, de diafragma e do tipo bexiga – e sem separação). O mais utilizado em sistemas hidráulicos é o acumulador a gás do tipo bexiga.

Os intensificadores de pressão, também conhecidos como *boosters*, elevam a pressão de um fluido de baixa pressão para uma alta pressão. Seu funcionamento fundamenta-se no conceito de relação de áreas, ou seja, a intensificação da pressão ocorre sem adição de potência ao sistema.

OS acumuladores hidráulicos e intensificadores de pressão apresentados nesta seção serão estudados mais detalhadamente na Unidade 4, seção 3.

Válvulas

As válvulas, que compõem o sistema distribuidor do circuito hidráulico, servem para controlar a pressão do fluido, a direção do escoamento de fluido e a vazão de fluido requerida em uma determinada aplicação. Portanto, as válvulas são úteis em sistemas hidráulicos para limitar a pressão máxima de um sistema, regular a pressão em certas partes dos circuitos, dentre outros.

As válvulas controladoras de pressão têm como função influir na pressão (limitar, regular, reduzir ou interromper) em um determinado componente ou ramo de um circuito. São divididas em: limitadora de pressão, de sequência de pressão e redutora de pressão.

As válvulas controladoras de vazão têm como função regular a velocidade dos atuadores lineares e rotativos. Podem ser do tipo: redutora de vazão e reguladora de vazão.

As válvulas de bloqueio impedem o fluxo do fluido hidráulico em um sentido, permitindo o fluxo livre no sentido contrário. São classificadas como: de retenção simples, de retenção com desbloqueio hidráulico, de retenção pilotada geminada e de sução e preenchimento.

As válvulas direcionais, também conhecidas como distribuidores, são responsáveis pelo direcionamento do fluido dentro do sistema, possibilitando o avanço ou o recuo dos atuadores lineares, acionamento ou inversão de atuadores rotativos, desviando e direcionando o fluxo de fluido hidráulico para onde for necessário. Para identificar uma válvula direcional, devemos considerar o número de posições e de vias, a posição normal em que se encontram seus elementos quando ela não está acionada e o tipo de acionamento (por força muscular, mecânica, pneumática, hidráulica ou elétrica).

As válvulas apresentadas nesta seção serão estudadas mais detalhadamente na Unidade 4, Seção 2.

Atuadores hidráulicos

Os atuadores hidráulicos são os elementos consumidores do sistema hidráulico, compondo o sistema de aplicação de energia. Os atuadores convertem a energia hidráulica de pressão em energia mecânica e são classificados em: atuadores lineares (cilindro hidráulico, subdividido em: de simples ação, com retorno com mola, martelo, de dupla ação, de haste dupla, telescópico, duplex e em tandem) e atuadores rotativos (oscilador hidráulico e motor hidráulico). Os atuadores apresentados nesta seção serão estudados mais detalhadamente na Unidade 4, Seção 3.

Sem medo de errar

Com o conhecimento da teoria abordada nesta seção sobre conceitos e princípios básicos de sistemas hidráulicos, fluido hidráulico, classificação dos sistemas hidráulicos, reservatório hidráulico, bombas e motores hidráulicos, acumulador hidráulico e intensificador de pressão, válvulas e atuadores hidráulicos, resolveremos a situação-problema 2 apresentada a seguir:

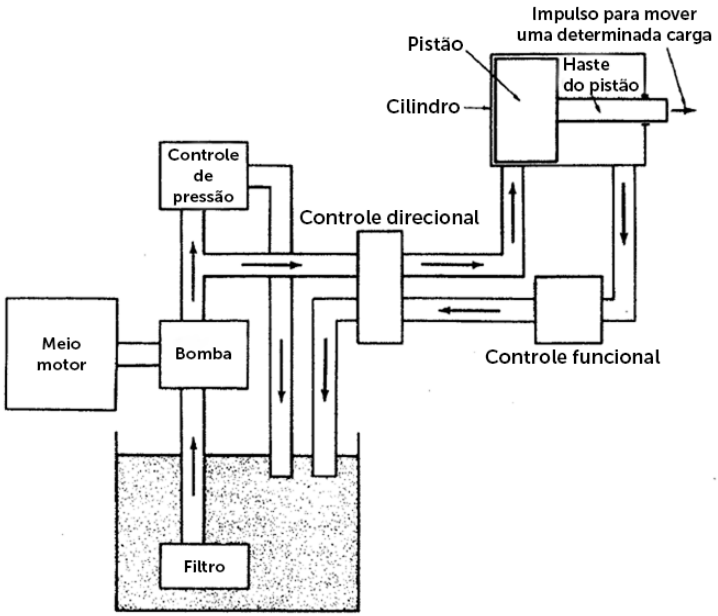
Na situação-problema anterior, você apresentou o dimensionamento de uma rede de produção, preparação e distribuição de ar comprimido, com seus componentes e acessórios. Nesta situação-problema 2, que trabalha com os conceitos e os princípios básicos de sistemas hidráulicos estudados, você esquematizará um sistema hidráulico simples, utilizando os componentes apresentados nesta seção, como bombas e motores hidráulicos, reservatório, acumulador hidráulico, válvulas e atuadores. Apresente o sistema hidráulico proposto em desenho 2D.

Roteiro de solução:

Como exemplo de solução da situação-problema 2, temos um circuito hidráulico básico ilustrado na Figura 1.7. Os sistemas de conversão primária (reservatório, bomba, motor), de distribuição e controle (válvula controladora de vazão, de pressão e direcionais)

e de aplicação de energia (cilindro linear) estão bem definidos e apresentados nesta figura.

Figura 1.7 | Circuito hidráulico básico



Fonte: Stewart (2002, p.12).

Avançando na prática

Nesta situação-problema, aprofundaremos o conhecimento na área de hidráulica, a fim de melhorar a solução da SP2 apresentada na seção Sem medo de errar, complementando ainda mais o estudo sobre hidráulica proposto nesta unidade de ensino.

Simbologia dos componentes de um circuito hidráulico básico

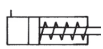
Descrição da situação-problema

Visando melhorar o desenho do circuito hidráulico proposto na situação-problema 2, você, aluno, deve pesquisar sobre a simbologia dos componentes utilizados no sistema hidráulico, colocando o desenho dentro das normas e diretrizes de sistemas hidráulicos.

Resolução da situação-problema

A Tabela 1.3 a seguir nos mostra a simbologia utilizada para os componentes que compõem o circuito hidráulico proposto na situação-problema 2, segundo as normas NBR 8896 e NBR 8897. Com esta nova situação-problema, estudamos todos os tópicos sobre circuitos hidráulicos, terminando a introdução aos sistemas hidráulicos.

Tabela 1.3 | Simbologia utilizada para alguns componentes hidráulicos

Componente	Simbologia
Reservatório simples	
Filtro	
Bomba hidrostática com um sentido de fluxo	
Motor elétrico	
Válvula redutora de vazão ajustável	
Válvula de alívio de pressão de simples estágio	
Válvula direcional 3/2 vias acionada por pressão	
Cilindro linear de simples ação com retorno por mola	

Fonte: elaborada pelo autor.

Faça valer a pena

1. Quais são as desvantagens de utilizar um sistema hidráulico na indústria moderna?

a) Elevado custo inicial, movimentos de precisão lentos e sistema autolubrificante.
b) Baixa relação peso/potência, possibilidade de poluição ambiental devido a vazamentos e perigo de incêndio devido ao fluido de trabalho ser inflamável.
c) Elevado custo inicial, movimentos de precisão lentos e sistema autolubrificante.

d) Baixa relação peso/potência, possibilidade de poluição ambiental devido a vazamentos e perigo de incêndio devido ao fluido de trabalho ser inflamável.
e) Elevado custo inicial, possibilidade de poluição ambiental devido a vazamentos e perigo de incêndio devido ao fluido de trabalho ser inflamável.

2. Quanto ao conceito de fluido hidráulico, é correto afirmar que:

a) É qualquer substância gasosa capaz de escoar, assumindo o volume do recipiente que a contém.
b) É qualquer substância liquida capaz de escoar, assumindo o volume do recipiente que a contém.
c) É qualquer substância com mistura de fases capaz de escoar, assumindo o volume do recipiente que a contém.
d) É qualquer substância capaz de escoar, assumindo o volume do recipiente que a contém.
e) É qualquer substância sólida.

3. Quanto à classificação dos sistemas hidráulicos, quais são os utilizados, em ordem de ocorrência, no sistema:

a) Sistema de aplicação de energia, sistema de conversão primária e sistema de distribuição e controle.
b) Sistema de distribuição e controle, sistema de aplicação de energia e sistema de conversão primária.
c) Sistema de produção de energia, sistema de conversão primária e sistema de distribuição e controle.
d) Sistema de conversão primária, sistema de distribuição e controle e sistema de aplicação de energia.
e) Sistema de distribuição e controle, sistema de conversão primária e sistema de aplicação de energia.

Seção 1.3

Normas, diretrizes e simbologia dos sistemas hidráulicos e pneumáticos

Diálogo aberto

Caro aluno, para padronizar os diagramas esquemáticos de circuitos hidráulicos e pneumáticos, as normas, diretrizes e simbologia foram criadas. Existem várias normas, utilizadas até os dias de hoje, todas fundamentadas nas normas da ANSI (American National Standards Institute), como as normas ISO (International Organization for Standardization): ISO 1219, ISO 1929; DIN (German Institute for Standardization): DIN 40713, DIN 40718; ABNT NBR (Associação Brasileira de Normas Técnicas): ABNT NBR 8896/1985, ABNT NBR 8897/1985, dentre outras. Além de padronizar os diagramas esquemáticos dos circuitos hidráulicos e pneumáticos, as diferentes simbologias são utilizadas para facilitar a visualização e o entendimento dos circuitos hidráulicos e pneumáticos para projetistas, instaladores, engenheiros de manutenção e até mesmo engenheiros de vendas.

Os diagramas esquemáticos podem também ser descritos sem a utilização dos símbolos padronizados pela ANSI, como os com símbolos em blocos (atualmente pouco utilizados, devido à dificuldade em visualizar a ação interna de cada componente inserido em um bloco) e os diagramas com símbolos em seção transversal (em que os componentes são mostrados em uma vista em corte transversal – diagrama muito mais fácil de compreender, mas que demanda muito mais tempo para desenhar um circuito complicado).

Sendo assim, nesta seção resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata do dimensionamento de uma rede de ar comprimido para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A situação-problema desta unidade (SP3) estará focada em esquematizar o *layout* da rede de produção, preparação e distribuição de ar comprimido, utilizando as normas, diretrizes e simbologias de

sistemas pneumáticos, valendo-se das informações encontradas nas situações-problemas anteriores da SR proposta nesta unidade de ensino.

Para resolvermos a situação-problema 3, estudaremos as normas, diretrizes e simbologias de sistemas pneumáticos e hidráulicos, dividindo a seção em duas partes: símbolos gráficos para sistemas e componentes pneumáticos e símbolos gráficos para sistemas e componentes hidráulicos.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos na elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

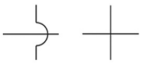
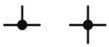
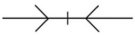
Bom estudo!

Não pode faltar

Símbolos gráficos para sistemas e componentes hidráulicos e pneumáticos

Caro aluno, existem símbolos básicos utilizados em sistemas hidráulicos em pneumáticos. Estes símbolos, listados na Tabela 1.4, são usados para ilustrar ligações, trajetórias de fluxo e funções de componentes, além de instrumentos de medição aplicados nestes sistemas. Os símbolos gráficos não compõe os diagramas esquemáticos para indicar a posição nem a construção de circuitos e de equipamentos, bem como indicar valores de trabalho, como pressão, vazão etc, sendo esta a função do layout.

Tabela 1.4 | Exemplos de símbolos básicos de sistemas hidráulicos e pneumáticos

Componente	Simbologia
Duto principal ou tubulação (linha de trabalho)	
Linha de comando (ajustagem e regulagem)	
Duto flexível	
Conector	
Indicador de direção de fluxo	
Cruzamento	
Junção	
Plugue	
Engate rápido com abertura mecânica	
Manômetro	
Termômetro	
Rotâmetro (medidor de fluxo)	

Fonte: elaborada pelo autor.

Símbolos gráficos para sistemas e componentes pneumáticos

Como visto na Seção 1, desta unidade de ensino, o sistema pneumático pode ser dividido nos seguintes sistemas: produção, preparação e distribuição do ar comprimido, além dos elementos consumidores de ar comprimido, que ainda não foram estudados.

Atenção

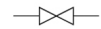
Uma tabela mais completa de símbolos de componentes utilizados em sistemas pneumáticos pode ser encontrada em:

FIALHO, A. B. **Automação pneumática**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 7. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 271-283.

a) Elementos de produção de ar comprimido e rede de distribuição de ar comprimido

Os sistemas de produção e distribuição de ar comprimido são compostos basicamente pelos seguintes componentes: compressor, motor, reservatório de ar comprimido, purgador com dreno, filtro, resfriador intermediário, secador, resfriador posterior e válvula de fechamento. A Tabela 1.5 indica a simbologia utilizada para alguns exemplos de componentes aplicados nos sistemas de produção e distribuição de ar comprimido.

Tabela 1.5 | Exemplos de componentes aplicados nos sistemas de produção e distribuição de ar comprimido.

Componente	Simbologia
Compressor de deslocamento fixo	
Motor	
Reservatório de ar comprimido	
Purgador com dreno manual	
Filtro de ar	
Resfriador (intermediário ou posterior)	
Secador de ar	
Válvula de fechamento	

Fonte: Elaborada pelo autor.

b) Unidade de condicionamento de ar comprimido (Lubrefil)

A unidade de condicionamento de ar comprimido é formada pelos seguintes componentes: filtro de ar, válvula reguladora de pressão e lubrificador. A Tabela 1.6 nos mostra a simbologia utilizada para alguns exemplos destes componentes.

Atenção

Caro aluno, com o intuito de avançar os estudos sobre válvulas, pesquise sobre os meios de acionamento de válvulas pneumáticas em:

FIALHO, A. B. **Automação pneumática**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 7. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 279.

Tabela 1.4 | Exemplos de símbolos básicos de sistemas hidráulicos e pneumáticos

Componente	Simbologia
Filtro de ar	
Válvula reguladora de pressão com escape	
Lubrificador	

Fonte: elaborada pelo autor.

c) Elementos consumidores de ar comprimido

Os elementos consumidores de ar comprimido podem ser divididos em: atuadores lineares (também chamados de cilindros) e atuadores rotativos (motor pneumático e oscilador). A Tabela 1.7 exprime a simbologia utilizada para alguns exemplos destes elementos consumidores de ar comprimido.

Tabela 1.6 | Exemplos de componentes de uma unidade de condicionamento de ar comprimido

Componente	Simbologia
Cilindro simples ação com retorno por mola	
Cilindro de dupla ação com haste simples	
Cilindro telescópico	
Motor pneumático rotativo com deslocamento variável	
Oscilador	

Fonte: elaborada pelo autor.

Pesquise mais

Os atuadores lineares são padronizados de acordo com o diâmetro do cilindro, o diâmetro da haste e a pressão do ar utilizada no cilindro. Pesquise sobre a tabela de Cilindros Normalizados ISO Parker:

FIALHO, A. B. **Automação pneumática**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 7. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 294.

Símbolos gráficos para sistemas e componentes hidráulicos

Como visto na Seção 1.2 desta unidade de ensino, o sistema hidráulico pode ser dividido em três sistemas básicos: de conversão primária, de comando e controle e sistema de aplicação de energia.

Assimile

Uma tabela mais completa de símbolos de componentes utilizados em sistemas hidráulicos pode ser encontrada em:

FIALHO, A. B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 253-257.

d) Sistema de conversão primária

O sistema de conversão primária é constituído pelos seguintes componentes: reservatório, filtros, bombas, motor, acumuladores hidráulicos, intensificadores de pressão, entre outros. A Tabela 1.8 mostra a simbologia utilizada para alguns exemplos de elementos do sistema de conversão primária.

Tabela 1.8 | Exemplos de símbolos de elementos do sistema de conversão primária

Componente	Simbologia
Reservatório de óleo	
Filtro de óleo	
Bomba simples com deslocamento variável	

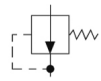
Motor	
Acumulador hidráulico	
Intensificador de pressão	

Fonte: elaborada pelo autor.

e) Sistema de comando e controle

O sistema de comando e controle é formado pelos componentes: válvulas controladoras de vazão, válvulas controladoras de pressão e válvulas direcionais. A Tabela 1.9 apresenta a simbologia utilizada para alguns exemplos de elementos que compõem o sistema de comando e controle.

Tabela 1.9 | Exemplos de símbolos de elementos do sistema de comando e controle

Componente	Simbologia
Válvula controladora de vazão (estranguladora)	
Válvula controladora de pressão	
Válvula de bloqueio	
Válvula direcional 3/2 vias	

Fonte: Elaborada pelo autor.

f) Sistema de aplicação de energia

O sistema de aplicação de energia é formado pelos seguintes componentes: atuadores lineares (também chamados de cilindros) e atuadores rotativos (motor pneumático e oscilador), análogos aos componentes utilizados em sistemas pneumáticos. A Tabela 1.10 retrata a simbologia utilizada para alguns exemplos de elementos que compõem o sistema de aplicação de energia.

Tabela 1.10 | Exemplos de símbolos do sistema de aplicação de energia

Componente	Simbologia
Cilindro simples ação com avanço por mola	
Cilindro de dupla ação com haste dupla	
Motores hidráulicos rotativos com deslocamento fixo	
Oscilador hidráulico	

Fonte: Elaborada pelo autor.

Pesquise mais

Os atuadores lineares são padronizados de acordo com o diâmetro do cilindro, diâmetro da haste e a pressão do ar utilizada no cilindro. Pesquise sobre a tabela de cilindros normalizados ISO/TC 39/SC 1N.5. em:

FIALHO, A. B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 249.

Sem medo de errar

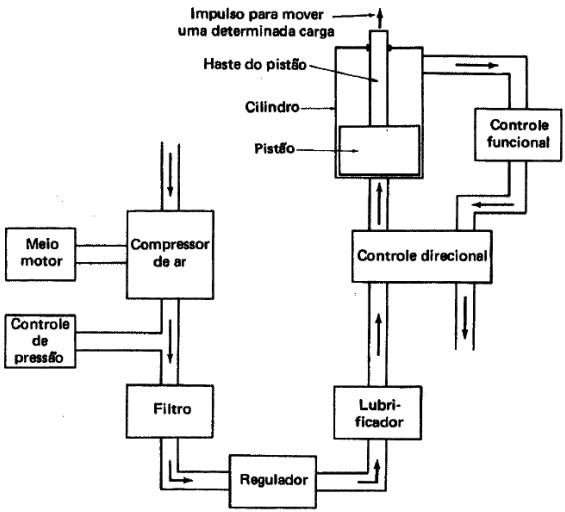
Caro aluno, com o conhecimento da teoria abordada nesta seção sobre normas, diretrizes e simbologia dos sistemas hidráulicos e pneumáticos, iremos resolver a situação-problema 3 apresentada a seguir:

Você, estagiário da empresa de consultoria, contratada para dimensionar uma rede de ar comprimido em circuito aberto para um setor industrial de uma organização de pequeno porte, apresentou na siutação-problema 1 os componentes e acessórios para projetar a rede de produção, preparação e distribuição de ar comprimido. O seu próximo desafio, ou seja, a situação-problema (SP) em que você está inserido é: esquematizar o layout da rede de produção, preparação e distribuição de ar comprimido, utilizando as normas, diretrizes e simbologias de sistemas pneumáticos estudadas nesta seção, aliados aos componentes e acessórios já apresentados.

Roteiro de solução

Como exemplo de solução da situação-problema 3, empegaremos o circuito pneumático básico sugerido no livro *Pneumática e hidráulica*, de Stewart, como aponta a Figura 1.8. Os sistemas de produção, preparação e distribuição do ar comprimido, além do elemento consumidor de ar comprimido, estão bem definidos e apresentados nesta figura.

Figura 1.8 | Circuito pneumático básico



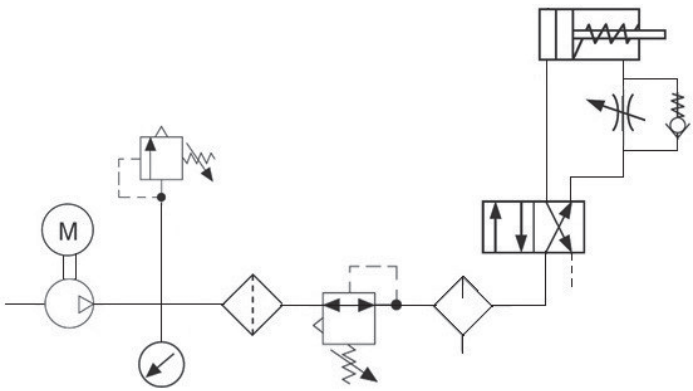
Fonte: Stewart (2002, p.14).

O intuito deste roteiro de solução é, portanto, montar o diagrama esquemático do circuito pneumático básico mostrado na Figura 1.8. Utilizaremos no circuito proposto uma válvula de segurança limitadora de pressão para realizar o controle de pressão (além disso, um manômetro foi colocado na saída do compressor para medir a sua pressão de saída uma válvula direcional de 4/2 vias para realizar o controle direcional do atuador linear e uma válvula de controle de vazão unidirecional para fazer o controle funcional do cilindro linear de simples ação com retorno por mola. Em geral, a escolha dos componentes não é tão simples assim, mas com a prática e com o conhecimento do princípio de funcionamento dos componentes e equipamentos, esta tarefa se torna mais fácil. Hoje em dia, existem meios para testar se o circuito hidráulico ou pneumático funcionará,

como por meio do FluidSIM®, *software* da Festo Didactic GmBH & CO., e o KG, um aplicativo computacional desenvolvido para a criação, simulação e estudo de circuitos eletropneumático, eletro-hidráulico e digitais.

A Figura 1.9 apresenta o diagrama esquemático do circuito pneumático básico:

Figura 1.9 | Diagrama esquemático do circuito pneumático básico proposto por Stewart



Fonte: Elaborada pelo autor.

Analogamente à Figura 1.9, cada aluno deve agora elaborar um diagrama esquemático do circuito pneumático encontrado como resposta da SP1 desta seção, para esquematizar o layout da rede de produção, preparação, distribuição e consumo de ar comprimido exigido nesta nova situação-problema.

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento das normas, diretrizes e simbologia dos sistemas hidráulicos e pneumáticos trabalhando, agora, na área de hidráulica, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

Diagrama esquemático de um circuito hidráulico

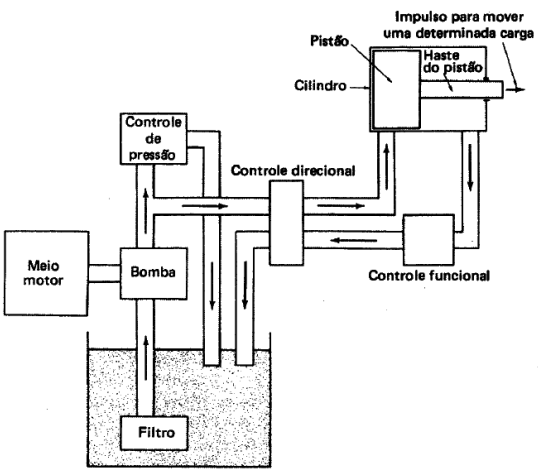
Descrição da situação-problema

Na SP2 desta unidade de ensino, você, aluno, esquematizou um sistema hidráulico simples, com base nos componentes apresentados na seção 1.2, como bombas e motores hidráulicos, reservatório, acumulador hidráulico, válvulas e atuadores. Nesta nova situação-problema, que trabalha com normas, diretrizes e simbologia dos sistemas hidráulicos e pneumáticos, você deve elaborar o diagrama esquemático do sistema hidráulico obtido como resposta da situação-problema 2 desta seção. Apresente o sistema hidráulico proposto em desenho 2D.

Resolução da situação-problema

Caro aluno, para exemplo de solução desta nova situação-problema, montaremos o diagrama esquemático do circuito pneumático básico mostrado na Figura 1.10, que retrata o circuito hidráulico básico utilizado no roteiro de solução da situação-problema 2:

Figura 1.10 | Circuito hidráulico básico



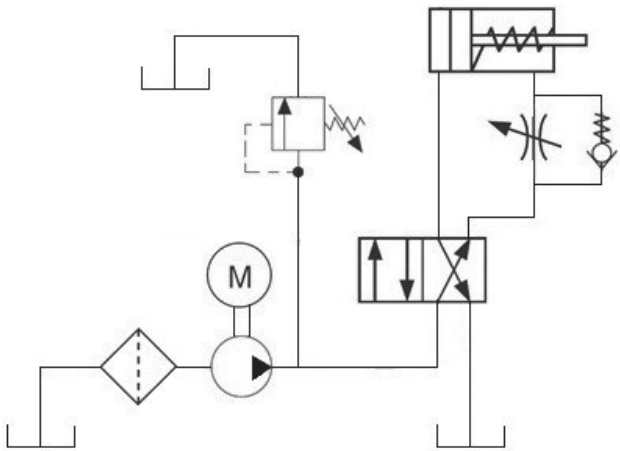
Fonte: Stewart (2002).

Assim como foi feito no diagrama esquemático da situação-problema 3, utilizaremos neste circuito proposto uma válvula de segurança limitadora de pressão para fazer o controle de pressão,

uma válvula direcional de 4/2 vias para realizar o controle direcional e uma válvula de controle de vazão unidirecional para implementar o controle funcional do cilindro linear de simples ação com retorno por mola.

A Figura 1.11 mostra o diagrama esquemático do circuito hidráulico básico a seguir:

Figura 1.11 | Diagrama esquemático do circuito hidráulico básico proposto por Stewart



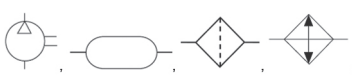
Fonte: Elaborada pelo autor.

Analogamente à Figura 1.11, cada aluno deve agora elaborar um diagrama esquemático do circuito hidráulico encontrado como resposta da SP2 desta seção.

Faça valer a pena

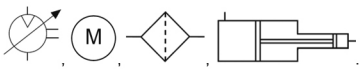
1. Assinale a alternativa que contém os símbolos do sistema de produção de ar comprimido:

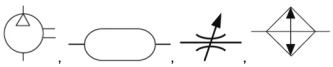
a)



b)

c)

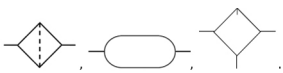
d) 

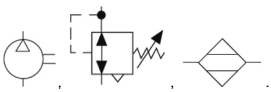
e) 

2. O componente do sistema de produção de ar comprimido representado pelo símbolo a seguir tem a função de:

a) Lubrificar o ar que passa por ele.
b) Filtrar o ar comprimido que passa por ele.
c) Comprimir o ar que passa por ele.
d) Armazenar energia mecânica.
e) Armazenar energia pneumática e estabilizar pressão da linha de trabalho.

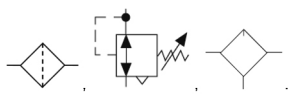
3. Os seguintes símbolos representam os componentes da unidade de condicionamento de ar comprimido:

a) 

b) 

c)

d)

e) 

Seção 1.4

Perda de carga distribuída e localizada em condutos circulares

Diálogo aberto

Caro aluno, a perda de carga que ocorre em um escoamento interno é definida como a energia perdida pelo fluido ao vencer as resistências impostas pelo próprio escoamento em si, devido às atrações moleculares do próprio fluido e, também, às resistências impostas pelos dispositivos nos quais o escoamento atravessa (tubulações, válvulas, curvas, entre outros). A perda de carga no escoamento interno de um líquido em uma seção de tubulação circular, por exemplo, está intrinsicamente ligada à queda de pressão que ocorre nesta seção. Devido a isso, o cálculo da perda de carga e da queda de pressão é extremamente importante no projeto de sistemas hidráulicos e pneumáticos, sendo vital para o dimensionamento dos sistemas de bombeamento hidráulico e de compressão de ar.

Sendo assim, nesta seção, resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata do dimensionamento de uma rede de ar comprimido para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A situação-problema desta unidade (SP4) é focada no cálculo da perda carga total (distribuída e localizada) da rede de ar comprimido da SR proposta.

Para resolvermos a situação-problema 4, estudaremos conceitos importantes para o cálculo da perda de carga total e da queda de pressão, divididos da seguinte forma:

- Para sistemas hidráulicos, consideramos: a viscosidade; os padrões de escoamento (escoamento laminar, de transição e turbulento); o número de Reynolds do escoamento; a velocidade recomendada de acordo com a pressão da linha; o cálculo do diâmetro mínimo da tubulação; a influência da rugosidade da tubulação; o

cálculo do fator de atrito; o cálculo do comprimento equivalente de tubulação, utilizando as tabelas de singularidades; o cálculo das perdas de carga localizada e distribuída.

- Para sistemas pneumáticos, consideramos: a vazão de ar; a queda de pressão admissível; os pontos de estrangulamento; a pressão de regime e de trabalho; o diâmetro mínimo necessário; o cálculo das perdas de carga localizada e distribuída.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos na elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Perda de carga distribuída e localizada em condutos circulares

Caro aluno, a perda de carga total que ocorre no escoamento interno em um conduto circular é dada pela soma de duas parcelas: 1. a perda de carga distribuída, devido ao atrito interno do fluido, ao atrito do fluido escoando em contato com a parede da tubulação e às perturbações no escoamento; 2. a perda de carga localizada, devido às singularidades inseridas no sistema hidráulico ou pneumático, que inclui os efeitos de atrito e do gradiente adverso de pressão que ocorre quando o fluido atravessa estas singularidades (curvas, cotovelos, tês, válvulas, expansões e contrações bruscas ou graduais, entradas e saídas de tubulações, entre outros).

Sistemas hidráulicos: perda de carga

Primeiramente, estudaremos a perda de carga total (distribuída e localizada) em sistemas hidráulicos. Antes de apresentar a definição de perda de carga, abordaremos alguns conceitos importantes do escoamento viscoso interno e incompressível em um conduto circular.

a) Viscosidade

A viscosidade dos fluidos newtonianos (ar, água, óleos) é definida como o fator de proporcionalidade entre a tensão de cisalhamento

e o gradiente de velocidade, dada pela lei de Newton da viscosidade, sendo, portanto, a propriedade que equilibra dinamicamente as forças tangenciais externas quando os fluidos estão em movimento, indicando a dificuldade do fluido em escoar (quanto mais viscoso for o fluido, maior a complexidade). Quando tratamos de escoamento interno de líquidos, os efeitos viscosos são extremamente importantes. Após o comprimento de entrada, as camadas-limite hidrodinâmicas se fundem, tornando o escoamento plenamente desenvolvido. A partir deste ponto, o escoamento em toda seção transversal da tubulação se torna viscoso, ou seja, o escoamento sofre influência da viscosidade do fluido.

b) Número de Reynolds

O número de Reynolds é uma grandeza adimensional que compara forças de inércia e forças viscosas. Para escoamento em conduto circular, esta medida é dada por:

$$\mathrm{Re}_D = \frac{\rho V D_i}{\mu} = \frac{V D_i}{\upsilon}$$

Sendo:

ρ = a massa específica.

V = a velocidade média do escoamento na seção transversal.

D_i = o diâmetro interno.

μ e υ = as viscosidades dinâmica e cinemática do fluido, respectivamente.

c) Padrões de escoamento

De acordo com o número de Reynolds, existem três padrões de escoamento: laminar, de transição e turbulento. O escoamento laminar é o escoamento cujas linhas de fluxo são paralelas, ou seja, as partículas fluidas movem-se em camadas lisas ou em lâminas. É representado por baixos valores de Re_D (< 2.000), ou seja, é um escoamento com maior influência da viscosidade do fluido. No escoamento turbulento,

as linhas de fluxo estão desornadas, ou seja, têm um comportamento aleatório, caótico. É representado por altos valores de Re_D (> 2.300), ou seja, é um escoamento com mais influência das forças de inércia, o que indica maior perda de carga. O escoamento de transição é o intervalo entre os comportamentos acima (2.000 < Re_D < 2.300), sendo que ora o escoamento é laminar, ora turbulento, tornando-se impossível determinar um padrão de comportamento.

d) Velocidade recomendada de acordo com a pressão da linha

Em um escoamento viscoso interno e incompressível em um conduto circular, temos que o perfil de velocidades é dado por um perfil parabólico (velocidade zero na parede da tubulação – devido à condição de não deslizamento – e velocidade máxima no centro da tubulação). A fim de obter a menor perda de carga possível, alguns critérios empíricos são amplamente indicados: comprimento da tubulação não superior a uma dezena de metros, vazão volumétrica na faixa de 20 a 200 l/min e variações moderadas de temperatura. Cumprindo estas considerações, podemos recomendar a velocidade do escoamento de acordo com a pressão na linha, como apresenta a Tabela 1.11.

Tabela 1.11 | Velocidade recomendada de acordo com a pressão da linha

Tubulação	Pressão (bar)				Velocidade (m/s)
	20	50	100	>200	
Tubulação da linha de pressão	3	4	5	6	
Tubulação da linha de retorno	3				
Tubulação da linha de sução	1				

Fonte: Fialho (2014).

Podemos também utilizar a seguinte fórmula para encontrar a velocidade recomendada, em m/s:

$$V = 121{,}65 \cdot 10^{-2} \cdot p^{\left(\frac{1}{3{,}3}\right)}$$

e) Diâmetro da tubulação

O diâmetro mínimo necessário da tubulação, dado em cm, é calculado pela seguinte expressão:

$$D_i = \sqrt{\frac{Q}{1{,}5 \cdot \pi \cdot V}}$$

Onde:

Q = a vazão máxima do sistema, em l/min.

V = a velocidade recomendada, em m/s.

Após o cálculo do diâmetro mínimo da tubulação, utilizamos uma tabela de diâmetros de tubulações comerciais (sendo que o diâmetro comercial deve ser no mínimo igual ou maior que o valor calculado) para selecionar uma tubulação para a finalidade desejada. Não se esqueça de verificar, para tubulação de linha de pressão, se o tubo selecionado suporta a pressão a qual será submetido.

Assimile

Pesquise sobre a tabela de tubulações comerciais padrão da Ermeto, que garante a estanqueidade das conexões. A lista da tabela é de tubulações de aço trefilado sem costura, adequados para operações de dobramento, pois têm boa resistência mecânica e térmica:

FIALHO, A. B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 86.

f) Rugosidade

A rugosidade (aspereza da parede interna do conduto circular) influi diretamente na perda de carga, pois dificulta o deslizamento das moléculas de fluido e, por consequência, o escoamento deste fluido. Portanto, quanto mais rugosa for a parede da tubulação, maior será a perda de carga.

Assimile

Pesquise sobre a Tabela de Rugosidade (e):

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010, p. 314.

g) Fator de atrito

Por meio de uma análise dimensional, é possível concluir que o fator de atrito é uma função do número de Reynolds e da rugosidade da parede interna da tubulação. O fator de atrito de Darcy (f) pode ser calculado por correlações (para escoamento laminar e para escoamento turbulento com parede lisa ou rugosa) ou pelo diagrama de Moody, que utiliza como valores de entrada para o cálculo de f o número de Reynolds e a rugosidade relativa (e/D_i)

Pesquise mais

Pesquise sobre as correlações para o cálculo do fator de atrito de Darcy e sobre a utilização do diagrama de Moody:

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010, p. 314-316.

Uma forma mais precisa de obter o fator de atrito para escoamento laminar é dada pela Tabela 1.12, na qual o fator de atrito é calculado de acordo com o tipo de tubulação e a temperatura.

Tabela 1.12 | Cálculo do fator de atrito

f =	$64/Re_D$	Tubos rígidos com temperatura constante.
	$75/Re_D$	Tubos rígidos com temperatura variável e tubos flexíveis com temperatura constante.
	$90/Re_D$	Tubos flexíveis com temperatura variável.

Fonte: Fialho (2014).

h) Singularidades: cálculo do comprimento equivalente

A perda de carga localizada, gerada por singularidades, é um fator extremamente importante no projeto e dimensionamento de

um sistema hidráulico. O conceito do comprimento equivalente nos fornece a perda de carga localizada em que há uma singularidade dada a partir de um comprimento equivalente a um trecho de tubulação com o mesmo valor de perda de carga na singularidade. Valores de comprimento equivalentes são encontrados em catálogos de fabricantes. A Tabela 4.4 do livro Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos, de Arivelto Bustamente Fialho, p.89-90, exibe os valores de comprimento equivalente para várias singularidades.

i) Cálculo da perda de carga

A perda de carga total é a soma da perda de carga distribuída, devido ao atrito, e da perda de carga localizada, devido às singularidades. A queda de pressão (ou diferença de pressão Δp), em bar, é dada pela seguinte equação:

$$\Delta p = f \cdot \frac{5 \cdot 10^{-10} \cdot \rho \cdot L_T \cdot V^2}{D_i}$$

Sendo:

LT = o comprimento total da tubulação, em cm (comprimento de todas as tubulações mais o comprimento equivalente das singularidades).

Para o cálculo da queda de pressão em linhas de pressão de sistemas hidráulicos, há um termo adicional de queda de pressão (dp) devido às válvulas utilizadas nesta linha. Este termo, é de extrema importância, pois as válvulas inserem uma perda de carga muito alta no sistema hidráulico. Esta perda de carga é encontrada graficamente a partir da vazão em l/mim, em catálogos de fabricantes. Portanto, a queda de pressão total do sistema ΔpT é dada por:

$$\Delta p_T = \Delta p + dp$$

Faça você mesmo

Obtenha a queda de pressão (*dp*) para uma vazão de 50 l/min para as seguintes válvulas: direcional, controladora de vazão, válvula de retenção e de sequência, a partir dos gráficos do catálogo do fabricante REXROTH:

FIALHO, A. B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 92-94.

Para finalizar o projeto e dimensionamento de um sistema hidráulico, temos uma condição funcional a ser respeitada: a pressão nominal do sistema hidráulico p_N (ver classificação dos sistemas hidráulicos, Seção 2 desta unidade) tem que ser maior que a soma da perda de carga total do sistema ΔpT com a pressão de trabalho p_{trab} (obtida por uma estimativa dada pela pressão nominal multiplicada pelo rendimento total do sistema – da ordem de 65%), para que o sistema funcione de maneira adequada (desconsiderando-se os vazamentos, que aumentam a queda de pressão).

Sistemas pneumáticos: perda de carga

Como os efeitos viscosos no escoamento interno de gases (que se comportam como fluidos compressíveis) são relativamente baixos, não faz sentido falar em perda de carga devido à viscosidade do gás. Por exemplo, a viscosidade da água à temperatura ambiente é 15 vezes maior que a viscosidade do ar. Porém, se a velocidade média do escoamento de ar for 15 vezes maior que a velocidade do escoamento de água, o Re_D será o mesmo e, por consequência, a perda de carga e a queda de pressão também serão. Tem-se que, em sistemas pneumáticos, o problema não é verificar se a pressão nominal do sistema é suficiente para ele funcionar e, sim, dimensionar o diâmetro mínimo da tubulação para uma dada queda de pressão admissível.

a) Dimensionamento da linha principal

Para dimensionar o diâmetro mínimo da tubulação, para atender à vazão à pressão necessárias nos diversos pontos de alimentação no sistema de ar comprimido, deve-se considerar a vazão de ar, a queda de pressão admissível, os pontos de estrangulamento e a pressão de regime.

b) Vazão de ar

É a quantidade de ar em m^3/h consumida na rede pelos atuadores, supondo todos os consumidores em funcionamento simultâneo. Para dimensionamento, deve-se prever a possibilidade de futura ampliação do sistema, somando-se, portanto, à vazão consumida, um percentual de 60%.

c) Queda de pressão admissível

Em sistemas pneumáticos, admite-se uma queda de pressão de 0,3 bar, sendo que, para grandes redes, admite-se no máximo 0,5 bar de queda do reservatório até o atuador (elemento consumidor).

d) Pontos de estrangulamento

Os pontos de estrangulamento são as singularidades já mencionadas nesta seção. As singularidades devem ser transformadas em comprimento equivalente de tubulação. A Tabela A.6 do livro Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos, de Arivelto Bustamente Fialho, p. 290 a 292, apresenta os comprimentos equivalentes das singularidades utilizadas em sistemas pneumáticos.

e) Pressão de regime e de trabalho

A pressão de regime é a pressão efetiva fornecida pelo compressor, que se armazena no reservatório e distribui-se por todo o circuito, alimentando os pontos de consumo. A pressão de trabalho é a pressão necessária para o acionamento dos atuadores. A redução e a estabilização da pressão são conseguidas com a utilização do Lubrefil. Em geral, na indústria, é comum utilizar-se 7 bar como pressão de trabalho, que pode variar de 6 a 8 bar, podendo chegar até a 12 bar.

f) Diâmetro mínimo necessário

O diâmetro mínimo, dado em mm, necessário para atender à demanda de ar comprimido, inclusive prevendo uma futura ampliação da rede, é dado pela equação a seguir:

$$d = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1{,}663785 \cdot Q^{1{,}85} \cdot L_{tot}}{\Delta p_{adm} \cdot p_{reg} \cdot 10^{3}}}$$

Sendo:

Q = a vazão de ar, em m^3/h.

L_{tot} = o comprimento de todas as tubulações mais o comprimento equivalente das singularidades, em m.

Δp_{adm} = a queda de pressão admitida.

pr_{eg} = a pressão de regime, em bar.

O diâmetro obtido deve ser utilizado na seleção do diâmetro comercial da tubulação a ser utilizada. A Tabela A.5 do livro Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos, de Arivelto Bustamente Fialho, p. 288 e 289, apresenta diâmetros comerciais de tubos galvanizados, pela norma ASTM A 120 Schedule 40.

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados na seção sobre perda de carga distribuída, devido ao atrito, e localizada, devido às singularidades, resolveremos a situação-problema 4 apresentada a seguir:

Estagiar nessa empresa está sendo de grande valia, a cada desafio seu crescimento técnico-intelectual está sendo notório. Como estagiário, você definiu inicialmente os componentes e acessórios e esquematizou o layout da rede de produção, preparação e distribuição de ar comprimido, utilizando as normas, diretrizes e simbologias de sistemas pneumáticos. Agora, você chegou à última etapa e o engenheiro supervisor está aguardando os resultados que lhe foram confiados. Nesta seção, você deverá calcular a perda de carga total da

rede de ar comprimido (distribuída e localizada). E, finalizando, também apresentará o projeto dimensionado com o relatório técnico.

Roteiro de solução

Como exemplo de solução da situação-problema 4, utilizaremos o exercício proposto por Fialho (2014), que tem o intuito de calcular o diâmetro interno da tubulação a ser utilizada na linha principal do sistema de distribuição de ar comprimido, considerando-se uma queda de pressão admissível, muito mais inteligente do ponto de vista econômico, pois limitamos a queda de pressão a um valor extremamente baixo. Após a seleção da tubulação comercial requerida, pode-se calcular a perda de carga a partir da fórmula do diâmetro mínimo necessário, isolando o termo de queda de pressão Δp na forma:

$$\Delta p = \frac{166.378,5 \cdot Q^{1,85} \cdot L_{tot}}{p \cdot d^5}$$

O exercício tem os seguintes dados:

Comprimento da tubulação: 300 m

Perda de carga admitida: 0,3 bar

Pressão de regime: 9 bar

Vazão de ar: 300 m^3/h

Aumento de capacidade prevista nos próximos 10 anos: 60%

Singularidades: 5 tês roscados com fluxo em ramal; 29 tês roscados com fluxo em linha; 7 válvulas do tipo gaveta, roscadas; 5 curvas de 90 graus de raio longo.

Para calcularmos o comprimento equivalente das singularidades, necessitamos saber o seu diâmetro nominal. Portanto, calculamos primeiramente o diâmetro nominal pela fórmula do diâmetro mínimo necessário, utilizando somente o comprimento linear de tubulação.

A fórmula fica da seguinte forma:

$$d = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1{,}663785 \cdot 480^{1{,}85} \cdot 300}{0{,}3 \cdot 9 \cdot 10^{3}}} = 70{,}05 \text{ mm}$$

Sendo $Q = 300 \cdot 1{,}6 = 480 m^3 / h$

Pela tabela de diâmetros comerciais de tubos galvanizados, elaborada pela norma ASTM A 120 *Schedule* 40, temos que o diâmetro nominal será de 3 in.

A partir deste resultado, conseguimos calcular o comprimento equivalente total devido às singularidades inseridas no sistema pneumático. A Tabela 1.13 apresenta o somatório dos comprimentos equivalentes.

Faça você mesmo

Encontre o comprimento equivalente total das singularidades, calculado a partir da Tabela A.6, de Fialho (2014):

FIALHO, A. B. **Automação pneumática**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 7. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 290-292.

Tabela 1.13 | Comprimento equivalente total das singularidades

Singularidade	Comprimento Equivalente (m)	Quantidade	Total (m)
Tê roscado com fluxo em ramal	5,2	5	26
Tê roscado com fluxo em linha	3,7	29	107,3
Válvula do tipo gaveta, roscada	0,58	7	4,06
Curva de 90 graus de raio longo	1,2	6	7,2
Comprimento equivalente total			144,76

Fonte: Fialho (2014).

Portanto, o comprimento total agora será:

$$L_{tot} = 300 + 144{,}76 = 444{,}56 m$$

Recalculando o diâmetro mínimo necessário, temos:

$$d = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1{,}663785 \cdot 480^{1{,}85} \cdot 444{,}56}{0{,}3 \cdot 9 \cdot 10^{3}}} = 75{,}79 mm$$

Para este caso, mesmo considerando as perdas de carga devido às singularidades, o diâmetro nominal continua sendo 3 in. Se o diâmetro nominal tivesse mudado, o procedimento de solução deveria ser repetido até que a solução convergisse para um diâmetro que não variasse mais.

O dimensionamento das linhas secundárias e de alimentação (também do sistema de distribuição de ar comprimido) seguem o mesmo padrão de cálculo anterior.

Para apresentar o projeto dimensionado, com o cálculo da perda de carga total da rede de ar comprimido, por meio do relatório técnico exigido na SR desta unidade, veja o passo a passo a seguir:

Relatório Técnico: "Dimensionamento de uma rede de ar comprimido em circuito aberto para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte".

Autor: Nome do responsável

Dados de Projeto:

$Q = 200\ m^3/h$

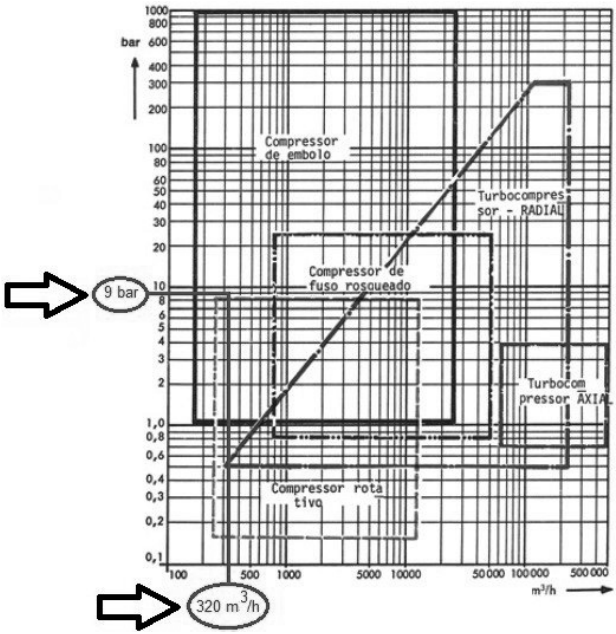
$P_{trab} = 7$ bar

Passo 1: Seleção do compressor de ar.

Para os cálculos contidos neste projeto, é sugerido que a pressão de regime seja: $P_{reg} = 8$ bar.

Supondo que o reservatório está a uma pressão de 8 bar (a pressão de regime deve ser sempre maior que a pressão de trabalho), a pressão de saída do compressor deve ter uma pressão superior a esta, para conseguir comprimir o ar para o interior do reservatório. Portanto, para a escolha do compressor, adotou-se uma pressão de 9 bar. A vazão total já é conhecida: 200 m^3/h. Considerando-se um aumento de capacidade nos próximos 10 anos de 60%, tem-se que: $Q=200 \cdot 1,6=320 m^3 / h$. Utilizando o gráfico da Figura 1.12, tem-se que:

Figura 1.12 | Diagrama de seleção do compressor



Fonte: Parker Training (2000).

