

2. ACIONAMENTO E CIRCUITOS PNEUMÁTICOS

O termo “Pneumático” deriva do radical grego “*Pneumos*” ou “*Pneuma*” (vento ou sopro), e define o ramo da física que estuda a dinâmica e os fenômenos relacionados aos gases e ao vácuo. Em engenharia, refere-se ao estudo da preparação, conservação e da transformação da energia pneumática “armazenada” no ar comprimido em energia mecânica, através de elementos de trabalho como cilindros, motores ou outros equipamentos.

Os primeiros registros de uso de ar comprimido em aplicações práticas são pré-históricas com o uso de foles e de Heron de Alexandria, que viveu nas primeiras décadas o século primeiro, quando desenhou um motor a vapor denominado *eolípila*, que consistia de uma esfera oca girante com dutos de abertos laterais oblíquos alimentada por vapor de água. O princípio descoberto por Heron de Alexandria é aquele que movimenta o “cata-vento” e os moinhos de vento.

O uso da pneumática em aplicações industriais tem origens em inventos como a bomba de vácuo (Otto von Guericke, por volta de 1600) e o compressor de ar (registros de 1760 a 1780 com o pioneiro John Smeaton e seu compressor movido a roda d’água para injetar ar em fornalhas na revolução industrial).

Atualmente possui vantagens em termos de custo, confiabilidade e potência específica, considerando-se que equipamentos pneumáticos são robustos e de simples instalação. Podem, portanto, ser aplicados em sobrecargas prolongadas e em ambientes hostis sujeitos à poeira, umidade, atmosferas corrosivas e explosivas.

As limitações do uso da pneumática referem-se à necessidade de preparação do ar comprimido, limitações de pressão de trabalho (limitação de potência dos atuadores) e limitações de velocidades de trabalho e suas regulações, além outros aspectos relacionados à vedação de tubulações e uso de óleos lubrificantes.

As unidades de pressão mais utilizadas em engenharia são apresentadas na tabela de conversão:

Unidade	Símbolo	Equivalência
Pascal	Pa	= 1 N/m ²
Libra por polegada quadrada	PSI	= 6.894,76 Pa
Bar	bar	= 100.000 Pa
Metro de coluna de água (mca)	mH ₂ O	= 9.806,38 Pa

Milímetro de mercúrio (Torr)	mmHg	= 133,32 Pa
Atmosfera	atm	= 101.325 Pa
Quilograma força por metro quadrado	kgf/m ²	= 9,81 Pa

Pressão é definida como uma força aplicada uniformemente sobre uma superfície (área). Dentro deste conceito, é possível diferenciar em sistemas de automação e instrumentação industrial:

1. Pressão atmosférica: é a pressão exercida pela atmosfera terrestre. Ao nível do mar e a 20°C esta pressão é de aproximadamente 760 mmHg = 1 atm.
2. Pressão relativa positiva ou manométrica: é a pressão positiva medida em relação à pressão atmosférica.
3. Pressão absoluta: é a soma das pressões relativa e atmosférica, também se diz que é medida a partir do vácuo absoluto ou perfeito.
4. Pressão relativa negativa ou depressão: é a pressão negativa medida em relação à pressão atmosférica.
5. Pressão diferencial: é a diferença entre duas pressões, em geral representada por ΔP .
6. Pressão estática: é o peso exercido por uma coluna líquida em repouso ou que esteja fluindo perpendicularmente à tomada de impulso (ponto de medição).
7. Pressão dinâmica: é a pressão exercida em sentido paralelo à corrente de um fluido em movimento.
8. Pressão total: é a somatória das pressões estáticas e dinâmicas exercidas por um fluido em movimento.

Assim como o ar, o fluido hidráulico (composto por óleo ou por misturas água-óleo) é muito utilizado em aplicações industriais para a realização de trabalho. Projetos e sistemas baseados em ambos fluidos têm muito em comum, porém algumas diferenças devem ser destacadas:

- **Nível de Pressão:** enquanto que circuitos pneumáticos industriais operam com pressões entre 5 e 10 bar, circuitos hidráulicos operam em pressões de até 200 bar ou até superiores. A limitação de compressão em linhas pneumáticas deve-se a grande compressibilidade do ar. A 200 bar, uma linha de ar comprimido armazenaria tamanha energia que o risco em um acidente seria alto em caso de vazamentos ou rupturas. Já o fluido hidráulico é praticamente incompressível, em caso de uma ruptura, a pressão do óleo cai imediatamente sem apresentar riscos de explosão.