Portanto, pelos dados e considerações de projeto, selecionaremos um compressor de pistão (também chamado de compressor de êmbolo) para produzir o ar comprimido utilizado no sistema pneumático.

Utilizando o catálogo de compressores do fabricante Chiaperini, para seleção do compressor deste projeto, foi escolhido o modelo CJ 120 APW 525L (http://www.chiaperini.com.br/produtos/110/cj-120-apw-525l). 2016. Este compressor tem um deslocamento teórico máximo de 3400 l/min (204 m^3/h) e pressão máxima de operação de 175 psi (12 bar). Colocando dois compressores em paralelo, teremos que o deslocamento teórico é dobrado, sendo, portanto, a vazão máxima total da associação em série igual a 408 m^3/h (soma dos deslocamentos teóricos de cada compressor). Neste projeto, a associação de compressores deverá fornecer uma vazão de 320 m^3/h a uma pressão de 9 bar. Portanto, tem-se que o compressor selecionado, quando associado a outro compressor igual, supre facilmente a

demanda de ar do sistema, na pressão de trabalho requerida.

Passo 2: Seleção do reservatório de ar comprimido.

Pressão de regime: P_{reg} = 8 bar

Tem-se que, para compressores de pistão, o volume do reservatório deve ter 20% da vazão total do sistema, medida em m^3/min.

Vazão total do sistema: Q = 320 m^3/h = 5,33 m^3/min

Volume do reservatório: V = 20% x 5,33 m^3/min = 1,06 m^3

Portanto, o volume do reservatório será de 1,06 m^3.

Passo 3: Cálculo do diâmetro nominal da tubulação da linha principal.

Dados adicionais, sugeridos para o cálculo do diâmetro:

Comprimento da tubulação: L = 100 m

Pressão de regime: P_{reg} = 8 bar

Perda de carga admitida: Δp_{adm} = 0,3 bar

Aumento de capacidade prevista nos próximos 10 anos: 60%

Singularidades utilizadas: 5 tês roscados com fluxo em ramal; 29 tês roscados com fluxo em linha; 7 válvulas do tipo gaveta, roscadas; 5 curvas de 90 graus de raio longo roscadas.

Primeiramente, calculamos o diâmetro utilizando somente o comprimento linear de tubulação:

$$d = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1{,}663785 \cdot Q^{1,85} \cdot L_{tot}}{\Delta p_{adm} \cdot p_{reg} \cdot 10^3}} = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1{,}663785 \cdot 320^{1,85} \cdot 100}{0{,}3 \cdot 8 \cdot 10^3}} = 49{,}55mm$$

onde $Q = 200 \cdot 1{,}6 = 320 m^3 / h$

Pela tabela de diâmetros comerciais de tubos galvanizados, pela norma ASTM A 120 *Schedule* 40, temos que o diâmetro nominal será de 2 in.

A partir deste resultado, calcula-se o comprimento equivalente total devido às singularidades inseridas no sistema pneumático. A Tabela 1.14 exibe o somatório dos comprimentos equivalentes.

Tabela 1.14 | Comprimento equivalente total das singularidades

Singularidade	Comprimento equivalente (m)	Quantidade	Total (m)
Tê roscado com fluxo em ramal	3,7	5	18,5
Tê roscado com fluxo em linha	2,3	29	66,7
Válvula do tipo gaveta, roscada	0,46	7	3,22
Curva de 90 graus de raio longo roscada	1,1	5	5,5
Comprimento equivalente total			93,92

Fonte: Elaborada pelo autor.

Portanto, o comprimento total agora será:

$$L_{tot} = 100 + 93,92 = 193,92m$$

Recalculando o diâmetro mínimo necessário, temos:

$$d = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1,663785 \cdot 320^{1,85} \cdot 193,92}{0,3 \cdot 8 \cdot 10^{3}}} = 56,57mm$$

Pela tabela de diâmetros comerciais de tubos galvanizados, pela norma ASTM A 120 *Schedule* 40, temos que o diâmetro nominal será de 2.1/2 in.

Passo 4: Cálculo do diâmetro nominal da tubulação da linha secundária e de alimentação.

Dados adicionais, sugeridos para o cálculo do diâmetro:

10 linhas secundárias

Comprimento da tubulação: L = 10 m

Pressão de regime: P_{reg} = 8 bar

Perda de carga admitida: Δp_{adm} = 0,3 bar

Aumento de capacidade prevista nos próximos 10 anos: 60%

Singularidades utilizadas: 3 tês roscados com fluxo em ramal; 1 válvula do tipo gaveta, roscada; 1 curva de 90 graus de raio longo; 1 cotovelo comum de 90 graus, roscado.

Primeiramente, calculamos o diâmetro utilizando somente o comprimento linear de tubulação:

$$d = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1{,}663785 \cdot Q^{1,85} \cdot L_{tot}}{\Delta p_{adm} \cdot p_{reg} \cdot 10^3}} = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1{,}663785 \cdot 32^{1,85} \cdot 10}{0{,}3 \cdot 8 \cdot 10^3}} = 13{,}34mm$$

$$\text{onde } Q = \frac{200 \cdot 1{,}6}{10 linhas} = 32 m^3 / h$$

Pela tabela de diâmetros comerciais de tubos galvanizados, pela norma ASTM A 120 *Schedule* 40, considera-se que o diâmetro nominal será de 1/2 in.

A partir deste resultado, calcula-se o comprimento equivalente total devido às singularidades inseridas no sistema pneumático. A Tabela 1.15 mostra o somatório dos comprimentos equivalentes.

Tabela 1.15 | Comprimento equivalente total das singularidades

Singularidade	Comprimento Equivalente (m)	Quantidade	Total (m)
Tê roscado com fluxo em ramal	1,3	3	3,9
Válvula do tipo gaveta, roscada	0,17	1	0,17
Curva de 90 graus de raio longo roscada	0,67	1	0,67
Cotovelo comum de 90 graus roscado	1,1	1	1,1
Comprimento equivalente total			5,84

Fonte: Elaborada pelo autor.

Portanto, o comprimento total agora será:

$$L_{tot} = 10 + 5{,}84 = 15{,}84m$$

Recalculando o diâmetro mínimo necessário, temos:

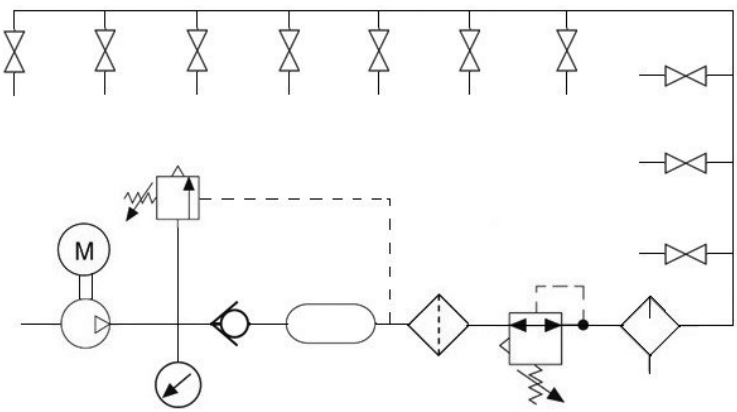
$$d = 10 \cdot \sqrt[5]{\frac{1{,}663785 \cdot 32^{1,85} \cdot 15{,}84}{0{,}3 \cdot 8 \cdot 10^3}} = 14{,}62mm$$

Pela tabela de diâmetros comerciais de tubos galvanizados, pela norma ASTM A 120 *Schedule* 40, temos que o diâmetro nominal continua sendo de 1/2 in.

Passo 5: Criação de um layout para produção, preparação e distribuição do ar comprimido.

Na figura a seguir é mostrado um exemplo de layout para a rede de ar comprimido proposta neste projeto. A linha principal tem 100 m de comprimento, enquanto que as linhas secundárias e de alimentação tem 10 m de comprimento cada.

Figura 1.13 | Layout para a rede de ar comprimido proposta



Fonte: Elaborada pelo autor.

Resumindo os cálculos deste projeto, temos:

Dados de Projeto:

Consumo total de ar comprimido pelo sistema: Q = 200 m^3/h

Pressão de trabalho dos atuadores: P_{trab} = 7 bar

Compressor:

Deslocamento teórico: Q = 320 m^3/h

Pressão de saída: P = 9 bar

Reservatório:

Vazão total do sistema: Q = 320 m^3/h

Volume do reservatório: V = 1,06 m^3

Pressão de regime: P_{reg} = 8 bar

Linha Principal:

Comprimento da tubulação linha principal: L = 100 m

Diâmetro da tubulação da linha principal: d = 2.1/2 in

Vazão total do sistema: Q = 320 m^3/h

Pressão de regime: P_{reg} = 8 bar

Perda de carga admitida: Δp_{adm} = 0,3 bar

Aumento de capacidade prevista nos próximos 10 anos: 60%

Singularidades utilizadas: 5 tês roscados com fluxo em ramal; 29 tês roscados com fluxo em linha; 7 válvulas do tipo gaveta, roscadas; 5 curvas de 90 graus de raio longo.

Linhas secundárias (10 linhas):

Comprimento da tubulação de cada linha secundária e de alimentação: L = 10 m

Diâmetro da tubulação das linhas secundárias e de alimentação: 1/2 in

Vazão total do sistema: Q = 320 m^3/h

Pressão de regime: P_{reg} = 8 bar

P_{reg} = 8 bar

Perda de carga admitida: 0,3 bar

Aumento de capacidade prevista nos próximos 10 anos: 60%

Singularidades utilizadas: 3 tês roscados com fluxo em ramal; 1 válvula do tipo gaveta, roscada; 1 curva de 90 graus de raio longo; 1 cotovelo comum de 90 graus, roscado.

Avançando na prática

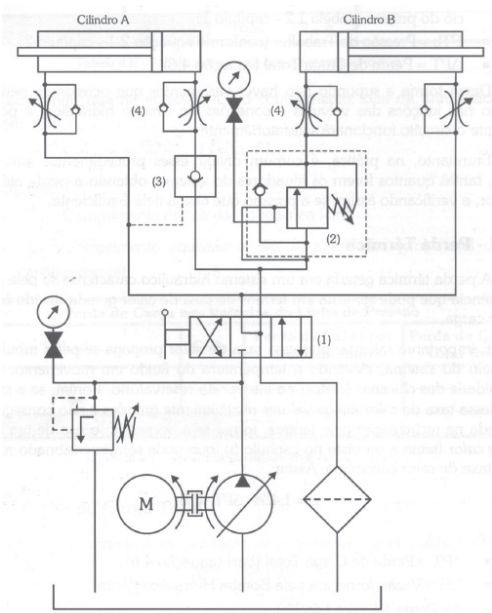
Nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre perda de carga distribuída, devido ao atrito, e localizada, devido às singularidades, trabalhando agora na área de hidráulica, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

Cálculo da perda de carga em um circuito hidráulico

Descrição da Situação-Problema

Determine a perda de carga total para o cilindro B do seguinte sistema hidráulico mostrado na Figura 1.14, verificando a sua funcionalidade em termos da pressão nominal.

Figura 1.14 | Diagrama esquemático do sistema hidráulico proposto



Fonte: Fialho (2014).

Dados do problema proposto:

Pressão nominal = 150 bar

Pressão de trabalho = 60 bar

(1) Válvula de controle direcional tipo J

(2) Válvula de sequência Tipo DZ 10 P

(3) Válvula de retenção tipo SV TN 10

(4) Válvula Controladora de fluxo tipo DRV 8

L = 5 m lineares com diâmetro externo de 5/8" (Tubos rígidos e temperatura variável)

Vazão máxima do sistema = 45 l/min

Singularidades: 1 tê de saída bilateral; 2 tês de passagem direta; 2 curvas de 90 graus de raio longo; 2 cotovelos de 90 graus de raio médio.

Resolução da Situação-Problema

Para resolver este problema, iniciamos calculando o comprimento total LT. Portanto, precisamos calcular o comprimento equivalente das singularidades.

Faça você mesmo

Encontre o comprimento equivalente das singularidades, calculado a partir da Tabela 4.4, ilustrada em Fialho (2014):

FIALHO, A. B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 89-90.

A Tabela 1.16 exibe o somatório dos comprimentos equivalentes das singularidades.

Tabela 1.16 | Comprimento equivalente total das singularidades

Singularidade	Comprimento equivalente (cm)	Quantidade	Total (cm)
Tê de saída bilateral	119,99	1	119,99
Tê de passagem direta	30	2	60
Curva 90 graus de raio longo	19,99	2	39,98
Cotovelo 90 graus de raio médio	50,01	2	100,02
Comprimento equivalente total			319,99

Fonte: Fialho (2014).

Temos, portanto, que:

$$L_T = 500 + 319,99 = 819,99cm$$

A velocidade recomendada é determinada por:

$$V = 121,65 \cdot 10^{-2} \cdot p^{\left(\frac{1}{3,3}\right)} = 5,55m/s$$

O Número de Reynolds é encontrado pela equação:

$$\mathrm{Re}_D = \frac{VD_i}{\upsilon} = \frac{5,55 \cdot 0,013}{0,45} = 1604,22$$

O fator de atrito, sendo o tubo rígido com temperatura variável, é dado por:

$$f = \frac{75}{\mathrm{Re}_D} = \frac{75}{1604,22} = 0,04675$$

A queda de pressão é determinada pela fórmula:

$$\Delta p = f \cdot \frac{5 \cdot 10^{-10} \cdot \rho \cdot L_T \cdot V^2}{D_i} = 0,04675 \frac{5 \cdot 10^{-10} \cdot (881,1cm) \cdot (819,99cm) \cdot (555cm/s)^2}{1,3cm} = 4,0bar$$

A queda de pressão dp devido às válvulas instaladas na linha de pressão do sistema hidráulico é disposta na Tabela 1.17.

Faça você mesmo

Encontre a queda de pressão dp, devido às singularidades, calculada a partir das Figuras 4.6 a 4.10, ilustradas em Fialho (2014):

FIALHO, A. B. **Automação hidráulica:** projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 92-94.

Tabela 1.17 | Queda de pressão dp devida às válvulas

Singularidade	Queda de pressão por unidade (bar)	Quantidade	Queda de pressão (bar)
Válvula de controle direcional tipo J	4,8	1	4,8
Válvula de sequência tipo DZ 10 P	4,2	1	4,2
Válvula controladora de fluxo tipo DRV 8	55	1	55
dp			64

Fonte: Fialho (2014).

Portanto, temos que a queda de pressão total do sistema é dada por:

$$\Delta p_T = \Delta p + dp = 4bar + 64bar = 68bar$$

Para finalizar, verificamos a condição funcional do sistema:

$$p_N > p_{trab} + \Delta p_T$$
$$150bar > 60bar + 68bar$$
$$150bar > 128bar$$

Concluímos, por fim, que o circuito funcionará satisfatoriamente.

Faça valer a pena

1. Em um escoamento interno, a perda de carga distribuída e a perda de carga localizada ocorrem, respectivamente, devido:

a) Ao atrito e ao aumento da velocidade.
b) Às singularidades e ao atrito.
c) Ao aumento da pressão e às singularidades.
d) Ao atrito e às singularidades.
e) Ao aumento da velocidade e ao atrito.

2. O número de Reynolds é uma grandeza adimensional que compara as seguintes grandezas:

a) Forças de arrasto e forças de pressão.
b) Forças de inércia e forças viscosas.
c) Forças de pressão e forças de inércia.
d) Forças de inércia e forças de pressão.
e) Forças de arrasto e forças viscosas.

3. De acordo com o número de Reynolds, quais são as faixas limite de escoamento laminar e escoamento turbulento, respectivamente?

a) Laminar $Re_D < 2.300$ e turbulento $Re_D > 2.300$.
b) Laminar $Re_D > 2.000$ e turbulento $Re_D < 2.300$.
c) Laminar $Re_D < 2.000$ e turbulento $Re_D > 2.000$.
d) Laminar $Re_D > 2.300$ e turbulento $Re_D < 2.300$.
e) Laminar $Re_D < 2.000$ e turbulento $Re_D > 2.300$.

Referências

CHIAPERINI. **Compressores**. Disponível em: <http://www.chiaperini.com.br/produtos/110/cj-120-apw-525l>. Acesso em: 20 jun. 2016

FARGON. **Assistente de escolha para tratamento de ar comprimido**. Disponível em: <http://www.fargon.com.br/solucoes_on_line.htm>. Acesso em: 9 jun. 2016.

_____. **Assistente para dimensionamento da rede de ar comprimido.** Disponível em: <http://www.fargon.com.br/solucoes_on_line.htm>. Acesso em: 9 jun. 2016.

FIALHO, A.B. **Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. 6. ed.São Paulo: Érica, 2014.

_____. **Automação pneumática: projetos, dimensionamento e análise de circuitos**.7. ed. São Paulo: Érica, 2014.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010.

PARKER TRAINING. **Dimensionamento de redes de ar comprimido** – Apostila M1004 BR. Set. 2006. Disponível em: <https://lcsimei.files.wordpress.com/2012/09/parker_dimensionamento-de-redes-de-ar-comprimido.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2016

_____.**Tecnologia hidráulica industrial** – Apostila M2001-1 BR. Jul. 1999. Disponível em: <http://unedserra-ehp.tripod.com/m_2001_1.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2016.

_____. **Tecnologia pneumática industrial** – Apostila M1001 BR. Ago. 2000. Disponível em: <http://www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf>. Acesso em: 20 jun. 2016

_____. **Tecnologia pneumática industrial** – Apostila M1002-2 BR. Jul. 2005. Disponível em: <https://www.parker.com/literature/Brazil/m_1002_2.pdf>. Acesso em: 20 jun. 2016.

SCHULZ. **Compressores.** Disponível em: <http://www.schulz.com.br/pt/site/compressores/produto/index/cod_segmento/37#perfil=37>. Acesso em: 9 jun. 2016.

STEWART, H. L. **Pneumática e hidráulica.** 3. ed. São Paulo: Hemus, 2002.

WEG. **Central de downloads.** Disponível em: <http://www.weg.net/br/Media-Center/Central-de-Downloads>. Acesso em: 20 jun. 2016

Componentes e aplicações dos sistemas pneumáticos

Convite ao estudo

Caro aluno, na Unidade 1 deste livro didático, aprendemos sobre as características, as aplicações e os principais componentes de um sistema de ar comprimido, utilizados nos sistemas de produção, preparação e distribuição do ar comprimido para dimensionamento de um circuito pneumático em um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Seguimos um estudo de normas, diretrizes e simbologia dos sistemas pneumáticos, da perda de carga singular e da perda de carga distribuída em condutos circulares para a elaboração do relatório técnico científico exigido na Situação da Realidade Profissional (SR) da Unidade 1.

Nesta unidade, aprenderemos sobre as válvulas pneumáticas, sobre os atuadores pneumáticos e sobre as aplicações de um sistema de ar comprimido, para terminar o projeto e o dimensionamento de um circuito pneumático em um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Teremos como base esses conceitos citados para escrever um relatório técnico científico, exigido na SR desta unidade.

O objetivo principal desta unidade é, portanto, prepará-lo para elaboração de um relatório técnico que trata do dimensionamento de uma rede de ar comprimido, setor vital de qualquer indústria moderna.

Por conseguinte, a SR proposta, nesta unidade, é focada exatamente no projeto e no dimensionamento de válvulas e atuadores de uma rede de ar comprimido para executar uma função específica em um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

Para confecção do relatório técnico exigido na SR, nesta fase do projeto, você deve estar apto a:

- Selecionar válvulas para comando do atuador pneumático linear.
- Dimensionar o atuador pneumático linear utilizado para desempenhar uma determinada função requerida pelo circuito pneumático.
- Escolher o circuito pneumático elementar utilizado para exercer uma aplicação requerida pelo circuito pneumático básico proposto.
- Encontrar uma solução de automação para o circuito pneumático convencional apresentado neste projeto.

Para isso, serão tratados nas seções desta unidade temas aplicados de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, como as válvulas de comando, os atuadores pneumáticos, os circuitos pneumáticos fundamentais e os parâmetros e projetos das instalações pneumáticas.

Seção 2.1

Elementos de comando: válvulas direcionais, de bloqueio, de pressão e de estrangulamento

Diálogo aberto

Caro aluno, as válvulas de comando são componentes vitais para o funcionamento adequado do sistema pneumático, pois comandam o avanço e o retorno dos atuadores pneumáticos, além de controlar o fluxo de ar comprimido para os diversos elementos do sistema, evitar acidentes e automatizar e controlar processos e operações repetitivas.

Como visto na unidade anterior, o emprego do ar comprimido para automação e controle de processos é de grande importância tecnológica, sendo, deste modo, utilizado atualmente em toda e qualquer área e setor industrial na indústria moderna.

Sendo assim, nesta seção, resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata do dimensionamento de válvulas e atuadores de uma rede de ar comprimido para executar uma função específica em um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A situação-problema desta seção (SP1) é focada, portanto, em selecionar válvulas, que comandarão o atuador pneumático linear, para projetar a rede de ar comprimido da SR proposta.

Para resolvermos a situação-problema 1, estudaremos as válvulas de comando, divididas em: válvulas de controle direcional, válvulas controladoras de fluxo (ou de estrangulamento), válvulas de bloqueio, válvulas controladoras de pressão, válvulas de retardo (ou temporizadores) e válvulas de comando elétrico. Além disso, aprenderemos as aplicações básicas de cada uma delas.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos estudados ao elaborar o relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

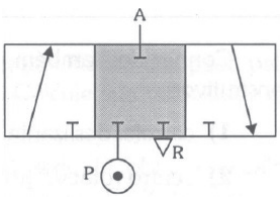
Conceito das válvulas de comando

Caro aluno, as válvulas de comando são dispositivos que, ao receberem um impulso pneumático, mecânico ou elétrico, permitem que o fluxo de ar pressurizado alimente determinado elemento consumidor (em geral, um atuador pneumático). Além disso, existem válvulas de comando que controlam o fluxo de ar para diversos elementos do sistema, há aquelas que permitem fluxo em apenas um sentido, as controladoras de pressão, os elementos lógicos e as válvulas de retardo.

Válvulas de controle direcional

As válvulas direcionais são elementos que influenciam o percurso do fluxo de ar comprimido, principalmente nas partidas, paradas e na direção do fluxo. Em circuitos pneumáticos, utilizam-se as válvulas de controle direcional do tipo carretel deslizante. Também são conhecidas pelo nome de distribuidores de ar. Estas válvulas são representadas segundo a Figura 2.1 abaixo.

Figura 2.1 | Representação de uma válvula direcional



Fonte: Fialho (2014).

De acordo com as normas DIN (German Institute Standardization) 24300 e ISO (International Organization for Standardization) 1219, as válvulas são representadas por retângulos. Cada posição da válvula é simbolizada por um quadrado, que indica o número de movimentos que a válvula executa a partir de seus acionamentos. Portanto, a quantidade de quadrados justapostos indica as posições da válvula. Existem válvulas de duas ou mais posições e a função de cada e o número de vias serão desenhados nestes quadrados.

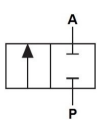
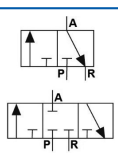
As linhas dentro do quadrado indicam as vias de passagem e as setas apontam o sentido de fluxo desta via. As vias de fechamento são mostradas dentro dos quadrados com traços curtos transversais, formando um T. O número de vias é contado pelo número de vezes que as linhas, as setas e os bloqueios tocam nas paredes de um único quadrado. O número de traços externos em uma posição indica, também, o número de vias. São consideradas como vias a conexão de entrada de pressão (representada por P), as conexões de trabalho (representadas por A e B) e a conexão de escape (representada por R). As conexões de escape são ilustradas por triângulos, fora do quadrado. As conexões P, A, B e R são normalmente mostradas na posição inicial da válvula, ou seja, na posição na qual a válvula ocupa após ser instalada no circuito pneumático, seja pressurizado ou eletrizado (posição na qual se inicia a sequência de operações previstas).

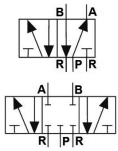
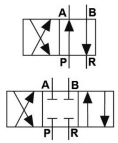
Assimile

Estude mais sobre a identificação e utilização das conexões (orifícios) de uma válvula direcional, de acordo com as normas DIN 24300 e ISO 1219. PARKER TRAINING. **Tecnologia pneumática industrial** – Apostila M1001 BR. Ago. 2000. Disponível em: <http://www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf>. Acesso em: 20 jun. 2016

A Tabela 2.1 apresenta as válvulas de controle direcional utilizadas em circuitos pneumáticos. As válvulas direcionais podem ser descritas abreviadamente da seguinte forma: VD, que significa válvula direcional, depois escreve-se o número de vias, ao lado uma barra (/) e, logo após, a quantidade de posições, somada à palavra vias, exemplo: VD 3/2 vias.

Tabela 2.1 | Válvulas de controles direcionais mais utilizadas em circuitos pneumáticos

Denominação	Característica	Simbologia
VD 2/2 vias	Tipo mais simples, pois contém somente duas vias e duas posições. Normalmente utilizada como chave geral (bloqueando o fluxo de ar no sistema ou parte dele) e como válvula de fim de curso. Nesta representação, tem-se uma válvula normalmente fechada (chamada de NF), pois em sua posição inicial a via de pressão encontra-se bloqueada.	
VD 3/2 vias e VD 3/3 vias	São válvulas que contêm 3 vias, indicadas para o comando de atuadores pneumáticos de simples efeito. A VD 3/2 é uma válvula NF e a VD 3/3 é uma válvula de centro fechado (chamada de CF), pois em sua posição inicial as vias de trabalho encontram-se bloqueadas.	

VD 5/2 vias e VD 5/3 vias	São válvulas que contêm 5 vias, indicadas para o comando de atuadores pneumáticos de duplo efeito. A VD 5/2 permite que o atuador pare somente nas posições inicial e final e a VD 5/3, por ser uma válvula CF, permite que o atuador pare em qualquer posição, pois quando a válvula é comutada para a posição central, os fluxos de ar nas conexões A e B são imediatamente interrompidos.	
VD 4/2 vias e VD 4/3 vias	São válvulas que contêm 4 vias, também indicadas para o comando de atuadores pneumáticos de duplo efeito. São raramente utilizadas em circuitos pneumáticos, sendo muito empregadas em circuitos hidráulicos.	

Fonte: elaborada pelo autor.

O acionamento e o comando de válvulas de controle direcionais são utilizados para inverter a posição das válvulas, modificando a sua função no circuito pneumático. As válvulas exigem um agente externo ou interno que desloque suas partes internas de uma posição para outra, ou seja, que altere as direções do fluxo, efetuando os bloqueios e a liberação de escapes. Os elementos responsáveis por tais alterações são os acionamentos, que podem ser classificados em: comando direto (quando a força de acionamento atua diretamente sobre qualquer mecanismo que cause a inversão da válvula) e comando indireto (quando a força de acionamento atua sobre qualquer dispositivo intermediário, o qual libera o comando principal que, por sua vez, é responsável pela inversão da válvula). Os acionamentos podem ser do tipo: muscular (botão, alavanca, pedal), mecânico (pino, rolete, gatilho), pneumático (piloto positivo, piloto negativo, comando direto por diferencial de áreas), elétrico (chave fim de curso, pressostato, temporizador) ou combinado (solenoide e piloto interno, solenoide e piloto externo, solenoide e piloto ou botão).

Reflita

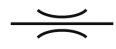
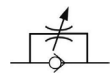
Informações adicionais sobre o funcionamento e a aplicação dos variados tipos de acionamento e comando de válvulas de controle direcionais devem ser buscadas no PARKER TRAINING. **Tecnologia pneumática industrial** – Apostila M1001 BR. Ago. 2000. Disponível em: <http://www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf>. Acesso em: 20 jun. 2016

Válvulas controladoras de fluxo

A função da válvula controladora de fluxo, como seu próprio nome

diz, é controlar o fluxo de ar que alimenta os atuadores pneumáticos e podem ser fixas ou variáveis e unidirecionais ou bidirecionais. São também conhecidas como válvulas de estrangulamento. A Tabela 2.2 mostra os tipos de válvulas controladoras de fluxo mais utilizadas em sistemas pneumáticos.

Tabela 2.2 | Tipos de válvulas controladoras de fluxo

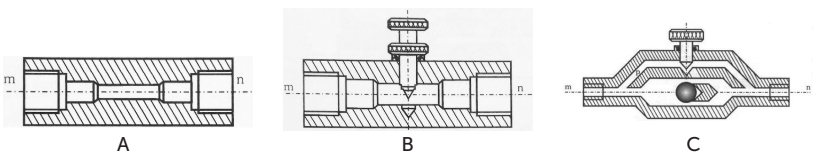
Denominação	Característica	Simbologia
Válvula de controle de fluxo fixa bidirecional	Não admite ajuste, sendo a restrição permanente e de mesmo diâmetro, com o fluxo igualmente controlado nas duas direções.	
Válvula de controle de fluxo variável bidirecional	A regulagem da velocidade do atuador é realizada através de um parafuso cônico regulável. O fluxo é igualmente controlado nas duas direções.	
Válvula de controle de fluxo fixa unidirecional	Além do controle de fluxo, esta válvula apresenta outra válvula de retenção integrada ao mesmo corpo, fazendo com que o fluxo seja unidirecional.	

Fonte: elaborada pelo autor.

Por definição, o fluxo (ou vazão volumétrica, em m^3/s) é dado pelo produto da velocidade média e a área de seção transversal do escoamento. Portanto, controlar o fluxo de ar significa monitorar a velocidade do atuador pneumático, consequentemente, quanto maior o fluxo de ar, maior a velocidade do atuador.

Os desenhos esquemáticos das válvulas de controle de fluxo estudadas acima estão ilustrados na Figura 2.2, em que: (a) válvula de controle de fluxo fixa bidirecional; (b) válvula de controle de fluxo variável bidirecional e (c) válvula de controle de fluxo fixa unidirecional.

Figura 2.2 | Desenhos esquemáticos das válvulas de controle de fluxo



Fonte: Fialho (2014).

Válvulas de bloqueio

As válvulas de bloqueio têm a função de obstruir um sentido de escoamento de ar comprimido, além de exercer funções lógicas

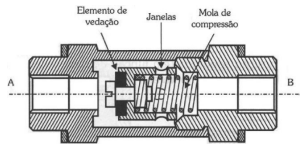
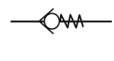
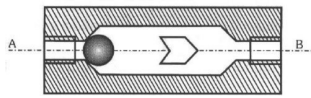
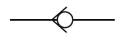
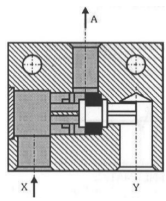
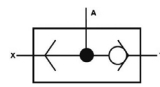
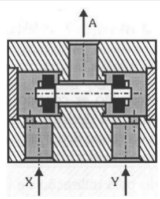
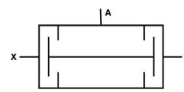
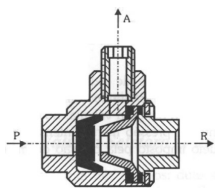
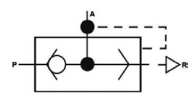
e realizar o escape rápido de ar comprimido. Elas são dos tipos: de retenção com mola, de retenção sem mola, seletora (ou função lógica OU), válvula de simultaneidade (ou função lógica E) e de escape rápido. A Tabela 2.3 mostra os tipos de válvula de bloqueio.

A válvula de retenção com mola permite o fluxo de ar comprimido em um sentido e fecha o outro, utilizando-se de um elemento de vedação em seu interior, fixo em uma mola. O bloqueio ocorre pela força de expansão da mola, que mantém o elemento de vedação constantemente fechando a passagem em um dos sentidos. A partir do desenho esquemático da válvula ilustrado na Tabela 2.3, verifica-se facilmente este princípio, pois neste desenho, quando o fluxo de ar comprimido se dá de A para B, o ar pressiona o elemento vedante, empurrando-o para a direita, liberando a passagem para o ar fluir pelas janelas circulares existentes em seu entorno, seguindo em direção à saída pela conexão B. Entretanto, se o fluxo de ar comprimido estiver de B para A, o elemento de vedação bloqueará a passagem, pois a mola estará distendida.

A válvula de retenção sem mola funciona de forma análoga à anterior, permitindo o fluxo de ar comprimido somente em um sentido. O bloqueio no sentido de B para A é realizado por um elemento de retenção interno, obstruindo a passagem pela própria pressão do fluido.

A válvula seletora, também chamada de função lógica OU, apresenta três orifícios: duas entradas de pressão (X e Y) e uma saída (A), além de um elemento interno. A partir do envio de um sinal a uma das entradas, automaticamente a outra entrada fica bloqueada, através do deslocamento do elemento interno. Quando o fornecimento de ar comprimido é interrompido, o ar utilizado retorna pelo mesmo trajeto. Havendo coincidência de sinais nas duas passagens, prevalece o sinal que atingir primeiro a válvula. No caso de pressões diferentes nas duas entradas, predomina a entrada com pressão mais elevada.

Tabela 2.3 | Tipos de válvula de bloqueio

Denominação	Desenho esquemático	Simbologia
Válvula de retenção com mola		
Válvula de retenção sem mola		
Válvula seletora		
Válvula de simultaneidade		
Válvula de escape rápido		

Fonte: elaborada pelo autor.

A válvula de simultaneidade, também chamada de função lógica E, apresenta os mesmos orifícios e elemento interno da válvula seletora. Neste caso, quando é enviado um sinal para uma entrada, o elemento interno se desloca, bloqueando a própria entrada que recebeu o sinal, deixando a entrada oposta livre, que, ao receber pressão de alimentação, permite a passagem do ar comprimido até a saída A. Esta é uma válvula de simultaneidade porque necessita-se de pressão nas duas entradas para que haja passagem de ar comprimido. Havendo coincidência de sinais nas duas entradas, prevalece o sinal que atingir

por último a válvula. No caso de pressões diferentes nas duas entradas, a entrada com pressão menos elevada é liberada, pois o bloqueio é imposto pela entrada de pressão mais elevada.

A válvula de escape rápido tem como objetivo aumentar a velocidade dos atuadores pneumáticos lineares, fato conseguido pois no escape, em R, o ar comprimido percorre somente um niple que liga o atuador à válvula, saindo diretamente para a atmosfera. Ao alimentar a válvula em P, o ar comprimido refreia uma membrana, bloqueando o escape em R, liberando a passagem em A. Quando o fornecimento de ar comprimido é interrompido, a membrana automaticamente obstrui a entrada em P, liberando a passagem para o escape, em R, direto para a atmosfera. Possibilita maior velocidade do atuador, devido ao fato da válvula eliminar rapidamente a contrapressão oferecida pela resistência do ar residual diretamente para o ambiente.

Válvulas controladoras de pressão

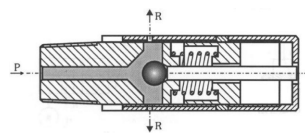
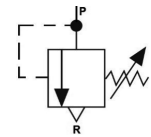
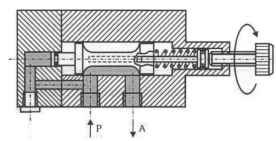
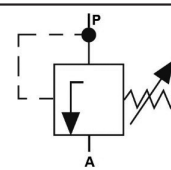
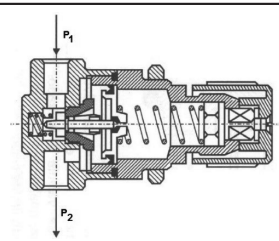
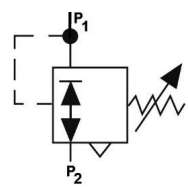
São válvulas que influenciam ou sofrem influência com relação a uma determinada intensidade de pressão. São divididas em de alívio (ou limitadora de pressão), de sequência e reguladora de pressão. A Tabela 2.4 nos exibe os tipos de válvulas controladoras de pressão.

A válvula de alívio, ou limitadora de pressão, tem como função limitar a pressão máxima do compressor, do reservatório e da linha da rede de distribuição de ar comprimido. Seu funcionamento consiste em uma esfera posicionada através de uma mola, com tensão ajustável por um sistema de regulagem. Quando a pressão atinge um nível acima do ajustado, a esfera se desloca, fazendo com que o excesso de ar comprimido siga para atmosfera pelo escape em R. Quando a pressão se equilibra novamente, a mola posiciona a esfera, fechando o escape.

A válvula de sequência tem o mesmo princípio de funcionamento da válvula de alívio, mas, neste caso, a saída do ar é aproveitada para comando ou emissão de sinal para qualquer outro elemento pneumático. A sequência de emissão de sinais é programada em função de um diferencial de pressão, sendo utilizada, por exemplo, quando objetiva-se detectar o final de um movimento sem a utilização de um mecanismo de fim de curso.

A válvula reguladora de pressão é disposta na unidade de condicionamento de ar comprimido (Lubrefil), como visto na Unidade 1 deste livro e sua função é controlar a pressão fornecida em todo o sistema pneumático. Seu funcionamento consiste na comparação de duas forças: a mecânica (do conjunto obturador apoiado no diafragma pela ação da mola) e a de pressão de entrada. Se a pressão em P1 é maior que a pressão ajustada, o ar comprimido escapa para atmosfera através do orifício de sangria localizado no diafragma. Se a pressão em P1 é menor que a ajustada, o diafragma se movimenta, impulsionado pela mola, fazendo com que o obturador se abra, permitindo a passagem de uma maior quantidade de ar na saída em P2, equilibrando a pressão do sistema, regulando a pressão na saída.

Tabela 2.4 | Tipos de válvulas controladoras de pressão

Denominação	Desenho esquemático	Simbologia
Válvula de alívio		
Válvula de sequência		
Válvula reguladora de pressão		

Fonte: elaborada pelo autor.

Pesquise sobre as válvulas de retardo (também conhecidas como temporizadores pneumáticos), cuja função é possibilitar o disparo de uma sequência de movimentos de atuadores, ou mesmo o retorno de um atuador, sem a necessidade de válvulas de fim de curso. PARKER TRAINING. **Tecnologia pneumática industrial** – Apostila M1001 BR. Ago. 2000. Disponível em: <http://www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf>. Acesso em: 20 jun. 2016

Pesquise mais

Para complementar o estudo sobre válvulas pneumáticas, pesquise sobre as válvulas de comando elétrico em: FIALHO, A.B. **Automação pneumática:** projetos, dimensionamento e análise de circuitos.7. ed. São Paulo: Érica, 2014, capítulo 5.

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados nesta seção sobre válvulas de comando, resolveremos a situação-problema 1 apresentada abaixo:

Você, aluno, estagia em uma empresa de consultoria contratada para dimensionar uma rede de ar comprimido em circuito aberto para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Nesta fase de projeto, para preparar o relatório, você deve primeiramente: selecionar válvulas para comandar um atuador pneumático linear, dependendo da aplicação requerida do circuito pneumático básico de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte proposto.

Roteiro de solução:

Como exemplo de solução da SP1, demonstraremos as aplicações básicas das válvulas de comando mais utilizadas, deixando para você, aluno, a tarefa de selecionar as válvulas que lhe forem úteis em seu circuito pneumático, dependendo da aplicação requerida.

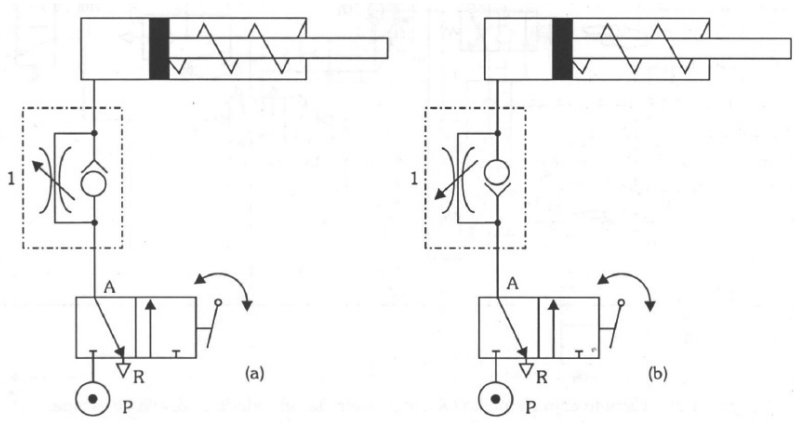
Aplicação 1: controle de velocidade de um atuador linear de simples efeito.

Exemplificando

Como visto na seção Não pode faltar, utiliza-se uma válvula reguladora de fluxo para controlar a velocidade de um atuador pneumático.

A Figura 2.3 (a) apresenta o controle de velocidade no avanço do atuador e a Figura 2.3 (b) expõe o controle de velocidade no retorno do atuador. Em (a), temos que a esfera bloqueia o fluxo de ar comprimido que iria diretamente para o atuador, sendo, portanto, o fluxo desviado para a restrição regulável, seguindo a partir daí para a alimentação do atuador, controlando, portanto, a velocidade no avanço. Em (b), a esfera bloqueia a exaustão de ar comprimido, redirecionando-a para a restrição regulável, diminuindo assim a velocidade de retorno.

Figura 2.3 | Controle de velocidade de um atuador de simples efeito

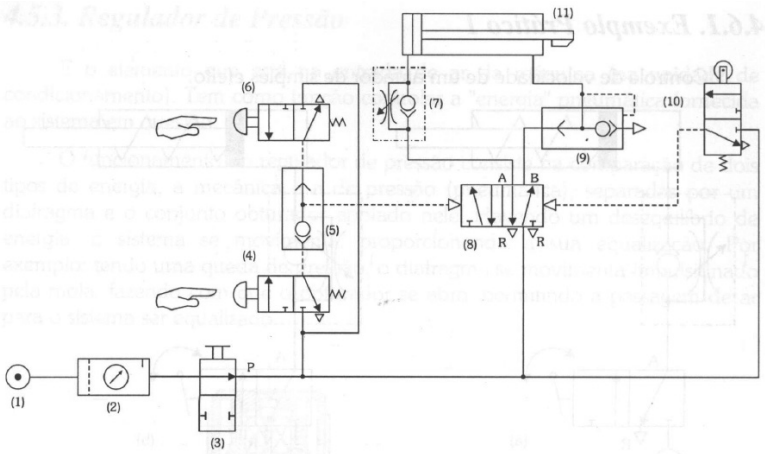


Fonte: Fialho (2014).

Aplicação 2: acionamento em dois pontos diferentes, com avanço acelerado e velocidade controlada no retorno do atuador linear de duplo efeito.

Nota-se pela Figura 2.4 que o circuito é dotado de um elemento lógico OU, ilustrado em (5), cuja função é permitir a comutação da válvula de comando (8) de dois pontos diferentes (4) e (6). O circuito é composto também de uma válvula reguladora de fluxo (7), que controla a velocidade de retorno do atuador linear e de uma válvula de escape rápido (9), que aumenta a velocidade de avanço do atuador linear.

Figura 2.4 | Utilização do elemento ou com regulagem de velocidade e válvula de escape

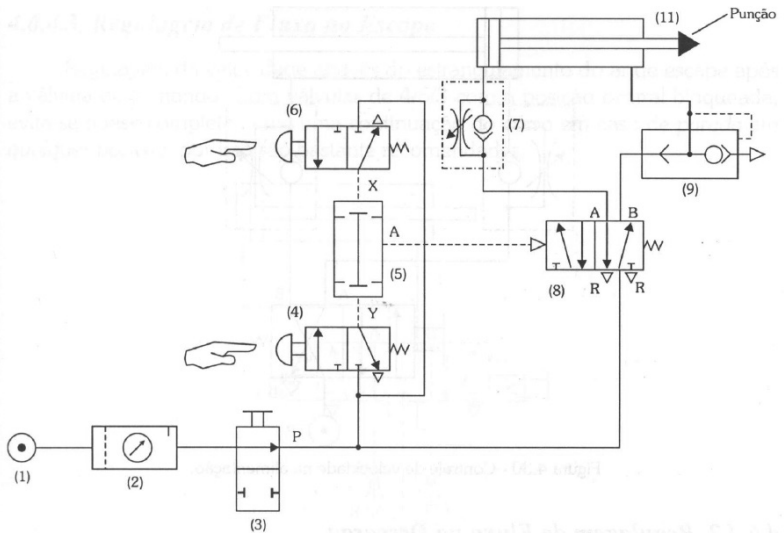


Fonte: Fialho (2014).

Aplicação 3: comando de segurança a duas mãos (circuito típico de uma prensa rebitadora pneumática).

Nota-se pela Figura 2.5 que o circuito é dotado de um elemento lógico E, ilustrado em (5), que garante a segurança do operador da prensa, pois a prensa só é acionada se as válvulas (4) e (6) forem simultaneamente acionadas, eliminando o risco de acidentes de trabalho, pensando-se na possibilidade de o operador tentar reposicionar a peça e/ou o rebite enquanto dispara o punção com a outra mão. A válvula de escape rápido (9) aumenta a velocidade de avanço do atuador linear de dupla ação, aumentando a energia cinética do punção, possibilitando a deformação do rebite na peça. Para executar esta função, o atuador linear deve ser de alto impacto, estudado na próxima seção. A válvula reguladora de fluxo (7) controla a velocidade de retorno do atuador linear de dupla ação.

Figura 2.5 | Comando de segurança a duas mãos



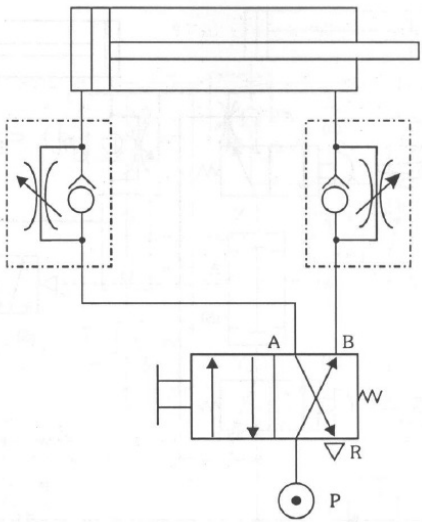
Fonte: Fialho (2014).

Aplicação 4: regulagem de fluxo na alimentação do atuador pneumático.

Atenção

Esta regulagem, ilustrada na Figura 2.6, é apropriada para atuadores de simples efeito ou atuadores de duplo efeito de pequeno porte, pois é inadequada para aplicações mais precisas, devido às variações de carga que ao longo do percurso, fazem com que a haste do êmbolo do atuador se mova de maneira não regular.

Figura 2.6 | Controle de velocidade na alimentação

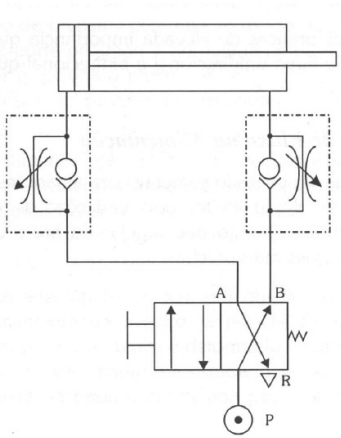


Fonte: Fialho (2014).

Aplicação 5: regulagem de fluxo na descarga do atuador linear de duplo efeito.

Esta regulagem, ilustrada na Figura 2.7, possibilita movimentos regulares mesmo com variações de carga, pois a alimentação do ar comprimido tem passagem livre pela válvula de retenção sem mola.

Figura 2.7 | Controle de velocidade na descarga

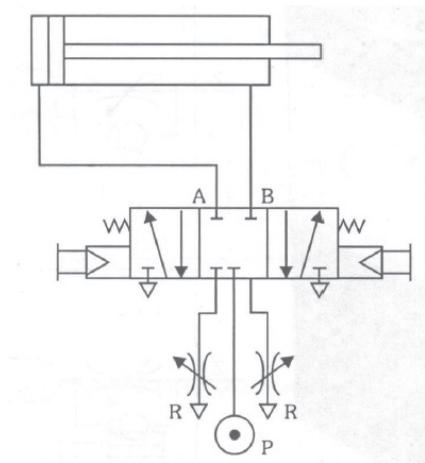


Fonte: Fialho (2014).

Aplicação 6: regulagem de fluxo no escape da válvula de controle direcional.

Esta regulagem, ilustrada na Figura 2.8, permite o estrangulamento do ar comprimido de escape, após a passagem dele pela válvula de comando.

Figura 2.8 | Controle de velocidade no escape



Fonte: Fialho (2014).

Com o conhecimento das aplicações básicas das válvulas de comando utilizadas em circuitos pneumáticos, cabe a você, aluno, a tarefa de selecionar as válvulas lhe que forem úteis em seu circuito pneumático proposto.

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, iremos aprofundar o conhecimento sobre válvulas de retardo, também conhecidas como temporizadores pneumáticos, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

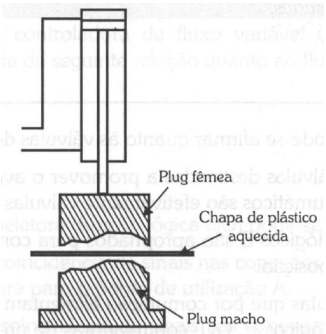
Utilização de válvulas de retardo em um circuito pneumático

Realizar a semiautomatização de um circuito pneumático, utilizando uma válvula de retardo.

Roteiro de solução:

Caro aluno, esta situação-problema tem aplicação, por exemplo, em um dispositivo de termoformagem, ilustrado na Figura 2.9, na qual existe a necessidade de uma sequência de operações em um intervalo de tempo predeterminado.

Figura 2.9 | Dispositivo de termoformagem



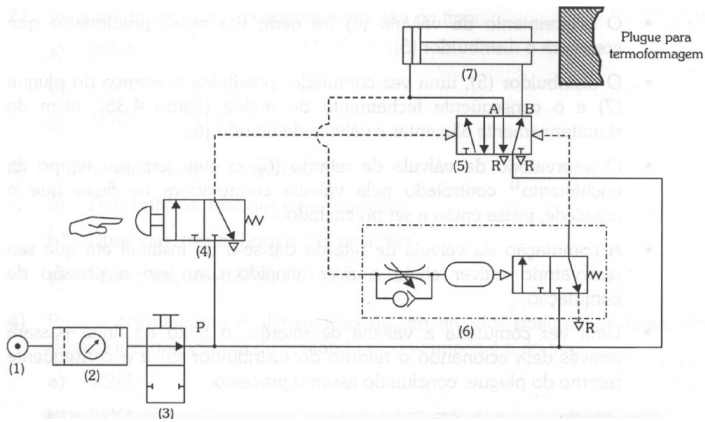
Fonte: Fialho (2014).

Lembre-se

As válvulas de retardo, também conhecidas como temporizadores pneumáticos, são válvulas que disparam os atuadores exatamente dentro de um intervalo de tempo estabelecido.

Existem temporizadores eletrônicos, chamados de válvulas eletropneumáticas, e válvulas pneumáticas híbridas, compostas de uma válvula de controle direcional de 3/2 vias, um pequeno reservatório de ar comprimido e uma válvula controladora de fluxo. A válvula de controle direcional VD 3/2 vias é comutada somente após o reservatório ter sido abastecido completamente, ou seja, após um certo intervalo de tempo, ajustado por um parafuso de ajuste, que regula o fluxo de ar de enchimento do reservatório através da válvula controladora de fluxo. No exemplo proposto, de um dispositivo de termoformagem, utiliza-se o circuito mostrado na Figura 2.10.

Figura 2.10 | Semiautomatização de um dispositivo de termoformagem



Fonte: Fialho (2014).

Neste exemplo, temos a seguinte sequência: após a chapa ter atingido a temperatura adequada para a termoformagem, um termostato imitirá um alarme. Em seguida, o operador posicionará a chapa no dispositivo de termoformagem e, manualmente, acionará a válvula (4), dando início ao processo de termoformagem. O acionamento em (4) realiza a comutação da válvula de controle direcional (5), que possibilita o avanço do plugue através do atuador (7), fechando o molde de termomoldagem e também alimentando a válvula de retardo em (6). O reservatório da válvula em (6) começa a ser preenchido com ar comprimido, controlado pela válvula controladora de fluxo. Quando o reservatório estiver totalmente preenchido, a válvula de controle direcional em (6) será comutada, acionando a comutação da válvula de controle direcional em (5), realizando o retorno do atuador pneumático e, por consequência, do plugue, abrindo o molde de termoformagem, concluindo assim o processo.

Faça você mesmo

Utilize válvulas de retardo, também conhecidas como temporizadores pneumáticos, para realizar a automatização de um outro circuito pneumático qualquer, diferente do estudado nesta seção, no qual também exista a necessidade de uma sequência de operações em um intervalo de tempo predeterminado.

Faça valer a pena

1. Qual é a função principal de uma válvula de comando em um sistema pneumático?

a) Ajustar a velocidade de avanço ou recuo do atuador pneumático.
b) Realizar o comando de uma sequência de movimentos.
c) Permitir que o fluxo de ar pressurizado alimente determinado elemento do automatismo.
d) Realizar o escape rápido do ar contido no interior do atuador pneumático.
e) Permitir o fluxo de ar comprimido em um sentido e bloquear o outro.

2. Qual é a válvula recomendada para o acionamento e a alimentação de um atuador linear de simples efeito?

a) VD 3/3 vias.
b) VD 5/2 vias.
c) VD 2/2 vias.
d) VD 4/2 vias.
e) VD 5/3 vias.

3. Qual é a função principal de uma válvula de controle direcional em um sistema pneumático?

a) Permitir o fluxo de ar comprimido em um sentido e bloquear o outro.
b) Realizar o escape rápido do ar contido no interior do atuador pneumático.
c) Controlar a pressão fornecida para todo o sistema pneumático.
d) Ajustar a velocidade de avanço ou recuo do atuador pneumático.
e) Direcionar o ar comprimido para comandar o avanço ou recuo do atuador pneumático.

Seção 2.2

Atuadores pneumáticos

Diálogo aberto

Caro aluno, na Unidade 1 deste livro didático, estudamos sobre a produção, a preparação e a distribuição do ar comprimido, para posterior utilização em um setor industrial de uma empresa. Finalmente, nesta seção, aprenderemos como é utilizado este ar comprimido em um sistema pneumático. Como visto anteriormente na seção sobre os princípios básicos de sistemas hidráulicos, os atuadores são os dispositivos consumidores de energia do sistema.

Os atuadores pneumáticos têm as seguintes vantagens de utilização: mais velocidade e capacidade de torque elevado; são compactos; têm menor peso; se adaptam bem a altas temperaturas e são seguros em aplicações eletricamente perigosas. Na unidade anterior, compreendemos que a utilização do ar comprimido para automação e controle de processos e operações repetitivas é de grande importância tecnológica, sendo, deste modo, utilizado atualmente em toda e qualquer área e setor industrial na indústria moderna.

Sendo assim, nesta seção resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata do dimensionamento de válvulas e atuadores de uma rede de ar comprimido para executar uma função específica em um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A situação-problema desta unidade (SP2) é focada, portanto, em selecionar o atuador pneumático linear, o elemento consumidor de energia do sistema pneumático, para projetar a rede de ar comprimido da SR proposta.

Para resolvermos a SP2, estudaremos os atuadores pneumáticos, divididos em lineares de simples efeito e de duplo efeito; lineares com amortecimento; lineares de duplo efeito especiais (de haste passante; duplex contínuo; duplex geminado e de alto impacto) e atuadores

pneumáticos oscilantes. Além disso, aprenderemos as aplicações básicas destes atuadores.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos estudados nesta seção na elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Atuadores pneumáticos

Os atuadores pneumáticos são os elementos que convertem a energia pneumática (cinética e de pressão) em energia mecânica (força ou torque, dependendo do movimento do atuador), produzindo trabalho mecânico, utilizado em um processo ou operação. Os atuadores pneumáticos são divididos em atuadores lineares e atuadores oscilantes (ou giratórios).

Atuadores pneumáticos lineares

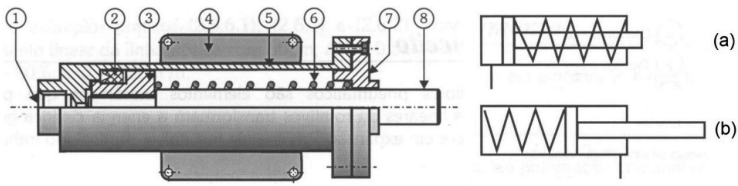
Os atuadores pneumáticos lineares são elementos que convertem energia pneumática em movimento linear ou angular e também conhecidos como cilindros pneumáticos. São constituídos de um tubo cilíndrico com tampas nas extremidades, que contém conexões para admissão e exaustão do ar e em uma das tampas, com uma furação central onde se movimenta uma haste, conectada, na parte interna do tubo cilíndrico, em um êmbolo com vedação, possibilitando o movimento de avanço ou recuo desta haste pela ação do ar ou outra força externa. Os atuadores pneumáticos lineares são do tipo: simples efeito e duplo efeito e são padronizados de acordo com as normas ISO 6431, ISO 6432 e DIN 24335.

Atuadores pneumáticos lineares de simples efeito

São atuadores cujo movimento de avanço ou recuo são realizados

por uma mola interna ao cilindro ou por uma força externa. São aplicados em dispositivos de fixação, gavetas de moldes de injeção, prensagem, elevação e alimentação de componentes. Os componentes e a simbologia de um atuador linear de simples efeito são mostrados na Figura 2.11, onde 1 é a entrada e saída de ar, 2 é a vedação do êmbolo, 3 é o êmbolo, 4 é o elemento de fixação do atuador, 5 é o cilindro, 6 é a mola, 7 é a tampa frontal e 8 é a haste.

Figura 2.11 | Desenho esquemático e simbologia de um atuador pneumático linear de simples efeito



Fonte: Fialho (2014).

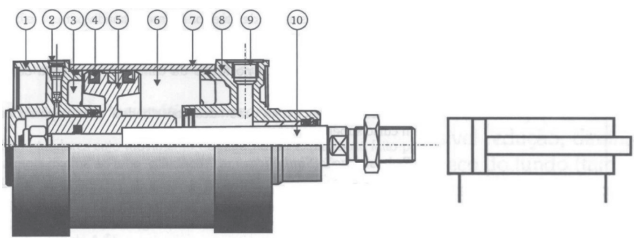
A partir da Figura 2.11, o atuador linear de simples efeito tem o seguinte princípio de funcionamento: uma válvula direcional alimenta o cilindro na conexão em 1 e o ar comprimido eleva a pressão na câmara posterior do cilindro, até superar a força exercida pela mola, instante em que o êmbolo começa a se movimentar, avançando a haste na parte frontal do cilindro. Enquanto a válvula estiver alimentando o cilindro, a pressão do ar na câmara posterior será maior que a força da mola, mantendo, assim, a haste avançada. Se a válvula for comutada, a alimentação de ar comprimido para o cilindro é cessada, fazendo com que o ar contido na câmara posterior saia do cilindro pela ação da força da mola, realizando o escape pela conexão de saída em 1.

Por questões funcionais, a mola do atuador linear de simples efeito é dimensionada para possibilitar um retorno rápido da haste, sem que gere alto impacto do êmbolo na posição final de retorno (haste recuada). É aconselhável utilizar estes atuadores para cursos inferiores a 100 mm. A partir da simbologia, temos os seguintes tipos de atuadores lineares de simples efeito, de acordo com sua posição normal: em (a) temos um atuador normalmente recuado e em (b) temos um atuador normalmente avançado.

Atuadores pneumáticos lineares de duplo efeito

São atuadores nos quais a alimentação e a exaustão do ar ocorrem em conexões localizadas nas extremidades opostas do cilindro, como mostra a Figura 2.12, em que 1 é a tampa traseira; 2 e 9 são conexões de alimentação ou exaustão; 3 é a câmara traseira; 4 é a vedação do êmbolo; 5 é o êmbolo; 6 é a câmara frontal; 7 é o cilindro; 8 é a tampa frontal e 10 é a haste.

Figura 2.12 | Desenho esquemático e simbologia de um atuador pneumático linear de duplo efeito



Fonte: Fialho (2014).

A partir da Figura 2.12, nota-se que o atuador linear de duplo efeito tem o princípio de funcionamento muito semelhante com o linear de simples efeito. A diferença básica é que agora tanto o avanço quanto o recuo são controlados pela ação do ar, devido à utilização de duas conexões de entrada e saída de ar, localizadas nas extremidades das câmaras frontal e traseira. Novamente, o comando do atuador acontece por uma válvula direcional. A haste se mantém recuada quando a válvula alimenta a conexão em 9, pressurizando a câmara frontal e realiza o escape em 2. Quando a válvula é comutada, a conexão em 2 passa a ser alimentada, suprindo a câmara traseira e a conexão em 9 faz o escape, permitindo o avanço da haste. Enquanto este comando permanecer mantido, a haste continua avançada, até que ela novamente é comutada, nutrindo a conexão em 9 e fazendo o escape em 2, recuando da haste.

Pesquise mais

Pesquise sobre o diâmetro comercial e outras variáveis (curso padrão e cursos máximos e mínimos; força de avanço; força de retorno e o tipo de

conexão) dos atuadores pneumáticos lineares de simples e de duplo efeito, no catálogo de cilindros comerciais normalizados pela ISO, apresentado na Tabela A.8 de FIALHO, A.B. **Automação pneumática**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos.7. ed. São Paulo: Érica, 2014.

Atuadores pneumáticos lineares com amortecimento

Os amortecedores de fim de curso têm a função de absorver a grande energia cinética gerada devido às altas velocidades de avanço e retorno que o atuador possa desenvolver. A partir da equação da energia cinética, tem-se:

$$E_c = \frac{m.V^2}{2}$$

Para atuadores pneumáticos lineares, a massa utilizada para o cálculo da energia cinética é dada pela massa movida pela haste, somada com a massa do êmbolo e da haste. A partir da velocidade limite de 0,1 m/s, se faz necessário a utilização de um amortecedor, visto que a energia cinética é absorvida ciclicamente ao final do curso da haste, tanto no avanço quanto no seu recuo. Apesar da capacidade de absorção de energia ser uma função do limite elástico do material, o impacto cíclico do êmbolo na tampa, em grande velocidade, causa a fadiga do material, justificando a necessidade de um amortecedor. São dotados de amortecimento, dependendo da aplicação, cilindros de diâmetro superior a 30 mm e cursos acima de 50 mm.

Reflita

Verifique o princípio de funcionamento do amortecedor de fim de curso e a simbologia dos atuadores lineares com amortecimento em: FIALHO, A.B. Automação pneumática: projetos, dimensionamento e análise de circuitos.7. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 82-83.

Atuadores pneumáticos lineares de duplo efeito especiais

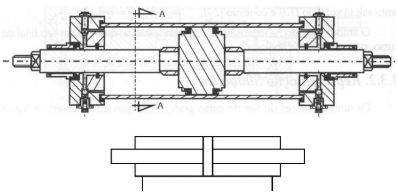
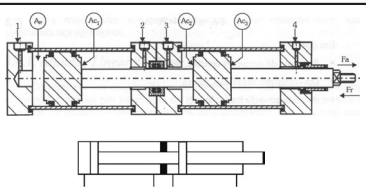
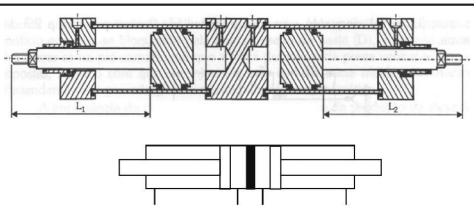
Existe uma grande variedade de atuadores lineares de duplo efeito, devido às necessidades específicas, como a simultaneidade de movimentos; o escalonamento de movimentos; os atuadores de alto impacto; a regulagem de fim de curso, de velocidade e os

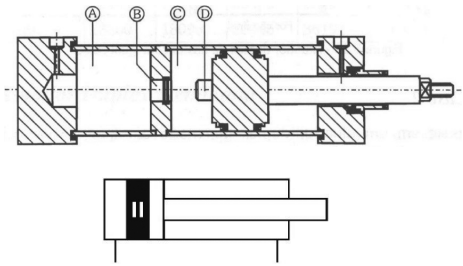
deslocamentos de precisão etc. A Tabela 2.5 apresenta os tipos de atuadores lineares de duplo efeito especiais.

Assimile

Estude mais sobre os cálculos de forças de avanço e retorno para cada tipo de atuadores lineares de duplo efeito especiais em FIALHO, A.B. Automação pneumática: projetos, dimensionamento e análise de circuitos.7. ed. São Paulo: Érica, 2014

Tabela 2.5 | Tipos de atuadores lineares de duplo efeito especiais

Denominação	Características, desenho esquemático e simbologia
Atuador linear de haste passante	Possui duas hastes contrapostas, unidas ao mesmo êmbolo. Permite a execução de trabalhos alternados, em direções opostas. Devido à sua construção, as forças de avanço e o retorno das duas hastes são idênticas, bem como as suas velocidades. Suporta cargas laterais mais elevadas.
	
Atuador linear duplex contínuo (Tandem)	Possui dois atuadores lineares de duplo efeito e de mesmo diâmetro montados em série, resultando em um aumento da força de avanço (de 82 a 97%) e da duplicação da força de retorno. A força de avanço não é duplicada pois Ap é diferente de Ac_2. Verificar a comparação entre forças de avanço e retorno de um atuador normal e um duplex contínuo em Fialho (2014, p. 88, Tabela 3.1).
	
Atuador linear duplex geminado	É uma variação do atuador duplex, modificado para atender aos grandes deslocamentos e aos deslocamentos escalonados, sem a necessidade de aplicação de grandes forças. Consiste em dois atuadores lineares de duplo efeito, montados um de costas para o outro. Não existe a necessidade de os cilindros terem o mesmo diâmetro e as hastes terem o mesmo comprimento.
	

Atuador de alto impacto	Atuador bem semelhante a um atuador linear de duplo efeito, a não ser pela presença de uma pré-câmara A na extremidade traseira, ligada à câmara C pelo orifício B, que isola a ligação quando a haste D está recuada. A elevação da energia cinética é gerada exatamente a partir do instante em que a haste avança e o ar atravessa o orifício, pois a velocidade do escoamento aumenta com a diminuição da área em B (de acordo com a equação da continuidade, da mecânica dos fluidos). É utilizado para prensagem, rebitagem, corte etc.
	

Fonte: elaborada pelo autor.

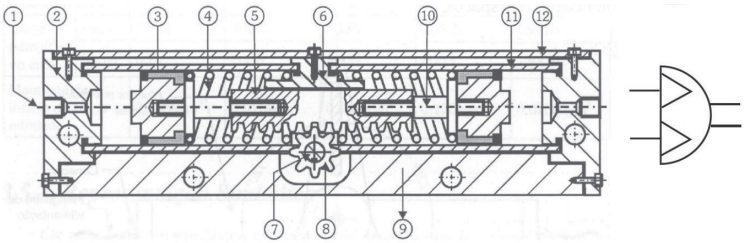
Atuadores pneumáticos oscilantes

Realizando-se um estudo cinemático da utilização de atuadores pneumáticos lineares para execução de movimentos angulares, chega-se à conclusão de que é impossível executar movimentos com ângulos maiores que 120 graus. Os atuadores pneumáticos oscilantes (também chamados de giratórios ou rotativos), foram desenvolvidos exatamente para solucionar este problema, possibilitando deslocamentos angulares escalonados de 360 graus. A Figura 2.13 mostra o desenho esquemático e a simbologia de um atuador pneumático oscilante, sendo que 1 é a conexão de alimentação e exaustão; 2 é a tampa lateral; 3 é o êmbolo; 4 é a mola de centragem; 5 é a cremalheira; 6 é a união central; 7 é o eixo de torção; 8 é a engrenagem; 9 é a base; 10 é o conector do êmbolo e cremalheira; 11 é o tubo cilíndrico; 12 é a tampa do conjunto.

Exemplificando

De acordo com a figura, o atuador consiste de dois atuadores lineares de simples efeito, montados um contra o outro, fixos à extremidade de uma cremalheira que, ao se movimentar lateralmente, transmite o movimento linear a um conjunto de eixo e engrenagem, convertendo-o em movimento angular de rotação e momento de torção.

Figura 2.13 | Desenho esquemático e simbologia de um atuador pneumático oscilante



Fonte: Fialho (2014).

Faça você mesmo

Procure sobre características técnicas de atuadores pneumáticos oscilantes em: FIALHO, A.B. **Automação pneumática**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos.7. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 97

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados nesta seção sobre atuadores pneumáticos, resolveremos a situação-problema 2 apresentada abaixo:

Na situação-problema anterior, você, aluno, apresentou a seleção das válvulas para comando do atuador pneumático linear. Nesta situação-problema 2, você dimensionará comercialmente o atuador pneumático linear utilizado para exercer a aplicação requerida do circuito pneumático proposto, considerando-se a força de projeto de 1500 N e pressão de trabalho de 6 bar. Além disso, também calculará o consumo de ar necessário para o atuador funcionar de maneira correta.

Roteiro de solução:

Como exemplo de solução da SP2, utilizaremos um exercício proposto por: FIALHO, A.B. **Automação pneumática**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos.7. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 101.

O intuito deste exercício é calcular o diâmetro do atuador para utilização em uma rede de ar comprimido de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Além disso, calcularemos o consumo de ar do atuador, possibilitando o dimensionamento da rede de distribuição de ar comprimido de uma forma mais exata.

Vamos ao exemplo de solução proposto por Fialho (2014). O diâmetro da haste, é calculado a partir da seguinte equação, sendo que S é o coeficiente de segurança; λ é o comprimento livre de flambagem, em cm; F_a é a força de avanço, em N; E é o módulo de elasticidade do material da haste, em N/cm^2.

$$d_h = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot F_a}{\pi^3 \cdot E}}$$

O comprimento livre de flambagem é encontrado na Tabela A10, de FIALHO, A.B. Automação pneumática: projetos, dimensionamento e análise de circuitos.7. ed. São Paulo: Érica, 2014.

A força de avanço é dada pela fórmula abaixo, sendo que φ é um fator de correção da força de projeto, dado pela Tabela 2.6 e Fproj é a força de projeto, em N, necessária para a execução da operação.

$$F_a = \varphi \cdot F_{proj}$$

O diâmetro do pistão é dado pela seguinte equação, sendo que ptrab é a pressão de trabalho, em bar.

$$d_p = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{proj} \cdot \varphi}{10 \cdot \pi \cdot p_{trab}}}$$

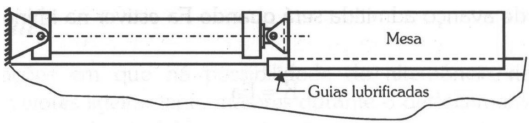
O exercício proposto trata de uma mesa de um dispositivo, mostrada na Figura 2.14, movimentada por deslizamento sobre prismas lubrificados, que percorre um deslocamento total L de 100 cm. A força de projeto é de 1500 N e a pressão de trabalho é de 6 bar. A montagem é feita com as duas extremidades articuladas.

Tabela 2.6 | Fatores de correção da força de projeto

Velocidade da haste	Aplicação	Fator de correção φ
Lenta, com carga aplicada somente no fim do avanço da haste.	Operação de rebitagem	1,25
Lenta, com carga aplicada em todo o curso de avanço da haste.	Talha pneumática	1,35
Rápida, com carga aplicada somente no fim do avanço da haste.	Operação de estampagem	1,35
Rápida, com carga aplicada em todo o curso de avanço da haste.	Deslocamento de mesas	1,5
Outras situações.		1,25

Fonte: elaborada pelo autor.

Figura 2.14 | Desenho esquemático e simbologia de um atuador pneumático oscilante



Fonte: Fialho (2014).

Primeiramente, calculamos o diâmetro do pistão. Pela Tabela 2.6, para a aplicação deste exercício, tem-se que φ = 1,5.

$$d_p = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{proj} \cdot \varphi}{10 \cdot \pi \cdot p_{trab}}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1500N \cdot 1{,}5}{10 \cdot \pi \cdot 6bar}} = 6{,}9cm = 69mm$$

Atenção

Pela Tabela de cilindros comerciais da Parker, apresentada em Fialho (2014), na Tabela A.9, tem-se que o cilindro mais próximo, com diâmetro maior que 69mm, é o de 80 mm, cuja haste mede 25 mm.

Após encontrar o cilindro comercial pela tabela, verificamos a haste pelo critério de Euler. Com base no coeficiente de segurança S = 5 e o módulo de elasticidade E = 2.107 N/cm², temos que:

$$d_h = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot F_a}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 5 \cdot (100cm)^2 \cdot 2250N}{\pi^3 \cdot 2 \cdot 10^7 N/cm^2}} = 1{,}85cm = 18{,}5mm$$

Sendo λ = L = 100 cm (a partir da Tabela A10, de Fialho (2014) e a

força de avanço é dada por:

$$F_a = \varphi \cdot F_{proj} = 1{,}5 \cdot 1500N = 2250N$$

Finalmente, tem-se que o cilindro comercial satisfaz a necessidade de projeto com segurança, pois a haste do atuador comercial é maior do que a haste calculada pelo projeto.

Após o cálculo do diâmetro comercial, calcularemos o consumo de ar do atuador, possibilitando o dimensionamento da rede de distribuição de ar comprimido de uma forma mais exata.

O consumo de ar, C, dado em l/s, é feito pela equação abaixo, em que A_p é a área efetiva do pistão, dada em mm; L é o curso da haste, em mm; nc é o número de ciclos por segundo; T é o tempo para um único ciclo, em segundos.

$$C = \frac{A_p \cdot L \cdot n_c \cdot (p_{trab} + 1{,}013)}{1{,}013 \cdot 10^6} = \frac{A_p \cdot L \cdot (p_{trab} + 1{,}013)}{1{,}013 \cdot 10^6 \cdot T}$$

Considerando-se T = 8 s e nc = 1/8 ciclos/s, tem-se que:

$$C = \frac{A_p \cdot L \cdot n_c \cdot (p_{trab} + 1{,}013)}{1{,}013 \cdot 10^6} = \frac{\left(\frac{\pi \cdot (80mm)^2}{4}\right) \cdot 100mm \cdot (6bar + 1{,}013)}{1{,}013 \cdot 10^6 \cdot 8s} = 4{,}35l/s$$

Portanto, tem-se que o atuador consome uma vazão de 4,35 l/s de ar comprimido.

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre atuadores pneumáticos, apresentando um exercício sobre um atuador pneumático de alto impacto, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

Estudo de um atuador pneumático de alto impacto

Faça a comparação da velocidade de avanço e da energia cinética dissipada por um atuador pneumático de alto impacto com relação a um atuador pneumático comum.

Roteiro de solução:

Caro aluno, os atuadores pneumáticos de alto impacto têm aplicação, por exemplo, em mecanismos de prensagem, rebitagem, corte etc.

Para este modelo, temos os seguintes dados dos atuadores, apresentados na Tabela 2.7.

Tabela 2.7 | Dados do exemplo

Atuador linear comum (A)	Atuador de alto impacto (B)
D_p = 200 mm	Dp = 200 mm
Curso da haste: L = 150 mm	Diâmetro do orifício: do = 40 mm
m = 2,5 kg	m = 2,5 kg
Tempo de avanço: ta = 1,5 s	Tempo de avanço: t_a = 1,5 s

Fonte: elaborada pelo autor.

Para o atuador linear comum, tem-se que a velocidade de avanço é:

$$V_A = \frac{L}{t_a} = \frac{150mm}{1,5s} = 100\frac{mm}{s} = 0,1\frac{m}{s}$$

E a energia cinética dissipada é calculada por:

$$Ec_A = \frac{1}{2}\cdot m \cdot V_1^2 = \frac{1}{2}\cdot 2,5kg \cdot \left(\frac{0,15m}{1,5s}\right)^2 = 0,0125J$$

Para o atuador de alto impacto, pela equação da continuidade, tem-se que:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Sendo que as áreas 1 e 2, da pré-câmara do orifício, respectivamente, são as áreas onde o ar adquire as velocidades V_1 e V_2, exibidas na Figura 2.15. Portanto, tem-se que:

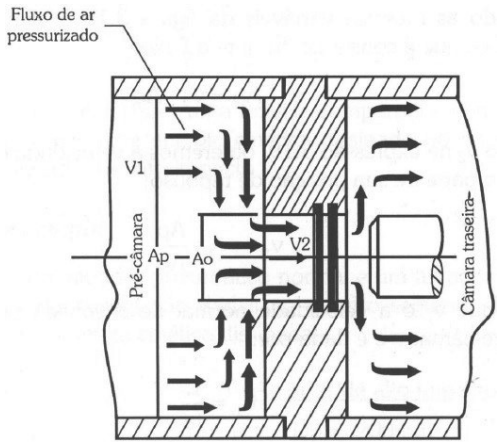
$$\rho \cdot V_1 \cdot A_1 = \rho \cdot V_2 \cdot A_2$$

Sendo que ρ é a massa específica (densidade) do fluido, em kg/m3.

Portanto, chega-se em uma relação de velocidades, em que A_p é a área do pistão e A_o é a área do orifício:

$$V_2 = V_1 \cdot \frac{A_p}{A_o} = \frac{L}{t_a} \cdot \frac{A_p}{A_o}$$

Figura 2.15 | Relação de velocidades v1 e v2 de um atuador de alto impacto



Fonte: Fialho (2014).

Finalmente, a energia cinética do atuador de alto impacto é calculada por:

$$Ec_B = \frac{1}{2} \cdot m \cdot V_2^{\,2} = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{L}{t_a} \cdot \frac{A_p}{A_o} \right)^2$$

Portanto, para o atuador de alto impacto do exemplo, tem-se que que a velocidade de avanço, dada por V_2 (no orifício):

$$A_p = \frac{\pi \cdot D_p^{\,2}}{4} = \frac{\pi \cdot (200mm)^2}{4} = (10000 \cdot \pi) mm^2$$

$$A_o = \frac{\pi \cdot d_o^{\,2}}{4} = \frac{\pi \cdot (40mm)^2}{4} = (1600 \cdot \pi) mm^2$$

$$V_2 = \frac{L}{t_a} \cdot \frac{A_p}{A_o} = \frac{150mm}{1{,}5s} \cdot \frac{(10000 \cdot \pi) mm^2}{(1600 \cdot \pi) mm^2} = 625 \frac{mm}{s} = 0{,}625 \frac{m}{s}$$

E a energia cinética é dada por:

$$Ec_B = Ec_2 = \frac{1}{2} \cdot m \cdot \left(\frac{L}{t_a} \cdot \frac{A_p}{A_o} \right)^2 = \frac{1}{2} \cdot 2{,}5kg \cdot \left(\frac{0{,}15m}{1{,}5s} \cdot \frac{(10000 \cdot \pi)mm^2}{(1600 \cdot \pi)mm^2} \right)^2 = 0{,}488J$$

A Tabela 2.8 apresent a comparação dos resultados obtidos de velocidade e energia cinética dos atuadores comuns e de alto impacto.

Tabela 2.8 | Comparação de resultados

	V (m/s)	Ec (J)	Aumento % em V	Aumento % na Ec
Atuador comum	0,1	0,0125	+525%	+3804%
Atuador de alto impacto	0,625	0,488		

Fonte: elaborada pelo autor.

Tem-se portanto que, neste exemplo, o atuador de alto impacto tem velocidade de avanço mais de 500 vezes maior que a velocidade de avanço de um atuador comum e energia cinética quase 4000 vezes maior que a energia cinética de um atuador comum.

Faça você mesmo

Refaça o exercício proposto para um atuador de alto impacto com as mesmas especificações, com exceção do diâmetro do orifício, que agora será: do = 80 mm. A velocidade de avanço será maior, menor, ou não sofrerá variação? A energia cinética terá aumento, diminuição ou não variará?

Faça valer a pena

1. Qual é a função dos atuadores pneumáticos em um sistema pneumático?

a) Converter a energia mecânica de rotação em energia pneumática de pressão.
b) Converter energia mecânica de rotação em energia mecânica de translação.
c) Converter a energia pneumática (cinética e de pressão) em energia mecânica (força ou torque).
d) Converter energia mecânica de rotação em energia elétrica.
e) Converter a energia pneumática de pressão em energia elétrica.

2. Levando-se em consideração os atuadores pneumáticos lineares de simples efeito, pode-se afirmar que:

a) Seu uso é aconselhável para cursos inferiores a 100 mm.
b) O retorno da haste é sempre realizado pela força de uma mola.
c) São utilizados em qualquer aplicação, sem restrições.
d) Tanto o avanço quanto o retorno são feitos pela ação do ar comprimido.
e) De acordo com sua posição normal, são sempre construídos como atuadores normalmente recuados.

3. Determine a velocidade de avanço de um atuador pneumático linear de simples efeito, em que o diâmetro do pistão é 150 mm, o curso da haste é 100 mm, a massa total do sistema é 3,0 kg e o tempo de avanço é 2,0 s.

a) 100 mm/s.
b) 5 mm/s.
c) 0,1 mm/s.
d) 50 mm/s.
e) 0,5 mm/s.

Seção 2.3

Circuitos pneumáticos fundamentais

Diálogo aberto

Caro aluno, na Unidade 1 deste livro didático, estudamos sobre a produção, a preparação e a distribuição do ar comprimido, para posterior uso em um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Na Seção 1 desta Unidade 2, aprendemos as válvulas de comando, que realizam o avanço e o retorno dos atuadores pneumáticos, além de controlar o fluxo de ar comprimido para os diversos elementos do sistema, evitar acidentes e automatizar e controlar processos e operações repetitivas. Na Seção 2 desta Unidade 2, compreendemos os atuadores pneumáticos, os dispositivos consumidores de energia do sistema. Finalmente, nesta seção, refletiremos sobre as aplicações básicas de um sistema pneumático.

Como visto na unidade anterior, a utilização do ar comprimido para automação e controle de processos e operações repetitivas é de grande importância tecnológica, sendo, deste modo, aplicado atualmente em toda e qualquer área e setor industrial na indústria moderna.

Sendo assim, nesta seção, resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata do dimensionamento de válvulas e atuadores de uma rede de ar comprimido para executar uma função específica em um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A situação-problema desta unidade (SP3) é focada, portanto, em selecionar os circuitos pneumáticos fundamentais, utilizados para exercer uma aplicação requerida do circuito pneumático básico proposto para projetar a rede de ar comprimido da SR.

Para solucionarmos a situação-problema 3, aprenderemos o conceito de circuitos pneumáticos fundamentais: comando de um atuador pneumático de simples efeito; comando de um atuador pneumático de duplo efeito; comando de um atuador pneumático de simples efeito de dois pontos diferentes; comando de segurança a

duas mãos; regulagem da velocidade dos atuadores pneumáticos de simples efeito e de duplo efeito; comando temporizado.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conhecimentos apreendidos nesta seção na elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

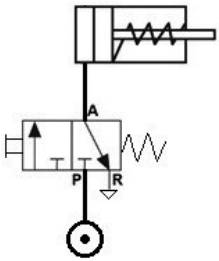
Circuitos pneumáticos fundamentais

Os circuitos pneumáticos podem ser complexos, com vários atuadores executando funções distintas, realizando processos e operações sequenciais e repetitivas, fazendo-se necessária a aplicação de diagramas para análise de sequências de movimentos, tempos, funções lógicas etc., para garantir o funcionamento adequado do sistema pneumático. Primeiramente, estudaremos os circuitos pneumáticos fundamentais, constituídos de um único atuador pneumático. O intuito de estudar estes de aprender esse conteúdo é chegar à compreensão dos tipos de comando utilizados na montagem de um sistema pneumático mais complexo.

Comando de um atuador pneumático de simples efeito

O comando de um atuador pneumático de simples efeito consiste em liderar o avanço da haste do atuador através de uma válvula de controle direcional VD 3/2 vias NF por acionamento manual. A Figura 2.16 ilustra esse processo, em que a linha de pressão é representada por um círculo marcado internamente por outro círculo menor e cheio.

Figura 2.16 | Comando de um atuador pneumático de simples efeito



Fonte: elaborada pelo autor.

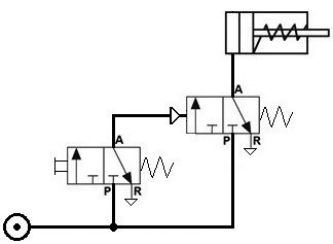
O avanço da haste ocorre quando, por ação muscular do operador, a válvula direcional é comutada, fazendo com que a conexão de entrada de pressão P alimente a conexão de trabalho A, pressurizando a câmara traseira do atuador. O retorno da haste é realizado pela ação da mola do atuador, após o término do acionamento da válvula, que faz com que ela comute para a posição inicial da válvula, ilustrada na figura 2.16, em que a conexão de trabalho A está ligada à conexão de escape em R.

Reflita

Para atuadores de grande porte, onde existe uma força muito elevada para acionar a comutação da válvula de controle direcional, ao invés de utilizarmos um acionamento manual, opta-se pelo comando indireto.

No comando indireto, ilustrado na Figura 2.17, a pilotagem da válvula direcional é feita por um acionamento direto por acréscimo de pressão (servo piloto positivo), comandado indiretamente por uma segunda válvula direcional, acionada por ação muscular do operador.

Figura 2.17 | Comando indireto de um atuador pneumático de simples efeito



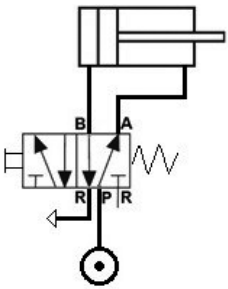
Fonte: elaborada pelo autor.

Comando de um atuador pneumático de duplo efeito

O comando mais simplificado de um atuador pneumático de duplo efeito pode ser realizado utilizando-se de uma válvula de controle direcional VD 4/2 vias ou uma válvula VD 5/2 vias. A Figura 2.18 ilustra este comando a partir de uma válvula VD 5/2 vias.

O avanço da haste se dá quando, por ação muscular do operador, a válvula direcional é comutada, fazendo com que a conexão de entrada de pressão P alimente a conexão de trabalho B, pressurizando a câmara traseira do atuador. O escape do ar contido na câmara frontal é realizado pela conexão de trabalho A, ligada à conexão de escape em R. O retorno da haste ocorre na posição inicial da válvula, ilustrada na figura a seguir, em que a conexão de entrada de pressão P alimenta a conexão de trabalho A, pressurizando a câmara frontal do atuador. O escape do ar contido na câmara traseira é realizado pela conexão de trabalho B, ligada à conexão de escape em R.

Figura 2.18 | Comando de um atuador pneumático de duplo efeito



Fonte: elaborada pelo autor.

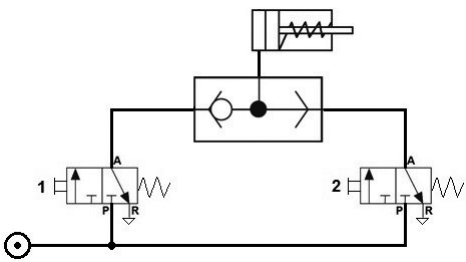
Lembre-se

Caso exista a necessidade de parada da haste do atuador em qualquer posição, utiliza-se o comando por uma válvula VD 5/3 vias, que por ser uma válvula CF em sua posição inicial, permite que o atuador pare em qualquer posição quando não existir nenhum tipo de acionamento, pois quando ela é comutada para a posição central, os fluxos de ar nas conexões A e B são imediatamente interrompidos.

Comando de um atuador pneumático de simples efeito de dois pontos diferentes

Existe a possibilidade de comandar um atuador pneumático de simples efeito de dois pontos diferentes e independentes, utilizando-se uma válvula seletora. A Figura 2.19 ilustra este comando de duas válvulas de controle direcional VD 3/2 vias NF por acionamento manual. O comando pode ser realizado pelo acionamento 1 ou 2.

Figura 2.19 | Comando de um atuador pneumático de simples efeito de dois pontos diferentes



Fonte: elaborada pelo autor.

Comando de segurança a duas mãos

O conceito de automação de um processo ou operação existe quando o funcionamento correto de uma máquina, por exemplo, depende de uma sequência exata de comandos.

Assimile

O comando de segurança a duas mãos é um exemplo típico de automação, em que existe a necessidade de o operador utilizar as duas mãos para executar um comando. A Figura 2.20 ilustra duas possibilidades para este comando.

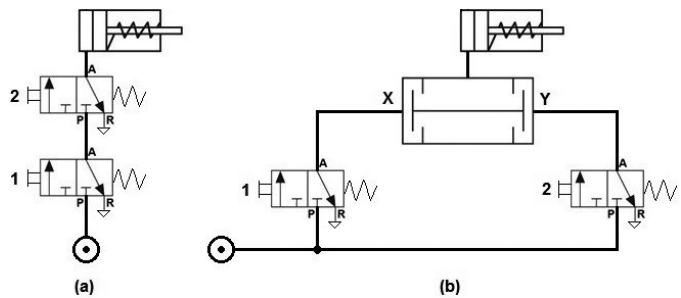
Na figura 2.20 (a), há duas válvulas VD 3/2 vias NF associadas em série, comandando um atuador de simples efeito, que por serem normalmente fechadas (NF), necessitam de acionamento para que o ar comprimido chegue até o atuador. Na posição inicial, portanto, as duas válvulas são responsáveis escape do ar pela conexão R.

Na figura 2.20 (b), há uma válvula de simultaneidade (Função Lógica E), que aciona o atuador somente com a presença simultânea dos dois sinais em X e Y.

Exemplificando

As duas válvulas VD 3/2 vias NF associadas em paralelo, quando comandadas em 1 e 2, enviam o sinal de pressão para as conexões X e Y da válvula de simultaneidade, permitindo a passagem do ar comprimido na sua saída, pressurizando a câmara posterior do atuador linear de simples efeito.

Figura 2.20 | Comando de segurança a duas mãos

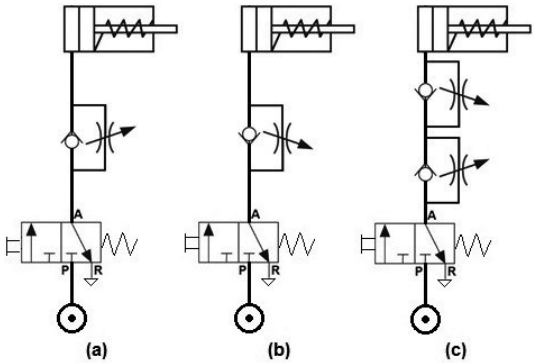


Fonte: elaborada pelo autor.

Regulagem da velocidade dos atuadores pneumáticos de simples efeito e de duplo efeito

A regulagem da velocidade dos atuadores já foi citada na resolução da SP da Seção 1 desta unidade. Como visto anteriormente, utiliza-se uma válvula reguladora de fluxo para controlar a velocidade de um atuador pneumático. Para um atuador pneumático de simples efeito, pode ser a regulagem da velocidade de avanço da haste, de retorno da haste, ou ambas. A Figura 2.21 apresenta este tipo de comando para as possibilidades existentes: (a) regulagem da velocidade de avanço da haste; (b) regulagem da velocidade de retorno da haste; (c) regulagem simultânea da velocidade de avanço e da velocidade de retorno da haste.

Figura 2.21 | Regulagem da velocidade de um atuador pneumático de simples efeito



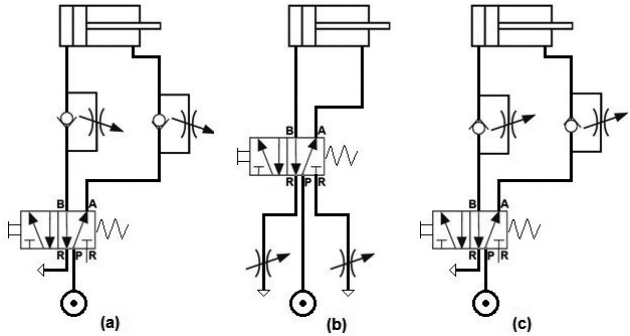
Fonte: elaborada pelo autor.

Para um atuador pneumático de duplo efeito, usa-se a regulagem de velocidade na fase de descarga (mais comum) e na fase de alimentação (mais rara devido à falta de precisão). A Figura 2.22 exibe este tipo de comando para as possibilidades existentes: (a) regulagem da velocidade na fase de descarga; (b) regulagem da velocidade na saída da válvula direcional; (c) regulagem da velocidade na fase de alimentação.

Pesquise mais

Quando precisa-se de um escape rápido, seja aumentando a velocidade de avanço ou de retorno da haste de um atuador de simples ou de duplo efeito, utiliza-se uma válvula de escape rápido. Pesquise mais sobre como montar o circuito pneumático fundamental para este tipo de comando. PRUDENTE, F. Automação industrial – pneumática: teoria e aplicações. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2013, p. 86-87.

Figura 2.22 | Regulagem da velocidade de um atuador pneumático de duplo efeito

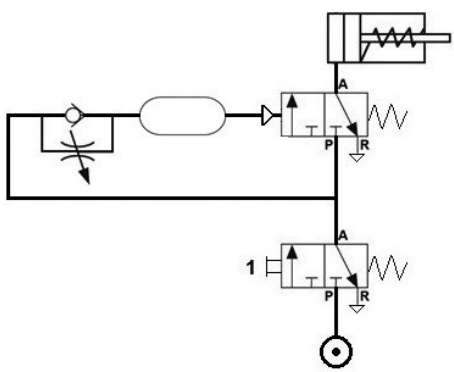


Fonte: elaborada pelo autor.

Comando temporizado

Como visto anteriormente na Seção 1 desta unidade, o temporizador pneumático (também chamado de válvula de retardo) é utilizado quando existe a necessidade de efetuar comandos em função do tempo. A Figura 2.23 mostra este tipo de comando. A partir da figura, acionando a válvula VD 3/2 vias NF por ação muscular do operador em 1, a válvula direcional é comutada, pressurizando a linha do temporizador. A segunda válvula de controle direcional VD 3/2 vias NF da associação em série é comutada somente após o reservatório do temporizador ter sido abastecido completamente, ou seja, após um certo intervalo de tempo. Com isso, o atuador pneumático é alimentado pela linha de pressão em A, realizando o avanço da haste.

Figura 2.23 | Comando temporizado



Fonte: elaborada pelo autor.

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados nesta seção sobre os circuitos pneumáticos fundamentais, resolveremos a situação-problema 3 apresentada abaixo:

Você, aluno, estagiário da empresa de consultoria contratada para dimensionar uma rede de ar comprimido em circuito aberto para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte, apresentou na SP1 a seleção das válvulas para comando do atuador pneumático linear e na situação-problema 2 o dimensionamento do atuador pneumático linear utilizado para desempenhar uma determinada função requerida pelo circuito pneumático. O seu próximo desafio, ou seja, a situação-problema (SP) em que você está inserido é: selecionar o circuito pneumático elementar que exerce uma aplicação requerida do circuito pneumático básico proposto.

Roteiro de solução:

Como exemplo de solução da situação-problema 3, nos basearemos na seguinte aplicação: o comando de segurança a duas mãos de um atuador linear duplex contínuo, também chamado de atuador linear em tandem.

Lembre-se

Como estudado na Seção 2 desta Unidade 2, este atuador consiste de dois atuadores de duplo efeito de mesmo diâmetro montados em série. Sua utilização é para operações e processos que necessitem de altas forças de avanço e retorno da haste.

Pensando na segurança do operador, visto que este atuador desenvolve altas forças, será inserido no sistema pneumático um comando de segurança a duas mãos. Portanto, nesta aplicação, temos dois circuitos pneumáticos fundamentais no mesmo sistema pneumático: o comando de um atuador linear de duplo efeito e o comando de segurança a duas mãos. A Figura 2.24 ilustra a aplicação proposta.

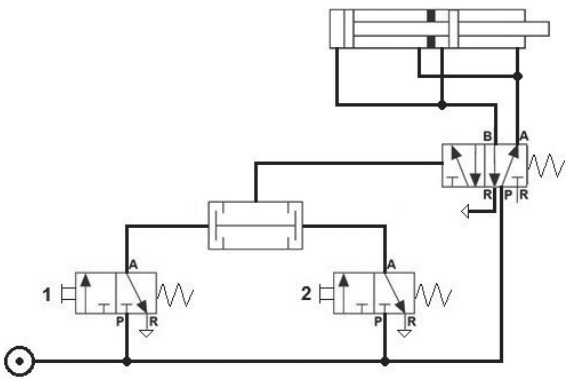
O comando de segurança a duas mãos é exatamente o mesmo circuito de comando utilizado na Figura 2.20 (b), que utiliza uma válvula de simultaneidade, gerenciada pelo acionamento de duas válvulas VD 3/2 vias NF simultaneamente, para alimentar um atuador linear de simples efeito.