- **Forças de atuação:** devido às relativas baixas pressões de ar comprimido, os atuadores pneumáticos desenvolvem forças baixas ou médias, enquanto que atuadores hidráulicos são aplicados para exercer forças elevadas.

- **Custo:** equipamentos hidráulicos apresentam custos superiores aos pneumáticos, uma vez que as restrições quanto a vazamentos e pressões de trabalho elevam os padrões de qualidade de fabricação destes.

- **Linhas de transmissão:** as linhas de transmissão de fluido hidráulico são compostas por tubulação metálica com conexões sofisticadas, além de serem em circuito fechado para a recuperação do fluido. Já em instalações pneumáticas, as linhas são compostas por tubulação plástica flexível com conexões simples e rápidas, o escape é aberto para a atmosfera.

- **Controle de Velocidade e de Posicionamento:** devido à compressibilidade do ar, atuadores pneumáticos não são especificados para aplicações com necessidade de controle fino de velocidade ou de posicionamento, principalmente em aplicações com cargas dinâmicas.

- **Compressão:** enquanto que em circuitos pneumáticos a pressão em cada atuador é regulada e a quantidade de ar necessária para cada trabalho é determinada pela carga, em circuitos hidráulicos são utilizadas bombas de deslocamento positivo, ou seja, a vazão de óleo é constante independentemente da carga de trabalho. Ou seja, bombas hidráulicas não produzem pressão, mas uma vazão constante.

- **Velocidades de atuação:** em pistões pneumáticos, devido à alta velocidade de expansão do ar comprimido, as velocidades de trabalho são altas. Em contrapartida, em circuitos hidráulicos as velocidades de trabalho dos atuadores geralmente lentas são determinadas pela vazão da bomba.

Em suma, sistemas hidráulicos são especificados para altas cargas (ex. equipamentos para movimentação e elevação de cargas) ou para aplicações com requisitos de posicionamento preciso ou controle fino de velocidade (ex. robôs). A aplicação da pneumática, por outro lado, é amplamente difundida em automação industrial, devido ao seu relativo baixo custo e simplicidade de instalação.

O ar é um gás composto por Oxigênio e Nitrogênio principalmente, é insípido, inodoro, compressível, elástico, expansível que se difunde e mistura-se com qualquer meio gasoso não saturado. De acordo com a Lei Geral dos Gases Perfeitos, o ar comporta-se segundo a equação (2.1) quando passa de um estado 1 a 2, considerando-se a temperatura absoluta em graus Kelvin, a pressão em Pascal e o volume em metros cúbicos.




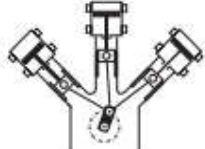


$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (2.1)$$


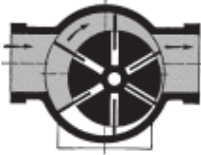







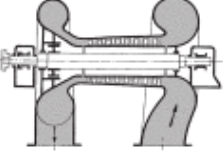
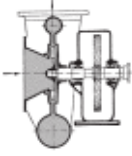
2.1 ELEMENTOS DE PRODUÇÃO DE AR COMPRIMIDO

Os compressores ou centrais de compressão são máquinas destinadas a elevar a pressão de certo volume de ar e podem operar segundo dois princípios: a diminuição do volume de certa massa de ar (deslocamento positivo) ou a transformação da energia cinética de certa massa de ar em energia de pressão (turbo compressão).

São diversos os tipos de compressores, o quadro 2.1 apresenta os tipos de acordo com o princípio de funcionamento.

Quadro 2.1. Elementos compressores de ar

Princípio de Operação	Tipo	Símbolo	Representação Construtiva	Faixa de Pressão (bar)	Volume de Produção (m ³ /h)
Deslocamento Positivo (volumétricos)	Pistão de simples efeito (alternativo)			10	120 ou mais
	Pistão de dois estágios (alternativo)			15 ou mais	120 ou mais
	Diafragma (alternativo) para indústrias alimentícia, farmacêutica, química.			10	Baixo

	Palheta (rotativo)			até 10	4.500
	Anel Líquido (rotativo)			10	
	Parafuso (rotativo)			até 13	750
	Root (rotativo sem lubrificação)			1,6	1.200
Turbo Compressores	Axial			10	200.000
	Radial			10	200.000

Cada tipo de compressor possui determinada aplicação, em geral definida pelo volume de produção e pela pressão produzida e por características outras como nível de ruído, necessidade de óleo lubrificante ou resistência a impurezas no ar. Adota-se como norma para simbologia o documento ABNT NBR 8897, baseado por sua vez nos documentos internacionais DIN ISO 1219-1 e 1219-2.