Nesta aplicação, o comando de segurança de duas mãos é útil para comutar a válvula direcional, responsável pelo avanço e retorno da haste do atuador. O comando do atuador linear duplex contínuo é feito por uma válvula VD 5/2 vias.

Atenção

Nota-se, pela construção do atuador linear duplex contínuo, que existe a necessidade de alimentar as câmaras frontal e posterior dos dois atuadores de duplo efeito, montados em série.

Figura 2.24 | Comando de segurança a duas mãos de um atuador linear duplex contínuo



Fonte: elaborada pelo autor.

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre o comando temporizado, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

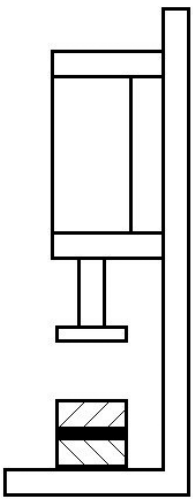
Aplicação do comando temporizado: colagem de peças

Realize a semiautomatização de um circuito pneumático, utilizando um comando temporizado.

Roteiro de solução:

Caro aluno, esta situação-problema tem aplicação, por exemplo, em um dispositivo de colagem de peças, como a aplicação ilustrada na Figura 2.25, na qual necessita-se de uma sequência de operações em um intervalo de tempo predeterminado para cumprir o processo de colagem de peças.

Figura 2.25 | Dispositivo de colagem de peças



Fonte: elaborada pelo autor.

Lembre-se

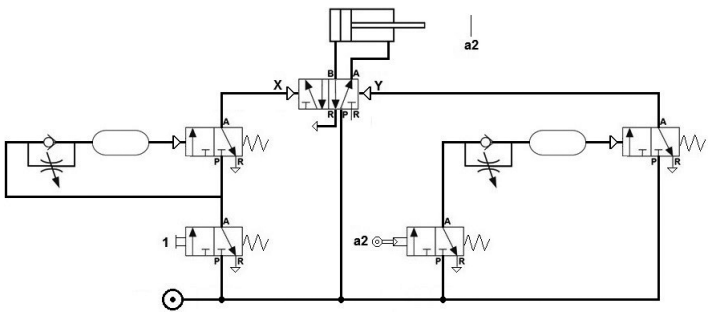
As válvulas de retardo, também conhecidas como temporizadores pneumáticos, disparam os atuadores exatamente dentro de um intervalo de tempo estabelecido.

Utilizaremos nesta aplicação duas válvulas pneumáticas híbridas, compostas de uma válvula de controle direcional de 3/2 vias, um pequeno reservatório de ar comprimido e uma válvula controladora

de fluxo. A válvula de controle direcional VD 3/2 vias é comutada somente após o reservatório ter sido abastecido completamente, ou seja, após um certo intervalo de tempo, ajustado por um parafuso de ajuste, que regula o fluxo de ar de enchimento do reservatório através da válvula controladora de fluxo.

A Figura 2.26 expõe o comando proposto nesta aplicação. Acionando a válvula VD 3/2 vias NF no ponto 1, o temporizador do lado esquerdo da figura é energizado, iniciando a contagem de tempo (indicada pelo enchimento do reservatório). Após o enchimento do reservatório, a válvula VD 5/2 vias é comutada em X, realizando o avanço da haste do atuador linear de duplo efeito. Quando a haste atinge o acionamento de fim de curso a2, um comando indireto (em que a ação mecânica do rolete pressuriza o servo piloto positivo), o temporizador do lado direito da figura é energizado, começando a contagem de tempo, necessário para a colagem das peças. Após o período de enchimento do reservatório, a válvula VD 5/2 vias é comutada em Y, cumprindo o retorno da haste do atuador linear de duplo efeito.

Figura 2.26 | Aplicação do comando temporizado: colagem de peças



Fonte: elaborada pelo autor.

Faça você mesmo

Utilize válvulas de retardo, também conhecidas como temporizadores pneumáticos, para fazer a automatização de um outro circuito pneumático qualquer, diferente do estudado nesta seção, no qual também exista a necessidade de uma sequência de operações em um intervalo de tempo predeterminado.

Faça valer a pena

1. Levando-se em consideração o princípio de funcionamento do comando de um atuador de simples efeito, pode-se afirmar que:

a) O comando de avanço da haste do atuador é normalmente realizado através de uma válvula de controle direcional VD 3/2 vias NF por acionamento manual.
b) O avanço da haste do atuador é realizado pela ação de uma mola.
c) O comando de retorno da haste do atuador é normalmente realizado através de uma válvula de controle direcional VD 3/2 vias NF por acionamento manual.
d) O comando de avanço da haste do atuador é normalmente realizado através de uma válvula de controle direcional VD 5/2 vias por acionamento manual.
e) O comando de retorno da haste do atuador é normalmente realizado através de uma válvula de controle direcional VD 5/2 vias por acionamento manual.

2. Qual é o tipo de acionamento utilizado para excluir a comutação da válvula direcional que controla o avanço e o retorno de atuadores de simples efeito de grande porte?

a) Utiliza-se o comando direto, por acionamento manual.
b) Utiliza-se o comando direto, por ação mecânica.
c) Utiliza-se o comando indireto, em que a pilotagem da válvula direcional é feita por um acionamento direto por acréscimo de pressão (servo piloto positivo).
d) Utiliza-se o comando indireto, por acionamento manual.
e) Utiliza-se o comando direto, com acionamento por servo piloto.

3. Levando-se em consideração o princípio de funcionamento do comando de um atuador de duplo efeito, pode-se afirmar que:

a) O comando do atuador é normalmente realizado através de uma válvula de simultaneidade.
b) O retorno da haste do atuador é realizado pela ação de uma mola.
c) O comando do atuador é normalmente realizado através de uma válvula de controle direcional VD 3/2 vias NF por acionamento manual.
d) O avanço da haste do atuador é realizado pela ação de uma mola.
e) O comando do atuador é normalmente realizado através de uma válvula de controle direcional VD 4/2 vias.

Seção 2.4

Parâmetros e projetos das instalações pneumáticas

Diálogo aberto

Caro aluno, na seção 1 desta unidade, estudamos as válvulas de comando, responsáveis pelo avanço e pelo retorno dos atuadores pneumáticos, além de controlar o fluxo de ar comprimido para os diversos elementos do sistema, evitar acidentes e automatizar e controlar processos e operações repetitivas. Na seção 2 desta unidade, estudamos os atuadores pneumáticos, os dispositivos consumidores de energia do sistema. Na seção 3, aprendemos as aplicações básicas de um sistema pneumático, baseadas nos circuitos pneumáticos fundamentais. Finalmente, nesta seção, focaremos na automação de circuitos pneumáticos.

Como visto na unidade anterior, o ar comprimido para automação e controle de processos e operações repetitivas é de grande importância tecnológica, sendo, deste modo, aplicado atualmente em toda e qualquer área e setor industrial na indústria moderna.

Sendo assim, nesta seção resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata do dimensionamento de válvulas e atuadores de uma rede de ar comprimido para executar uma função específica em um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A situação-problema desta unidade (SP4) é focada, portanto, em selecionar uma automação para o circuito pneumático convencional proposto, utilizando-se dos tipos de comandos elétricos disponíveis para projetar a rede de ar comprimido da SR proposta.

Para resolvermos a situação-problema 4, compreenderemos os componentes dos circuitos de comando elétrico, comando repetitivo, comando automático, comando repetitivo ou automático e a técnica para comando de circuitos pneumáticos fundamentais: método direto.

Ao final desta seção esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos estudados na elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Parâmetros e projetos das instalações pneumáticas

A automação e o controle de processos e operações repetitivas em sistemas pneumáticos é dividida em duas categorias: os sistemas de lógica cabeada e os sistemas de lógica programada. no primeiro, os comandos são feitos por dispositivos pneumáticos, elétricos ou eletrônicos, responsáveis por enviar os sinais de comando para os componentes do sistema. Nos sistemas de lógica programada, as funções de controle, em vários níveis de complexidade, são realizadas por um computador, chamado de CLP (controlador lógico programável), que contém dados e programas e tem a finalidade de ler e executar instruções, interagindo com o sistema que deve ser controlado. Os sistemas de lógica cabeada são projetados por diferentes métodos, dependendo do tipo de sinal de comando e da complexidade do sistema. Os métodos mais utilizados são: método direto; direto, com fim de curso a rolete operando em um único sentido, de cascata e do sequenciador pneumático.

Nesta seção, estudaremos soluções de automação pneumática, com base em circuitos eletropneumáticos, visando uma maior segurança do operador. Além disso, apresentaremos o método direto, feito para projeto de automação em sistemas pneumáticos.

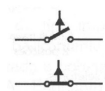
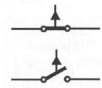
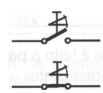
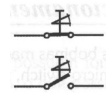
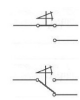
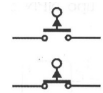
Componentes dos circuitos de comando elétrico

As válvulas de comando elétrico, também chamadas de válvulas de solenoide, são muito semelhantes às válvulas de controle direcional estudadas na Seção 1 desta unidade, diferindo somente pela forma de acionamento utilizada. Nas válvulas de comando elétrico, a comutação da posição da válvula é obtida por meio de impulso elétrico, gerado por uma bobina de corrente alternada (CA), empregada nas tensões

de 24V, 110V e 220V ou por uma bobina de corrente contínua (CC), disposta nas tensões de 12V a 24V.

O acionamento das bobinas magnéticas é feito por chaves de partida e parada, interruptores, micro *switch*, relés, sensores elétricos (de proximidade, pressostato), e sensores ópticos (por reflexão e por interrupção). A Tabela 2.9 relaciona os métodos de acionamento por chaves de partida e parada, interruptores e micro *switch*, apresentando suas características e condições, em que NA significa normalmente aberto e NF significa normalmente fechado.

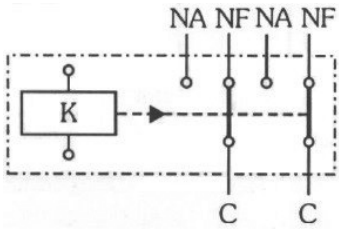
Tabela 2.9 | Métodos de acionamento por chaves de partida e parada, interruptores e micro switch

Dispositivo	Característica	Condição		
Chave impulso sem retenção ou trava	Permanece acionado enquanto houver uma força incidindo sobre ele.	Condição	NA	NF
		Desacionado		
		Acionado		
Chave com retenção ou trava	Uma vez acionado, mantém esta condição até que haja uma nova ação sobre ele.	Condição	NA	NF
		Desacionado		
		Acionado		
Chave seletora com ou sem trava	Mesmas características dos dispositivos anteriores com e sem trava.	Condição	NA	NF
		Desacionado		
		Acionado		
Micro *switch* (chave limitadora de curso)	Chave impulso que atua da mesma forma que um pressostato (liga, desliga, liga-desliga). Utilizado como fim de curso.	Condição	NA	NF / NF+NA
		Desacionado		
		Acionado		

Fonte: elaborada pelo autor.

O relé é um dispositivo do tipo impulso, acionado por campo eletromagnético. A Figura 2.27 ilustra um desenho esquemático de um relé, formado por uma bobina e um conjunto de contatos. Ao energizar a bobina K, da-se a conexão dos terminais C com os contatos NA. Enquanto a bobina permanecer energizada, os contatos continuam nesta posição.

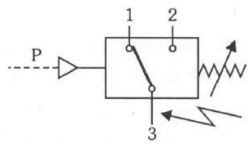
Figura 2.27 | Desenho esquemático de um relé



Fonte: Fialho (2014).

Os sensores elétricos são componentes eletrônicos ou eletromecânicos que monitoram as variáveis de processo. O sensor de proximidade é um dispositivo capaz de detectar a proximidade de qualquer objeto (componente, fluido, elemento de máquina etc.). O pressostato é um componente que converte um pulso pneumático em um pulso elétrico, sendo, portanto, muito empregado como dispositivo de segurança. A Figura 2.28 mostra um desenho esquemático de um pressostato.

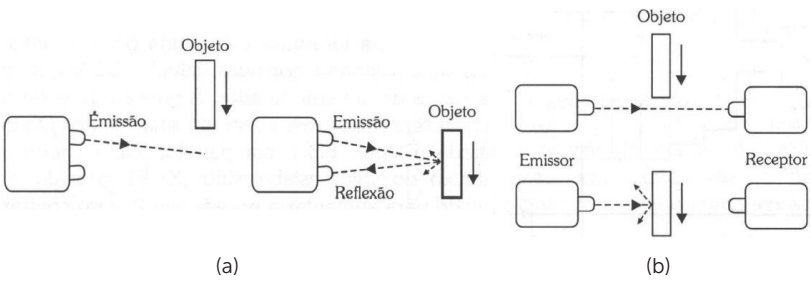
Figura 2.28 | Desenho esquemático de um pressostato



Fonte: Fialho (2014).

Os sensores ópticos utilizam o princípio da emissão e recepção de luz infravermelha. Os sensores mais comuns em circuitos pneumáticos são os ópticos por reflexão e por interrupção. A Figura 2.29 exibe o desenho esquemático desses tipos de sensores, sendo que em (a), temos um sensor óptico por reflexão, que atua quando o objeto reflete a luz emitida até um fotosensor (fotodiodo ou fototransistor). Em (b), temos um sensor óptico por interrupção, que atua quando o objeto intercepta o feixe de luz, que passa a não chegar mais até o receptor.

Figura 2.29 | Desenho esquemático dos sensores ópticos por reflexão e por interrupção



Fonte: Fialho (2014).

Comando repetitivo

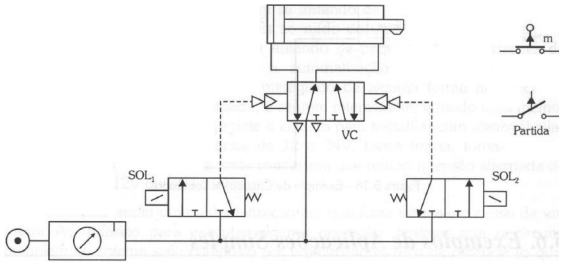
Essa solução eletropneumática precisa de um fim de curso para limitar o avanço e retorno da haste do atuador, do tipo micro *switch*, que atua sobre o solenoide SOL_1 e precisa de um contato auxiliar (chave de partida do tipo impulso sem retenção), que atua sobre o solenoide SOL_2. A Figura 2.30 mostra o circuito eletropneumático que representa este comando.

Utilizando a Figura 2.30 a seguir, se a chave de partida NA for acionada, o solenoide SOL_2 comuta a válvula VD 3/2 vias NF, responsável pela comutação da válvula de controle direcional VD 5/2 vias (VC) para a posição da direita, fazendo o avanço da haste do atuador linear de duplo efeito. Ao atingir o fim de curso, a haste aciona o micro *switch* m, que faz com que o solenoide SOL_1 comute novamente a válvula VC, gerando agora o retorno da haste do atuador.

Reflita

Com base nesta solução eletropneumática, nota-se que para repetir este ciclo, a chave de partida NA deve ser novamente acionada. Qual é o motivo desta afirmação? Tem-se também que, após o início do ciclo, é impossível pará-lo. Porque?

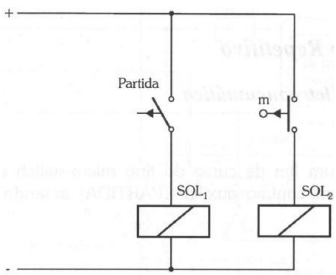
Figura 2.30 | Circuito eletropneumático representativo de um comando repetitivo



Fonte: Fialho (2014).

O circuito elétrico de comando do circuito eletropneumático é representado na Figura 2.31.

Figura 2.31 | Circuito elétrico de comando do circuito eletropneumático



Fonte: Fialho (2014).

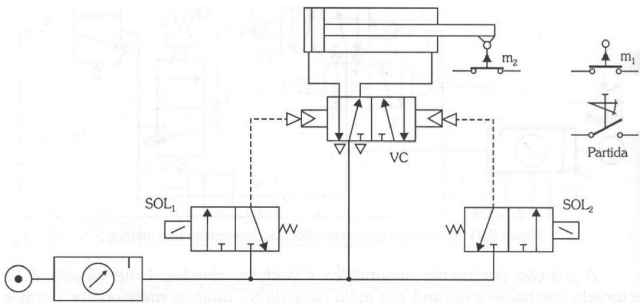
Comando automático

Essa solução eletropneumática emprega duas chaves fim de curso (m_1 e m_2) do tipo micro *switch*, que atuam sobre os solenoides SOL_1 e SOL_2, e uma chave com retenção, que controla o início e final do circuito. A Figura 2.32 mostra o circuito eletropneumático que representa este comando.

A partir da figura abaixo, atuando sobre a chave de partida com retenção NA, o circuito elétrico será fechado, permitindo que haja um fluxo elétrico através do micro *switch* m_2, excitando o solenoide SOL_2, comutando a válvula que controla a válvula VD 3/2 vias NF da direita para a posição da direita, que passa a agir sobre a válvula VC, que por sua vez também é comutada para a posição da direita, realizando o avanço da haste do atuador. Quando a haste começa a se movimentar, o batente da haste deixa o micro *switch* m_2 livre,

retornando a sua posição inicial NA. Quando o batente da haste atinge o micro *switch* m_1, também do tipo NA, o contato é fechado, energizando o solenoide SOL_1, que comuta a válvula VD 3/2 vias NF da esquerda, que por sua vez comuta a válvula VC para a posição da esquerda, realizando o retorno da haste do atuador. No fim do curso de retorno, o batente da haste atinge novamente o micro *switch* m_2, seguindo novamente o processo de avanço da haste do atuador, pois a chave de partida tem retenção ou trava, que permanece ativada até o seu levantamento.

Figura 2.32 | Circuito eletropneumático representativo de um comando automático



Fonte: Fialho (2014).

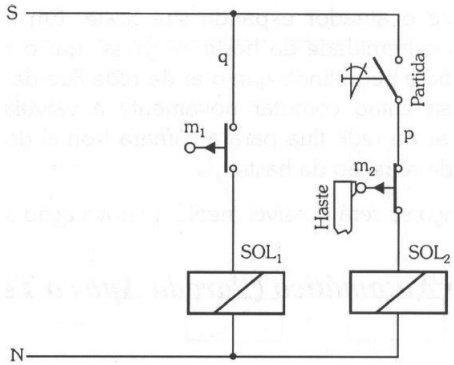
O circuito elétrico de comando do circuito eletropneumático é exibido na Figura 2.33.

Pesquise mais

Pesquise sobre a influência do posicionamento da chave de partida parada do ciclo em um comando automático. Explore também a chave de emergência em um comando automático para segurança, mesmo que dependente da vontade do operador.

FIALHO, A.B. **Automação pneumática:** projetos, dimensionamento e análise de circuitos.7. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 152-156.

Figura 2.33 | Circuito elétrico de comando do circuito eletropneumático.



Fonte: Fialho (2014).

Comando repetitivo ou automático

Esta solução eletropneumática, como o próprio nome diz, é uma associação do comando repetitivo e do automático, podendo fazer um único ciclo completo (repetitivo) ou vários ciclos seguidos (automático). O circuito eletropneumático utiliza duas chaves fim de curso (m_1 e m_2) do tipo micro *switch*, que atuam sobre os solenoides SOL_1 e SOL_2, uma chave de partida do tipo impulso sem retenção NA, uma chave de partida com retenção ou trava NA, uma chave de parada impulso sem retenção NF e um relé, que permite a mudança entre os dois comandos (repetitivo ou automático). A Figura 2.34 apresenta o circuito eletropneumático que representa este comando.

A partir das figuras 2.34 e 2.35, se a chave de partida do tipo impulso for acionada, o relé K é armado, fechando os contatos KNA, efetuando o ciclo a partir do contato m_2, que energiza o solenoide SOL_2.

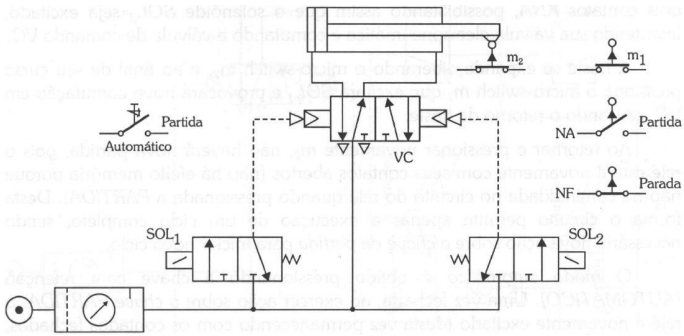
Assimile

Este acionamento permite a execução de somente um ciclo completo, sendo necessária uma nova atuação sobre a partida para um novo ciclo.

Acionando a chave de partida com retenção NA, obtém-se o modo automático. Sendo assim, o ciclo se repete até que a chave de parada seja acionada, desarmando o relé. O ciclo é interrompido somente

quando a haste estiver na posição final de retorno (completamente retraída), independentemente do momento do acionamento da chave de parada.

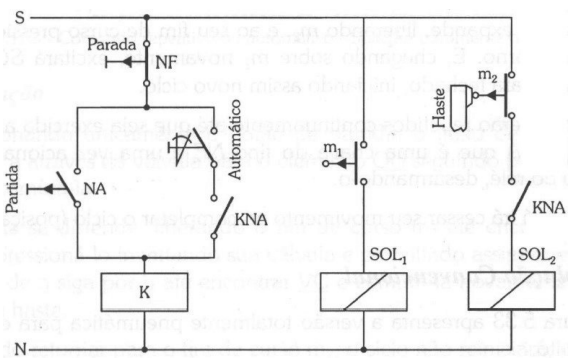
Figura 2.34 | Circuito eletropneumático representativo de um comando repetitivo ou automático



Fonte: Fialho (2014).

O circuito elétrico de comando do circuito eletropneumático é reproduzido na Figura 2.35.

Figura 2.35 | Circuito elétrico de comando do circuito eletropneumático



Fonte: Fialho (2014).

Pesquise mais

Pesquise sobre os dispositivos de regulação e os de sinalização empregados em circuitos eletropneumáticos. FIALHO, A.B. **Automação pneumática**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos.7. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 160-163.

Técnica para comando de circuitos pneumáticos fundamentais: método direto

O método direto é utilizado para projetar sistemas pneumáticos que operam em ciclos automáticos, sem a presença de sinais bloqueadores (sinais contínuos que, quando ativos, impedem que o ciclo prossiga). Este método intuitivo consiste em analisar o diagrama trajeto-passo, que indica a sequência de movimentos (operações) a ser seguida em um ciclo, para projetar o esquema do circuito pneumático fundamental a partir desta sequência pré-definida.

Exemplificando

Para entender melhor o método, estudaremos um exemplo qualquer de sequência de movimentos, ou fases: A+, B+, C+, A-, (B-, C-), sendo que as letras maiúsculas indicam um atuador de duplo efeito, portanto, no exemplo temos três atuadores. O sinal + expressa o avanço da haste do atuador e o sinal – informa o retorno da haste. O ciclo segue a sequência de movimentos indicada e o parêntese mostra que dois ou mais movimentos ocorrem simultaneamente.

Para que a sequência de movimentos ocorra, sinais de comando devem atuar sobre as válvulas de controle direcional, comutando-as, para que um novo movimento (ou fase) se inicie. Os sinais de comando são indicados por letras minúsculas, seguidas dos números 0 ou 1 (por convenção, 0 é utilizado para a posição da haste recuada e 1 para a posição da haste avançada). A partir destas informações e da sequência de fases, podemos descrever o ciclo através do diagrama trajeto-passo, empregado para projetar o sistema pneumático fundamental a partir do método direto.

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados nesta seção sobre os parâmetros e projetos das instalações pneumáticas, resolveremos a situação-problema 4 apresentada abaixo:

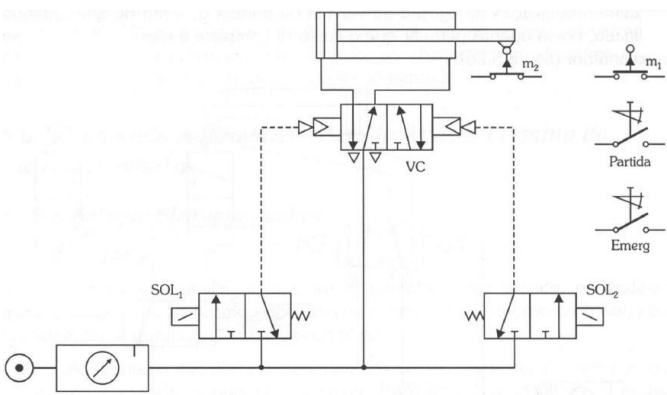
Estagiar nessa empresa está sendo de grande valia, pois a cada desafio seu crescimento técnico-intelectual está sendo notório. Como estagiário, você definiu inicialmente as válvulas para comando

do atuador pneumático linear, o dimensionamento do atuador pneumático linear utilizado para exercer a aplicação requerida do circuito pneumático proposto e a seleção do circuito pneumático elementar. Agora, você chegou na última etapa e o engenheiro supervisor está aguardando os resultados que lhe foram confiados. Nesta seção, você deverá encontrar uma solução de automação para o circuito pneumático convencional proposto, utilizando-se dos tipos de comandos elétricos estudados nesta seção, dependendo da aplicação requerida. E, finalizando, você também apresentará o projeto dimensionado dessa fase do projeto do circuito pneumático com o relatório técnico.

Roteiro de Solução:

Como exemplo de solução da situação-problema 4, utilizaremos a seguinte aplicação: comando automático com uma chave de emergência. O comando automático estudado neste exemplo é representado pelo circuito eletropneumático ilustrado na Figura 2.36.

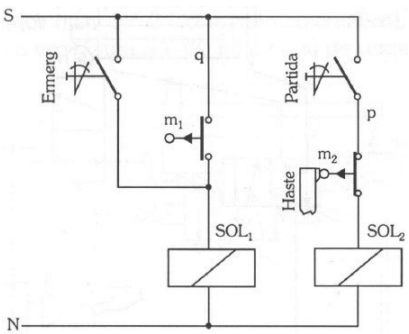
Figura 2.36 | Circuito eletropneumático representativo de um comando automático com chave de emergência



Fonte: Fialho (2014).

A partir da figura 2.36, tem-se que o circuito eletropneumático utiliza duas chaves fim de curso (m_1 e m_2) do tipo micro *switch*, que atuam sobre os solenoides SOL_1 e SOL_2, uma chave de partida com retenção ou trava NA e uma chave simples de emergência (com retenção ou trava NA). O circuito elétrico de comando do circuito eletropneumático é mostrado na Figura 2.37.

Figura 2.37 | Circuito elétrico de comando do circuito eletropneumático



Fonte: Fialho (2014).

Esse circuito eletropneumático é muito parecido com o do comando automático apresentado nesta seção, acrescentado somente de uma chave de emergência.

Atenção

O intuito desta chave é, em qualquer instante do ciclo iniciado, a partir do seu acionamento pelo operador, provocar imediatamente o movimento de retorno da haste do atuador, sendo, portanto, empregado como um dispositivo de segurança.

Por exemplo, após ser iniciado o avanço da haste do atuador, se a chave de emergência for acionada, ela energiza automaticamente o SOL_1, que comuta a válvula VC para a posição da esquerda (ilustrada na figura), permitindo o retorno da haste do atuador mesmo que a chave fim de curso m_1 ainda não tenha sido acionada (na posição final de avanço do atuador).

Finalizando, você, aluno, também apresentará o projeto dimensionado, com a solução de automação para o circuito pneumático convencional proposto neste projeto, com o relatório técnico exigido na SR desta unidade, apresentado a seguir.

Relatório técnico:

Dimensionamento de uma rede de ar comprimido para um

dispositivo de colagem de peças para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

Autor: Nome do responsável

Dados de Projeto:

Força de projeto: Fproj = 1500 N

Pressão de trabalho: ptrab = 6 bar

Passo 1: Seleção das válvulas para comando do atuador pneumático linear

Neste projeto, utilizamos duas válvulas de controle direcional VD 3/2 vias NF, que acionam a comutação dos dois lados da válvula VD 5/2 vias, comandando os movimentos de avanço e retorno da haste do atuador pneumático linear de duplo efeito. Utilizamos dois comandos temporizados, compostos de duas válvulas pneumáticas híbridas, compostas de uma válvula de controle direcional de 3/2 vias e uma controladora de fluxo cada.

Passo 2: Dimensionamento do atuador pneumático linear

O diâmetro da haste é calculado a partir da seguinte equação, em que S é o coeficiente de segurança; λ é o comprimento livre de flambagem, em cm; F_a é a força de avanço, em N; E é o módulo de elasticidade do material da haste, em N/cm^2:

$$d_h = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot F_a}{\pi^3 \cdot E}}$$

O comprimento livre de flambagem é encontrado na Tabela A10 em FIALHO, A.B. Automação pneumática: projetos, dimensionamento e análise de circuitos.7. ed. São Paulo: Érica, 2014.

A força de avanço é dada pela fórmula abaixo, em que φ é um fator de correção da força de projeto, dado pela Tabela 2.10 e Fproj é a força de projeto, em N, necessária para a execução da operação:

$$F_a = \varphi \cdot F_{proj}$$

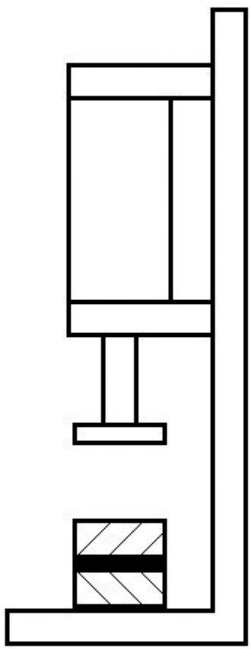
O diâmetro do pistão é dado pela seguinte equação, sendo que

p_{trab} é a pressão de trabalho, em bar:

$$d_p = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{proj} \cdot \varphi}{10 \cdot \pi \cdot p_{trab}}}$$

O exercício proposto trata de um dispositivo de colagem de peças, mostrado na Figura 2.38, que percorre um deslocamento total L de 20 cm.

Figura 2.38 | Desenho esquemático do dispositivo de colagem de peças



Fonte: elaborada pelo autor.

A força de projeto é de 1500 N e a pressão de trabalho é de 6 bar. A montagem é feita com uma extremidade fixa e a outra livre (λ = 2 L).

Tabela 2.10 | Fatores de correção da força de projeto

Velocidade da haste	Aplicação	Fator de correção φ
Lenta, com carga aplicada somente no fim do avanço da haste.	Operação de rebitagem.	1,25
Lenta, com carga aplicada em todo o curso de avanço da haste.	Talha pneumática.	1,35
Rápida, com carga aplicada somente no fim do avanço da haste.	Operação de estampagem.	1,35
Rápida, com carga aplicada em todo o curso de avanço da haste.	Deslocamento de mesas.	1,5
Outras situações.		1,25

Fonte: elaborada pelo autor.

Primeiramente, calculamos o diâmetro do pistão. Pela Tabela 2.10, para a aplicação deste exercício, tem-se que φ = 1,25 (outras aplicações):

$$d_p = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_{proj} \cdot \varphi}{10 \cdot \pi \cdot p_{trab}}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1500N \cdot 1,25}{10 \cdot \pi \cdot 6bar}} = 6,3cm = 63mm$$

Pela tabela de cilindros comerciais da Parker apud Fialho (2014), Tabela A.9, tem-se que o cilindro mais próximo, com diâmetro igual ou maior que 63mm, é o próprio cilindro de 63 mm, com uma haste de 20 mm.

Após encontrar o cilindro comercial pela tabela, verificamos a haste pelo critério de Euler. Utilizando o coeficiente de segurança S = 5 e o módulo de elasticidade E = 2.107 N/cm^2, temos que:

$$d_h = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot F_a}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 5 \cdot (40cm)^2 \cdot 1875N}{\pi^3 \cdot 2 \cdot 10^7 N/cm^2}} = 1,12cm = 11,2mm$$

sendo λ = 2 L = 40 cm, de acordo com a Tabela A.10 de Fialho (2014, p.) e a força de avanço é dada por:

$$F_a = \varphi \cdot F_{proj} = 1,25 \cdot 1500N = 1875N$$

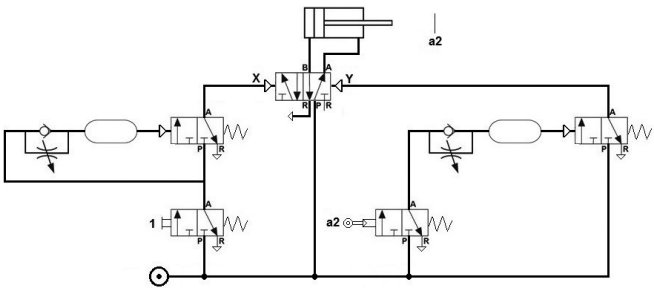
Finalmente, tem-se que o cilindro comercial satisfaz a necessidade de projeto com segurança, pois o diâmetro da haste do atuador comercial é maior do que o diâmetro da haste mínimo necessário calculado pelo projeto.

Passo 3: Seleção do circuito pneumático fundamental

O circuito pneumático fundamental escolhido para realizar a colagem das peças é o comando temporizado. A Figura 2.39 ilustra o comando proposto nesta aplicação.

Utilizaremos nesta aplicação duas válvulas pneumáticas híbridas, compostas de uma válvula de controle direcional de 3/2, vias um pequeno reservatório de ar comprimido e uma válvula controladora de fluxo. A válvula de controle direcional VD 3/2 vias é comutada somente após o reservatório ter sido abastecido completamente, ou seja, após um certo intervalo de tempo, regulado por um parafuso de ajuste, que controla o fluxo de ar de enchimento do reservatório através da válvula controladora de fluxo.

Figura 2.39 | Aplicação do comando temporizado: colagem de peças



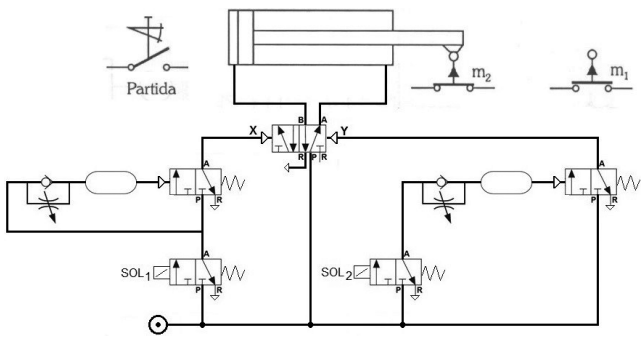
Fonte: elaborada pelo autor.

Acionando a válvula VD 3/2 vias NF no ponto 1, o temporizador do lado esquerdo da figura é energizado, iniciando a contagem de tempo (indicada pelo enchimento do reservatório). Após o enchimento do reservatório, a válvula VD 5/2 vias é comutada em X, realizando o avanço da haste do atuador linear de duplo efeito e quando a haste atinge o acionamento de fim de curso a2, um comando indireto (onde a ação mecânica do rolete pressuriza o servo piloto positivo), o temporizador do lado direito da figura é energizado, iniciando a contagem de tempo, necessário para a colagem das peças. Após o período de enchimento do reservatório, a válvula VD 5/2 vias é comutada em Y, fazendo o retorno da haste do atuador linear de duplo efeito.

Passo 4: Solução de automação para o circuito pneumático convencional proposto neste projeto

A solução de automação proposta neste projeto é o comando automático. Esta solução eletropneumática utiliza duas chaves fim de curso (m_1 e m_2) do tipo micro *switch*, que atuam sobre os solenoides SOL_1 e SOL_2 e usa um interruptor para controlar o início e o final do circuito. A Figura 2.40 exibe o circuito eletropneumático que representa o comando automático.

Figura 2.40 | Circuito eletropneumático representativo do comando automático proposto



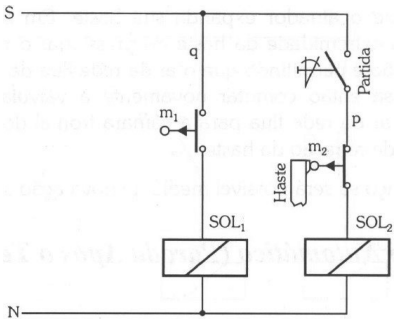
Fonte: elaborada pelo autor.

A partir da figura acima, atuando sobre a chave de partida com retenção ou trava NA, o circuito elétrico será fechado, permitindo um fluxo elétrico através do micro *switch* m_2, excitando o solenoide SOL_2, comutando a válvula que controla a VD 3/2 vias NF da direita para a posição da esquerda, energizando o comando temporizado, que, após o enchimento de seu reservatório, comuta a válvula VD 3/2 vias NF, que passa a agir sobre a válvula VC e esta, por sua vez, também é convertida para a posição da esquerda, avançando haste do atuador. Quando a haste começa a se movimentar, o seu batente deixa o micro *switch* m_2 livre, retornando a sua posição inicial NA. Quando o batente da haste atinge o micro *switch* m1, também do tipo NA, o contato é fechado, energizando o solenoide SOL_1, responsável por mudar a válvula VD 3/2 vias NF da esquerda para a posição da esquerda, que energiza o comando temporizado e, após o enchimento de seu reservatório, converte a válvula VD 3/2 vias NF, que por sua vez comuta a válvula VC para a posição da direita, realizando o retorno da haste do atuador. No fim do curso de retorno,

o batente da haste atinge novamente o micro *switch* m_2, cumprindo novamente o processo de avanço da haste do atuador, pois a chave de partida é composta por retenção ou trava, permanecendo ativada até o seu levantamento.

O circuito elétrico de comando do eletropneumático é exibido na Figura 2.41.

Figura 2.41 | Circuito elétrico de comando do circuito eletropneumático proposto



Fonte: Fialho (2014).

Resumindo os cálculos e propostas deste projeto, tem-se que:

Dados de projeto:

Força de projeto: F_{proj} = 1500 N

Pressão de trabalho: p_{trab} = 6 bar

Válvulas utilizadas: 4 válvulas de controle direcional VD 3/2 vias NF

1 válvula de controle direcional VD 5/2 vias.

2 válvulas controladora de fluxo.

Atuador: 1 atuador pneumático linear de duplo efeito normalizado com pistão de 63 mm de diâmetro e haste de 20 mm de diâmetro.

Circuito pneumático fundamental proposto: comando temporizado.

Solução de automação para o circuito pneumático fundamental proposto: comando automático.

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre o método direto, uma técnica para projeto de comando de circuitos pneumáticos fundamentais, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

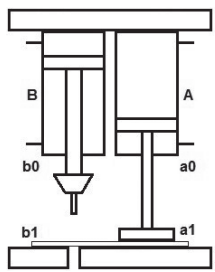
Aplicação do método direto: dispositivo de furação de chapas

Projete a semiautomatização de um circuito pneumático fundamental, utilizando o método direto.

Roteiro de solução:

Caro aluno, esta situação-problema tem aplicação, por exemplo, em um dispositivo de furação semiautomático de chapas de alumínio, como a ilustrada na Figura 2.42, na qual existe a necessidade de uma sequência de operações para realizar o processo de furação.

Figura 2.42 | Dispositivo de furação de chapas



Fonte: elaborada pelo autor.

De acordo com a figura acima, o dispositivo de furação é composto por dois atuadores lineares de duplo efeito, A e B. O atuador A é empregado para fixar a chapa de alumínio na mesa de furação, enquanto o B é utilizado para a furação da chapa.

As fases para resolução do ciclo de furação de chapas de alumínio são:

Fase 1: avanço da haste do atuador A (Trajeto A+).

Fase 2: avanço da haste do atuador B (Trajeto B+).

Fase 3: retorno da haste do atuador B (Trajeto B-).

Fase 4: retorno da haste do atuador A (Trajeto A-).

Portanto, temos que a sequência de movimentos do ciclo é dada por: A+, B+, B-, A-.

A Tabela 2.11 apresenta o diagrama de trajeto-passo do dispositivo de furação de chapas.

Tabela 2.11 | Diagrama de trajeto-passo

Fase	1	2	3	4
Trajeto	A+	B+	B-	A-
Sinal	a0	a1	b1	b0
Sinal de partida	m			
Atuadores + A - + B -	Diagrama das fases			

Fonte: elaborada pelo autor.

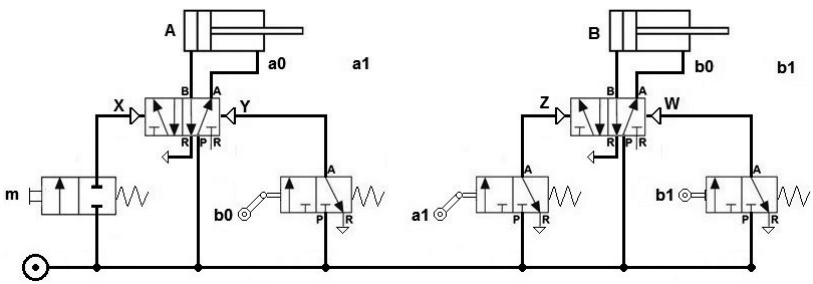
De acordo com a tabela, o fim de curso a0 envia o sinal para válvula de controle direcional, responsável pelo avanço da haste do atuador A (Fase 1). Ao término deste movimento de avanço do atuador A, o fim de curso a1 manda o sinal para a outra válvula de controle direcional, que comanda o atuador B, realizando, portanto, o movimento de avanço da haste do atuador B (Fase 2). Com o término desse processo, o fim de curso b1 envia o sinal para a válvula de controle direcional, fazendo o movimento de retorno da haste do atuador B (Fase 3). Ao final do movimento de retorno do atuador B, o fim de curso b0 envia o sinal para a válvula de controle direcional que controla o atuador A, cumprindo o movimento de retorno da haste do atuador A (Fase 4). O sinal de partida m, adicionado ao circuito para realizar o início do ciclo, pode ser representado por uma válvula VD 2/2 vias NF, utilizada como uma chave geral, ou por uma chave de partida. No caso, de utilização de um comando elétrico.

Lembre-se

O método direto é intuitivo e consiste em analisar o diagrama trajeto-passo, que indica a sequência de movimentos (operações) a ser seguida em um ciclo, para projetar o esquema do circuito pneumático fundamental a partir desta sequência pré-definida.

Determinada a sequência de trabalho e elaborado o diagrama de trajeto-passo, o projeto do circuito pneumático consiste em esquematizar em um desenho os elementos do circuito (atuadores, válvulas, elementos de comando, elementos de sinais e a linha de pressão), ligando-os a partir de linhas de trabalho, de acordo com os trajetos, sinais e o diagrama de fases mostrados no diagrama de trajeto-passo. A Figura 2.43 ilustra a montagem do circuito pneumático do dispositivo de furação de chapas, projetada a partir do método direto.

Figura 2.43 | Circuito pneumático do dispositivo de furação de chapas



Fonte: elaborada pelo autor.

Para evitar o conflito de sinais em X e Y, no comando por piloto positivo da válvula direcional que orienta o atuador A, em Z e W, no direcionamento por piloto positivo da válvula direcional que gerencia o atuador B, utiliza-se um acionamento por rolete escamoteável (que opera somente em um único sentido de movimento da haste do atuador). Outra solução seria a utilização de comandos temporizados em Y e Z, evitando, assim, o conflito de sinais no comando por piloto positivo das válvulas que norteiam os atuadores A e B.

Por fim, vale ressaltar a simplicidade do método para auxílio na fase de projeto de um circuito pneumático. Para circuitos complexos, existem outros métodos, tanto em sistemas de lógica cabeada quanto em sistemas de lógica programada.

Faça você mesmo

Caro aluno, aplique o método direto para promover a automatização de um circuito pneumático fundamental. Procure por dispositivos e operações que tenham uma sequência de movimentos diferente do ciclo estudado nesta nova situação-problema.

Faça valer a pena

1. Nos sistemas de lógica cabeada, métodos utilizados para automação e controle de processos e operações repetitivas, os comandos são realizados por:

a) Um computador, o CLP (controlador lógico programável).
b) Dispositivos de ação mecânica.
c) Nenhuma das alternativas.
d) Dispositivos de ação muscular.
e) Dispositivos pneumáticos, elétricos ou eletrônicos.

2. Qual é a diferença entre as válvulas de comando elétrico e as válvulas de controle direcional?

a) As válvulas de comando elétrico são acionadas por um servo piloto positivo.
b) As válvulas de comando elétrico são acionadas por um impulso elétrico.
c) As válvulas de comando elétrico são acionadas por ação muscular.
d) As válvulas de controle direcional são acionadas por um impulso elétrico.
e) As válvulas de comando elétrico são acionadas por ação mecânica.

3. Qual é a característica principal do micro switch, também chamado de chave limitadora de curso?

a) É um dispositivo que, uma vez acionado, mantém esta condição até que haja uma nova ação sobre ele.
b) É um dispositivo que só permanece acionado enquanto houver uma força incidindo sobre ele.
c) É um dispositivo do tipo impulso acionado por um campo eletromagnético.
d) É uma chave impulso que atua da mesma forma que um pressostato.
e) É um sensor baseado na emissão e recepção de luz infravermelha.

Referências

FIALHO, A.B. **Automação pneumática**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 7. ed. São Paulo: Érica, 2014.

PARKER TRAINING **Tecnologia pneumática industrial** - Apostila M1001-1 BR, ago. 2000. Disponível em: <https://www.parker.com/literature/Brazil/apostila_M1001_1_BR.pdf>. Acesso em: 12 jul. 2016.

PRUDENTE, F. **Automação industrial pneumática**: teoria e aplicações. Rio de Janeiro: LTC, 2013.

Fundamentos dos sistemas hidráulicos

Convite ao estudo

Caro aluno, na Unidade 1 deste livro didático, aprendemos sobre as características, aplicações e principais componentes de um sistema de ar comprimido e de um sistema hidráulico, além de estudarmos os componentes utilizados nos sistemas de produção, preparação e distribuição do ar comprimido para dimensionamento de um circuito pneumático em um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Para tanto, exploramos também normas, diretrizes e simbologia dos sistemas pneumáticos e o estudo da perda de carga singular e da de carga distribuída em condutos circulares para a elaboração do relatório técnico científico exigido na Situação da Realidade Profissional (SR) da Unidade 1.

Na Unidade 2 deste livro didático, aprendemos sobre as válvulas pneumáticas, sobre os atuadores pneumáticos e sobre as aplicações e automações de um sistema de ar comprimido, para terminar o projeto iniciado na Unidade 1, sobre o dimensionamento de um circuito pneumático para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Utilizamos os conceitos citados anteriormente para elaborar o relatório técnico científico requerido na SR desta unidade.

Nesta unidade, aprenderemos sobre o fluido hidráulico, as bombas hidráulicas, os motores hidráulicos, os reservatórios hidráulicos, as tubulações e os acessórios para projetar e dimensionar o sistema de conversão primária de um sistema hidráulico para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Utilizaremos esses conceitos para elaborar um relatório técnico científico, solicitado na SR desta unidade.

O objetivo principal da Unidade 3 é, portanto, prepará-lo para elaboração de um relatório técnico que trata do dimensionamento do sistema de conversão primária de um sistema hidráulico, setor vital de qualquer indústria moderna. Por conseguinte, a SR proposta nesta unidade é focada exatamente no projeto e dimensionamento do sistema de conversão primária de um sistema hidráulico de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

Para confecção do relatório técnico, nesta fase do projeto, você deverá estar apto a: selecionar o fluido hidráulico; escolher uma bomba hidráulica que satisfaça as necessidades do sistema hidráulico; dimensionar um motor hidráulico para efetuar uma operação desejada; mensurar o reservatório hidráulico, as tubulações e os acessórios (trocador de calor, filtro etc).

Para isso, serão tratados nas seções desta unidade temas aplicados aos sistemas hidráulicos, como o fluido hidráulico, as bombas hidráulicas, os motores hidráulicos, os reservatórios hidráulicos, as tubulações e os acessórios.

Seção 3.1

Fluidos hidráulicos

Diálogo aberto

Caro aluno, o fluido hidráulico é um elemento vital para o funcionamento adequado do sistema hidráulico, pois é o meio que realiza a transmissão de energia, é o elemento lubrificante, vedante e é o veículo de transferência de calor do sistema.

Sendo assim, nesta seção, resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata da seleção do fluido hidráulico, utilizado em um sistema hidráulico de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A Situação-problema desta unidade (SP1) é focada, portanto, em selecionar o fluido hidráulico para projetar o sistema de conversão primária do sistema hidráulico requerido pela SR proposta.

Para resolvermos a Situação-problema 1, estudaremos os fluidos hidráulicos; os tipos de fluidos hidráulicos; os requisitos de qualidade; a seleção de um fluido hidráulico; a massa e o peso específicos; a viscosidade; o índice de viscosidade; o valor lubrificante; o ponto mínimo de fluidez; a oxidação e a contaminação; os trocadores de calor; a filtragem.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos estudados para elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Fluidos hidráulicos

O fluido hidráulico tem como principal função transmitir energia de pressão, além de lubrificar todas as partes móveis do sistema, dissipar o calor gerado, remover partículas sólidas e vedar folgas entre

peças em movimento. Portanto, a seleção de um fluido apropriado é extremamente importante para garantir a eficiência do sistema hidráulico, a fim de reduzir o custo de manutenção e aumentar a vida útil dos componentes do sistema.

Reflita

A propriedade do fluido mais importante para a seleção de uma bomba hidráulica é a viscosidade, pois uma escolha errada do fluido hidráulico pode ocasionar a cavitação, danificando as partes internas (tubulação de entrada, rotor etc) da bomba.

Tipos de fluidos hidráulicos

Os fluidos hidráulicos são divididos em dois tipos: os minerais (à base de petróleo) e os sintéticos. Os fluidos minerais são divididos em: óleos parafínicos, provenientes do petróleo da Pensilvânia; óleos naftênicos, oriundos da Costa do Golfo; óleos de base mista (mistura de compostos parafínicos e naftênicos). O fluido hidráulico mais comumente usado é o fluido à base de petróleo, que contém aditivos que adicionam características apropriadas para cada aplicação desejada. Por causa da característica inflamável do fluido proveniente do petróleo, foram desenvolvidos vários fluidos resistentes ao fogo: a emulsão de óleo em água (1 a 40% de óleo), a emulsão de água em óleo (60% de óleo), o fluido de água-glicol (também anticongelante) e o fluido sintético. Os fluidos sintéticos consistem geralmente em ésteres de fosfato, hidrocarbonetos clorados, ou uma mistura dos dois com frações de petróleo.

Os aditivos comumente adicionados ao fluido hidráulico são: os inibidores de oxidação (a oxidação ocorre pela alta temperatura de utilização do óleo, catalisadores metálicos e pela presença de oxigênio), os inibidores de corrosão (que protegem as superfícies do metal, neutralizando os materiais corrosivos formados), os aditivos de extrema pressão ou antidesgaste (utilizados em aplicações com alta temperatura e pressão) e os aditivos antiespumantes (não permitem a formação de bolhas de ar, que diminuem a lubrificação do sistema).

Requisitos de qualidade

O fluido hidráulico necessita de requisitos de qualidade para manter o sistema hidráulico em funcionamento adequado. Portanto, um fluido hidráulico de qualidade tem as seguintes características: evitar a corrosão das partes internas de válvulas, bombas hidráulicas e atuadores; impedir a formação de sedimentos (também chamados de gomas de petróleo), que bloqueiam a passagem das válvulas e as telas dos filtros; reduzir a espuma que pode causar cavitação na bomba; não deve se deteriorar quimicamente em condições de utilização extremas; resistir às variações de temperatura e vazão; formar um película protetora, evitando o desgaste por atrito de peças em movimento; não emulsificar com água; não deteriorar gaxetas e vedações instaladas no sistema.

Seleção de um fluido hidráulico

A escolha do fluido hidráulico precisa envolver duas considerações: ter características e propriedades essenciais para o funcionamento adequado do sistema e apresentar essas características e propriedades durante um certo período de tempo. Os itens mais importantes serão citados a seguir:

A – Massa e peso específicos

A massa específica, também conhecida como densidade, indica a massa de fluido contida em uma unidade de volume, dada em kg/m^3 no S.I. (Sistema Internacional de Unidades). O peso específico indica o peso do fluido contido em uma unidade de volume, dado em N/m^3 no S.I. A massa específica relativa de um dado fluido é definida como sendo a relação entre a massa específica dele e a massa especifica da água na condição padrão (temperatura de 4°C e pressão atmosférica). Os fluidos hidráulicos têm massa específica relativa na faixa de 0,80 a 1,45.

B - Viscosidade

A viscosidade dinâmica (ou absoluta) dos fluidos newtonianos (ar, água, óleos etc.), representada pela letra μ e dada em $N.s/m^2$ no S.I., é definida como sendo o fator de proporcionalidade entre a tensão de cisalhamento τ (definida como uma relação da força tangencial

dividida pela área na qual esta força é aplicada) e o gradiente de velocidade, dado por dV/dy. A relação dessas grandezas é definida pela Lei de Newton da viscosidade, representada pela equação:

$$\tau = \mu \cdot \frac{dV}{dy}$$

Assim, temos que a viscosidade é a propriedade que equilibra dinamicamente as forças tangenciais externas quando o fluido está em movimento, indicando a fluidez, ou a dificuldade do fluido em escoar (quanto mais viscoso for o fluido, maior será a dificuldade de escoar).

Exemplificando

A viscosidade é uma função da temperatura e da pressão. Para líquidos modelados como fluidos incompressíveis, a viscosidade diminui com o aumento da temperatura e a viscosidade normalmente aumenta com o aumento da pressão.

Em hidráulica, é largamente utilizada a unidade poise, em homenagem a Jean Louis Marie Poiseuille, e seu múltiplo centipoise, sendo um poise (P) equivalente a 0,1 N.s/m^2.

A viscosidade cinemática, representada pela letra ν, pode ser obtida pela razão entre a viscosidade dinâmica e a massa específica. Sua unidade no S.I. é m^2/s. Além disso, a unidade stokes, em homenagem a George Gabriel Stokes, e seu múltiplo centistokes, também são utilizados com frequência, sendo um stokes (St) equivalente a 0,0001 m^2/s.

Pesquise mais

Leia mais sobre a classificação das categorias de viscosidade cinemática de fluidos hidráulicos em função da temperatura e do índice de viscosidade, apresentada na Tabela A.2 do livro:

FIALHO, A.B. Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Editora Érica, 2014, p. 247.

A Tabela 3.1 mostra a seleção de um fluido com base em sua viscosidade, em função do tipo de bomba adotada e da temperatura de operação do fluido no sistema.

Tabela 3.1 | Viscosidades recomendadas para os tipos de bombas

Tipo de bomba	Viscosidade cinemática [cSt]	
	5 °C a 40 °C	40 °C a 85 °C
Bomba de palhetas: Abaixo de 70 kgf/cm² Acima de 70 kgf/cm²	 32 – 68 68 - 100	 46 – 100 68 – 100
Bomba de engrenagens	32 - 68	100 – 150
Bomba de pistão	32 - 68	100 - 220

Fonte: Adaptada de Fialho (2014)

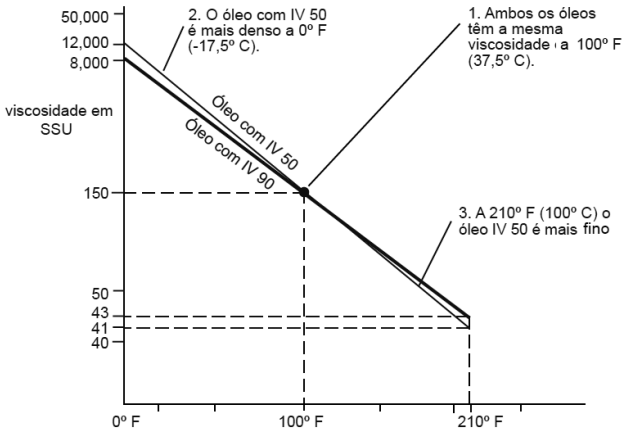
Uma medida de viscosidade muito comum em hidráulica é a Segundo Saybolt Universal, ou SSU, medida pelo Viscosímetro Universal Saybolt. Na verdade, analogamente aos métodos de Redwood e Engler, o instrumento de Saybolt não mede a viscosidade dinâmica do fluido, mas sim o tempo necessário para que 60ml do fluido em teste escoe por uma abertura de tamanho padronizado (um tubo capilar de 1,765mm de diâmetro), a uma dada temperatura. A SAE (*Society of Automotive Engineers*) estabeleceu números padronizados para classificar os óleos de acordo com o ensaio de Saybolt.

C - Índice de viscosidade

O Índice de Viscosidade (IV) do fluido hidráulico nos indica como a viscosidade varia em relação à temperatura. A viscosidade de um fluido com alto IV, indicado para sistemas hidráulicos, varia muito pouco com a mudança de temperatura, promovendo uma lubrificação uniforme. A Figura 3.1 mostra essa relação da viscosidade com a temperatura. Quanto mais horizontal for a reta de viscosidade SSU *versus* temperatura, maior será o IV do fluido hidráulico, sendo, portanto, menor a variação de viscosidade do fluido com a variação da temperatura. Quanto mais vertical for a reta de viscosidade SSU *versus* temperatura, menor será o IV do fluido hidráulico, sendo, portanto, maior a variação de viscosidade do fluido com a variação da temperatura. Dessa forma, se a viscosidade dinâmica do fluido for excessivamente alta, grandes forças e potências serão necessárias para fazer o fluido escoar, por causa do atrito interno, permitindo que o movimento das partes móveis do sistema seja lento. Do contrário, se a viscosidade dinâmica do fluido for

excessivamente baixa, poderá acontecer de não ocorrer a formação da película lubrificante nas partes móveis do sistema, resultando em desgaste excessivo das superfícies em contato, diminuição da pressão de trabalho e aumento de vazamentos, reduzindo a eficiência do sistema. Assim, para fluidos hidráulicos minerais utilizados em sistemas hidráulicos, o IV varia entre 90 e 110.

Figura 3.1 | Relação da viscosidade com a temperatura



Fonte: Parker (1999, p. 13).

D - Valor lubrificante

Quando existem superfícies móveis relativamente próximas entre si que podem efetuar contato metal-metal, o valor lubrificante de um fluido depende de sua estrutura química e reação a várias superfícies metálicas. Quanto maior for o poder lubrificante e a oleosidade do fluido, maior será seu valor lubrificante.

E - Ponto mínimo de fluidez

O ponto mínimo de fluidez de um fluido é definido pela menor temperatura na qual ele flui quando é resfriado sob determinadas condições. Convenientemente, o ponto de fluidez deve estar 11°C abaixo da menor temperatura em que ele será exposto no sistema quando estiver em trabalho.

F - Oxidação e contaminação

A oxidação ocorre por causa de uma reação entre o fluido e o oxigênio do ar, o que resulta em uma baixa capacidade de lubrificação e, assim, aumenta a viscosidade do fluido.

Assimile

A oxidação do fluido é amplificada por causa da utilização do óleo a uma alta temperatura, de catalisadores metálicos, do aumento no fornecimento de oxigênio e da contaminação do fluido por substâncias, como graxa, umidade, tintas, compostos utilizados em juntas etc.

A contaminação interfere na transmissão de energia, vedando pequenos orifícios nos componentes hidráulicos. Nessa condição, a utilização das válvulas não é apenas imprevisível e improdutiva, mas também insegura. Por causa da viscosidade, do atrito e das mudanças de direção, o fluido hidráulico gera calor durante a operação do sistema. Quando o líquido retorna ao reservatório, transfere calor às suas paredes. As partículas contaminantes formam um sedimento, interferindo no resfriamento do líquido. O maior problema com a contaminação é que ela interfere na lubrificação. A falta desta causa desgaste excessivo, resposta lenta, operações não sequenciadas, queima da bobina do solenoide da válvula e falha prematura dos componentes hidráulicos.

Trocadores de calor

Os trocadores de calor são utilizados para resfriar o fluido hidráulico no caso de o reservatório não conseguir manter o fluido em uma temperatura de trabalho adequada. Portanto, quando ocorre o superaquecimento dele, são utilizados trocadores de calor ar/água (mais utilizados). No trocador de calor ar, também conhecido como resfriador ou radiador, o fluido é bombeado nos tubos aletados, enquanto que o ar é soprado por um ventilador. Já o de calor água, em geral, são trocadores de casco-tubo, em que o fluido é bombeado nos tubos aletados e a água de resfriamento é bombeada no casco.

Filtragem

A confiabilidade de uma instalação hidráulica depende fundamentalmente da limpeza do sistema, isto é, da filtragem do fluido hidráulico. A função do filtro é reduzir o nível de impurezas sólidas de um sistema, dentro de um valor aceitável, protegendo os outros componentes de um desgaste elevado. Nesse caso, muitos fatores devem ser considerados, por exemplo, o tipo de partículas (seu tamanho e sua classe); o número de partículas de impurezas; a velocidade (vazão) do fluido nos vários elementos individuais; a pressão do sistema e suas quedas de pressão; as tolerâncias e características construtivas.

Os tipos de filtragem existentes para sistemas hidráulicos são: filtragem na linha de sucção (os filtros podem ser instalados internamente ou externamente ao reservatório hidráulico), filtragem na linha de pressão e filtragem na linha de retorno. É comum encontrar filtros que possuam uma válvula de retenção simples incorporada em *bypass* (montagem em paralelo), a fim de proteger o sistema hidráulico quando o elemento filtrante estiver obstruído, por causa do acúmulo de contaminantes, se houver a necessidade de limpeza ou troca dele.

Pesquise mais

Leia mais sobre a utilização dos filtros em sistemas pneumáticos e sobre os tipos de filtragem no seguinte livro:

FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Editora Érica, 2014, p. 113-118.

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados nesta seção sobre fluidos hidráulicos, resolveremos a situação-problema 1, apresentada a seguir:

Você, aluno, é estagiário de uma empresa de consultoria contratada para dimensionar um sistema hidráulico para o setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Nessa fase de projeto, para preparar o relatório, você deve primeiramente selecionar o fluido hidráulico.

Roteiro de solução:

Como exemplo de solução da Situação-problema 1, selecionaremos o fluido hidráulico para desempenhar determinada função requerida por um sistema hidráulico.

Primeiramente, devemos saber qual é o tipo de bomba hidráulica selecionada para satisfazer às necessidades do sistema hidráulico proposto. Por exemplo, vamos utilizar para esse exemplo uma bomba de pistão, sendo a temperatura de operação na linha de recalque de 50°C. De acordo com a Tabela 3.2, o fluido hidráulico para desempenhar determinada aplicação hidráulica que utiliza uma bomba de pistão operando a uma temperatura de 50°C deve ter uma viscosidade cinemática em torno de 100 a 220 cSt.

Tabela 3.2 | Viscosidades recomendadas para os tipos de bombas

Tipo de Bomba	Viscosidade cinemática [cSt]	
	5 °C a 40 °C	40 °C a 85 °C
Bomba de palhetas: Abaixo de 70 kgf/cm² Acima de 70 kgf/cm²	 32 – 68 68 - 100	 46 – 100 68 – 100
Bomba de engrenagens	32 - 68	100 – 150
Bomba de pistão	32 - 68	100 - 220

Fonte: Adaptada de Fialho (2014, p. 32).

A Tabela A.2 de Fialho (2014, p. 247), reproduzida nesta seção na Tabela 3.3 a seguir, mostra a classificação das categorias de viscosidade cinemática de fluidos hidráulicos em função da temperatura.

Supondo um índice de viscosidade IV do fluido hidráulico de 95, podemos utilizar essa tabela de Fialho (2014, p. 247) para selecionar o fluido de trabalho para desempenhar determinada função requerida por um sistema hidráulico.

De acordo com a Tabela 3.3, temos que o fluido hidráulico ISO VG 220 tem uma viscosidade cinemática na faixa de 115 a 138 cSt e o fluido hidráulico ISO VG 320 na faixa de 163 a 196 cSt, portanto, são fluidos que satisfazem às necessidades do sistema hidráulico proposto.

Tabela 3.3 | Classificação das categorias de viscosidade cinemática de fluidos hidráulicos

Graus ISO	Faixa de Viscosidade Cinemática CSt a 40°C	Viscosidade cinemática em outras temperaturas e para diferentes índices de viscosidade					
		Índice de viscosidade = 50			Índice de viscosidade = 95		
		cSt a 20°C	cSt a 37,8 °C	cSt a 50°C	cSt a 20°C	cSt a 37,8°C	cSt a 50°C
ISO VG 2	1,98 - 2,42	(2,07-3,69)	(2,05-2,52)	(1,69-2,03)	(2,92-3,71)	(2,06-2,52)	(1,69-2,03)
ISO VG 3	2,8 -3,52	(4,59-5,92)	(3,02-3,70)	(2,38-2,84)	(4,58-5,83)	(3,01-3,69)	(2,39-2,86)
ISO VG 5	4,1 -5,06	(7,28-9,35)	(4,37-5,37)	(3,29-3,95)	(7,09-9,03)	(4,36-5,35)	(3,32-3,99)
ISO VG 7	6,12-7,48	(11,9-15,3)	(6,52-8,01)	(4,68-5,61)	(11,4-14,4)	(6,50-7,98)	(4,76-5,72)
ISO VG 10	9,00-11,0	19,1-24,5	9,68-11,9	6,65-7,99	18,1-23,1	9,64-11,8	6,78-8,14
ISO VG 15	13,5-16,5	31,6-40,6	14,7-18,0	9,62-11,5	29,8-38,3	14,6-17,9	9,80-11,8
ISO VG 22	19,8-24,2	51,0-65,8	21,7-26,6	13,6-16,3	48,0-61,7	21,6-26,5	13,9-16,6
ISO VG 32	28,8-35,2	82,6-108	31,9-39,2	19,0-22,6	76,9-98,7	31,7-38,9	19,4-23,3
ISO VG 46	41,4-50,6	133-172	46,3-56,9	26,1-31,3	120-153	45,9-56,3	27,0-32,5
ISO VG 68	61,2-74,8	219-238	62,2-85,0	37,1-44,1	193-244	68,4-83,9	38,7-46,6
ISO VG 100	61,2-74,8	219-238	69,2-85,0	37,1-44,4	193-244	68,4-83,9	38,7-46,6
ISO VG 150	135-165	583-743	155-195	75,9-91,2	486-614	153-188	80,6-97,1
ISO VG 220	198-242	927-1180	230-282	108-129	761-964	226-227	115-138
ISO VG 320	288-352	1460-1870	337-414	151-182	1180-1500	331-406	163-196
ISO VG 460	414-506	2290-2930	488-599	210-252	1810-2300	478-587	228-274
ISO VG 680	612-748	3700-4740	728-894	300-360	2880-3650	712-874	326-393
ISO VG 1000	900-1100	5960-7640	1080-1330	425-509	4550-5780	1050-1290	468-560
ISO VG 1500	1350-1650	9850-12600	1640-2010	613-734	7390-9400	1590-1960	676-812

Fonte: Adaptada de Fialho (2014, p. 247).

Faça você mesmo

Outra maneira de selecionar o fluido hidráulico é procurar em catálogos de fabricantes um fluido que tenha as propriedades e características que satisfaçam às necessidades do sistema hidráulico proposto.

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre filtragem dos fluidos hidráulicos, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

Utilização de filtros em sistemas hidráulicos

Descrição da situação-problema

Realize a filtragem do fluido hidráulico selecionado para desempenhar determinada função requerida por um sistema hidráulico.

Roteiro de solução:

Caro aluno, esta situação-problema aplica-se na redução do nível de impurezas sólidas de um sistema hidráulico, dentro de um valor aceitável, protegendo os outros componentes e acessórios de um desgaste elevado.

Assimile

Em um sistema hidráulico, o filtro pode estar localizado na linha de sucção, de pressão ou de retorno.

Resolução da situação-problema

Para resolver a nova situação-problema, apresentaremos os tipos de filtragem existentes para sistemas hidráulicos. O ideal seria que todos os componentes e acessórios do sistema hidráulico tivessem seu próprio filtro. Como esta situação, é inviável economicamente, deve-se inserir filtros em pontos estratégicos do sistema hidráulico, a fim de garantir a confiabilidade de uma instalação hidráulica.

A Figura 3.2 ilustra a localização do filtro nos diferentes tipos de filtragem existentes em sistemas hidráulicos. Em (a), tem-se a filtragem na linha de sucção. O filtro pode estar localizado dentro do reservatório hidráulico (filtro interno) ou fora dele (filtro externo). Em (b), tem-se a filtragem na linha de pressão. Finalmente, em (c), tem-se a filtragem na linha de retorno.

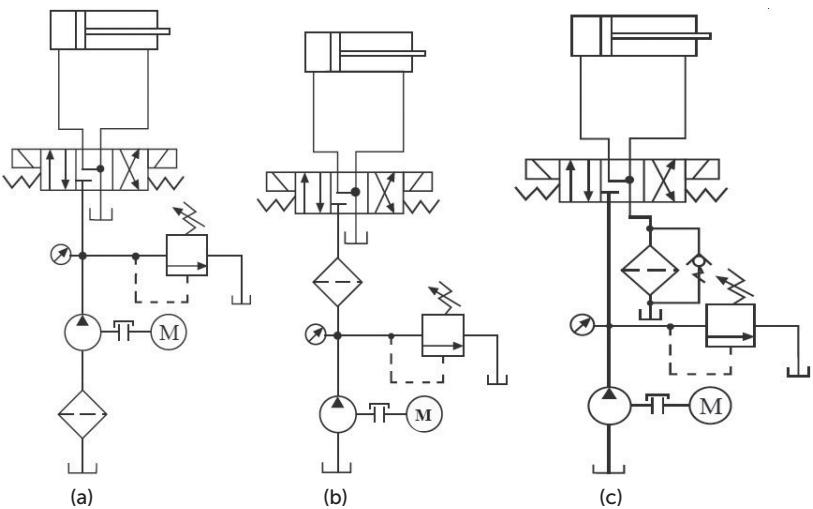
A filtragem na linha de sucção protege a bomba hidráulica de qualquer contaminação que possa existir no reservatório hidráulico. Os filtros internos ao reservatório têm, por um lado, a vantagem de ser baratos. Por outro lado, as desvantagens são: dificuldade de manutenção, pois nesse ponto da linha o fluido está em alta temperatura; ausência do indicador de filtro, que dificulta o conhecimento da condição do elemento filtrante (se está limpo, se precisa ser trocado, ou se o *bypass* está sendo utilizado); danificação da bomba pelo filtro, caso não estejam dimensionados ou conservados corretamente; falta de proteção aos componentes do sistema das partículas que podem ser geradas na passagem do fluido pela bomba hidráulica. Os filtros externos têm a vantagem de ter o indicador de filtro, podendo ser

trocados sem a desmontagem da linha de sucção do reservatório. As desvantagens são as mesmas dos filtros internos.

A filtragem na linha de pressão é utilizada para proteger um ou mais componentes do sistema de contaminação. Este tipo tem a vantagem de filtrar partículas muito finas, por causa da alta pressão da linha, além de ser filtros mais caros, pois são projetados para suportar altas pressões, diferenciais de pressão e choques hidráulicos.

A filtragem na linha de retorno é utilizada para reter a contaminação advinda do sistema antes da entrada do fluido no reservatório hidráulico. Os filtros usados nesta filtragem são mais baratos, pois não operam sob pressão e não conseguem fazer uma filtragem fina. Já sua desvantagem é que alguns componentes do sistema podem ser danificados pela contrapressão gerada pela passagem do fluido hidráulico pelo filtro de retorno.

Figura 3.2 | Tipos de filtragem para sistemas hidráulicos



Fonte: adaptada de Parker Training (1999, p. 20-21)

Faça você mesmo

Uma maneira de selecionar um filtro para desempenhar filtragem do fluido hidráulico, dependendo do tipo de filtragem selecionada, é

procurar em catálogos de fabricantes um que desempenhe a filtragem de maneira correta.

A Eaton disponibiliza em seu site uma ferramenta para seleção do filtro, de acordo com alguns dados de entrada (tipo de filtragem, tipo de elemento filtrante, pressão da linha, diferencial de pressão, vazão de fluido requerida, viscosidade do fluido etc), e também para avaliação de desempenho dos disponibilizados pela empresa. EATON. **Hydraulic filtration calculator**. Disponível em: <http://www.eatonpowersource.com/calculators/filtration/hydraulic-filter-selection/>. Acesso em: 14 jun. 2016.

Faça valer a pena

1. Qual é a propriedade mais importante do fluido hidráulico para a seleção de uma bomba hidráulica?

a) Massa específica.
b) Índice de viscosidade.
c) Viscosidade.
d) Valor lubrificante.
e) Ponto mínimo de fluidez.

2. Qual é o tipo de fluido mais comumente utilizado em sistemas hidráulicos?

a) Fluido resistente ao fogo.
b) Fluido sintético.
c) Fluido à base de água.
d) Fluido antioxidante.
e) Fluido mineral.

3. Qual é a definição da massa específica de um fluido hidráulico?

a) É a massa de fluido contida em uma unidade de volume.
b) É a relação entre a massa específica do fluido e a da água na condição padrão.
c) É o peso do fluido contido em uma unidade de volume.
d) É a massa molar do fluido hidráulico.
e) É a relação entre o peso específico do fluido e o da água na condição padrão.

Seção 3.2

Bombas hidráulicas

Diálogo aberto

Caro aluno, a bomba hidráulica é o componente mais importante de todo o sistema hidráulico. Ela é o elemento do sistema de conversão primária responsável por movimentar o fluido hidráulico, ou seja, pela vazão de fluido, e também por pressurizar o sistema. As energias cinética e de pressão disponíveis na saída da bomba são usadas pelos atuadores hidráulicos, para execução das mais variadas funções para automação e controle de processos e operações repetitivas. As funções executadas por um sistema hidráulico, por exemplo, para realizar uma sequência de operação de manipulação, são divididas em funções básicas manipular, verificar e produzir; funções elementares (separar, combinar, girar, deslizar, segurar, liberar e testar); e funções complementares, como armazenamento aleatoriamente (depósitos alimentadores) e transportar.

Portanto, o emprego de sistemas hidráulicos na automação e controle de processos é de grande importância tecnológica, atualmente, em toda e qualquer área e setor na indústria moderna.

Sendo assim, nesta seção, resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, a qual trata de selecionar comercialmente a bomba hidráulica utilizada para exercer a aplicação requerida pelo sistema hidráulico proposto.

A situação-problema desta unidade (SP2) tem como foco selecionar a bomba hidráulica para projetar o sistema de conversão primária do sistema hidráulico requerido pela SR proposta.

Para resolvermos a Situação-problema 2, estudaremos as bombas hidráulicas; a seleção da bomba hidráulica; os tipos de bombas hidráulicas; a associação de bombas em série e em paralelo.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos estudados

para elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

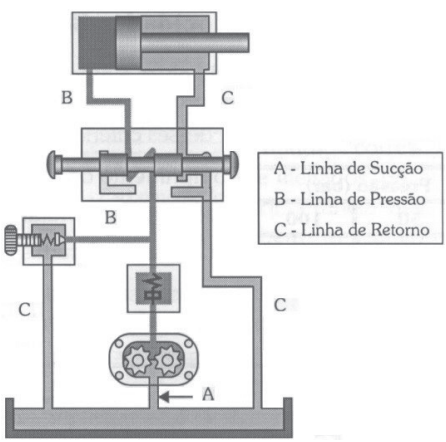
Bombas hidráulicas

As bombas são utilizadas em sistemas hidráulicos para converter energia mecânica em hidráulica de pressão, inserindo energia no sistema e aumentando a energia total do fluido de trabalho. No sistema de conversão primária, sistema gerador de um circuito hidráulico, o fluido hidráulico contido no reservatório entra no sistema pela linha de sucção, a uma baixa pressão, passa pela bomba hidráulica, em que adquire energia de pressão, alimenta o sistema pela linha de pressão, após sair da bomba a uma pressão mais alta e é redirecionado para o reservatório pela linha de retorno, como mostra a Figura 3.3.

Reflita

Em um circuito hidráulico, podemos utilizar o fluxo de saída da bomba em série ou em paralelo, para uma aplicação posterior nos atuadores hidráulicos. Qual é a aplicação de uma associação de bombas em série? E qual é o intuito de usar uma associação de bombas em paralelo? Veremos ao final desta seção!

Figura 3.3 | Circuito hidráulico



Fonte: Fialho (2014, p.85)

Seleção da bomba hidráulica

Para o dimensionamento de uma bomba para uma dada aplicação hidráulica, tem-se alguns parâmetros importantes, apresentados a seguir, e podem ser utilizados com os catálogos de fabricantes para a escolha adequada da bomba hidráulica.

A vazão da bomba Q_B deve obedecer ao seguinte critério: $Q_{IR} \geq Q_B > Q_{IA}$. A vazão Q_{IR} é a induzida de retorno, a que ocorre na câmara oposta a do atuador linear de duplo efeito, alimentada com a pressão do sistema, ou seja, a vazão que ocorre na câmara traseira, no instante em que esta realiza o escape do fluido hidráulico, no movimento de retorno da haste. A vazão induzida de avanço, Q_{IA}, seguindo a mesma lógica, é a induzida na câmara frontal do atuador hidráulico, quando esta realiza o escape no movimento de avanço da haste. Essas vazões induzidas são importantes, pois elas podem ser maiores que as de entrada, vindas da bomba hidráulica.

Assimile

Portanto, para efeito de dimensionamento da bomba hidráulica, consideraremos que a vazão da bomba QB deve ser menor ou igual que a vazão induzida de retorno e maior que a vazão induzida de avanço do atuador hidráulico, respeitando o critério apresentado: $Q_{IR} \geq Q_B > Q_{IA}$.

Dessa forma, a vazão induzida de avanço é dada pela equação a seguir, em que V_A é a velocidade de avanço da haste e A_C é a área da coroa do atuador hidráulico (área de seção transversal do pistão menos a área de seção transversal da haste):

$$Q_{IA} = V_A \cdot A_C$$

A vazão induzida de retorno é calculada pela seguinte expressão, em que V_R é a velocidade de retorno da haste e A_P é a área do pistão do atuador hidráulico.

$$Q_{IR} = V_R \cdot A_P$$

Com base na relação de área do pistão e da coroa, em que D_P é o diâmetro do pistão e D_h é o diâmetro da haste, tem-se que:

$$Q_{IA} = \frac{Q_B}{r} \quad \text{e} \quad Q_{IR} = Q_B \cdot r \text{ , onde } r = \frac{A_P}{A_C} = \frac{{D_P}^2}{({D_P}^2 - {D_h}^2)}$$

Se no projeto do sistema hidráulico existir dois ou mais atuadores hidráulicos sincronizados, ou seja, acionados simultaneamente no avanço ou retorno, as vazões induzidas deverão ser somadas, ou seja: $\sum Q_{IR} \geq Q_B > \sum Q_{IA}$.

A pressão da bomba é calculada considerando que ela forneça e suporte a pressão de trabalho do atuador ou motor hidráulico de maior pressão instalado no sistema, e também sua perda de carga total (de carga localizada e de carga distribuída), ou seja:

$$P_B \geq P_{trab} + \Delta p_T$$

O deslocamento ou cilindrada da bomba (também chamado de volume de absorção), dado em cm^3/rotação, em que n é a rotação da bomba e η_V é o rendimento volumétrico (deslocamento real dividido pelo deslocamento teórico - entre 0,91 e 0,93), é dado por:

$$V_g = \frac{10^3 \cdot Q_B}{n \cdot \eta_V}$$

O momento de torção absorvido (ou torque absorvido), dado em N.m, é calculado pela equação a seguir, em que N é a potência absorvida, dada em kW, e $\eta_{M\text{-}H}$ é o rendimento mecânico – hidráulico (entre 0,75 e 0,90).

$$M_t = \frac{Q_B \cdot P_B}{10^2 \cdot \eta_{M-H}} = \frac{9549 \cdot N}{n}$$

A potência absorvida é calculada pela seguinte expressão, em que η_T é o rendimento total (entre 0,75 e 0,90):

$$N = \frac{M_t \cdot n}{9549} = \frac{Q_B \cdot P_B}{600 \cdot \eta_T}$$

A Tabela 3.4 exemplifica uma tabela para seleção de uma bomba hidráulica, adaptada do catálogo da Rexroth, uma divisão do grupo Bosch. Utiliza-se de tabelas similares para selecionar a bomba

hidráulica do sistema, após os cálculos preliminares dos parâmetros citados anteriormente.

Faça você mesmo

Procure catálogos de fabricantes de bombas hidráulicas na internet. Os tipos de bombas que deverão ser pesquisados serão estudados no próximo tópico.

Tabela 3.4 | Catálogo para seleção de uma bomba hidráulica de engrenagens do tipo G2

Bomba de Engrenagens do Tipo G2 Capacidade de vazão e potência									
Tamanho Nominal	$Vg\left(\frac{cm^3}{rot}\right)$	Vazão efetiva Qef e potência de acionamento necessária N, com n=1750 rpm, ν = 36 cSt (mm²/s) e t = 50°C							
	P(bar)	10	50	100	150	175	200	210	250
002	2,5	Qef(l/min)	4,10	4,10	4,00	3,90	3,70	3,60	3,60	3,50
		N (kW)	0,24	0,73	1,12	1,56	1,83	2,08	2,20	2,60
003	3,5	Qef(l/min)	5,80	5,80	5,60	5,40	5,30	5,20	5,10	4,70
		N (kW)	0,40	0,80	1,57	2,18	2,55	2,92	3,06	3,65
004	4,5	Qef(l/min)	7,20	7,10	7,00	6,70	6,90	6,60	6,50	6,50
		N (kW)	0,45	1,31	2,02	2,81	3,28	3,75	3,94	4,68
005	5,5	Qef(l/min)	9,00	8,90	8,80	8,70	8,60	8,50	8,40	8,30
		N (kW)	0,40	1,33	2,28	3,43	4,00	4,60	4,80	5,73
008	8,6	Qef(l/min)	14,80	14,70	14,60	14,60	14,50	14,20	14,20	14,10
		N (kW)	0,62	1,82	3,13	4,68	5,47	6,25	6,56	7,81
011	11,3	Qef(l/min)	19,50	19,40	19,20	19,20	19,10	18,90	18,90	18,70
		N (kW)	0,75	1,86	3,73	5,60	6,53	7,46	7,83	9,320
016	16,2	Qef(l/min)	28,00	27,90	27,80	27,80	27,60	27,40	27,40	27,30
		N (kW)	1,18	2,95	5,90	8,85	10,33	11,81	12,40	14,76
019	19,3	Qef(l/min)	32,70	32,70	32,60	32,60	32,50	32,20	32,20	---
		N (kW)	1,38	3,46	6,93	10,40	12,12	13,88	14,58	---
022	22,4	Qef(l/min)	38,60	35,50	38,40	38,4	38,30	---	---	---
		N (kW)	1,630	4,10	8,16	12,25	14,30	---	---	---

Fonte: Fialho (2014, p. 63).

Tipos de bombas hidráulicas

As bombas são classificadas em dois tipos básicos: hidrodinâmicas (também chamadas de turbobombas ou máquinas de fluxo) e hidrostáticas (conhecidas também como bombas volumétricas ou de deslocamento positivo).

No projeto e dimensionamento de bombas hidráulicas, utiliza-se de bombas hidrostáticas, que produzem fluxos de forma pulsativa, porém

sem variação de pressão no sistema. As bombas hidrostáticas dividem-se em três tipos básicos: de engrenagens, de palhetas e de pistões.

As bombas de engrenagens são formadas por um par de engrenagens acopladas (uma motora e outra movida) que gira dentro da carcaça, transportando o fluido da sucção até a descarga entre seus dentes e são divididas em: de engrenagens externas, de engrenagens internas e de lóbulos.

A bomba de engrenagens externas está ilustrada na Figura 3.4. As engrenagens giram em sentidos opostos, sendo que o vácuo na câmara de entrada (localizada na parte inferior da figura) é criado quando os dentes das engrenagens se desengrenam. O fluido é transportado até a câmara de saída (localizada na parte superior da figura) pelos vãos criados entre os dentes e a carcaça da bomba. Ao se engrenarem novamente, os dentes forçam o fluido para a saída da bomba. Existem bombas de engrenagens externas dos seguintes tipos: de dentes retos (mais utilizadas, pela facilidade de construção), helicoidais e de espinha de peixe.

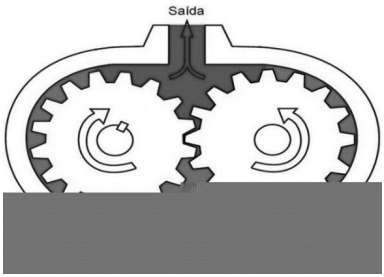
Pesquise mais

Leia mais sobre os tipos de engrenagens utilizados nas bombas de engrenagens (de dentes retos, helicoidais e de espinha de peixe) na seguinte apostila:

PARKER TRAINING. **Tecnologia hidráulica industrial** - Apostila M2001 -1 BR. São Paulo, 1999.

As bombas de engrenagens são utilizadas normalmente para baixas e médias vazões (máximo de 660 l/min) e para pressões relativamente altas (máximo de 210 bar).

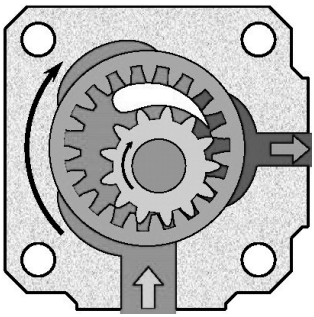
Figura 3.4 | Bomba de engrenagens externas



Fonte: adaptada de Parker Training (1999, p. 43).

A bomba de engrenagens internas está ilustrada na Figura 3.5. De acordo com a imagem, o fluido entra pela parte inferior da bomba, impulsionado pelo vácuo criado pelo afastamento entre a engrenagem motora (de dentes externos) e movida (de dentes internos).

Figura 3.5 | Bomba de engrenagens internas

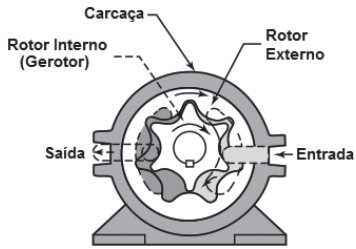


Fonte: adaptada de bombas de engrenagens internas, disponível em: <http://goo.gl/OMJq2b>. Acesso em: 22 jun. 2016.

O fluido é transportado até a saída da bomba, localizada na lateral direita, pelos vãos entre os dentes da engrenagem de dentes internos. Uma vedação em forma de meia lua é localizada entre as engrenagens, separando as câmaras de entrada e de saída da bomba.

A bomba do tipo gerotor é de engrenagens internas que também trabalha com uma engrenagem motora (chamado de rotor interno ou gerotor) e uma engrenagem movida (rotor externo), como mostra a Figura 3.6. Neste caso, a motora tem um dente a menos que a movida e a vedação é feita pelos próprios dentes das engrenagens em contato, sem que haja a necessidade de uma vedação em forma de meia lua, como no caso anterior.

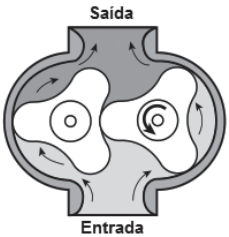
Figura 3.6 | Bomba do tipo gerotor



Fonte: adaptada de <http://goo.gl/J02sll> Acesso em: 22 jun. 2016.

A bomba de lóbulos tem o mesmo princípio de funcionamento da bomba de engrenagens externas. Este tipo, ilustrada na Figura 3.7, é construída com lóbulos duplos, triplos e quádruplos. É empregada em fluidos de alta viscosidade e tem como característica um deslocamento maior que os outros tipos de bombas de engrenagens.

Figura 3.7 | Bomba de lóbulos



Fonte: adaptada de <http://goo.gl/zMp8x6> Acesso em: 22 jun. 2016.

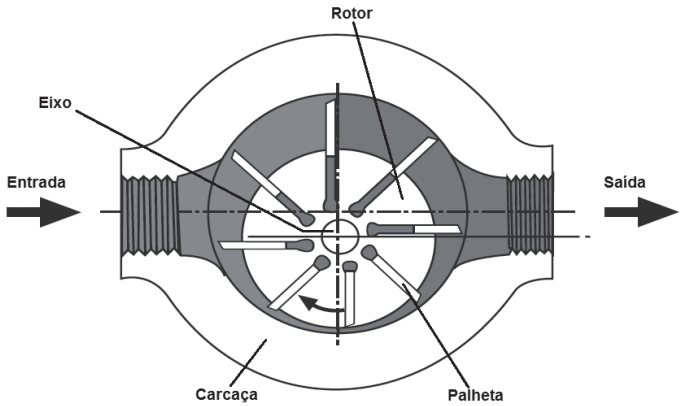
As bombas de palhetas são constituídas de um rotor provido de ranhuras, nas quais as palhetas montadas sobre as guias deslizam durante o movimento de rotação do rotor, excêntrico em relação à carcaça, como mostra a Figura 3.8. O fluido aspirado é ligeiramente comprimido ao longo do percurso do rotor até a saída da bomba.

Reflita

Existem bombas de palhetas dos tipos: balanceadas e de deslocamento variável. Qual é principal diferença entre esses tipos de bombas hidráulicas?

São utilizadas para faixas entre baixas e altas vazões (de 16 l/min a 129 l/min) e para pressões relativamente altas (máximo de 200 bar).

Figura 3.8 | Bomba de palhetas



Fonte: adaptada de Parker Training (1999, 48).

Nas bombas de pistões, o conjunto gira em um pivô estacionário (ou tambor) por dentro de um anel (ou rotor). Conforme o conjunto gira, a força centrífuga faz que os pistões sigam o controle do anel, excêntrico em relação ao bloco de cilindros. O deslocamento de fluido depende do tamanho e do número de pistões no conjunto, bem como do curso deles. As bombas de pistões são do tipo: radial e axial.

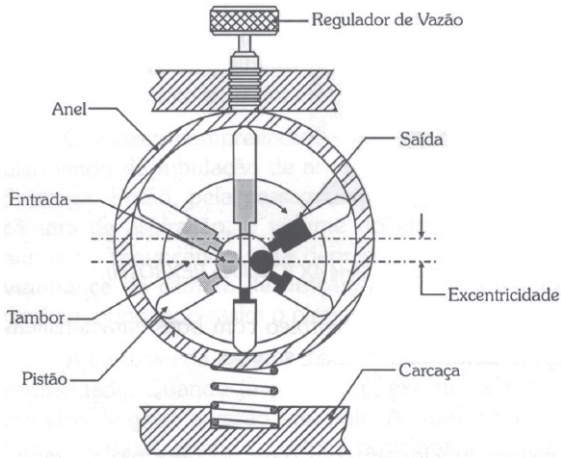
A bomba de pistões radiais, ilustrada na Figura 3.9, contém de 5 a 9 pistões. Já a bomba de pistões axiais, representada na Figura 3.10, tem o princípio de funcionamento semelhante ao da bomba de pistões radiais. Aquela se difere somente no posicionamento dos pistões, trabalhando, portanto, com os paralelos ao eixo, como indica a figura. Todos os elementos giram internamente à carcaça, com exceção do prato guia. Esse movimento faz que na parte superior o fluido seja succionado para dentro do êmbolo (pela entrada da bomba) e seja descarregado na parte inferior (saída da bomba).

Exemplificando

A variação de vazão deste tipo de bomba é obtida variando-se a inclinação do prato guia, que faz com que o curso dos pistões varie. Este ajuste é realizado por meio de um servo pistão e de uma mola de contrapressão, que não aparecem na figura.

As bombas de pistões radiais e axiais são utilizadas para sistemas de altas pressões (em torno de 700 bar) e têm como característica um alto rendimento volumétrico (cerca de 95%).

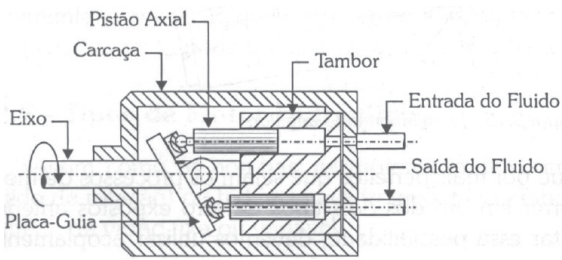
Figura 3.9 | Bomba de pistões radiais



Fonte: Fialho (2014, p. 69)

A bomba de pistões axiais está representada na figura a seguir:

Figura 3.10 | Bomba de pistões axiais



Fonte: Adaptada de Fialho (2014, p. 70)

Associação de bombas em série e em paralelo

Em um sistema de conversão primária, podemos ter mais de uma bomba instalada no circuito. Essa montagem pode ser feita com uma associação de bombas em série e ou em paralelo.

Exemplificando

Para uma associação em série, a vazão da montagem é igual à vazão da bomba (se as bombas forem iguais) e a pressão da associação é a soma da pressão de saída de cada uma. Para uma associação em paralelo, a vazão da montagem é igual à soma da vazão de cada uma e a pressão da associação é a pressão de saída da bomba (se elas forem iguais).

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados sobre bombas hidráulicas, resolveremos a situação-problema 2, apresentada a seguir:

Na situação-problema anterior, você, aluno, apresentou a seleção do fluido hidráulico. Nesta SP2, você selecionará comercialmente a bomba hidráulica utilizada para exercer a aplicação requerida pelo sistema hidráulico proposto, dimensionada em função dos seguintes parâmetros: vazão volumétrica da bomba; deslocamento da bomba; diferencial de pressão; potência de acionamento."

Roteiro de solução:

Como exemplo de solução da SP2, utilizaremos o seguinte exercício, exemplo típico para selecionar comercialmente uma bomba hidráulica para exercer a aplicação requerida pelo sistema hidráulico proposto:

Selecione uma bomba hidráulica para alimentar um atuador hidráulico linear com uma vazão de 30 l/min, supondo que ela esteja acoplada a um motor elétrico com rotação de 1750 rpm. Considere a pressão da bomba de 100 bar, o rendimento volumétrico de 0,92 e o rendimento mecânico – volumétrico de 0,87.

Primeiramente, calculamos o volume de absorção da bomba:

$$V_g = \frac{10^3 \cdot Q_B}{n \cdot \eta_V} = \frac{10^3 \cdot 30 l/\min}{1750 rpm \cdot 0,92} = 18,63 \frac{cm^3}{rot}$$

Após o cálculo de V_g, calculamos o momento de torção absorvido:

$$M_t = \frac{Q_B \cdot P_B}{10^2 \cdot \eta_{M-H}} = \frac{30l/\min \cdot 100bar}{10^2 \cdot 0,87} = 34,48N.m$$

Calculamos também a potência absorvida:

$$N = \frac{M_t \cdot n}{9549} = \frac{34,48N.m \cdot 1750rpm}{9549} = 6,32kW$$

Atenção

De acordo com a Tabela 3.2, selecionamos a bomba hidráulica a partir de seu volume de absorção. Vale ressaltar que o valor tabelado deve ser maior ou igual ao valor calculado pela fórmula.

Portanto, selecionamos uma bomba de engrenagens do Tipo G2, tamanho nominal 019. Suas especificações são: volume de absorção de 19,3 cm^3/rot; vazão efetiva de 32,6 l/min; potência absorvida de 6,93 hW.

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre bombas hidráulicas, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

Seleção da bomba hidráulica a partir da vazão

Descrição da situação-problema

Determine a vazão da bomba hidráulica com relação às vazões induzidas de avanço e retorno do atuador hidráulico para selecionar uma bomba para o sistema hidráulico.

Resolução da situação-problema

Roteiro de solução:

Caro aluno, esta situação-problema tem aplicação no projeto de um sistema de conversão primária de um circuito hidráulico. Como exemplo de solução, utilizaremos o seguinte exercício, exemplo típico para cálculo da vazão uma bomba hidráulica:

Selecione uma bomba hidráulica considerando como parâmetro de escolha o critério que utiliza as vazões induzidas de avanço e de retorno do atuador hidráulico.