Após a compressão, o ar então é resfriado e armazenado em reservatórios e deve passar por um processo de preparação, que consiste da retirada da umidade através de desumidificadores. O tamanho do reservatório de ar comprimido depende basicamente de:

- A produção de ar comprimido (em volume) do compressor,
- O consumo de ar da instalação,
- O tamanho da rede de distribuição,
- O tipo de regulação do ciclo do compressor,
- A queda de pressão admissível na rede de suprimento.

Em função de tais parâmetros, pode-se utilizar cartas como a apresentada adiante.

Exemplo:

- Produção de ar comprimido: $q_L = 20 \text{ m}^3/\text{min}$
- Regulação do número de ciclos/h do compressor: $z = 20 \text{ 1/h}$
- Pressão diferencial: $\Delta p = 1 \text{ bar}$

Resultado: Volume do reservatório $V = 15 \text{ m}^3$

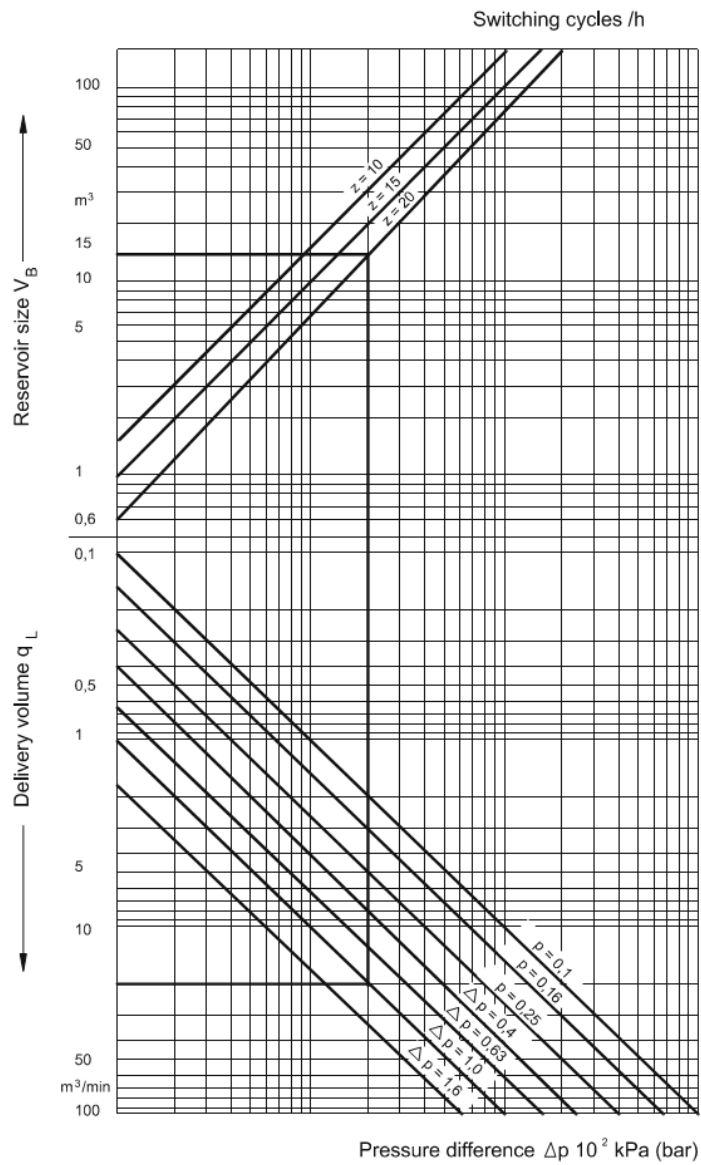


Figura 2.1. Carta de dimensionamento

O processo de preparação, que consiste da retirada da umidade dá-se através de desumidificadores ou secadores que podem operar por refrigeração (ponto de orvalho), absorção (processo químico) ou adsorção (processo físico). A simbologia para o elemento de secagem é representada na figura 2.1.