Considere um atuador com um pistão de 80 mm de diâmetro e com uma haste de 36 mm de diâmetro, velocidade de avanço de 600 cm/min, e velocidade de retorno de 800 cm/min.

Primeiramente, calculamos a vazão induzida de avanço do atuador:

$$Q_{IA} = V_A \cdot A_C = 600 \frac{cm}{\min} \cdot \left(\pi \frac{(8^2 - 3{,}6^2)}{4} \right) cm^2 = 24052{,}03 cm^3 / \min = 24{,}05 l / \min$$

O segundo passo é calcular a vazão induzida de retorno do atuador:

$$Q_{IR} = V_R \cdot A_P = 800 \frac{cm}{\min} \cdot \frac{\pi \cdot 8^2 cm^2}{4} = 40212{,}39 cm^3 / \min = 40{,}21 l / \min$$

Portanto, utilizando a seguinte relação com critério, temos que:

$$Q_{IR} \geq Q_B > Q_{IA}$$

A bomba hidráulica selecionada na SP2, bomba de engrenagens do Tipo G2, tamanho nominal 019, por ter uma vazão efetiva de 32,6 l/min, pode ser utilizada para esta nova situação-problema. Utilizando-se da mesma pressão máxima de operação da bomba de 100 bar, temos que as bombas de engrenagens do Tipo G2 de tamanho nominal 016 e 022 também são adequadas para utilização, considerando como parâmetro de escolha o critério anterior.

Faça você mesmo

Como atividade de fixação, você, aluno, deve procurar em catálogos de fabricantes de bombas hidráulicas outro tipo que seja adequado para os parâmetros estudados nesta nova situação-problema.

Faça valer a pena

1. Levando-se em consideração a vazão, qual é o critério utilizado para o dimensionamento de uma bomba hidráulica para uma dada aplicação hidráulica?

a) $Q_{IR} \geq Q_B > Q_{IA}$.

b) $Q_{IR} > Q_{IA} > Q_B$.

c) $Q_{IA} \geq Q_B > Q_{IR}$.

d) $Q_B = Q_{IR} = Q_{IA}$.

e) $Q_B > Q_{IR} > Q_{IA}$.

2. Quais são as vazões induzidas de avanço e de retorno de um atuador hidráulico, respectivamente? Considere um atuador com um pistão de 100 mm de diâmetro e com uma haste de 45 mm de diâmetro. A velocidade de avanço é de 500 cm/min e a de retorno é de 750 cm/min.

a) Aproximadamente 60 e 100 l/min.
b) Aproximadamente 30 e 100 l/min.
c) Aproximadamente 60 e 30 l/min.
d) Aproximadamente 60 e 120 l/min.
e) Aproximadamente 30 e 60 l/min.

3. Considerando como parâmetro de dimensionamento de uma bomba hidráulica o critério que utiliza as vazões induzidas de avanço e de retorno do atuador hidráulico para seleção da bomba, qual é a vazão que satisfaz este critério?

a) QB = 100 l/min.
b) QB = 20 l/min.
c) QB = 10 l/min.
d) QB = 120 l/min.
e) QB = 40 l/min.

Seção 3.3

Motores hidráulicos

Diálogo aberto

Caro aluno, o motor hidráulico é um componente que faz parte do sistema de aplicação de energia de um sistema hidráulico que converte a energia hidráulica em mecânica de rotação. O motor hidráulico é um equipamento que exerce a mesma função de um motor elétrico, sendo utilizado, portanto, em aplicações específicas, em que o emprego do motor elétrico não é conveniente. A energia mecânica disponível no eixo do motor hidráulico é empregada na execução das mais variadas funções para automação e controle de processos e operações repetitivas.

Portanto, nota-se que o uso de sistemas hidráulicos para automação e controle de processos é de grande importância tecnológica, atualmente, em toda e qualquer área e setor industrial na indústria moderna.

Sendo assim, nesta seção, resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, a qual trata de selecionar o motor hidráulico que será utilizado para exercer a aplicação requerida pelo sistema hidráulico proposto.

A situação-problema desta unidade (SP3) tem como foco dimensionar o motor hidráulico para projetar o sistema de aplicação de energia do sistema hidráulico requerido pela SR.

Para resolvermos a situação-problema 3, estudaremos os motores hidráulicos; os tipos de motores hidráulicos; o dimensionamento e a seleção de um motor hidráulico.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos estudados para elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Motores hidráulicos

O motor hidráulico é um atuador rotativo, cuja função básica é converter a energia hidráulica de pressão em mecânica sob a forma de torque e rotação. Portanto, ele é um componente do sistema de aplicação de energia de um sistema hidráulico.

Construtivamente, os motores hidráulicos são idênticos a uma bomba hidráulica, mas eles executam uma aplicação inversa dela.

Reflita

Em alguns tipos de equipamentos, existe a possibilidade do componente funcionar como uma bomba hidráulica (para gerar energia hidráulica de pressão) e também como um motor hidráulico (para gerar energia mecânica - torque e rotação), dependendo da aplicação requerida, ou seja, são equipamentos reversíveis. Como isso é possível?

Os motores hidráulicos são utilizados em aplicações em que existe a necessidade de torque e potência elevados, com rotação relativamente baixa, o que implica em motores elétricos de elevado peso e grandes dimensões. Assim, nessas situações, eles são mais vantajosos. Além disso, eles são comuns em aplicações que necessitam de rápidas reversões no sentido de rotação e para ter um controle mais apurado da velocidade, situações em que o motor elétrico não seria conveniente, pois necessitaria de chaves de inversão e redutores de velocidade (por exemplo, um inversor de frequência para motor de corrente alternada). Além disso, as vantagens de um motor hidráulico em relação a um motor elétrico são: controle de torque em toda sua faixa de velocidade de operação; frenagem dinâmica muito mais efetiva; baixa relação peso/potência. A maior desvantagem de um motor hidráulico é seu rendimento: motores elétricos têm rendimento de 90 a 95% e motores hidráulicos de 70 a 85%.

Tipos de motores hidráulicos

Os motores hidráulicos são classificados como: motores de vazão fixa (de engrenagens, de palhetas e de pistões radiais e axiais) e de

vazão variável (de palhetas e de pistões radiais e axiais). Eles podem ser unidirecionais (com um único sentido de rotação) ou bidirecionais (com rotação em ambos os sentidos).

O motor de engrenagens tem o princípio de funcionamento idêntico a uma bomba de engrenagens. Em um motor desse tipo, a engrenagem motora é ligada a um eixo, no qual existe uma carga a ser movida. O motor de engrenagens do tipo gerotor é muito comum em sistemas hidráulicos, tendo como características: alto torque e baixa velocidade.

O motor de palhetas tem o princípio de funcionamento idêntico a uma bomba de palhetas. A principal diferença entre esses componentes é que o motor de palhetas necessita de uma vedação positiva entre as palhetas e a carcaça. Já na bomba de palhetas, sua própria rotação do rotor cria uma força centrífuga que faz que as palhetas entenderem-se, criando uma vedação positiva. A vedação do motor de palhetas é realizada por duas formas: por uma mola em espiral, colocada na parte inferior da guia da palheta, ou pela utilização de pressão hidráulica, dirigida para a parte inferior da guia da palheta. No segundo caso, uma válvula de retenção com mola é empregada para controlar o sentido do fluxo do óleo hidráulico que faz com que a palheta se mova nos dois sentidos, retraindo-se e distendendo-se ao longo de uma rotação completa do eixo do motor, excêntrico em relação à carcaça dele.

O motor de pistões (axiais e radiais) tem o princípio de funcionamento idêntico a uma bomba de pistões. O torque de saída, disponível no eixo deste motor, é obtido por meio da pressão hidráulica que age em seus pistões.

Existem motores hidráulicos de vazão fixa e de vazão variável. Dependendo do tipo de motor hidráulico, a vazão é variada de acordo com sua construção.

Exemplificando

Em um motor de palhetas, um sistema de parafusos regula a vazão, alterando a excentricidade entre o rotor e a carcaça. Em um motor de pistões axiais, a variação de vazão é obtida variando-se a inclinação do prato guia, que faz com que o curso dos pistões varie.

Existem vários tipos de combinações de montagem da bomba hidráulica - motor hidráulico:

- Bomba hidráulica, de deslocamento constante ou variável, com um motor hidráulico de vazão fixa resulta em torque, potência e rotação do motor constantes.

- Bomba hidráulica de deslocamento constante com um motor hidráulico de vazão variável resulta em torque, potência e rotação do motor constantes.

- Bomba hidráulica, de deslocamento constante ou variável, com um motor hidráulico de vazão variável resulta em torque, potência e rotação do motor variáveis.

A frenagem dinâmica do motor hidráulico é dada por acionamento de uma válvula direcional de centro fechado, ou pelo bloqueio do fluxo que sai do motor. Quando a pressão na saída do motor aumenta até o valor de regulagem da válvula de alívio, a válvula se abre, realizando a frenagem. Se o motor precisar ser freado nas duas direções, a válvula de alívio poderá ser conectada, por meio de válvulas de retenção, às duas linhas de entrada e de saída do motor.

Pesquise mais

Leia mais sobre os sistemas de frenagem utilizados em motores hidráulicos no seguinte livro:

PARKER TRAINING. **Tecnologia hidráulica industrial**. - Apostila M2001 -1 BR. São Paulo, 1999. Disponível em: <http://www.parker.com/parkerimages/br/download/training/pdf/m_2001_1.pdf>. Acesso em: 16 ago. 2016.

Dimensionamento e seleção de um motor hidráulico

Antes de apresentar o dimensionamento de um motor hidráulico, para uma dada aplicação hidráulica, estudaremos alguns conceitos importantes para os cálculos, que podem ser utilizados com os catálogos de fabricantes para a escolha adequada do motor hidráulico.

O deslocamento, dado em l/rotação, é a quantidade de fluido que atravessa o motor a cada rotação, ou seja, é a capacidade de uma câmara multiplicada pelo número de câmaras do motor.

Assimile

Para motores hidráulicos, o torque não está necessariamente ligado a um movimento, pois este somente se inicia quando o torque gerado pelo motor é suficiente para vencer a resistência à carga e ao atrito.

A pressão necessária para o motor hidráulico trabalhar adequadamente depende do torque e de seu deslocamento. A Tabela 3.5 mostra os efeitos do aumento ou diminuição das variáveis (pressão de trabalho, vazão e deslocamento) no número de rotações, na pressão de operação e no torque disponível pelo motor hidráulico, supondo uma carga constante.

Tabela 3.5 | Efeitos das variáveis no funcionamento do motor hidráulico

Variável	Mudança na variável	Rotação (n)	Pressão de operação	Torque disponível (Mt)
Pressão de trabalho (P_{trab})	Aumento	Não Varia	Não Varia	Aumenta
	Diminuição	Não Varia	Não Varia	Diminui
Vazão (Q)	Aumento	Aumenta	Não Varia	Não Varia
	Diminuição	Diminui	Não Varia	Não Varia
Deslocamento (V_g)	Aumento	Diminui	Diminui	Aumenta
	Diminuição	Aumenta	Aumenta	Diminui

Fonte: Adaptada de Fialho (2014, p. 73).

A Figura 3.11 ilustra uma aplicação de um motor hidráulico. Neste exemplo, é um levantamento de uma carga, em que F é a força peso e R é o raio da polia, montada no eixo do motor hidráulico.

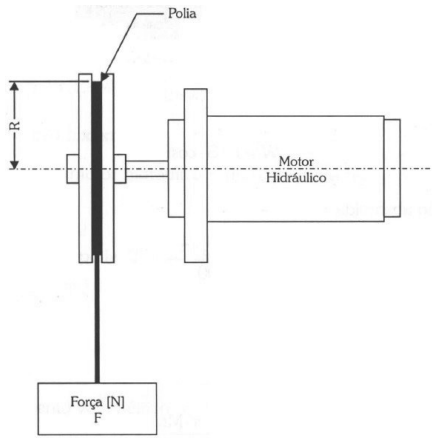
O momento de torção aplicado M_t (ou torque), dado em N.m, um torque disponível (útil) no eixo do motor hidráulico, é calculado pela equação a seguir, em que V_g é deslocamento (ou volume de absorção), em cm^3/rotação; ΔP é o diferencial de pressão entre a entrada e a saída do motor, em bar; η_{M-H} é o rendimento mecânico – hidráulico (entre 0,75 e 0,90).

$$M_t = F \cdot R = \frac{1{,}59 \cdot V_g \cdot \Delta P \cdot \eta_{M-H}}{10^2}$$

A rotação do motor hidráulico n, dada em rotações por minuto (rpm), é determinada pela seguinte fórmula, em que v é a velocidade de deslocamento linear da carga, dada por m/min.

$$n = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot R}$$

Figura 3.11 | Exemplo de aplicação de um motor hidráulico



Fonte: Fialho (2014, p. 74).

A vazão absorvida pelo motor hidráulico Q, dada em l/min, é calculada pela expressão a seguir, em que η_V é o rendimento volumétrico (deslocamento real dividido pelo deslocamento teórico - entre 0,91 e 0,93); N é a potência de saída, dada em kW; η_T é o rendimento total (entre 0,75 e 0,90).

$$Q = \frac{V_g \cdot n}{10^3 \cdot \eta_V} = \frac{600 \cdot N}{\Delta P \cdot \eta_t}$$

O diferencial de pressão entre a entrada e a saída do motor hidráulico ΔP, dado em bar, é determinado por:

$$\Delta P = \frac{20 \cdot \pi \cdot M_t}{V_g \cdot \eta_{M-H}}$$

A potência de saída N, ou seja, a potência disponível no eixo do motor hidráulico, dada em kW, é calculada pela seguinte expressão:

$$N = \frac{M_t \cdot n}{9549} = \frac{Q \cdot \Delta P}{600} \cdot \eta_T$$

A potência de saída também pode ser calculada a partir do trabalho realizado pelo motor hidráulico. Com base na equação a seguir, tem-se que W é o trabalho, dado em N.m ou em J; t é o tempo no qual o trabalho é realizado, em segundos; F é a força necessária para movimentar a carga, dada em N; S é o deslocamento linear da carga, em metros; θ é o ângulo entre a força F e o plano em que ocorre o deslocamento S.

$$N = \frac{W}{t} = \frac{F \cdot S \cdot \cos\theta}{t}$$

A Tabela 3.6 mostra um exemplo de uma tabela para seleção de um motor hidráulico, adaptada do catálogo da Rexroth, uma divisão do grupo Bosch. Os dados são os valores técnicos máximos de um motor hidráulico de pistões axiais do tipo AA2FM, com volume de absorção fixo. Para este motor, a rotação de saída é diretamente proporcional à vazão de entrada e inversamente proporcional ao volume de absorção. Utiliza-se de tabelas similares para selecionar o motor hidráulico do sistema, após os cálculos preliminares dos parâmetros citados anteriormente.

Tabela 3.6 | Catálogo para seleção de um motor hidráulico de pistões axiais do tipo AA2FM

Tamanho Nominal		5	10	12	16	23	28	32
Vol. Absorção	Vg (cm^3/rot)	4,95	10,3	12,0	16,0	22,9	28,1	32,0
Rotação Máx.	nº (RPM)	10000	8000	8000	8000	6300	6300	6300
Vazão Máx.	Q (L/min)	49	82	96	128	144	176	201
Const. torque	Mk (N.m/bar)	0,078	0,164	0,191	0,254	0,364	0,447	0,509
Torque a P =350 bar	Mt (N.m)	24,7	57	67	88	126	156	178
Torque a P =400 bar	Mt (N.m)	---	65	76	100	144	178	204
Potência Máx. a P =350 bar	N (kW)	25,9	47,8	56,1	73,7	83,1	102,9	117,4
Potência Máx. a P =400 bar	N (kW)	---	54,5	63,7	83,8	95,0	117,4	134,6
Momento de Inércia (eixo)	J ($Kg.m^2$)	8E-5	4E-4	4E-4	4E-4	12E-4	12E-4	12E-4
Peso	m (kg)	2,5	5,4	5,4	5,4	9,5	9,5	9,5
Tamanho Nominal		**45**	**56**	**63**	**80**	**90**	**107**	**125**
Vol. Absorção	Vg (cm^3/rot)	45,6	56,1	63.0	80,4	90,0	106,7	125,0
Rotação Máx.	nº (RPM)	5600	5000	5000	4500	4000	4000	4000
Vazão Máx.	Q (L/min)	255	280	315	360	405	427	500
Const. torque	Mk (N.m/bar)	0,725	0,892	1,002	1,278	0,073	0,086	1,99
Torque a P =350 bar	Mt (N.m)	254	312	350	445	501	595	697
Torque a P =400 bar	Mt (N.m)	290	356	400	508	572	680	796
Potência Máx. a P =350 bar	N (kW)	148,9	163,4	183,3	209,7	209,9	249,2	292,0
Potência Máx. a P =400 bar	N (kW)	170,1	186,4	209,4	239,4	239,6	284,8	333,4
Momento de Inércia (eixo)	J ($Kg.m^2$)	24E-4	42E-4	42E-4	72E-4	72E-4	116E-4	116E-4
Peso	m (kg)	13,5	18	18	23	23	32	32

Fonte: Fialho (2014, p. 78).

Faça você mesmo

Procure catálogos de fabricantes de motores hidráulicos na internet e compare os dados pesquisados com a Tabela 3.6 apresentada nesta seção.

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados sobre motores hidráulicos, resolveremos a situação-problema 3, apresentada a seguir:

Você, aluno, é estagiário da empresa de consultoria contratada para dimensionar um sistema hidráulico para o setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Na SP1, você apresentou a seleção do fluido hidráulico e, na situação-problema 2, a seleção de uma bomba hidráulica capaz de satisfazer às necessidades desse sistema.

Seu próximo desafio é: dimensionar um motor hidráulico para efetuar uma operação desejada em uma aplicação requerida pelo sistema hidráulico proposto.

Roteiro de solução:

Como exemplo de solução da SP3, utilizaremos o seguinte exercício, exemplo típico para selecionar comercialmente um motor hidráulico para exercer uma aplicação requerida pelo sistema hidráulico proposto:

Selecione um motor hidráulico para movimentar uma carga de 250 kg, em 20 m de deslocamento linear, em um tempo de 10 segundos. No eixo do motor hidráulico está montada uma polia de 25 cm de diâmetro. Considere o rendimento volumétrico de 0,92 e o rendimento mecânico – volumétrico de 0,87.

Primeiramente, calculamos o momento de torção do motor hidráulico:

$$M_t = F \cdot R = m \cdot g \cdot R = 250kg \cdot 9{,}81m/s^2 \cdot 0{,}125 = 306{,}56N.m$$

Após o cálculo de Mt, calculamos a rotação do motor hidráulico:

$$n = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot R} = \frac{S/t}{2 \cdot \pi \cdot R} = \frac{20m}{10s} \cdot \frac{60s}{1\text{min}} \cdot \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot 0{,}125m} = 152{,}79rpm$$

Calculamos também a potência disponível no eixo do motor hidráulico:

$$N = \frac{M_t \cdot n}{9549} = \frac{306{,}56 \cdot 152{,}79}{9549} = 4{,}90kW$$

Atenção

Para o cálculo da vazão, necessitamos procurar na Tabela 3.4 um motor que disponibilize o torque calculado de 306,56 N.m.

O motor de pistões axiais de tamanho nominal 56, operando a uma pressão de 350 bar, tem um torque de 312 N.m e um volume de absorção (deslocamento) de 56,1 cm^3/rotação. Portanto, é possível obter que:

$$Q = \frac{V_g \cdot n}{10^3 \cdot \eta_V} = \frac{56,1 cm^3 \,/\, rotação \cdot 152,79 rpm}{10^3 \cdot 0,92} = 9,32 l \,/\, \min$$

Finalmente, a pressão deve ser ajustada para obtenção do torque requerido:

$$\Delta P = \frac{20 \cdot \pi \cdot M_t}{V_g \cdot \eta_{M-H}} = \frac{20 \cdot \pi \cdot 306,56}{56,1 cm^3 \,/\, rotação \cdot 0,87} = 394,65 bar .$$

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre motores hidráulicos, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

Diagrama esquemático de um circuito hidráulico com motor hidráulico

Descrição da situação-problema

Na situação-problema 3 desta unidade de ensino, você, aluno, dimensionou um motor hidráulico para exercer uma aplicação requerida pelo sistema hidráulico proposto. Nesta nova situação-problema, você deve esquematizar um circuito hidráulico que contenha um motor hidráulico. Para tanto, apresente o sistema hidráulico em desenho 2D.

Resolução da situação-problema

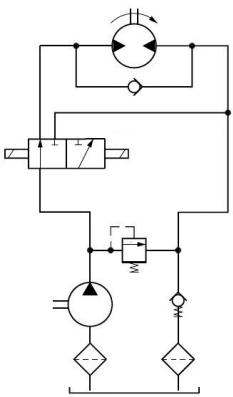
Roteiro de solução:

Caro aluno, esta situação-problema é empregada no projeto de um sistema de aplicação de energia de um circuito hidráulico.

Como exemplo de solução, apresentaremos o diagrama esquemático para a montagem do motor hidráulico no circuito hidráulico proposto no catálogo informativo técnico de motores hidráulicos da empresa Sauer Danfoss.

A possiblidade de montagem do motor hidráulico está representada na Figura 3.12, que se trata de um motor unidirecional. A frenagem é realizada por uma válvula de alívio e a partida e parada do motor são feitas por uma válvula direcional, acionada por solenoide.

Figura 3.12 | Diagrama esquemático de montagem de um motor hidráulico



Fonte: <http://goo.gl/Yh5qRX> Acesso em: 6 jul. 2016.

Faça você mesmo

Monte um diagrama esquemático de um circuito hidráulico para a montagem de um motor hidráulico bidirecional controlado por uma válvula direcional VD 4/3 vias CF (com Centro Fechado) e com frenagem realizada por uma válvula de alívio. Para isso, leia mais sobre o assunto no seguinte livro:

FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Editora Érica, 2014.

Faça valer a pena

1. Existem motores hidráulicos que podem funcionar tanto como um motor hidráulico quanto como uma bomba hidráulica, dependendo da aplicação requerida. Qual é o nome desses motores?

a) Motores bidirecionais.
b) Motores de vazão fixa.
c) Motores reversíveis.
d) Motores unidirecionais.
e) Motores de vazão variável.

2. Os motores hidráulicos são preferíveis em relação aos motores elétricos em qual tipo de aplicação?

a) Torque elevado, potência baixa e rotação relativamente baixa.
b) Torque moderado, potência elevada e rotação relativamente alta.
c) Torque baixo, potência elevada e rotação relativamente baixa.
d) Torque moderado, potência baixa e rotação relativamente alta.
e) Torque elevado, potência elevada e rotação relativamente baixa.

3. A maior desvantagem da utilização de um motor hidráulico em relação a um motor elétrico é seu rendimento. Qual é a faixa de rendimento dos motores hidráulicos?

a) 80% a 85%.
b) 70% a 85%.
c) 80% a 95%.
d) 90% a 95%.
e) 70% a 95%.

Seção 3.4

Reservatórios, tubulações e acessórios

Diálogo aberto

Caro aluno, na Seção 3.1 desta unidade, estudamos sobre o fluido hidráulico, um elemento vital para o funcionamento adequado do sistema hidráulico, sendo utilizado como o meio para a transmissão de energia, o objeto que lubrifica, veda e transfere o calor do sistema.

Na Seção 3.2 desta unidade, aprendemos sobre a bomba hidráulica, o componente mais importante de todo o sistema hidráulico. Ela é o elemento do sistema de conversão primária responsável por movimentar o fluido hidráulico, ou seja, pela vazão de fluido e por pressurizar o sistema. As energias cinética e de pressão disponíveis na saída da bomba são utilizadas pelos atuadores hidráulicos.

Como visto na unidade anterior, o motor hidráulico é um componente que faz parte do sistema de aplicação de energia de um sistema hidráulico que converte a energia hidráulica em mecânica de rotação. A energia mecânica, disponível no eixo do motor hidráulico, é empregada para execução das mais variadas funções para automação e controle de processos e operações repetitivas.

Nesta seção, estudaremos o reservatório hidráulico, as tubulações e os acessórios (trocadores de calor, filtros, indicadores de nível, magnetos etc), componentes que fazem parte do sistema de conversão primária do sistema hidráulico.

Sendo assim, resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, a qual trata do dimensionamento do reservatório hidráulico empregado no projeto do sistema de conversão primária do sistema hidráulico, exigido no relatório de dimensionamento de um sistema hidráulico.

A situação-problema desta unidade (SP4) tem como foco selecionar o reservatório hidráulico, as tubulações e os acessórios citados anteriormente, a fim de projetar a rede de ar comprimido da SR proposta.

Para resolvermos a SP4, estudaremos o reservatório hidráulico (tipos e dimensionamento); o trocador de calor; o filtro hidráulico; as tubulações; os acessórios.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos estudados para elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Reservatório hidráulico

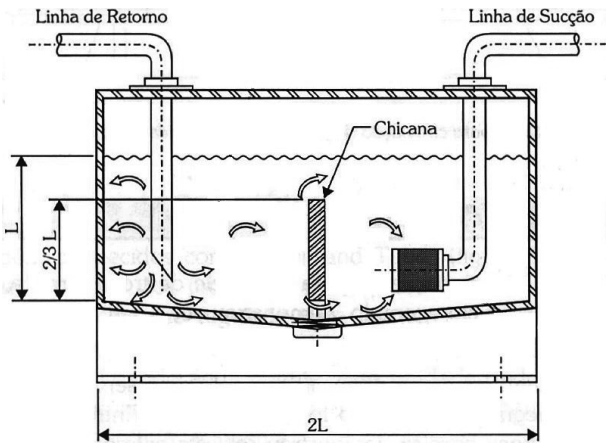
Como visto na Seção 1.2 deste livro didático, a função do reservatório é conter ou armazenar o fluido do sistema hidráulico, além de realizar seu resfriamento, tanto por condução quanto por convecção. Para o projeto do reservatório hidráulico, duas variáveis são de extrema importância: o volume mínimo de fluido a ser armazenado e a superfície mínima de contato requerida para a troca térmica, para que o fluido retorne ao sistema com a temperatura indicada, mantendo a viscosidade ideal de trabalho.

Reflita

Dependendo da aplicação e/ou tamanho do sistema hidráulico, o reservatório hidráulico pode não suprir a troca térmica requerida, por causa das limitações de espaço (grandes dimensões e grande número de placas defletoras são impraticáveis), sendo necessária a utilização de um trocador de calor. Existem casos em que a temperatura ambiente é relativamente baixa e, quando isso acontece, devemos aquecer o fluido de trabalho para que possamos utilizá-lo posteriormente.

Construtivamente, o reservatório hidráulico contém as linhas de sucção e de retorno e a placa defletora (chicana), como mostra a Figura 3.13, que faz a separação do fluido da linha de sucção e da linha de retorno. Portanto, quando o fluido retorna ao reservatório, devido à ação da placa defletora, as impurezas sedimentam, o ar é retirado pelo respiradouro e o calor é dissipado antes de voltar à linha de sucção. A placa defletora também evita a turbulência no reservatório.

Figura 3.13 | Diagrama esquemático de um reservatório hidráulico

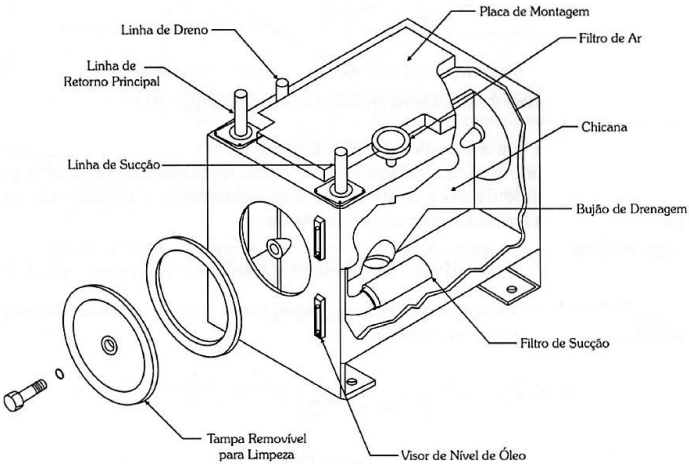


Fonte: Fialho (2014, p. 110).

Com base na figura anterior, nota-se que a placa defletora tem altura de 2/3 L, sendo que L é a altura do volume de óleo contido dentro do reservatório hidráulico. Além disso, em geral, o reservatório tem comprimento de 2L e profundidade de 3L, dimensão que não aparece na figura.

Além da questão dimensional e funcional, existem outros componentes, ilustrados na Figura 3.14, que fazem parte do reservatório hidráulico: os drenos, como a linha de dreno e o bujão de drenagem; o filtro de ar; o filtro de sucção; o indicador de nível de óleo; as tampas para respiradouro, enchimento e limpeza. Acessórios também são instalados no reservatório hidráulico, como o termômetro, para controle da temperatura do óleo e o magneto, para retenção de partículas em suspensão. O reservatório hidráulico deve ser pintado internamente com uma tinta especial, compatível com o tipo de fluido utilizado, a fim de evitar a ferrugem resultante da condensação da umidade.

Figura 3.14 | Componentes do reservatório hidráulico

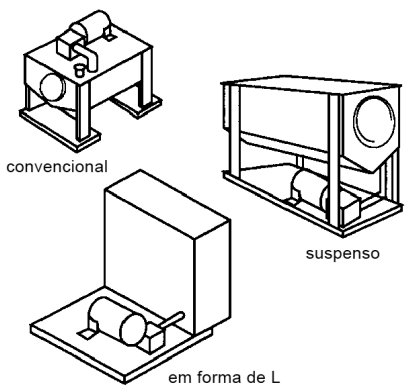


Fonte: Fialho (2014, p. 109).

Tipos de reservatórios hidráulicos

Os tipos de reservatórios hidráulicos são: o reservatório em forma de L, o convencional e o suspenso, ilustrados na Figura 3.15. O reservatório convencional é o mais comum, quanto aos reservatórios em forma de L e suspenso, recorremos a eles em situações que necessitam de uma altura manométrica positiva na bomba hidráulica.

Figura 3.15 | Tipos de reservatório hidráulico



Fonte: Parker (1999, p. 15).

Dimensionamento de um reservatório hidráulico

Para o dimensionamento do reservatório hidráulico, as duas variáveis importantes, isto é, o volume mínimo de fluido a ser armazenado e a superfície mínima de contato requerida para realizar a troca térmica devem ser estudadas.

Dessa forma, o volume de fluido armazenado no reservatório hidráulico, dado em litros, deve ser três vezes maior que a vazão volumétrica da bomba hidráulica, dada em l/min, ou seja:

$$\text{Volume do Reservatório} \geq 3 \cdot Q_B$$

Para suprir a troca térmica requerida, deve-se calcular a superfície mínima de troca térmica necessária para que o fluido retorne ao sistema com a temperatura indicada. Utilizando a equação da transferência de calor, em que q é a taxa de transferência de calor, dada em kcal/h; k é o coeficiente de troca térmica entre o reservatório hidráulico e o ambiente (para cálculos de troca térmica em reservatórios, utiliza-se k = 13 kcal/h.m^2.°C); S é a superfície de troca térmica, dada em m^2; T_2 é a temperatura de trabalho do fluido; T_1 é a temperatura ambiente, dada em °C; tem-se que:

$$q = k \cdot S \cdot (T_2 - T_1)$$

Trocador de calor

Como visto na Seção 3.1 deste livro didático, os trocadores de calor são utilizados para resfriar o fluido hidráulico no caso de o reservatório não conseguir mantê-lo em uma temperatura de trabalho adequada, pois existe a necessidade de uma grande área de troca térmica.

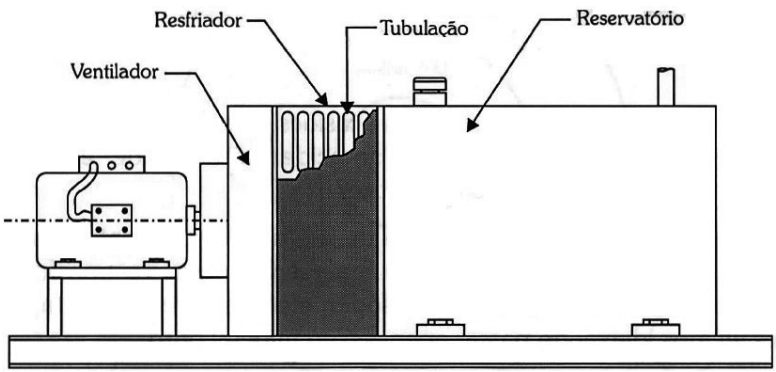
Exemplificando

Em sistemas hidráulicos, quando ocorre o superaquecimento do fluido, são empregados trocadores de calor do tipo: ar e água (mais utilizados).

No trocador de calor ar, também conhecido como resfriador ou radiador, o fluido é bombeado nos tubos aletados, enquanto que o ar externo é soprado por um ventilador, como mostra a Figura 3.16. São

trocadores adotados em situações em que não existe água disponível, ou em unidades móveis, como empilhadeiras, escavadoras etc. O coeficiente de troca térmica em trocadores de calor a ar chega a 20 kcal/h.m^2.°C.

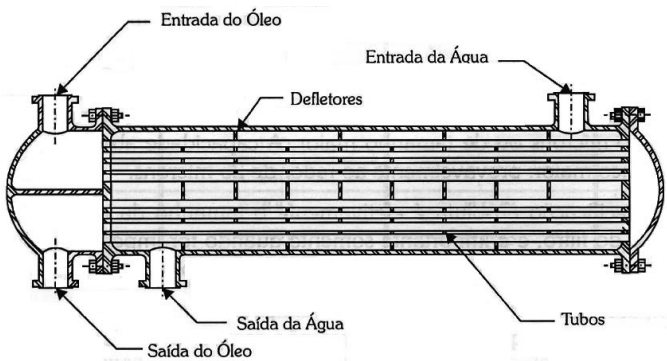
Figura 3.16 | Trocador de calor ar



Fonte: Fialho (2014, p.112).

Em geral, os trocadores de calor água são de casco-tubo, em que o fluido é bombeado nos tubos aletados e a água de resfriamento no casco, como mostra a Figura 3.17. O coeficiente de troca térmica em trocadores de calor água é de 95 a 150 kcal/h.m^2.°C. Nas situações em que a temperatura ambiente é relativamente baixa, sendo necessário aquecer o fluido de trabalho, este dispositivo pode ser utilizado com água quente, aquecendo o fluido hidráulico.

Figura 3.17 | Trocador de calor água



Fonte: Fialho (2014, p. 112).

Filtro hidráulico

Como visto na Seção 3.1 deste livro didático, a confiabilidade de uma instalação hidráulica depende fundamentalmente da limpeza do sistema, isto é, da filtragem do fluido hidráulico. A função do filtro é reduzir o nível de impurezas sólidas de um sistema, dentro de um valor aceitável, a fim de proteger os outros componentes do sistema de um desgaste elevado. Nesse caso, muitos fatores devem ser considerados, por exemplo, o tipo de partículas (seu tamanho e sua classe); o número de partículas de impurezas; a velocidade (vazão) do fluido nos vários elementos individuais; a pressão do sistema e suas quedas de pressão; as tolerâncias e as características construtivas.

Em sistemas hidráulicos, são utilizados o filtro químico e o mecânico. O primeiro é empregado em raras ocasiões, nas quais são necessárias uma pureza absoluta do fluido hidráulico (controlando a acidez, alcalinidade, entre outros aspectos do fluido). Em geral, a partir de uma reação química, seguida de uma separação dos produtos da reação, o filtro químico transforma a contaminação em água e cloreto de sódio, purificando o fluido de trabalho.

Os filtros mecânicos utilizam elementos filtrantes para reter a contaminação. Estes elementos são classificados de acordo com o tamanho dos poros e divididos em duas classes: de filtros de profundidade e de filtros de superfície. No filtro de profundidade, o fluido hidráulico é forçado a passar por uma malha de várias camadas de material poroso (papel tratado ou material sintético), que retém a contaminação no entrelaçamento das fibras. No filtro de superfície, o fluido hidráulico tem uma trajetória de fluxo perpendicular a uma camada de material (tela de arame ou metal perfurado), que retém a contaminação.

Assimile

Os tipos de filtragem existentes para sistemas hidráulicos são: filtragem na linha de sucção (os filtros podem ser instalados internamente ou externamente ao reservatório hidráulico), filtragem na linha de pressão e filtragem na linha de retorno. É comum encontrar filtros que possuam uma válvula de retenção incorporada em *bypass* (montagem em paralelo), que protege o sistema hidráulico quando o elemento filtrante

estiver obstruído, por causa do acúmulo de contaminantes, em que há a necessidade de limpeza ou troca dele.

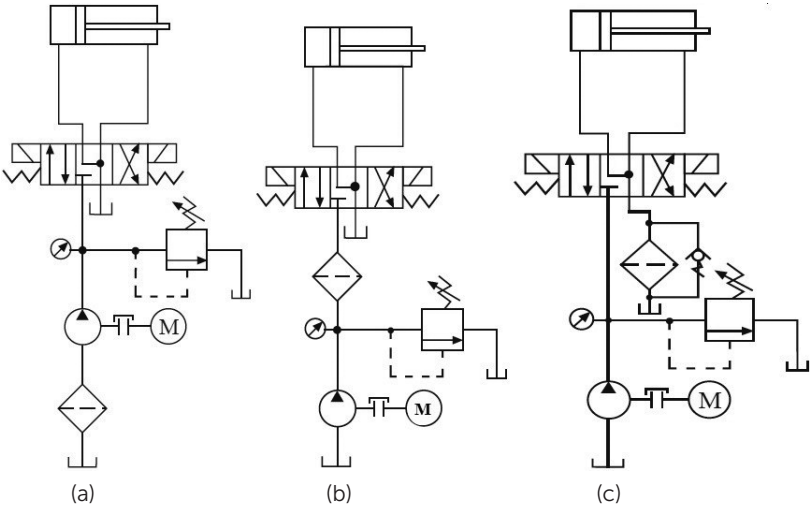
A Figura 3.18 ilustra a localização do filtro nos diferentes tipos de filtragem existentes em sistemas hidráulicos. Em (a), tem-se a filtragem na linha de sucção. O filtro pode estar localizado dentro do reservatório hidráulico (filtro interno) ou fora dele (filtro externo). Em (b), tem-se a filtragem na linha de pressão. Finalmente, em (c), tem-se a filtragem na linha de retorno.

A filtragem na linha de sucção protege a bomba hidráulica de qualquer contaminação que possa existir no reservatório hidráulico. Os filtros internos ao reservatório têm a vantagem de ser baratos. As desvantagens são: a dificuldade de manutenção, pois neste ponto da linha o fluido está em alta temperatura; a ausência do indicador de filtro, que dificulta o conhecimento da condição do elemento filtrante (se está limpo, se precisa ser trocado ou se o *bypass* é utilizado); o filtro pode danificar a bomba, caso não esteja dimensionado ou conservado corretamente; é um tipo de filtragem que não protege os componentes do sistema das partículas que podem ser geradas na passagem do fluido pela bomba hidráulica. Os filtros externos têm a vantagem de conter indicador de filtro e de ser trocados sem a desmontagem da linha de sucção do reservatório. As desvantagens são as mesmas dos filtros internos.

A filtragem na linha de pressão é utilizada para proteger um ou mais componentes do sistema de contaminação. Este tipo de filtragem tem a vantagem de filtrar partículas muito finas, devido à alta pressão da linha. Eles são mais caros, pois são projetados para suportar altas pressões, diferenciais de pressão e choques hidráulicos.

A filtragem na linha de retorno é instalada para reter a contaminação advinda do sistema antes da entrada do fluido no reservatório hidráulico. Nela são utilizados os filtros mais baratos, uma vez que eles não operam sob pressão e conseguem fazer uma filtragem fina. A desvantagem deste tipo é que alguns componentes do sistema podem ser danificados pela contrapressão gerada pela passagem do fluido hidráulico pelo filtro de retorno.

Figura 3.18 | Tipos de filtragem para sistemas hidráulicos



Fonte: Adaptada de Parker (1999, p. 20-21).

A instalação do filtro na linha de sucção deve respeitar as normas que recomendam a profundidade do filtro em relação à altura da superfície do fluido dentro do reservatório. Em geral, para uma instalação segura, se o diâmetro da tubulação de sucção for menor ou igual que 50,8 mm, a altura mínima deverá ser de 76,2 mm a partir da superfície do fluido e se o diâmetro da tubulação de sucção for maior que 50,8 mm, a altura mínima deverá ser de 1,5 vezes o diâmetro da tubulação.

Pesquise mais

Leia mais sobre o tamanho dos poros utilizados nos elementos filtrantes e sobre a instalação dos filtros em sistemas hidráulicos no seguinte livro:

FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Editora Érica, 2014, p.113-118.

Tubulações

O cálculo da perda de carga para o dimensionamento do diâmetro mínimo necessário para a tubulação das linhas de sucção, pressão e retorno, foi realizado na Seção 1.4 da Unidade 1 deste livro didático.

Em sistemas hidráulicos, além das tubulações, há também mangueiras, linhas flexíveis empregadas em situações que requerem uma maior liberdade de movimento e absorção de vibração. Para pesquisar mais sobre a classificação, as especificações e o dimensionamento das mangueiras, utilize a apostila:

PARKER TRAINING. **Tecnologia hidráulica industrial** - Apostila M2001 -1 BR. São Paulo, 1999. Disponível em: <http://www.parker.com/parkerimages/br/download/training/pdf/m_2001_1.pdf>. Acesso em: 16 ago. 2016, p. 29-35

Acessórios

Os acessórios mais importantes utilizados no sistema de conversão primária de um sistema hidráulicos são: o filtro de ar, o indicador de nível e o magneto.

O filtro de ar é montado no respiro de ar, localizado na tampa superior do reservatório hidráulico, responsável pela absorção das impurezas contidas no ar que entrarão no reservatório. O objetivo do respiro é manter a pressão atmosférica na superfície do fluido dentro do reservatório, independentemente da altura de fluido utilizada. Em geral, quanto maior for a vazão do sistema, maior deverá ser o respiro, ou o número de respiros na tampa superior.

O indicador de nível deve estar localizado de forma a indicar os níveis máximo e mínimo de fluido permitidos dentro do reservatório.

O magneto é um imã, instalado no reservatório hidráulico, utilizado para captar limalhas metálicas provenientes do desgaste de peças metálicas em movimento, empregadas em diversos equipamentos do sistema hidráulico.

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados nesta seção sobre reservatórios, tubulações e acessórios, resolveremos a situação-problema 4, apresentada a seguir:

Estagiar nessa empresa está sendo de grande valia, pois a cada desafio seu crescimento técnico-intelectual é notório. Como estagiário, você definiu inicialmente o fluido hidráulico, a bomba hidráulica empregada para exercer a aplicação requerida pelo sistema hidráulico proposto e o motor hidráulico utilizado para efetuar uma operação desejada na aplicação requerida pelo sistema hidráulico proposto. Agora, você chegou à última etapa desse projeto e o engenheiro supervisor está aguardando os resultados que lhe foram confiados. Nesta seção, você deverá dimensionar o reservatório hidráulico, as tubulações e os acessórios (trocadores de calor, filtros, indicadores de nível, magnetos etc). Finalizando, você também deve apresentar o projeto dimensionado dessa fase do circuito hidráulico com o relatório técnico.

Roteiro de solução:

Como exemplo de solução da situação-problema 4, optamos pelo seguinte exercício, exemplo típico que demonstra o dimensionamento de um reservatório hidráulico, em função da superfície de troca térmica, para exercer uma aplicação requerida pelo sistema hidráulico proposto:

Dimensione o reservatório hidráulico para um sistema hidráulico com os seguintes dados: vazão da bomba de 45 l/min e troca térmica de 5850,72 kcal/h. Considere a temperatura ambiente igual a 28°C e a temperatura de trabalho do fluido igual a 40°C.

Primeiramente, calculamos o volume do reservatório a partir da seguinte equação:

$$V_{reserv} = 3 \cdot Q_B = 3\,\text{min} \cdot 45l / \text{min} = 135l = 0{,}135m^3$$

Lembre-se

Para o cálculo da superfície de troca térmica, utilizaremos a equação da transferência de calor, dada por:

$$q = k \cdot S \cdot (T_2 - T_1)$$

Assim, tem-se que a superfície de troca térmica será igual a:

$$S = \frac{q}{k \cdot (T_2 - T_1)} = \frac{5850{,}72 kcal/h}{13 kcal/h \cdot m^2 \cdot {}^{o}C \cdot (40^{o}C - 28^{o}C)} = 37{,}5 m^2$$

Atenção

Vamos supor um reservatório retangular com a seguinte relação dimensional: 1L : 2L : 3L, em que 1L é a altura, 2L é a profundidade e 3L é o comprimento do reservatório.

Desse modo, temos que a superfície de troca térmica por condução e convecção, desconsiderando-se a superfície superior que não está em contato com o fluido, será de:

$$S = 2 \cdot (3L \cdot L) + 2 \cdot (2L \cdot L) + 2 \cdot (3L \cdot 2L) = 16L^2$$

Portanto, a altura L deve ser:

$$16L^2 = S \quad \Rightarrow \quad L = \sqrt{\frac{S}{16}} = \sqrt{\frac{37{,}50 m^2}{16}} = 1{,}52 m$$

Finalizando, a profundidade deve ser de 3,04 m e o comprimento deve ser de 4,56 m. O volume do reservatório com essas dimensões é de 21 m^3, 155 vezes maior que o volume calculado de 0,135 m^3.

Notamos que o dimensionamento do reservatório hidráulico a partir da superfície de troca térmica não gerou bons resultados para esse exemplo, pois a carga térmica desse sistema hidráulico é muito alta, necessitando-se de um trocador de calor para resfriar o fluido de trabalho.

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre o dimensionamento de um reservatório hidráulico, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

Dimensionamento de um reservatório hidráulico a partir do volume mínimo do reservatório

Descrição da situação-problema

Dimensionar o reservatório hidráulico para um sistema hidráulico com os seguintes dados: vazão da bomba de 45 l/min e troca térmica de 5850,72 kcal/h. Considere a temperatura ambiente igual a 28°C e a temperatura de trabalho do fluido igual a 40°C.

Resolução da situação-problema

Roteiro de solução:

Caro aluno, esta nova situação-problema, que trata do dimensionamento de um reservatório hidráulico em função de seu volume mínimo, é aplicada quando se sabe que a carga térmica do sistema é muito alta, sendo necessário o uso de um trocador de calor para resfriar o fluido de trabalho. Portanto, a carga térmica passa a não ter relevância no dimensionamento do reservatório hidráulico.

Lembre-se

Primeiramente, calculamos o volume do reservatório a partir da seguinte equação:

$$V_{reserv} = 3 \cdot Q_B = 3\,\text{min} \cdot 45l/\,\text{min} = 135l = 0{,}135m^3$$

Utilizando-se do mesmo reservatório do exercício anterior, com um reservatório retangular com a seguinte relação dimensional: 1L : 2L : 3L, em que 1L é a altura, 2L é a profundidade e 3L é o comprimento do reservatório.

Portanto, o volume do reservatório será dado por:

$$V_{reserv} = L \cdot 2L \cdot 3L = 6L^3$$

Logo, a altura L deve ser:

$$6L^3 = 0{,}135m^3 \quad \Rightarrow \quad L = \sqrt{\frac{0{,}135m^3}{6}} = \sqrt{\frac{0{,}135m^3}{6}} = 0{,}282m = 28{,}2cm$$

Finalizando, a profundidade deve ser de 56,4 cm e o comprimento de 84,6 cm.

Para calcularmos a capacidade de troca térmica do reservatório, temos que, considerando o exercício anterior, a superfície de troca térmica do reservatório é S= $16L^2$. Para esse exercício, em que L = 0,282 m, é possível obter-se que:

$$S = 16L^2 = 16 \cdot (0,282m)^2 = 1,27m^2$$

Finalmente, aplicando a equação da transferência de calor, a carga térmica do reservatório hidráulico é:

$$q = k \cdot S \cdot (T_2 - T_1) = 13kcal / h \cdot m^2 \cdot {}^{o}C \cdot 1,27m^2 \cdot (40^{o}C - 28^{o}C) = 198,12kcal / h$$

Notamos que a carga térmica do reservatório hidráulico dimensionado em função do volume mínimo do reservatório é muito menor que a carga térmica do sistema hidráulico, de 5850,72 kcal/h. Para esse exemplo, é necessária a utilização de um trocador de calor, a fim de garantir que o fluido de trabalho retorne ao sistema hidráulico com a temperatura de trabalho adequada.

Faça você mesmo

Refaça o exercício proposto para um reservatório retangular com a seguinte relação dimensional: 1L : 1L : 2L, em que 1L é a altura, 1L é a profundidade e 2L é o comprimento do reservatório. O volume do reservatório hidráulico será maior ou menor que o volume do exercício proposto? E a carga térmica do reservatório hidráulico será maior ou menor?

Faça valer a pena

1. Para o projeto do reservatório hidráulico, quais são as duas variáveis importantes a ser estudadas?

a) O volume mínimo de fluido a ser armazenado e a viscosidade cinemática do fluido de trabalho.
b) A temperatura do fluido de trabalho e a superfície mínima de contato requerida para realizar a troca térmica.
c) O volume mínimo de fluido a ser armazenado e a superfície mínima de contato requerida para realizar a troca térmica.
d) O número de placas defletoras a serem utilizadas e a superfície mínima de contato requerida para realizar a troca térmica.

e) O volume mínimo de fluido a ser armazenado e o nível de contaminação do fluido hidráulico.

2. Em determinadas aplicações, o reservatório hidráulico pode não conseguir suprir toda a carga térmica do sistema hidráulico, transportada pelo fluido hidráulico até o reservatório. Qual é a alternativa para resolver esse problema?

a) Utilizar outro fluido de trabalho.
b) Utilizar um reservatório hidráulico com outras dimensões.
c) Utilizar uma bomba hidráulica que não aumente a temperatura do fluido.
d) Utilizar componentes no sistema hidráulico que não tenham perdas por energia térmica.
e) Utilizar um trocador de calor.

3. Qual é a função da placa defletora utilizada em reservatórios hidráulicos?

a) Sedimentar as impurezas contidas no fluido e dissipar o calor transportado por ele até o reservatório hidráulico.
b) Retirar o ar contido no fluido hidráulico e filtrá-lo.
c) Indicar o nível do fluido dentro do reservatório e sedimentar as impurezas contidas nele.
d) Evitar a turbulência dentro do reservatório, pressurizando o fluido hidráulico dentro dele.
e) Diminuir a vazão do fluido dentro do reservatório e dissipar o calor transportado por ele até o reservatório hidráulico.

Referências

EATON. **Hydraulic filtration calculator**. Disponível em: <http://www.eatonpowersource.com/calculators/filtration/hydraulic-filter-selection/>. Acesso em: 14 jun. 2016

FIALHO, A.B. **Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos**. 6. ed. São Paulo: Editora Érica, 2014.

PARKER TRAINING. **Tecnologia hidráulica industrial** - Apostila M2001 -1 BR. São Paulo, 1999. Disponível em: <http://www.parker.com/parkerimages/br/download/training/pdf/m_2001_1.pdf>. Acesso em: 16 ago. 2016.

Componentes e aplicações dos sistemas hidráulicos

Convite ao estudo

Caro aluno, na Unidade 1 deste livro didático, aprendemos sobre as características, aplicações e os principais componentes de um sistema de ar comprimido e de um sistema hidráulico, além de estudarmos os componentes utilizados nos sistemas de produção, preparação e distribuição do ar comprimido para dimensionamento de um circuito pneumático. Para tanto, fizemos o estudo de normas, diretrizes e simbologia dos sistemas pneumáticos e da perda de carga singular e da perda de carga distribuída em condutos circulares para a elaboração do relatório técnico científico exigido na Situação da Realidade Profissional (SR) da Unidade 1.

Na Unidade 2, conhecemos as válvulas pneumáticas, os atuadores pneumáticos e as aplicações e automações de um sistema de ar comprimido, para terminar o projeto iniciado na Unidade 1, sobre o dimensionamento de um circuito pneumático para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Utilizamos dos conceitos citados anteriormente para escrever o relatório técnico científico exigido na SR de tal unidade.

Na Unidade 3, compreendemos o fluido hidráulico, as bombas hidráulicas, os motores hidráulicos e os reservatórios hidráulicos, bem como tubulações e acessórios para projetar e dimensionar o sistema de conversão primária de um sistema hidráulico requerido no relatório técnico científico exigido na SR de tal unidade.

Agora, nesta unidade, aprenderemos sobre as válvulas, os atuadores hidráulicos, os acumuladores hidráulicos e os intensificadores de pressão.

O objetivo principal é, portanto, prepará-lo para elaboração de um relatório técnico que trata do dimensionamento dos sistemas de distribuição e controle e de aplicação de energia de um sistema hidráulico. Por conseguinte, a SR proposta é focada exatamente no projeto e dimensionamento destes sistemas de distribuição e controle e de aplicação de energia.

Para confecção do relatório técnico exigido na SR nesta fase do projeto, você deve estar apto a: selecionar as válvulas para o comando do atuador hidráulico; dimensionar o atuador hidráulico linear, o acumulador hidráulico e o intensificador de pressão; selecionar o circuito hidráulico elementar utilizado para exercer uma aplicação requerida do circuito hidráulico proposto; encontrar uma solução de automação para o circuito hidráulico deste projeto.

Para isso, serão tratados nas seções desta unidade temas aplicados aos sistemas hidráulicos, como as válvulas; os atuadores hidráulicos; os acumuladores hidráulicos; os intensificadores de pressão.

Seção 4.1

Válvulas: direcionais, de bloqueio, de pressão e de estrangulamento

Diálogo aberto

Caro aluno, as válvulas de comando são componentes vitais para o funcionamento adequado do sistema hidráulico, pois gerenciam o avanço e o retorno dos atuadores hidráulicos, além de controlar o fluxo do fluido hidráulico para os diversos elementos do sistema, evitar acidentes e automatizar e monitorar processos e operações repetitivas.

Como visto nas unidades anteriores, a utilização de sistemas hidráulicos para automação e controle de processos é de grande importância tecnológica, sendo, deste modo, empregados atualmente em toda e qualquer área e setor industrial na indústria moderna.

Sendo assim, nesta seção, resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata do dimensionamento de válvulas, atuadores hidráulicos, acumuladores hidráulicos e intensificadores de pressão para executar uma função específica, para projetar os sistemas de distribuição e controle e de aplicação de energia de um sistema hidráulico de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A situação-problema (SP1) estará focada em selecionar válvulas que comandarão o atuador hidráulico linear, além de projetar o sistema de distribuição e controle do sistema hidráulico da SR proposta.

Para resolvermos a SP1, estudaremos as válvulas de comando, divididas em: de controle direcional, controladoras de vazão (ou de estrangulamento), de bloqueio e controladoras de pressão. Além disso, estudaremos as aplicações básicas destas válvulas.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos estudados na elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Conceito das válvulas de comando

Caro aluno, analogamente ao visto na Seção 2.1 deste livro didático, em se tratando de sistemas hidráulicos, tem-se que as válvulas de comando são dispositivos que, ao receberem um impulso hidráulico, pneumático, mecânico ou elétrico, permitem que o fluxo de fluido hidráulico pressurizado alimente determinado elemento consumidor (em geral, um atuador hidráulico). Além disso, existem válvulas de comando que controlam o fluxo de fluido hidráulico para diversos elementos do sistema, que permitem fluxo em apenas um sentido e as controladoras de pressão.

Válvulas de controle direcional

Como visto na Seção 2.1 deste livro didático, as válvulas direcionais, também chamadas de distribuidores, são elementos que influenciam o percurso do fluxo do fluido hidráulico, principalmente nas partidas, paradas e na direção do fluxo. As válvulas direcionais são responsáveis, portanto, pelo avanço e pelo retorno da haste dos atuadores hidráulicos lineares e pelo acionamento ou inversão de atuadores hidráulicos rotativos.

Assimile

Para relembrar a representação de uma válvula direcional (números de posições, número de vias, entre outros) e os tipos de válvulas direcionais existentes (VD 2/2 vias, VD 3/2 vias, entre outros), suas características e simbologias, além da identificação e utilização das conexões (orifícios) de uma válvula direcional e acionamento e comando de válvulas de controle direcionais, retome os conceitos apresentados na Seção 2.1.

Além dos conceitos sobre válvulas direcionais já estudados, vale ressaltar que, para sistemas hidráulicos, existem vários tipos de centro do carretel, aplicados em válvulas com 3 ou 4 posições. A Tabela 4.1 ilustra os tipos de centro dos carretéis utilizados nas das válvulas direcionais, empregadas em sistemas hidráulicos. As conexões P, A e B são as mesmas estudadas na Seção 2.1: conexão de pressão P e conexões de trabalho A e B, respectivamente.

A conexão T é a via que liga a válvula direcional ao reservatório (ou tanque, T). Os carretéis podem ser mantidos na sua posição central por molas, pinos de retenção ou pela própria pressão do fluido de trabalho.

Tabela 4.1 | Tipos de centro dos carretéis utilizados nas das válvulas direcionais

Simbologia	Característica
	Carretel CA, ou de centro aberto. Tipo de centro no qual todas as conexões estão abertas.
	Carretel CF, ou de centro fechado. Tipo de centro no qual todas as conexões estão bloqueadas.
	Tipo de centro no qual as conexões P, T e A estão abertas e a conexão B está bloqueada.
	Tipo de centro no qual as conexões T e A estão abertas e as conexões P e B estão bloqueadas.
	Tipo de centro no qual as conexões T, A e B estão abertas e a conexão P está bloqueada.
	Tipo de centro no qual P está aberto ao reservatório T e as conexões A e B estão bloqueadas.

Fonte: elaborada pelo autor.

Pesquise mais

As válvulas direcionais mais utilizadas em sistemas hidráulicos são encontradas na Tabela A.5 do Apêndice do seguinte livro:

FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014.

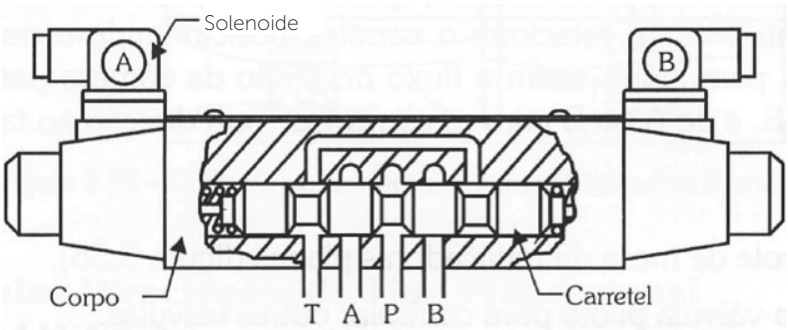
Tipos de válvulas de controle direcional

Em circuitos hidráulicos, utiliza-se os seguintes tipos de válvulas de controle direcional: direcionais do tipo pistão ou esfera (ou *Poppet Type*); direcionais do tipo carretel deslizante (ou *Sliding Spool*); direcionais do tipo carretel rotativo (ou *Rotary Spool*); direcionais do tipo proporcional (ou *Proportional Valves*).

A válvula direcional do tipo pistão ou esfera nada mais é que de retenção com mola, de bloqueio, que possui internamente um pistão (*poppet*) ou esfera apoiada em uma sede devido à ação de uma mola, permitindo o fluxo livre em um determinado sentido e impedindo o fluxo no sentido contrário. Possui boa vedação e é utilizada para bloquear altas pressões (até 700 bar).

As válvulas direcionais do tipo carretel deslizante (ou *Sliding Spool*) são construídas com um cilindro (carretel), que desliza sobre o corpo da válvula, como mostra a Figura 4.1. Este carretel contém ranhuras, rebaixos e furos (por onde o fluido entra e sai pelo carretel). Os rebaixos intercomunicam as vias existentes entre as conexões P, T, A e B, realizando, assim, o controle do fluxo do fluido hidráulico.

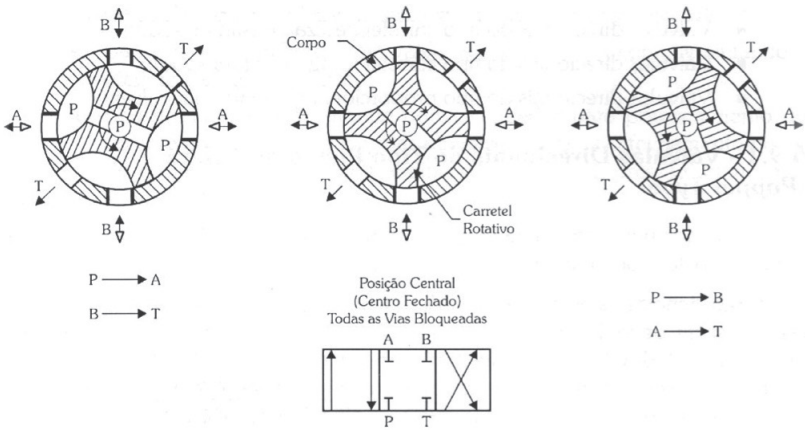
Figura 4.1 | Representação esquemática de um carretel utilizando uma válvula direcional 4/3, acionada por solenoide e centrada por mola



Fonte: Fialho (2014, p. 132).

As válvulas direcionais do tipo carretel rotativo (ou *Rotary Spool*) são construídas com um rotor (carretel) que gira dentro do corpo da válvula, como exemplificado na Figura 4.2 a seguir:

Figura 4.2 | Representação esquemática uma válvula direcional do tipo carretel rotativo



Fonte: Fialho (2014, p. 133).

As três ilustrações de posicionamento do carretel representam, respectivamente, as três posições da válvula VD 4/3 vias CF. Nas ilustrações, o fluido hidráulico entra no carretel pela conexão central P e distribui-se nas câmaras P, posicionadas opostas entre si. Por exemplo, na ilustração da esquerda, a conexão P está ligada na conexão de trabalho A e a conexão de trabalho B está conectada ao reservatório T, representando a posição da esquerda da VD 4/3 vias CF. O acionamento destas válvulas é feito mecanicamente ou manualmente por uma alavanca. As válvulas direcionais do tipo carretel rotativo são utilizadas como válvulas-piloto para controlar outras válvulas e para controle de mesa de retificadoras planas.

As válvulas direcionais do tipo proporcional (ou *Proportional Valves*) controlam também a pressão e a vazão do fluido, pois o orifício de passagem do fluido hidráulico se expande ou se contrai, dependendo da posição do êmbolo dentro do corpo da válvula.

Válvulas controladoras de vazão

Analogamente à teoria vista na Seção 2.1, a função da válvula controladora de vazão (ou de fluxo), como seu próprio nome diz,

é controlar a vazão do fluido hidráulico que alimenta os atuadores hidráulicos, regulando a velocidade destes.

Reflita

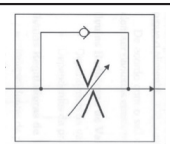
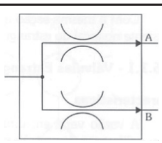
Existem dois tipos de válvulas controladoras de vazão: válvulas redutoras de vazão e válvulas reguladoras de vazão. Como estas válvulas funcionam? Qual é a aplicação destas válvulas em sistemas hidráulicos?

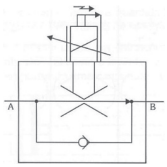
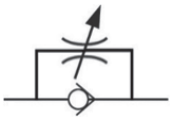
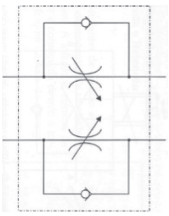
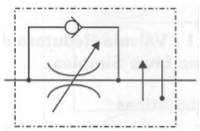
As válvulas redutoras de vazão são válvulas pelas quais a vazão varia com a mudança da pressão no estrangulamento. São classificadas em dois tipos: as que dependem da viscosidade do fluido hidráulico e da vazão e as independentes da viscosidade do fluido hidráulico, mais dependentes da pressão.

As válvulas reguladoras de vazão permitem que a vazão permaneça constante, independentemente da variação da pressão na válvula. São classificadas em dois tipos: as que dependem da viscosidade do fluido hidráulico e independem da pressão e as independentes da viscosidade do fluido hidráulico e da pressão.

A Tabela 4.2 mostra os tipos de válvulas controladoras de vazão utilizadas em sistemas hidráulicos.

Tabela 4.2 | Tipos de válvulas controladoras de vazão

Denominação	Característica	Simbologia
Válvula controladora estranguladora	A vazão varia com a diferença de pressão no trecho estrangulado: quanto maior a diferença de pressão, maior a vazão.	
Válvula controladora reguladora de vazão com pressão compensada e retenção	Trabalha com um diafragma na área de estrangulamento, que a torna independente da pressão e da viscosidade do fluido.	
Válvula controladora divisora de fluxo	Divide a vazão de entrada independente das variações de pressão no sistema.	

Válvula controladora reguladora de vazão proporcional	Trabalha em uma faixa de 0 a 100% de vazão, sendo a regulagem feita pela variação da corrente no solenoide.	
Válvula controladora reguladora de vazão com retorno livre simples	Permite a passagem livre do fluido em um sentido, bloqueando o fluido no sentido inverso, forçando a sua passagem pela restrição, regulando assim a vazão.	
Válvula controladora reguladora de vazão com retorno livre geminada	Composta de duas válvulas montadas simetricamente. É muito empregada no controle da velocidade de um elemento consumidor.	
Válvula controladora de vazão com compensação de temperatura	Nesta válvula, a pressão varia em função da temperatura, que controla a vazão do fluido.	

Fonte: elaborada pelo autor.

Existem três métodos para controle de fluxo em sistemas hidráulicos: o *Meter In*, que controla o fluxo na entrada do atuador, o *Meter Out*, que controla o fluxo na saída do atuador e o método *Bleed Off*, que controla o fluxo através de uma sangria na linha de pressão para o reservatório.

Exemplificando

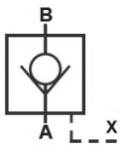
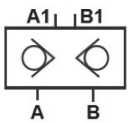
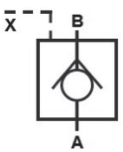
Como funcionam os métodos *Meter In, Meter Out* e *Bleed Off*? Para que tipos de aplicações eles são utilizados? Exemplos dos três métodos para controle de fluxo em sistemas hidráulicos são encontrados em: FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014.

Válvulas de bloqueio

Analogamente à teoria vista na Seção 2.1, as válvulas de bloqueio são responsáveis por bloquear um sentido de escoamento do fluido

hidráulico e permitir o fluxo livre no sentido contrário. A Tabela 4.3 mostra os tipos de válvulas de bloqueio utilizadas em sistemas hidráulicos, de acordo com a sua aplicação.

Tabela 4.3 | Tipos de válvula de bloqueio

Denominação	Característica	Simbologia
Válvula de retenção com mola	Existem dois modelos desta válvula: em linha e em ângulo reto. Somente o segundo modelo pode ser utilizado em sistemas com alta pressão.	
Válvula de retenção com desbloqueio hidráulico	Possui uma pilotagem em X, possibilitando o fluxo da conexão B para A. empregadas em sistemas que exigem segurança na operação, bloqueando o sistema sob pressão e impedindo o retorno da carga.	
Válvula de retenção pilotada geminada	Válvula modular, que possui uma pilotagem interna nas linhas A e B, abrindo a retenção a partir de um êmbolo central. Ela é muito comum em prensas, máquinas operatrizes, entre outras.	
Válvula de sucção ou de preenchimento	Válvula de grande porte, do tipo retenção com desbloqueio hidráulico, que garante alta velocidade de aprovimação em prensas, extrusoras, máquinas injetoras, entre outras. Utilizadas também para o preenchimento de atuadores de grande porte.	

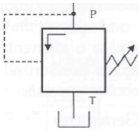
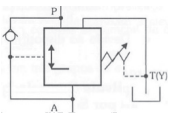
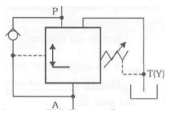
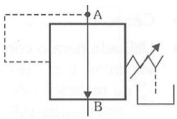
Fonte: elaborada pelo autor.

Válvulas controladoras de pressão

Analogamente à teoria vista na Seção 2.1, as válvulas controladoras de pressão influenciam na pressão em um determinado componente do sistema hidráulico. São responsáveis por limitar, regular, reduzir ou interromper uma variação de pressão, além de permitir um controle sequencial de operações preestabelecidas, realizadas por um atuador hidráulico.

As válvulas controladoras de pressão são divididas em: limitadoras de pressão, de sequência de pressão e redutoras de pressão. A Tabela 4.4 apresenta os tipos de válvulas controladoras de pressão utilizadas em sistemas hidráulicos.

Tabela 4.4 | Tipos de válvulas controladoras de pressão

Denominação	Característica	Simbologia
Válvula controladora de pressão diretamente operada	Também chamada de válvula de alívio ou de segurança, permite que o fluido retorne ao reservatório sempre que a pressão exercer o limite máximo de trabalho do sistema. Utilizada normalmente fechada, para baixas vazões.	
Válvula de sequência de pressão	Conecta o sistema consumidor sempre que a pressão programada é atingida. Utilizada para controle sequencial de movimentos e para casos nos quais exista a necessidade de uma contrapressão no sistema como segurança (válvula de contrabalanço) ou um controle apurado de velocidade na haste do atuador.	
Válvula interruptora de pressão pré-operada	Utilizada com um acumulador de pressão, dirige o fluxo da bomba até o acumulador. A válvula alivia a bomba no instante que a pressão necessária no acumulador é atingida.	
Válvula redutora de pressão	Utilizada para limitar a pressão de saída (da linha secundária), independentemente da pressão primária. Pode ser dos tipos operada ou pré-operada. A pré-operada é utilizada para reduzir a pressão em sistemas de grande vazão.	

Fonte: elaborada pelo autor.

Além das válvulas mostradas na tabela anterior, existem as seguintes: controladora de pressão de dois estágios (composta de duas válvulas de alívio de baixa e de alta pressão, além de uma de retenção), válvula controladora de pressão pré-operada (ativada por meio de um impulso gerado por um dispositivo piloto) e válvula controladora de pressão pré-operada com descarga por solenoide.

Pesquise mais

Pesquise sobre as válvulas direcionais citadas em: FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014.

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados nesta seção sobre válvulas de comando, resolveremos a situação-problema 1 apresentada a seguir:

Você, aluno, estagia em uma empresa de consultoria contratada para dimensionar um sistema hidráulico para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. Nesta fase de projeto, para preparar o relatório, você deve primeiramente selecionar válvulas para comandar um atuador hidráulico, dependendo da aplicação requerida do circuito hidráulico básico proposto.

Roteiro de solução

Como exemplo de solução da situação-problema 1, demonstraremos uma aplicação básica das válvulas de comando mais utilizadas, deixando para o aluno a tarefa de selecionar as que lhe forem úteis em seu circuito hidráulico, dependendo da aplicação requerida. O problema proposto é: selecionar válvulas para construção de uma prensa hidráulica, empregada como um dispositivo de desdobramento, que deve conter dois atuadores hidráulicos lineares com comando sequencial: um para fixar a peça e outro para executar a operação de dobramento.

Primeiramente, selecionamos a válvula de controle direcional para o exemplo proposto. Utilizaremos uma válvula V.D. 4/3 vias CA (centro aberto), operada por solenoide.

Lembre-se

Para realizar a sequência de operações dos dois atuadores hidráulicos lineares requerida pelo problema proposto, utilizaremos três válvulas de sequência de pressão, com quatro controladoras redutoras de vazão com retorno livre simples, que bloqueiam o fluxo em um sentido e controlam a vazão (velocidade) no sentido oposto.

A Figura 4.3 exibe uma representação esquemática do circuito do dispositivo de dobramento proposto.

A partir da figura, tem-se que o disparo do circuito ocorre com a excitação do SOL.1, que dirige o fluido hidráulico para as válvulas de sequência de pressão VS.1 e VS.2. A válvula VS.1 realiza o avanço da haste do atuador CIL.1, que fixa a peça.

Atenção

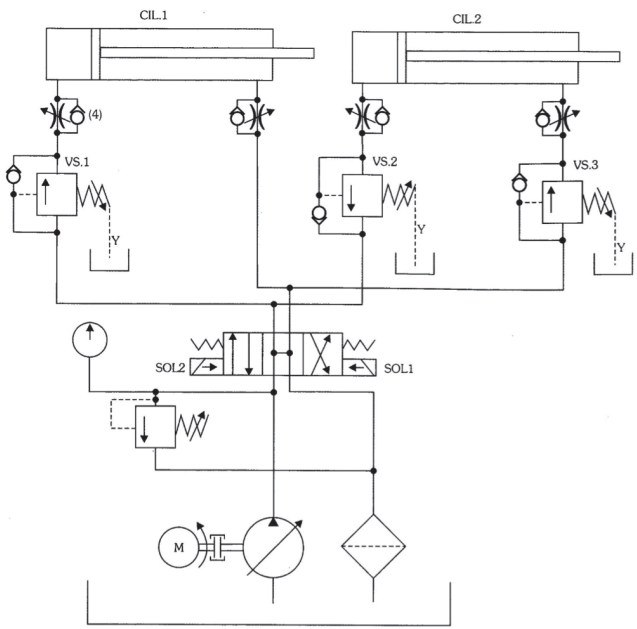
A retenção em VS.2 impede que o fluido hidráulico prossiga até o atuador CIL.2, pois VS.2 está regulada para abrir somente quando o atuador CIL.1 atingir a pressão de fixação da peça.

Após atingir a pressão de fixação, VS.2 se abre, realizando o avanço da haste do atuador CIL.2, que executa a operação de dobramento da peça.

Ao final da operação de dobramento, o atuador CIL.2 desativa o solenoide SOL.1 e ativa o SOL.2, invertendo a posição da válvula de controle direcional, realizando o retorno de sua haste. Após a pressão regulada em VS.3 ser atingida, o atuador CIL.1 retorna, desativando o solenoide SOL.2, completando assim o ciclo.

A válvula montada entre a bomba hidráulica e a V.D. 4/3 vias CA é uma válvula de alívio, emoregada para limitar a máxima pressão de trabalho no sistema.

Figura 4.3 | Representação esquemática do circuito do dispositivo de dobramento



Fonte: Fialho (2014, p. 122).

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre a válvula interruptora de pressão, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

Utilização de uma válvula interruptora de pressão em um circuito hidráulico

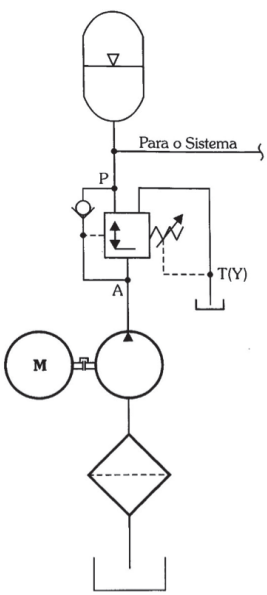
Descrição da situação-problema

O objetivo é projetar um sistema para aliviar a bomba de um sistema hidráulico, utilizando um acumulador hidráulico com uma válvula interruptora de pressão.

Roteiro de solução

Esta situação-problema tem grande aplicação em sistemas hidráulicos, pois a maioria dos sistemas emprega um acumulador hidráulico para aliviar a bomba hidráulica. A Figura 4.4 ilustra uma representação esquemática do circuito com um acumulador hidráulico.

Figura 4.4 | Representação esquemática do circuito com um acumulador hidráulico



Fonte: Fialho (2014, p. 123).

Lembre-se

A válvula interruptora de pressão é aplicada com um acumulador de pressão. ela dirige o fluxo da bomba até o acumulador, aliviando a bomba no instante que a pressão necessária no acumulador é atingida. Quando a contrapressão do acumulador desaparece, a válvula interruptora volta à sua posição normal, permitindo que a bomba reabasteça o acumulador.

Vale ressaltar que o princípio de funcionamento do acumulador hidráulico será apresentado na Seção 4.3 deste livro didático.

Faça você mesmo

Caro aluno, para avançarmos ainda mais na prática, tente projetar um circuito para controlar o fluxo de um atuador hidráulico linear a partir de um dos métodos de controle de fluxo apresentados nesta seção: *Meter In, Meter Out* e *Bleed Off*.

Faça valer a pena

1. Qual é o tipo de válvula de controle direcional que contém um rotor que gira dentro do corpo da válvula?

a) Válvulas direcionais do tipo pistão ou esfera (ou Poppet Type).
b) Válvulas direcionais do tipo carretel deslizante (ou Sliding Spool).
c) Válvulas direcionais do tipo carretel rotativo (ou Rotary Spool).
d) Válvulas direcionais do tipo proporcional (ou Proportional Valves).
e) Nenhuma das alternativas anteriores.

2. Qual é a válvula controladora de vazão que realiza a regulagem da vazão, permitindo a passagem livre do fluido em um sentido e bloqueando o fluido no sentido inverso, forçando, assim, sua passagem pela restrição?

a) Válvula controladora estranguladora.
b) Válvula controladora reguladora de vazão com retorno livre simples.
c) válvula controladora reguladora de vazão proporcional.
d) Válvula controladora de vazão com compensação de temperatura.
e) Válvula controladora divisora de fluxo.

3. Qual é a válvula controladora de pressão utilizada para aliviar a bomba no instante que a pressão necessária no acumulador hidráulico é atingida?

a) Válvula de sequência de pressão.
b) Válvula de alívio ou de segurança.
c) Válvula controladora de pressão de dois estágios.
d) Válvula interruptora de pressão pré-operada.
e) Válvula redutora de pressão.

Seção 4.2

Atuadores hidráulicos lineares

Diálogo aberto

Caro aluno, nas seções anteriores estudamos a conversão primária e a distribuição e controle de um sistema hidráulico, bem como seus componentes e acessórios. Nesta seção, aprenderemos sobre o sistema de aplicação de energia, iniciando o estudo com os atuadores hidráulicos.

Os atuadores hidráulicos são os componentes mais importantes do sistema de aplicação de energia, pois são os consumidores de energia do sistema encontrados em praticamente todos os sistemas hidráulicos. Como visto na unidade anterior, a utilização de sistemas hidráulicos para automação e controle de processos e operações repetitivas é de grande importância tecnológica, sendo, deste modo, aplicado atualmente em toda e qualquer área e setor industrial na indústria moderna.

Sendo assim, resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata do dimensionamento de válvulas, atuadores hidráulicos, acumuladores hidráulicos e intensificadores de pressão para executar uma função específica, para projetar os sistemas de distribuição e controle e de aplicação de energia de um sistema hidráulico de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A situação-problema desta seção (SP2) é focada, portanto, em dimensionar o atuador hidráulico linear, para projetar o sistema de aplicação de energia do sistema hidráulico da SR proposta.

Para resolvermos a situação-problema 2, estudaremos os atuadores hidráulicos; o dimensionamento de um atuador hidráulico; os atuadores hidráulicos lineares com amortecimento; o cálculo da velocidade dos atuadores hidráulicos; o cálculo da vazão dos atuadores hidráulicos; o cálculo da pressão induzida nos atuadores hidráulicos.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos estudados na elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Atuadores hidráulicos

Analogamente ao visto na Seção 2.2 deste livro didático, em se tratando de sistemas hidráulicos, tem-se que os atuadores hidráulicos são os elementos que convertem a energia hidráulica (de pressão) em energia mecânica (força ou torque, dependendo do movimento do atuador), produzindo trabalho mecânico, empregado posteriormente em um processo ou operação. Da mesma forma que os atuadores pneumáticos, os atuadores hidráulicos são divididos em lineares e oscilantes (ou giratórios).

Os atuadores hidráulicos lineares são elementos que convertem energia hidráulica em movimento linear ou angular. São também conhecidos como cilindros hidráulicos.

Os atuadores hidráulicos lineares de simples efeito são atuadores cujo movimento de avanço ou recuo é realizado por uma mola interna ao cilindro, ou por uma força externa. São aplicados em dispositivos de fixação, gavetas de moldes de injeção, prensagem, elevação e alimentação de componentes. Os tipos mais comuns são: atuador hidráulico linear de simples efeito com retorno por mola e atuador do tipo martelo.

Os atuadores hidráulicos lineares de duplo efeito são aqueles nos quais tanto o avanço quanto o recuo da haste são feitos pela força hidráulica gerada pelo sistema de bombeamento. Os tipos mais comuns são: de haste dupla; telescópico ou de múltiplo estágio; duplex contínuo ou em tandem; duplex.

Assimile

Para relembrar o princípio de funcionamento dos atuadores de simples efeito e de duplo efeito, retome os conceitos apresentados na Seção 2.2.

Dimensionamento de um atuador hidráulico

Para o dimensionamento do atuador hidráulico linear, estudaremos vários conceitos para garantir o correto funcionamento do sistema hidráulico.

Iniciamos o dimensionamento do atuador hidráulico estudando a pressão. A pressão nominal do sistema hidráulico depende do tipo de aplicação do sistema, como mostrado na Seção 1.2 deste livro didático.

Exemplificando

Os sistemas hidráulicos são divididos em: de baixa pressão (0 a 14 bar); sistemas de média pressão (14 a 35 bar); de média-alta pressão (35 a 84 bar); de alta pressão (84 a 210 bar); de extra-alta pressão (acima de 210 bar).

A pressão de trabalho estimada (P_{trab}) é dada pela pressão nominal do atuador hidráulico multiplicada pelo rendimento total do sistema (η_T) que, para sistemas hidráulicos, é da ordem de 65%.

A força de avanço é a força efetiva que o atuador deve desenvolver a fim de realizar a operação na qual ele foi projetado.

O diâmetro do pistão é calculado a partir do conhecimento da pressão de trabalho estimada e da força de avanço do atuador, como mostra a equação a seguir, em que n_{At} é o rendimento mecânico do atuador, da ordem de 90% (devido à perda por atrito no movimento do pistão):

$$D_p = 2 \cdot \sqrt{\frac{\eta_{At} \cdot F_a}{\pi \cdot P_{trab}}}$$

Tem-se que o diâmetro comercial deve ser maior ou igual ao diâmetro do pistão, previamente calculado pela equação anterior.

Definido o diâmetro comercial a partir de um catálogo de fabricante, deve-se recalcular a pressão de trabalho do sistema hidráulico, de acordo com a seguinte fórmula:

$$P_{trab} = \frac{4 \cdot \eta_{At} \cdot F_a}{\pi \cdot D_p^{\,2}}$$

O dimensionamento da haste do atuador hidráulico é feito a partir do critério de Euler para deformação por flambagem, que define qual é o diâmetro mínimo necessário da haste para determinado tipo de aplicação do atuador hidráulico, em função do tipo de fixação escolhida para este atuador. Vale ressaltar que os atuadores hidráulicos são projetados para suportar unicamente cargas de tração e de compressão.

A carga de flambagem dada pelo critério de Euler é calculada por:

$$K = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot J}{\lambda^2}$$

Na equação anterior, tem-se que E é o módulo de elasticidade do aço (ou módulo de Young, E = 2.10^7 N/cm^2) e J é o momento de inércia axial da seção circular, dado por:

$$J = \frac{d_h^{\,4} \cdot \pi}{64}$$

Reflita

O comprimento livre de flambagem (λ) é calculado a partir do tipo de fixação e da aplicação do atuador hidráulico. Quais são os tipos de fixação utilizada para os atuadores hidráulicos? Em quais situações cada tipo de fixação é adequado?

Portanto, K é a carga de ocorrência da flambagem da haste. A carga máxima de trabalho, dada pela força de avanço, é calculada a partir da carga de flambagem, considerando-se um coeficiente de segurança S, que, para sistemas hidráulicos, será S = 3,5. Finalmente, tem-se que a força de avanço é calculada por:

$$F_a = \frac{K}{S}$$

O diâmetro mínimo admissível da haste, utilizando-se ainda do critério de Euler para deformação por flambagem, é dado pela expressão:

$$d_h = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot F_a}{\pi^3 \cdot E}}$$

Após o cálculo do diâmetro mínimo admissível da haste, utiliza-se tabelas de fabricantes para a seleção do atuador hidráulico. A Tabela 4.5 apresenta os dados para seleção de um atuador comercial do fabricante Rexroth, uma divisão do grupo Bosch a partir do diâmetro da haste. De acordo com cada fabricante, utiliza-se até três diâmetros de haste para cada diâmetro do pistão, dependendo da aplicação, os quais se denominam: normal, intermediário e pesado. Vale ressaltar que o diâmetro comercial da haste deve ser maior ou igual ao diâmetro da haste calculado pela equação utilizando-se do critério de Euler para deformação por flambagem.

Tabela 4.5 | Catálogo para seleção de um atuador comercial do fabricante Rexroth a partir do diâmetro da haste

Dp (mm)	dh (mm)	Pressão de Trabalho - PTb (bar)						
		50	75	100	125	150	175	210
40	18	225	160	120	95	75	60	45
	25	535	415	340	290	250	220	190
50	22	275	195	150	120	95	80	60
	36	965	760	635	555	490	445	390
63	28	380	280	220	180	150	130	105
	45	1215	960	810	705	630	570	505
80	36	510	380	305	255	215	185	150
	56	1485	1175	990	860	770	695	615
100	45	655	495	400	335	285	250	205
	70	1905	1495	1265	1105	990	900	800
125	56	840	640	525	440	380	335	285
	90	2550	2035	1730	1520	1365	1245	1115
150	70	1125	865	710	605	530	470	405
	100	2570	2045	1725	1510	1355	1230	1095
180	90	1635	1280	1065	920	815	730	640
	125	3425	2740	2325	2045	1840	1675	1500
200	90	1415	1095	905	770	675	600	520
	140	3870	3095	2630	2310	2080	1895	1700
Comprimento máximo fornecido Lh = 3900 mm Lh>3900, consultar fábrica.								

Fonte: Fialho (2014, p. 50).

Para atuadores hidráulicos com curso elevado (acima de 100 cm) e altas cargas, utiliza-se um tubo de parada (também chamado de distanciador ou bucha distanciadora), montado entre o pistão e o cabeçote do atuador. O tubo de parada é empregado para proteger o mancal quando a haste está posicionada em seu curso máximo de avanço, distribuindo, assim, a carga em toda a extensão do distanciador

ao invés de aplicá-la totalmente sobre o mancal, montado no cabeçote do atuador, não comprometendo a vida útil do pistão e da camisa interna do cilindro.

Pesquise mais

Para saber mais sobre o dimensionamento do tubo de parada, pesquise no livro a seguir: FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014.

Atuadores hidráulicos lineares com amortecimento

Os amortecedores de fim de curso têm a função de absorver a grande energia cinética gerada devido às altas velocidades de avanço e retorno que o atuador possa desenvolver. A partir da equação da energia cinética, tem-se que:

$$E_c = \frac{m \cdot V^2}{2}$$

Para atuadores hidráulicos lineares, a massa utilizada para o cálculo da energia cinética é dada pela massa movida pela haste, somada com a massa do êmbolo e da haste. A partir da velocidade limite de 0,1 m/s, faz-se necessária a utilização de um amortecedor, visto que a energia cinética é absorvida ciclicamente ao final do curso da haste, tanto no avanço quanto recuo. Apesar da capacidade de absorção de energia ser uma função do limite elástico do material, o impacto cíclico do pistão no cabeçote, em grande velocidade, causa a fadiga do material, justificando a necessidade de um amortecedor.

Cálculo da velocidade dos atuadores hidráulicos

A função velocidade pode ser definida como uma relação entre o deslocamento e o tempo no qual este deslocamento ocorre. No projeto de sistemas hidráulicos, o deslocamento da haste e o tempo são definidos de acordo com a aplicação, tipo de processo, entre outros fatores. Para atuadores hidráulicos, tem-se que a velocidade de avanço e a velocidade de retorno da haste são dadas pelas equações a seguir, em que L é o deslocamento e Δt é o tempo em que o deslocamento ocorre:

$$V_A = \frac{L}{\Delta t_A} \quad \text{e} \quad V_R = \frac{L}{\Delta t_R}$$

Cálculo da vazão dos atuadores hidráulicos

A partir das velocidades de avanço e de retorno da haste do atuador hidráulico, determina-se a vazão de fluido hidráulico necessária para imprimir estas velocidades. A vazão de avanço (Q_A) é dada pela fórmula:

$$Q_A = V_A \cdot A_P = \frac{L}{\Delta t_A} \cdot \frac{\pi \cdot D_P^2}{4}$$

A vazão de retorno (Q_R) é obtida pela equação:

$$Q_R = V_R \cdot A_C$$

Tem-se que a área da coroa de um atuador hidráulico (Ac) é calculada pela diferença entre as áreas do pistão e da haste, ou seja:

$$A_c = A_p - A_h = \frac{\pi}{4}(D_p^2 - d_h^2)$$

Portanto, tem-se que a vazão de retorno pode ser calculada por:

$$Q_R = \frac{L}{\Delta t_R} \cdot \frac{\pi}{4}(D_p^2 - d_h^2)$$

Quando é fornecida uma vazão de entrada para um atuador de duplo efeito, seja no avanço ou no retorno, pode existir uma vazão na câmara oposta (de saída) maior ou menor do que a vazão de entrada, devido à diferença entre as áreas da câmara frontal (área da coroa) e da câmara traseira do atuador (área do pistão). Esta vazão é chamada de vazão induzida (Q_I). Existem dois métodos para o cálculo da vazão induzida: a partir das velocidades de avanço e de retorno e a partir da relação de áreas do pistão e da coroa.

Tem-se que a vazão induzida de avanço é dada pela equação a seguir:

$$Q_{IA} = V_A \cdot A_C$$

A vazão induzida de retorno é calculada pela seguinte expressão:

$$Q_{IR} = V_R \cdot A_P$$

A partir da relação de área do pistão e da coroa (r), em que Q_B é a vazão da bomba, D_P é o diâmetro do pistão e D_h é o diâmetro da haste, tem-se que:

$$Q_{IA} = \frac{Q_B}{r} \quad \text{e} \quad Q_{IR} = Q_B \cdot r \text{ , em que } r = \frac{A_P}{A_C} = \frac{D_P^2}{(D_P^2 - D_h^2)}$$

Cálculo da pressão induzida nos atuadores hidráulicos

A pressão induzida ocorre devido à resistência à passagem do fluxo de fluido hidráulico na saída do atuador hidráulico. A pressão induzida pode ser causada, também, pelo mau dimensionamento do filtro de retorno e da tubulação de retorno. Assim como a vazão induzida, a pressão induzida pode ser maior ou menor que a pressão de alimentação do atuador hidráulico de duplo efeito. Existem dois métodos para o cálculo da pressão induzida: a partir das forças de avanço e de retorno e a partir da relação de áreas do pistão e da coroa.

Tem-se que a pressão induzida de avanço é dada pela equação a seguir:

$$P_{IA} = \frac{F_a}{A_c}$$

A pressão induzida de retorno é calculada pela seguinte expressão:

$$P_{IR} = \frac{F_R}{A_p}$$

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados nesta seção sobre atuadores hidráulicos, resolveremos a situação-problema 2 apresentada a seguir:

Na SP anterior, você apresentou a seleção das válvulas para comando do atuador hidráulico. Nesta situação-problema 2, você dimensionará comercialmente o atuador hidráulico linear utilizado para exercer a aplicação requerida pelo circuito hidráulico proposto.

Roteiro de solução

Como exemplo de solução da situação-problema 2, analisaremos um exercício com o intuito de calcular o diâmetro do pistão do atuador para utilização em sistema hidráulico de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. O problema proposto é: calcular o diâmetro do pistão de um atuador hidráulico utilizado para deslocar uma massa de 500 kg a uma altura de 1 m em 10 segundos, retornando em 5 segundos. O atuador hidráulico tem uma pressão nominal P_N de 70 bar. Considere o rendimento mecânico do atuador n_{At} igual a 90% e

o rendimento total do sistema n_T igual a 65%. Calcule também a vazão de avanço e de retorno deste atuador hidráulico.

Primeiramente, calculamos a força de avanço da haste do atuador, pela seguinte equação:

$$F_a = m \cdot g = 500kg \cdot 9,81m/s^2 = 4905N$$

A pressão de trabalho é obtida pela fórmula a seguir:

$$P_{trab} = \eta_T \cdot P_N = 0,65 \cdot 70bar = 45,4bar = 45,4 \cdot 10^5 N/m^2$$

Finalmente, o diâmetro do pistão é calculado por:

$$D_p = 2 \cdot \sqrt{\frac{\eta_{At} \cdot F_a}{\pi \cdot P_{trab}}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{0,9 \cdot 4905N}{\pi \cdot 45,5 \cdot 10^5 N/m^2}} = 0,03518m = 35,18mm$$

O diâmetro comercial do atuador é selecionado a partir da Tabela 4.5. Utilizando esta tabela, sabendo que diâmetro comercial deve ser maior ou igual ao diâmetro calculado, tem-se que: o diâmetro comercial do pistão é D_P = 40 mm; o diâmetro da haste é d_h = 18 mm; o comprimento da haste é Lh = 225 mm, para uma pressão nominal máxima de 50 bar.

Atenção

Definido o diâmetro comercial, a partir da Tabela 4.5, recalculamos a pressão de trabalho do sistema hidráulico, de acordo com a seguinte fórmula:

$$P_{trab} = \frac{4 \cdot \eta_{At} \cdot F_a}{\pi \cdot D_p^{\,2}} = \frac{4 \cdot 0,9 \cdot 4905N}{\pi \cdot (0,04m)^2} = 35,13 \cdot 10^5 N/m^2 = 35,13bar$$

Portanto, tem-se que a pressão de trabalho para o atuador hidráulico selecionado pelo catálogo da Rexroth é menor que a pressão de trabalho calculada a partir da pressão nominal do sistema.

A vazão de avanço é obtida pela equação a seguir:

$$Q_A = V_A \cdot A_P = \frac{L}{\Delta t_A} \cdot \frac{\pi \cdot D_P^{\,2}}{4} = \frac{1}{10s} \cdot \frac{\pi \cdot (0,04m)^2}{4} = 1,2566m^3/s = 7,5l/\min$$

A vazão de retorno é calculada pela seguinte fórmula:

$$Q_R = \frac{L}{\Delta t_R} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_p{}^2 - d_h{}^2) = \frac{1}{5s} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (0{,}04^2 - 0{,}018^2) = 6{,}38 \cdot 10^{-5} m^3 / s = 3{,}8l / \min$$

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre atuadores hidráulicos, apresentando um exercício sobre o dimensionamento da haste do atuador, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

Dimensionamento da haste de um atuador hidráulico

Descrição da situação-problema

Você deverá dimensionar a haste do atuador hidráulico do exercício apresentado na seção Sem medo de errar, utilizando o critério de Euler para deformação por flambagem.

Roteiro de solução

Caro aluno, para resolução deste exercício, utilizaremos os seguintes dados: coeficiente de segurança, S, igual a 3,5; módulo de elasticidade do material, E, igual a 2.10^7 N/cm^2.

O comprimento livre de flambagem (λ) é calculado a partir do tipo de fixação e da aplicação do atuador hidráulico. A Tabela 4.6 é utilizada para definir o comprimento livre de flambagem.

Considerando-se a aplicação do atuador hidráulico a partir do Caso 3, em que tem-se uma extremidade articulada e a outra fixa, o comprimento livre de flambagem é dado por:

$$\lambda = L \cdot (0{,}5)^{0{,}5} = 1m \cdot (0{,}5)^{0{,}5} = 0{,}7071m = 70{,}71cm$$

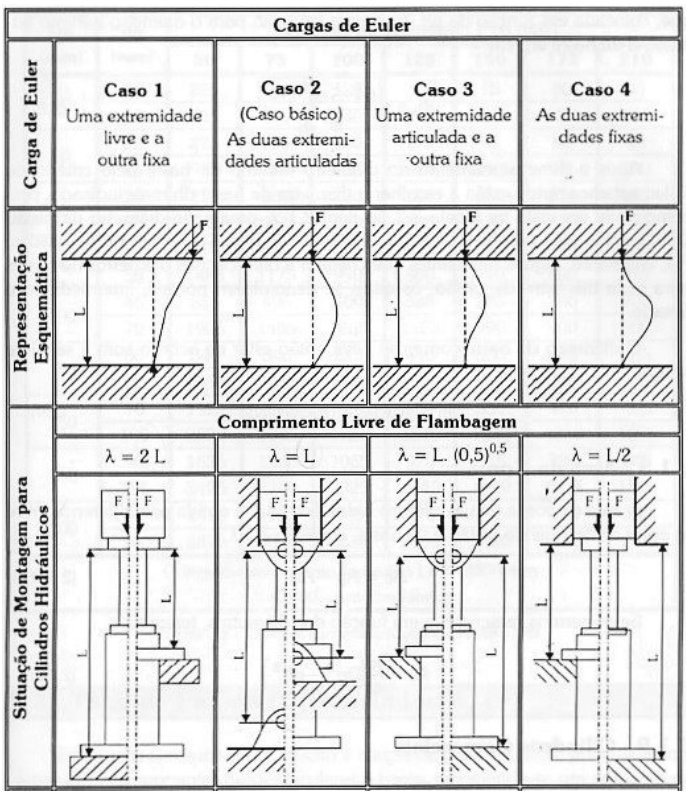
O diâmetro mínimo admissível da haste, utilizando-se ainda do critério de Euler para deformação por flambagem, é dado pela expressão:

$$d_h = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot S \cdot \lambda^2 \cdot F_a}{\pi^3 \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot 3{,}5 \cdot (70{,}71cm)^2 \cdot 4905N}{\pi^3 \cdot (2{,}1 \cdot 10^7 N / cm^2)}} = 1{,}7cm = 17mm$$

Após o cálculo do diâmetro mínimo admissível da haste, utiliza-se a Tabela 4.5 para selecionarmos o atuador hidráulico a partir deste valor calculado. Portanto, a partir dos dados obtidos do fabricante Rexroth, tem-se que: o diâmetro comercial do pistão é D_p = 40 mm; o diâmetro da haste é d_h = 18 mm; o comprimento da haste é L_h = 225 mm para uma pressão nominal máxima de 50 bar.

Nota-se que o atuador hidráulico dimensionado na seção Sem medo de errar cumpre com as exigências do dimensionamento da haste do atuador utilizando o critério de Euler para deformação por flambagem.. Tem-se que o diâmetro comercial da haste do atuador selecionado é maior que o diâmetro mínimo admissível da haste e o comprimento da haste é maior que o deslocamento de 1 m, exigido pelo exercício.

Tabela 4.6 | Cálculo do comprimento livre de flambagem a partir da carga de Euler



Fonte: adaptada de Fialho (2014, p. 48).

Faça você mesmo

Caro aluno, para avançar ainda mais na prática, calcule a força de avanço de um atuador hidráulico a partir do critério de Euler para deformação por flambagem. diâmetro da haste igual a 18 mm; deslocamento L igual a 1,0 m; coeficiente de segurança, S, igual a 3,5; módulo de elasticidade do material, E, igual a 2.10^7 N/cm^2

Faça valer a pena

1. Levando-se em consideração o princípio de funcionamento dos atuadores hidráulicos lineares de simples efeito, pode-se afirmar que:

a) A utilização destes atuadores é aconselhável para cursos superiores a 100 mm.
b) São atuadores nos quais tanto o avanço quanto o recuo da haste do atuador são realizados pela força hidráulica gerada pelo sistema de bombeamento.
c) São atuadores cujo movimento de avanço ou recuo é realizado por uma mola interna ao cilindro.
d) São atuadores nos quais a alimentação e a saída do fluido hidráulico ocorrem em conexões localizadas nas extremidades opostas do cilindro.
e) De acordo com sua posição normal, são sempre construídos como atuadores normalmente recuados.

2. Calcule a pressão de trabalho de um atuador hidráulico que tem uma pressão nominal PN de 100 bar. Considere o rendimento mecânico do atuador nAt igual a 90% e o rendimento total do sistema nT igual a 65% e assinale a alternativa correta:

a) 65 bar.
b) 45,4 bar.
c) 100 bar.
d) 7 bar.
e) 90 bar.

3. Calcule a força de avanço de um atuador hidráulico a partir do critério de Euler para deformação por flambagem e assinale a alternativa correta:
Dados: diâmetro da haste igual a 25 mm; deslocamento L igual a 0,5 m; coeficiente de segurança, S, igual a 3,5; módulo de elasticidade do material, E, igual a 2.10^7 N/cm^2.

a) 4905 N.
b) 542,42 N.
c) 490,5 N.
d) 54,24 N.
e) 5424,29 N.

Seção 4.3

Atuadores hidráulicos rotativos, acumuladores hidráulicos e intensificadores de pressão

Diálogo aberto

Caro aluno, nas seções anteriores estudamos o sistema de conversão primária e o sistema de distribuição e controle de um sistema hidráulico, bem como seus componentes e acessórios, além de aprender sobre o sistema de aplicação de energia, iniciando o seu estudo com os atuadores hidráulicos. Nesta seção, aprenderemos os atuadores hidráulicos rotativos, os acumuladores hidráulicos e os intensificadores de pressão.

Os atuadores hidráulicos são os componentes mais importantes do sistema de aplicação de energia, pois são os consumidores de energia do sistema encontrados em praticamente todos os sistemas hidráulicos. Os acumuladores hidráulicos são componentes vitais nos sistemas hidráulicos, pois armazenam fluido hidráulico, garantindo a manutenção do sistema em perfeito funcionamento. Os intensificadores de pressão são largamente utilizados para realizar operações em altas pressões com baixo custo, sem necessidade de elevação de potência. Como visto na unidade anterior, a utilização de sistemas hidráulicos para automação e controle de processos e operações repetitivas é de grande importância tecnológica, sendo, deste modo, utilizado atualmente em toda e qualquer área e setor industrial na indústria moderna.

Sendo assim, nesta seção, resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata do dimensionamento de válvulas, atuadores hidráulicos, acumuladores hidráulicos e intensificadores de pressão para executar uma função específica, para projetar os sistemas de distribuição e controle e de aplicação de energia de um sistema hidráulico de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A situação-problema (SP3) é focada, portanto, em dimensionar o acumulador hidráulico e o intensificador de pressão, para projetar o sistema de aplicação de energia do sistema hidráulico da SR proposta.

Para resolvermos a situação-problema 3, estudaremos os atuadores hidráulicos rotativos; os acumuladores hidráulicos; os tipos de acumuladores hidráulicos; o dimensionamento de acumuladores hidráulicos; os intensificadores de pressão.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos estudados na elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Atuadores hidráulicos rotativos

Analogamente ao que foi visto na seção anterior, em se tratando de sistemas hidráulicos, tem-se que os atuadores hidráulicos são os elementos que convertem a energia hidráulica (de pressão) em energia mecânica (força ou torque, dependendo do movimento do atuador), produzindo trabalho mecânico, utilizado posteriormente em um processo ou operação. Da mesma forma que os atuadores pneumáticos, os atuadores hidráulicos são divididos em lineares e rotativos.

Os atuadores hidráulicos rotativos são os elementos que convertem a energia hidráulica de pressão em energia mecânica rotativa, na forma movimento angular de rotação e momento de torção.

Exemplificando

Os atuadores hidráulicos rotativos são utilizados na indexação de ferramental de máquina, em operações de dobragem, no levantamento ou rotação de objetos pesados, em funções de dobragem, no posicionamento, nos dispositivos de usinagem, nos atuadores de leme, entre outros.

Os osciladores hidráulicos (também chamados de giratórios) são um tipo de atuador hidráulico rotativo que converte energia mecânica de pressão em movimento rotativo, sob um determinado ângulo, com um campo de giro limitado. São do tipo: oscilador de pinhão e cremalheira e oscilador de palhetas (de palhetas simples ou palhetas duplas).

Acumuladores hidráulicos

Tem-se da mecânica dos fluidos que os fluidos hidráulicos são tratados como incompressíveis, diferentemente do ar, que pode ser comprimido para ser armazenado no reservatório de ar comprimido, para posterior utilização nos sistemas pneumáticos.

Por esta razão, foram criados os acumuladores hidráulicos, capazes de armazenar fluidos incompressíveis sob pressão, para eventual utilização no sistema hidráulico, transformando esta energia de pressão armazenada em trabalho mecânico. Os acumuladores têm a função de manter a pressão do sistema; suprir a demanda de fluxo de fluido hidráulico, em situações nas quais a demanda de fluxo é maior que a vazão que bomba consegue gerar; absorver choques e pulsações (por compressão e por descompressão) no sistema hidráulico.

Basicamente, o princípio de funcionamento dos acumuladores hidráulicos consiste em manter a pressão do sistema, a partir da liberação do fluido acumulado na saída da câmara do acumulador hidráulico, quando ocorrer uma queda de pressão na entrada da câmara, conectada à linha de pressão, ou a partir do acúmulo de pressão, no caso de a pressão de entrada do acumulador for maior que a pressão de trabalho, devido à expansão térmica do fluido hidráulico.

Finalizando, os acumuladores hidráulicos são utilizados nas seguintes aplicações: para compensar vazamentos; trabalhar como uma fonte de potência auxiliar e de emergência; como um compensador de expansão térmica e de volume; como eliminador de pulsações e absorvedor de choques; como fonte de potência em circuitos que utilizam duas pressões de trabalho; como dispositivo de sustentação e de transferência; como um fornecedor de fluido.

Pesquise mais

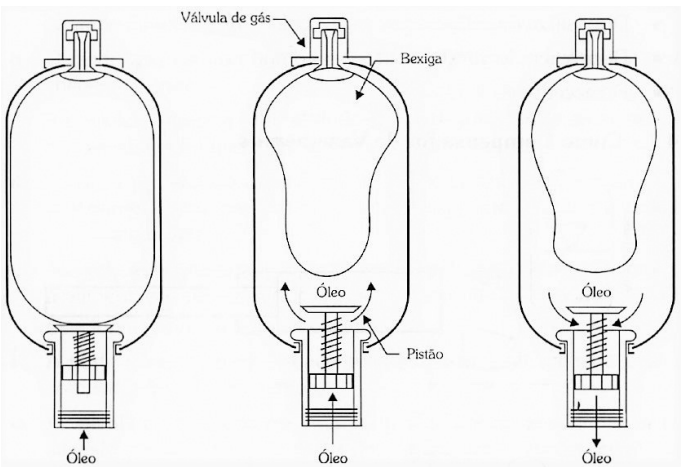
Para cada aplicação dos acumuladores hidráulicos, verifique os diagramas esquemáticos dos circuitos hidráulicos propostos para cada aplicação dos acumuladores em:

FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014.

Tipos de acumuladores hidráulicos

Os acumuladores hidráulicos são divididos em três tipos básicos: com peso (que agem pela força da gravidade), de mola e com gás (subdivididos em acumuladores com separação – de pistão, de diafragma e do tipo bexiga – e sem separação). O acumulador mais utilizado em sistemas hidráulicos é o acumulador a gás do tipo bexiga, cujo princípio de funcionamento é ilustrado na Figura 4.5.

Figura 4.5 | Princípio de funcionamento de um acumulador a gás do tipo bexiga



Fonte: adaptada de Fialho (2014, p. 140).

Na figura (A), a bexiga está plenamente expandida de gás nitrogênio, fazendo com que o pistão da válvula de entrada de fluido esteja na posição retraída, fechando a entrada de fluido hidráulico. Na figura (B),

inicia-se a fase de carregamento do acumulador hidráulico, abrindo-se a válvula de entrada de fluido do circuito hidráulico, sendo, portanto, a bexiga comprimida pelo fluido. Terminada a fase de carregamento (desligando-se a alimentação na bomba hidráulica), o acumulador se mantém pressurizado. A figura (C) mostra a saída do fluido hidráulico do acumulador, no caso de uma queda de pressão no sistema, que faz com que a válvula do acumulador se abra, compensando qualquer queda de pressão e / ou de volume no sistema.

O acumulador a gás do tipo bexiga apresenta as seguintes vantagens: garante a perfeita separação entre as câmaras de gás e de fluido hidráulico; o elemento separador (chamado também de bexiga de borracha) apresenta inércia baixíssima; a manutenção e o cuidado são menores, pois não existe atrito interno gerado pela movimentação de peças metálicas, como nos acumuladores dos tipos: de mola, de peso e de pistão.

Dimensionamento de acumuladores hidráulicos

O equacionamento para o dimensionamento de acumuladores hidráulicos difere de um tipo de acumulador para outro. Portanto, será apresentado a seguir os cálculos para o acumulador hidráulico a gás do tipo bexiga, a partir dos estados de operação (A), (B) e (C), com suas relações de pressão e volume apresentadas na Figura 4.5. Utilizaremos nos cálculos os índices 1, 2 e 3 para os estados de operação (A), (B) e (C), respectivamente.

Reflita

O dimensionamento consiste basicamente em calcular o volume V1 (do estado A) da bexiga do acumulador hidráulico necessário para absorver e administrar a quantidade de fluido hidráulico ΔV que varia quando a pressão no acumulador varia entre P_2 e P_3 (estados B e C respectivamente).

A partir da lei de Boyle, que considera o fluido inserido internamente à bexiga como um gás ideal à temperatura constante, tem-se que:

$$P_1 \cdot V_1^n = P_2 \cdot V_2^n = P_3 \cdot V_3^n = \text{constante}$$

Na equação anterior, tem-se que n é uma constante do processo politrópico. Considerando-se que os processos sejam isotérmicos, ou seja, o gás se comprime e se expande de maneira lenta, não sofrendo nenhuma variação de temperatura, considera-se n = 1. Para as aplicações dos acumuladores em sistemas hidráulicos, nota-se que os ciclos de carga e descarga ocorrem em tempos curtos, sendo, portanto, o comportamento do gás modelado como sensivelmente adiabático (não envolve transferência de calor com a vizinhança). Neste caso, a lei de Boyle é válida para n = 1,4.

Rearranjando a equação anterior, tem-se que o volume V1, dado em litros, será:

$$V_1 = \left[\frac{\Delta V \cdot (P_3 / P_1)^{1/n}}{1 - (P_3 / P_2)^{1/n}} \right]$$

Exemplificando os cálculos para um tipo de aplicação de um acumulador hidráulico, se o acumulador for utilizado com um armazenador de energia, tem-se que o volume V_1 será dado por:

$$V_1 = \frac{\Delta V \cdot P_3}{P_1 \cdot \eta \cdot K}$$

Na equação anterior, tem-se que n é a eficiência do acumulador hidráulico (da ordem de 95%) e K é o coeficiente de descarga do acumulador, dado por:

$$D_i = \sqrt{\frac{Q}{1{,}5 \cdot 10^{-4} \cdot \pi \cdot V}}$$

Na fórmula anterior, tem-se que n é a constante politrópica do gás para o período de descarga e m é a constante politrópica do gás para o período de carga. Vale ressaltar que as constantes m e n dependem da pressão média entre P_2 e P_3 e do tempo de carga ou descarga em segundos.

Pesquise mais

Pesquise sobre os cálculos utilizados no dimensionamento dos acumuladores hidráulicos em cada uma de suas aplicações em: FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014.

Intensificadores de pressão

Os intensificadores de pressão, também conhecidos como *boosters*, são componentes do sistema hidráulico que elevam a pressão do fluido de baixa pressão para uma alta pressão.

O princípio de funcionamento dos intensificadores de pressão baseia-se no conceito de relação de áreas, ou seja, a intensificação da pressão ocorre sem adição de potência ao sistema. Por isso, os intensificadores são utilizados em aplicações nas quais se deseja realizar operações em elevadas pressões (entre 300 a 400 bar) com baixo custo, sem a necessidade de elevadas potências. Os intensificadores de pressão são do tipo: de simples ação e de dupla ação.

Assimile

A partir da Figura 4.6, tem-se que o fluido a baixa pressão (P_1), que entra no intensificador, age contra a área do maior pistão (A_1), deslocando o pistão na direção da área menor. Esta força comprime o fluido contido na câmara do menor pistão (A_2), aumentando a pressão de saída (P_2) do fluido.

A partir do conceito de pressão, tem-se que a força na câmara 1 é dada por:

$$F = P_1 \cdot A_1$$

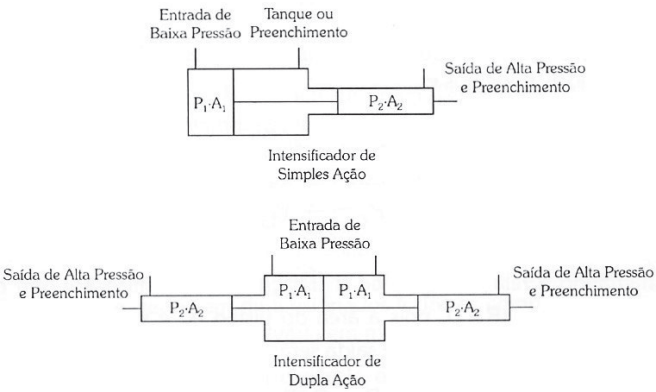
Como a força é a mesma nas duas câmaras, tem-se que:

$$P_1 \cdot A_1 = P_2 \cdot A_2$$

Portanto, a pressão de saída será dada pela equação a seguir, em que R é a relação de intensificação, sendo sempre maior que 1 (R > 1).

$$P_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot P_1 = R \cdot P_1$$

Figura 4.6 | Intensificadores de pressão de simples ação e de dupla ação



Fonte: adaptada de Fialho (2014, p. 168).

Vale ressaltar que a vazão de fluido na saída do intensificador, à alta pressão, é inversamente proporcional à vazão de fluido na entrada do intensificador, à baixa pressão. Portanto, tem-se que:

$$Q_2 = \frac{1}{R} \cdot Q_1$$

Para provar que a intensificação da pressão ocorre sem adição de potência ao sistema, lembramos que a potência N pode ser obtida pelo produto entre a pressão e a vazão, como mostra a equação a seguir:

$$N = \frac{P \cdot Q}{600}$$

Reflita

Portanto, substituindo-se as relações de pressão e vazão na entrada e na saída do intensificador (em 1 e 2), chega-se à conclusão de que $N_1 = N_2$, ou seja, a potência na entrada do intensificador é igual à potência na saída do intensificador.

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados nesta seção sobre os acumuladores hidráulicos e sobre os intensificadores de pressão, resolveremos a situação-problema 3 apresentada a seguir:

Você, aluno, estagiário da empresa de consultoria contratada para dimensionar um sistema hidráulico para um setor industrial de uma empresa de pequeno porte, apresentou na situação-problema 1 a seleção das válvulas para comando do atuador hidráulico e apresentou na situação-problema 2 o dimensionamento do atuador hidráulico linear utilizado para desempenhar uma determinada função requerida pelo circuito hidráulico. O seu próximo desafio, ou seja, a situação-problema (SP) em que você está inserido é: dimensionar o acumulador hidráulico e o intensificador de pressão utilizados para exercer uma determinada aplicação requerida do circuito hidráulico básico proposto.

Roteiro de solução

Como exemplo de solução da situação-problema 3, utilizaremos um exercício com o intuito de calcular o volume de um acumulador hidráulico e a relação de áreas de um intensificador de pressão, para aplicação destes componentes em sistema hidráulico de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. O problema proposto é: calcular o volume de um acumulador hidráulico capaz de administrar 8 litros de fluido hidráulico entre 210 e 85 bar, utilizando-se uma pré-carga de gás nitrogênio a 70 bar. Supor um ciclo isotérmico. Após o dimensionamento do acumulador hidráulico, dimensionar um intensificador de pressão com os seguintes dados: pistão da câmara de baixa pressão de 20 mm de diâmetro; pressão de entrada de 120 bar; pressão de saída de 350 bar.

Primeiramente, calculamos o volume do acumulador para um ciclo isotérmico.

Atenção

Tem-se que, por definição, a pressão P_1 é a pressão de pré-carga do acumulador (nota-se que nunca devemos utilizar valores menores que 30% de P_3); P_2 é a pressão máxima de operação do sistema hidráulico; P_3 é a pressão mínima de operação do sistema hidráulico, em que o volume ΔV foi descarregado no sistema pelo acumulador.

Portanto, tem-se que P_1 = 70 bar; P_2 = 210 bar; P_3 = 85 bar; ΔV = 8 litros; n = 1,0; o volume do acumulador para um ciclo isotérmico será:

$$V_1 = \left[\frac{\Delta V \cdot (P_3 / P_1)^{1/n}}{1 - (P_3 / P_2)^{1/n}} \right] = \left[\frac{8l \cdot (85bar / 70bar)^{1/1}}{1 - (85bar / 210bar)^{1/1}} \right] = 16,3litros$$

A partir dos cálculos apresentados nesta seção, para o dimensionamento do intensificador de pressão, tem-se a seguinte relação entre pressão e área de entrada, à baixa pressão, e pressão e área de saída, à alta pressão:

$$P_2 = \frac{A_1}{A_2} \cdot P_1 = \frac{(\pi \cdot D_1^2) \div 4}{(\pi \cdot D_2^2) \div 4} \cdot P_1 = \frac{D_1^2}{D_2^2} \cdot P_1$$

Utilizando-se os dados do exercício, sendo o pistão da câmara de baixa pressão de 20 mm de diâmetro, a pressão de entrada de 120 bar e a pressão de saída de 350 bar, tem-se que o diâmetro do pistão da câmara de alta pressão deve ser de:

$$D_2 = \sqrt{D_1^2 \cdot \frac{P_1}{P_2}} = \sqrt{(20mm)^2 \cdot \frac{120bar}{350bar}} = 11,71mm$$

Portanto, o intensificador de pressão deverá ter uma relação de intensificação, R, igual a:

$$R = \frac{P_2}{P_1} = \frac{350bar}{120bar} = 2,92$$

Ou seja, a pressão de saída é quase três vezes maior que a pressão de entrada do intensificador de pressão.

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre acumuladores hidráulicos, apresentando um exercício sobre o dimensionamento de um acumulador utilizado para armazenar energia, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

Dimensionamento de um acumulador hidráulico utilizado para armazenar energia

Você deverá calcular o volume de um acumulador hidráulico capaz de administrar 8 litros de fluido hidráulico entre 210 e 85 bar,

utilizando-se uma pré-carga de gás nitrogênio a 70 bar. Suponha um ciclo adiabático com 15 segundos de carga e 8 segundos de descarga.

Roteiro de solução

Caro aluno, para um processo adiabático, tem-se que as constantes do processo politrópico m e n devem ser calculadas a partir da pressão média entre P_2 e P_3 e do tempo de carga e descarga em segundos. A Tabela 4.7 mostra os valores de m e n para o nitrogênio.

Tabela 4.7 | Valores das constantes do processo politrópico m e n para o nitrogênio

(bar)		Tempo de Carga e/ou Descarga em Segundos (s)						
		< 10	≥10 < 20	≥ 20 < 60	≥ 60 < 120	≥ 120 < 240	≥ 240 < 600	≥ 600
Pressão Média: $(P_2 + P_3) / 2$	< 10	1,45	1,35	1,35	1,30	1,20	1,10	1,05
	≥ 10 < 20	1,45	1,40	1,35	1,30	1,20	1,10	1,05
	≥ 10 < 30	1,45	1,40	1,35	1,30	1,25	1,15	1,10
	≥ 30 < 50	1,50	1,45	1,40	1,35	1,30	1,20	1,10
	≥ 50 < 70	1,55	1,50	1,45	1,35	1,30	1,25	1,10
	≥ 70 < 100	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40	1,30	1,20
	≥ 100 < 120	1,65	1,60	1,50	1,45	1,45	1,35	1,25
	≥ 120 < 140	1,70	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40	1,30
	≥ 140 < 170	1,70	1,65	1,60	1,55	1,50	1,45	1,40
	≥ 170 < 200	1,75	1,70	1,65	1,60	1,55	1,50	1,45
	≥ 200	1,75	1,70	1,65	1,60	1,55	1,50	1,45

Fonte: adaptada de Fialho (2014, p. 156).

A partir da tabela acima, utilizando-se a pressão média de 147,5 bar, o tempo de carga de 15 segundos e o tempo de descarga de 8 segundos, tem-se que n (constante do processo politrópico do nitrogênio para o período de descarga) será n = 1,70 e m (constante do processo politrópico do nitrogênio para o período de carga) será m = 1,65.

Portanto, o coeficiente de descarga do acumulador, K, é dado por:

$$K = \left[\frac{1-(P_3 / P_2)^{1/n}}{1-(P_3 / P_2)^{1/m}}\right] = \left[\frac{1-(85bar / 210bar)^{1/1,70}}{1-(85bar / 210bar)^{1/1,65}}\right] = 0,977$$

Finalmente, o volume do acumulador para um ciclo adiabático, utilizando-se a eficiência do acumulador hidráulico n = 0,95, será:

$$V_1 = \frac{\Delta V \cdot P_3}{P_1 \cdot \eta \cdot K} = \frac{8l \cdot 85bar}{70bar \cdot 0{,}95 \cdot 0{,}977} \cong 10l$$

Faça você mesmo

Caro aluno, para avançarmos ainda mais na prática, sugerimos que você dimensione um acumulador hidráulico utilizado para absorver choques. Um exemplo de cálculo para esta aplicação está ilustrado em: FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014, p. 164-165.

O diagrama esquemático deste circuito está na página 147 da mesma referência acima e as fórmulas para os cálculos estão ilustradas nas páginas 160 a 163 desse mesmo material.

Faça valer a pena

1. Calcule o volume de um acumulador hidráulico capaz de administrar 5 litros de fluido hidráulico entre 200 bar e 100 bar, utilizando-se uma pré-carga de gás nitrogênio a 80 bar. Suponha um ciclo isotérmico:

a) 12,5 litros.
b) 16,3 litros.
c) 10,7 litros.
d) 15,5 litros.
e) 17,5 litros.

2. Calcule o volume de um acumulador hidráulico capaz de administrar 5 litros de fluido hidráulico entre 200 e 100 bar, utilizando-se uma pré-carga de gás nitrogênio a 80 bar. Suponha um ciclo adiabático com 20 segundos de carga e 15 segundos de descarga:

a) 10 litros.
b) 7,57 litros.
c) 3,89 litros.
d) 4,63 litros.
e) 12,54 litros.

3. Qual é o valor da relação de intensificação R de um intensificador de pressão com os seguintes dados: pistão da câmara de baixa pressão de

50 mm de diâmetro, pressão de entrada de 200 bar e pressão de saída de 400 bar?

a) 3,0.
b) 4,0.
c) 2,0.
d) 5,0.
e) 6,0.

Seção 4.4

Parâmetros e projetos das instalações hidráulicas

Diálogo aberto

Caro aluno, nas seções anteriores das Unidades 3 e 4 deste livro didático, estudamos o sistema de conversão primária, o sistema de distribuição e controle e o sistema de aplicação de energia de um sistema hidráulico, bem como seus componentes e acessórios. Nesta seção, estudaremos os parâmetros e projetos das instalações hidráulicas, a fim de realizar a automação do sistema hidráulico proposto.

Sendo assim, nesta seção, resolveremos parte da Situação da Realidade Profissional (SR) proposta nesta unidade, que trata do dimensionamento de válvulas, atuadores hidráulicos, acumuladores hidráulicos e intensificadores de pressão para executar uma função específica, para projetar os sistemas de distribuição e controle e de aplicação de energia de um sistema hidráulico de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte.

A situação-problema desta unidade (SP4) é focada, portanto, em selecionar o circuito hidráulico fundamental utilizado para exercer uma aplicação requerida, a fim de buscar uma solução de automação para o circuito hidráulico básico proposto.

Para resolvermos a situação-problema 4, aprenderemos os parâmetros e projetos das instalações hidráulicas; o circuito em série; o circuito em paralelo; o circuito misto; os circuitos sequenciais; os circuitos regenerativos; os circuitos eletro-hidráulicos.

Ao final desta seção, esperamos que você tenha conhecimentos técnicos e científicos suficientes para aplicar os conceitos estudados na elaboração do relatório técnico exigido na SR desta unidade.

Bom estudo!

Não pode faltar

Parâmetros e projetos das instalações hidráulicas

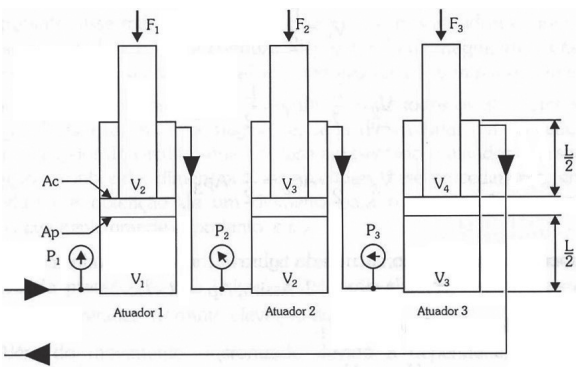
Caro aluno, como já visto anteriormente, sabe-se que a automação e o controle de processos e operações repetitivas têm grande importância tecnológica, sendo, deste modo, utilizado atualmente em toda e qualquer área e setor industrial na indústria moderna. Nesta seção, estudaremos soluções de automação hidráulica, conhecendo os circuitos fundamentais para realizar o projeto de sistemas hidráulicos.

Circuito em série

Este circuito é utilizado quando necessita-se associar dois ou mais atuadores hidráulicos lineares, visando aplicar a mesma intensidade de força, desenvolvendo-se o mesmo curso em cada atuador, como mostra a Figura 4.7. Uma analogia com circuitos elétricos em série pode ser realizada, sendo que, em hidráulica, a força aplicada sobre a haste dos atuadores é igual (F1 = F2 = F3 = ... = Fn) e a pressão é somada, como mostra a equação a seguir:

$$P_1 = \frac{F_1}{A_{p1}} + \frac{F_2}{A_{p2}} + \frac{F_3}{A_{p3}} + \ldots + \frac{F_n}{A_{pn}}$$

Figura 4.7 | Desenho esquemático de um circuito em série



Fonte: adaptada de Fialho (2014, p. 174).

Devido ao esquema de montagem do circuito em série, em que a alimentação (localizada na câmara traseira) do segundo atuador do circuito é conectada na saída do primeiro atuador (localizada na câmara

frontal) e, assim por diante, limita-se esta associação a no máximo três atuadores em série, pois existe uma diferença de área entre as câmaras frontais e traseiras de cada atuador, dada pela relação de áreas $r = A_p / A_c$. Esta limitação se deve ao fato das áreas dos pistões tenderem a diminuir, visto que, por exemplo, o volume de óleo da câmara frontal do atuador 1 deve ser o mesmo volume de óleo da câmara traseira do atuador 2, como mostra a Figura 4.7. Portanto, as áreas da câmara frontal do atuador 1 (A_{c1}) e da câmara traseira do atuador 2 (A_{p2}) devem ser iguais, porque os comprimentos L/2 são os mesmos em todos os atuadores. Finalmente, a área do pistão do atuador 2 deverá ser menor que a área do pistão do atuador 1, fazendo com que os volumes diminuam ($V_1 > V_2 > V_3 > ... > V_n$), limitando, assim, o número de atuadores na montagem deste circuito.

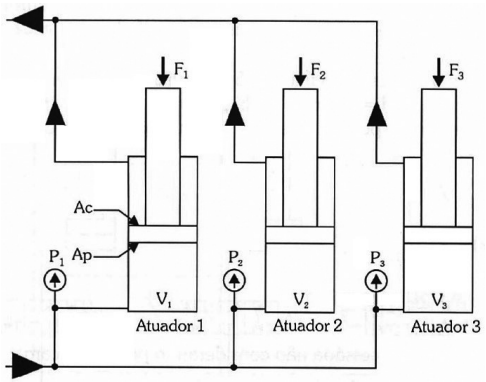
Reflita

Além do movimento simultâneo dos atuadores, ilustrado na montagem do circuito em série da Figura 4.7, pode-se necessitar de um movimento em cascata, ou seja, um movimento sequencial dos atuadores. Como este movimento em cascata é possível? Pesquise em: FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014.

Circuito em paralelo

Para a montagem do circuito em paralelo, mostrado na Figura 4.8, tem-se que, considerando-se que as forças aplicadas sobre os atuadores têm a mesma magnitude ($F_1 = F_2 = F_3$) e os volumes dos atuadores são os mesmos ($V_1 = V_2 = V_3$), devido ao esquema de montagem do circuito em paralelo, a pressão de alimentação dos atuadores deverá ser a mesma ($P_1 = P_2 = P_3$).

Figura 4.8 | Desenho esquemático de um circuito em paralelo



Fonte: Fialho (2014, p. 182).

Nota-se que, para circuitos em paralelo, é impossível assegurar a dependência cinemática de movimento dos atuadores sem a utilização de elementos de controle.

O controle da velocidade dos atuadores é realizado pelo distribuidor, que consiste em um bloco de válvulas de controle direcional, que comanda o movimento dos atuadores.

Assimile

Uma particularidade do circuito em paralelo é que a velocidade dos atuadores é afetada pelo acionamento simultâneo de um ou mais atuadores ao mesmo tempo. Sabe-se que, quanto maior for o número de atuadores acionados simultaneamente, menor será a velocidade desenvolvida por eles, devido ao fato de que a vazão da bomba hidráulica é constante.

Portanto, a velocidade dos atuadores pode ser calculada pela relação a seguir, em que A_{pn} equivale ao somatório das áreas dos pistões dos atuadores acionados simultaneamente, em um mesmo instante de tempo.

$$Velocidade = \frac{Q_B}{\sum A_{pn}}$$

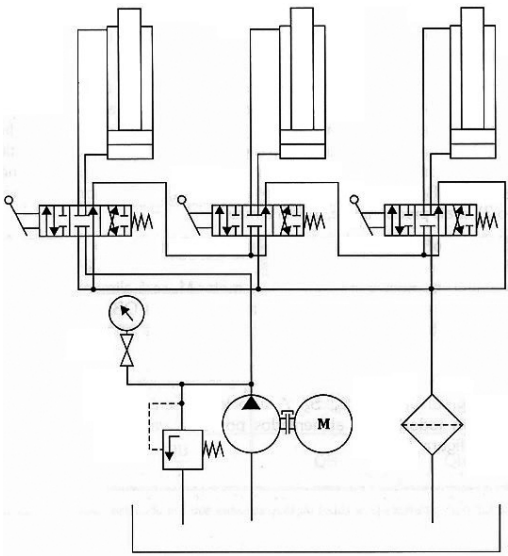
Fica evidente, pela equação acima, que a velocidade desenvolvida

pelos atuadores é afetada pelo número de atuadores acionados simultaneamente.

Circuito misto

O circuito misto é uma combinação dos circuitos em série e paralelo, como ilustra a Figura 4.9.

Figura 4.9 | Desenho esquemático de um circuito misto



Fonte: adaptada de Fialho (2014, p. 186).

Este circuito é utilizado quando o movimento simultâneo de dois ou mais atuadores não é permitido, fazendo com que o controle do acionamento dos atuadores seja mais rígido, por efeitos de segurança. No circuito misto, portanto, o movimento de um atuador somente é possível quando os outros atuadores estiverem inativos.

Circuitos sequenciais

Os circuitos sequenciais são uma opção para estabelecer uma sucessão desejada de alimentação dos atuadores hidráulicos nos instantes desejados e durante um intervalo de tempo necessário, obtendo uma sequência de movimentos sequenciais requeridos por uma máquina ou equipamento. Portanto, os circuitos sequenciais

são utilizados para resolver problemas de automação programada, equipando máquinas que executam ciclos repetitivos ou com variantes.

Os problemas de automação programada são divididos em: exclusivamente hidráulicos (acionados por válvulas de sequência ou por distribuidores de fim de curso e de posição) e mistos (hidráulicos e elétricos ou hidráulicos e pneumáticos, acionados por cames, batentes, pressostatos, *micro-switchs*, temporizadores, entre outros).

Pesquise mais

Pesquise sobre os tipos de circuitos sequenciais mais utilizados (exclusivamente hidráulico acionado por válvula de sequência; exclusivamente hidráulico acionado por distribuidores de fim de curso e de posição; eletropneumo-hidráulico acionado por cames; eletropneumo-hidráulico acionado por pressostato) em: FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014.

Circuitos regenerativos

Estes circuitos têm o objetivo de otimizar os tempos não produtivos dos ciclos de operações de máquinas operatrizes. Portanto, o intuito do circuito regenerativo é aumentar a velocidade dos deslocamentos de aproximação e retorno, por exemplo, que uma ferramenta realiza entre uma operação e outra (furação, corte, dobramento, entre outros). A Figura 4.10 mostra o princípio de funcionamento do circuito regenerativo.

Em geral, para sistemas hidráulicos, a velocidade de avanço da haste do atuador hidráulico é obtida a partir da vazão volumétrica do fluido, como mostra a equação a seguir:

$$V_A = \frac{Q_B}{A_P}$$

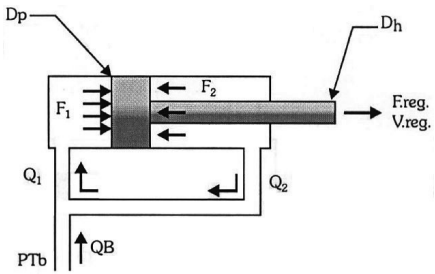
No circuito regenerativo, a velocidade de avanço regenerada é obtida a partir da soma da vazão da bomba com a vazão Q_2 que sai da câmara frontal do atuador, devido a uma ligação, em um dado instante, entre as linhas de alimentação da câmara frontal e de retorno da câmara traseira do atuador, gerando uma vazão Q_1 maior que a vazão da bomba, como mostra a relação a seguir:

$$Q_1 = Q_B + Q_2 = Q_B + Q_B \cdot \left(\frac{D_P^{\,2}}{D_h^{\,2}} - 1 \right)$$

Portanto, tem-se que a velocidade de avanço regenerada é dada por:

$$V_{reg} = \frac{Q_1}{A_P}$$

Figura 4.10 | Desenho esquemático do princípio de funcionamento de um circuito regenerativo



Fonte: adaptada de Fialho (2014, p. 203).

A força de avanço normal é dada a partir do conceito de pressão:

$$F_a = F_1 = P_{trab} . A_P$$

A força de avanço regenerada, de acordo com a Figura 4.10, é dada pela subtração das forças F_1 e F_2, sendo que F_2 é é obtida a partir de $F_2 = P_{trab} . A_c$. Portanto, tem-se que:

$$F_{reg} = F_1 - F_2$$

Exemplificando

Em circuitos regenerativos, por motivos de desproporções significativas entre as velocidades de avanço regenerada e a velocidade de retorno, utiliza-se uma relação de áreas r = A_p / A_c = 2.

Circuitos eletro-hidráulicos

Os componentes dos circuitos eletro-hidráulicos basicamente são

os mesmos componentes apresentados na Seção 2.4, para o estudo dos circuitos de comando elétrico dos sistemas pneumáticos.

Pesquise mais

Pesquise sobre a montagem dos circuitos para o comando repetitivo e para o comando automático em: FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014.

Sem medo de errar

Com o conhecimento dos conceitos abordados nesta seção sobre os parâmetros e projetos das instalações hidráulicas, resolveremos a situação-problema 4 apresentada a seguir:

Estagiar nessa empresa está sendo de grande valia, a cada desafio seu crescimento técnico-intelectual está sendo notório. Como estagiário, você definiu inicialmente as válvulas para comando do atuador hidráulico, o atuador hidráulico linear, o acumulador hidráulico e o intensificador de pressão utilizados para exercer a aplicação requerida pelo circuito hidráulico proposto. Agora, você chegou à última etapa e o engenheiro supervisor está aguardando os resultados que lhe foram confiados. Nesta seção, você deverá selecionar o circuito hidráulico fundamental empregado para exercer uma aplicação requerida do circuito hidráulico básico proposto e deverá encontrar uma solução de automação para o circuito hidráulico convencional deste projeto. Você também deverá apresentar o trabalho dimensionado desta fase do circuito hidráulico com o relatório técnico.

Roteiro de solução

Como exemplo de solução da SP4, utilizaremos um exercício com o intuito de dimensionar o sistema hidráulico para a montagem de um circuito em série com três atuadores, para utilização em sistema hidráulico de um setor industrial de uma empresa de pequeno porte. O problema proposto é: calcular a vazão, a pressão e a potência de uma bomba para que o circuito em série da Figura 4.7 possa ser utilizado para levantar uma carga, em um intervalo de tempo de 10 segundos.

Dados para resolução: F = 9000 N; L = 30 cm; r = 2:1; D_{p1} = 8 cm; n_T = 80%.

Primeiramente, calculamos a força aplicada sobre cada atuador, considerando-se que, em um circuito em série, $F_1 = F_2 = F_3$:

$$F_1 = F_2 = F_3 = \frac{F}{3} = \frac{9000N}{3} = 3000N$$

Pela relação de áreas, é possível calcular a área da coroa do atuador 1:

$$A_{c1} = \frac{A_{P1}}{r} = \frac{\pi \cdot D_p^{\,2}}{4} cm^2 \cdot \frac{1}{0,5} = 25cm^2$$

O volume de fluido hidráulico de cada atuador na posição avançado é dado por:

$$V_1 = A_{P1} \cdot L = \frac{\pi \cdot D_p^{\,2}}{4} \cdot L = \frac{\pi \cdot 8^2 cm^2}{4} \cdot 30cm = 1500cm^3 = 1,5l$$

$$V_2 = \frac{1}{2} \cdot V_1 = \frac{1}{2} \cdot 1500cm^3 = 750cm^3 = 0,75l$$

$$V_3 = \frac{1}{4} \cdot V_1 = \frac{1}{4} \cdot 1500cm^3 = 375cm^3 = 0,375l$$

Atenção

A vazão da bomba é calculada para a seguinte situação de trabalho: no exato instante em que os três atuadores estão em movimento simultâneo de avanço.

Portanto, a vazão necessária para bombeamento é calculada por:

$$Q_B = \sum \frac{V_n}{t} = \frac{V_1 + V_2 + V_3}{t} = \frac{1,5l + 0,75l + 0,375l}{0,1666 \min} = 16l / \min$$

A pressão necessária para o bombeamento, desprezando-se as perdas de carga, é dada por:

$$P_B \geq \sum \frac{F_n}{A_{Pn}} \geq \left(\frac{F}{A_{P1}} + \frac{F}{A_{P2}} + \frac{F}{A_{P3}} \right) \geq 3000N \cdot \left(\frac{1}{50cm^2} + \frac{1}{25cm^2} + \frac{1}{12,5cm^2} \right) \geq 420N / cm^2 = 42bar$$

As áreas dos pistões 2 e 3 são calculadas a partir do volume de fluido hidráulico:

$$A_{P2} = \frac{V_2}{L} = \frac{750cm^3}{30cm} = 25cm^2$$

$$A_{P3} = \frac{V_3}{L} = \frac{375cm^3}{30cm} = 12,5cm^2$$

Finalmente, tem-se que a potência da bomba deverá ser de:

$$N = \frac{Q_B \cdot \Delta P}{600 \cdot \eta_T} = \frac{16l / \min \cdot 42bar}{600 \cdot 0,80} = 1,4kW$$

A bomba de engrenagens do Tipo G2, do tamanho nominal 11, é adequada para a aplicação requerida neste exercício, pois fornece uma vazão de 19,4 l/min a uma pressão de 50 bar, com uma potência de 1,86 kW.

Avançando na prática

Caro aluno, nesta nova situação-problema, aprofundaremos o conhecimento sobre os parâmetros e projetos das instalações hidráulicas, apresentando um exercício sobre um circuito regenerativo, a fim de complementar ainda mais o estudo proposto nesta unidade de ensino.

Dimensionamento de um circuito regenerativo

Para um circuito regenerativo que utiliza uma bomba com vazão volumétrica de 40 l/min e um atuador hidráulico linear com DP = 50 mm e Dh = 36 mm, operando com uma pressão de trabalho de 120 bar, calcule a velocidade de avanço regenerada e a força de avanço regenerada.

Roteiro de solução

Primeiramente, calculamos a velocidade de avanço da haste do atuador hidráulico, obtida a partir da vazão volumétrica do fluido, como mostra a equação a seguir:

$$V_A = \frac{Q_B}{A_P} = \frac{40 \cdot 10^3 cm^3 / \min}{\left(\pi \cdot 5^2 cm^2\right) / 4} = 2037,18cm / \min$$

No circuito regenerativo, a velocidade de avanço regenerada é obtida a partir da soma da vazão da bomba com a vazão Q_2, conforme apresenta a relação abaixo:

$$Q_1 = Q_B + Q_2 = Q_B + Q_B \cdot \left(\frac{D_P{}^2}{D_h{}^2} - 1 \right)$$

$$Q_1 = 40000 cm^3 / \min + 40000 cm^3 / \min \cdot \left(\frac{5^2 cm^2}{3,6^2 cm^2} - 1 \right) = 77160,50 cm^3 / \min$$

Portanto, tem-se que a velocidade de avanço regenerada é dada por:

$$V_{reg} = \frac{Q_1}{A_P} = \frac{77160,50 cm^3 / \min}{\left(\pi \cdot 5^2 cm^2 \right) / 4} = 3929,75 cm / \min$$

A força de avanço normal é obtida a partir do conceito de pressão:

$$F_a = F_1 = P_{trab} \cdot A_P = 120 \cdot 10^5 Pa \cdot A_P = 1200 N / cm^2 \cdot \frac{\pi \cdot 5^2 cm^2}{4} = 23562 N$$

A força de avanço regenerada, de acordo com a Figura 4.10, é calculada pela subtração das forças F_1 e F_2. Portanto, tem-se que:

$$F_2 = P_{trab} \cdot A_c = 1200 N / cm^2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot 5^2 cm^2}{4} - \frac{\pi \cdot 3,6^2 cm^2}{4} \right) = 11347,43 N$$

$$F_{reg} = F_1 - F_2 = 23562 N - 11347,43 N = 12214,56 N$$

Nota-se neste exercício que o circuito regenerativo possibilitou um aumento da velocidade de avanço na ordem de 93%, com uma redução na força de avanço de 48%.

Faça você mesmo

Caro aluno, para avançarmos ainda mais na prática, verifique o efeito da relação de áreas em um circuito regenerativo. Um exemplo desta análise é apresentado em: FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014.

Faça valer a pena

1. Em relação aos atuadores hidráulicos do circuito em série, pode-se afirmar que:

a) Os atuadores hidráulicos utilizados nos circuitos em série devem ter necessariamente um curso diferente uns dos outros.
b) Na montagem do circuito em série, os atuadores hidráulicos não podem ter o mesmo volume.
c) A força aplicada sobre a haste de cada atuador hidráulico do circuito em série deve ser necessariamente diferente.
d) Na montagem do circuito em série, os atuadores hidráulicos devem ter necessariamente o mesmo volume.
e) A pressão de trabalho de cada atuador hidráulico deve ser a mesma.

2. Uma particularidade do circuito em paralelo é que a velocidade dos atuadores hidráulicos é afetada pelo acionamento simultâneo de um ou mais atuadores ao mesmo tempo. Como é calculada a velocidade dos atuadores para um circuito em paralelo?

a) $Velocidade = Q_B \cdot \sum A_{pn}$

b) $Velocidade = \frac{Q_B}{A_p}$

c) $Velocidade = Q_B \cdot A_p$

d) $Velocidade = \frac{Q_B}{\sum A_{pn}}$

e) $Velocidade = \frac{\sum A_{pn}}{Q_B}$

3. Qual é o objetivo que se deseja alcançar ao utilizar um circuito regenerativo?

a) Diminuir a velocidade de avanço do atuador hidráulico.
b) Amplificar a força de avanço do atuador hidráulico.
c) Otimizar os tempos não produtivos dos ciclos de operações de máquinas operatrizes.
d) Diminuir a velocidade de retorno do atuador hidráulico.
e) Otimizar os tempos produtivos dos ciclos de operações de máquinas operatrizes.

Referências

FIALHO, A.B. **Automação hidráulica**: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. 6. ed. São Paulo: Érica, 2014.

PARKER TRAINING. **Tecnologia hidráulica industrial –** Apostila M2001-1 BR. Jul. 1999. Disponível em: <http://unedserra-ehp.tripod.com/m_2001_1.pdf>. Acesso em: 9 jun. 2016.

Anotações

Anotações

Anotações

Anotações

Anotações

ISBN 978-85-8482-692-6
9 788584 826926 >