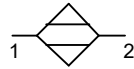


Figura 2.2. Símbolo do elemento desumidificador ou secador

Após seco e resfriado, o ar comprimido é distribuído pela fábrica por uma rede de distribuição em anel fechado ou em circuito aberto (mais baratos e para consumos menores em geral sem demandas simultâneos), com divisão em seções, limitadas por válvulas nas linhas. As linhas de distribuição possuem drenos e diversas tomadas de ar para o consumo. A figura a seguir exemplifica um sistema de distribuição de ar comprimido em uma instalação industrial. É possível distinguir-se a linha ou rede principal, a rede secundária (linhas de distribuição) e as linhas de conexão. Tais linhas em geral minimizam a perda de carga através do uso de poucas restrições ou curvas acentuadas e são instaladas com inclinações na tubulação (em torno de 3%) para que a umidade condensada dentro das linhas possa ser direcionada a pontos de drenagem.

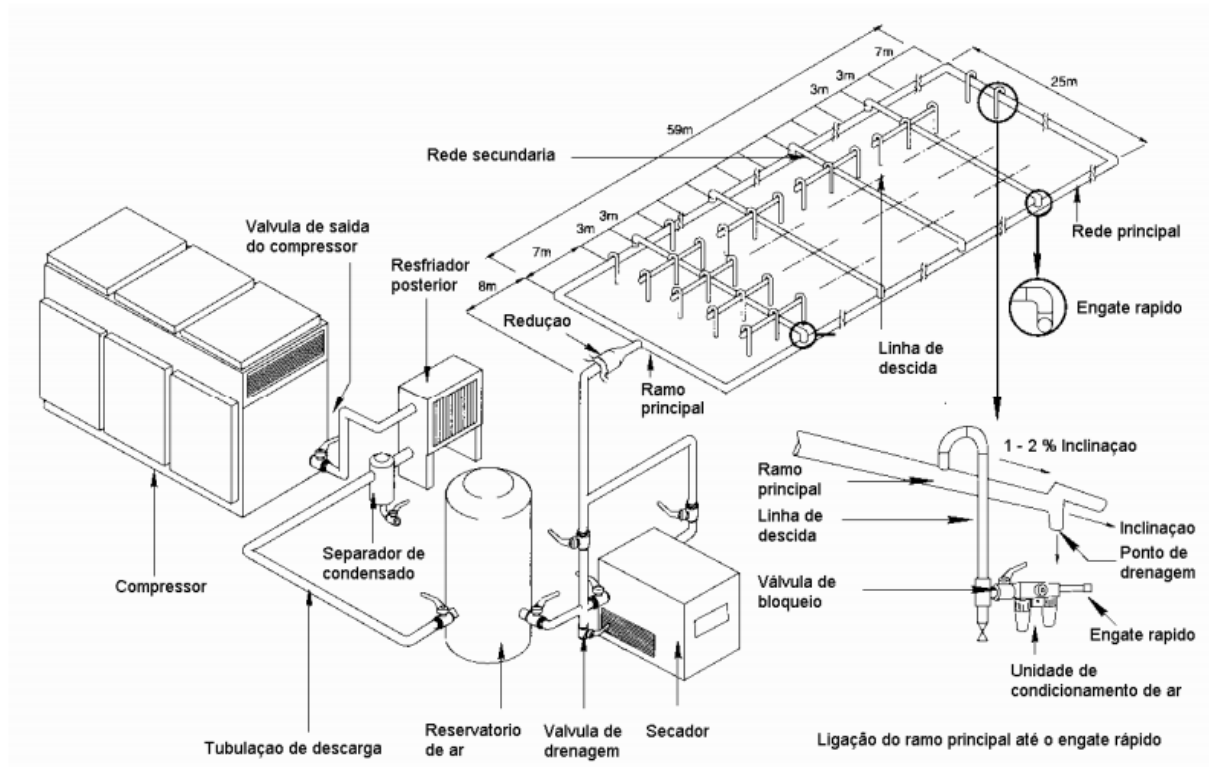


Figura 2.3. Circuito de produção, distribuição e condicionamento de ar comprimido

2.2. PERDA DE CARGA OU QUEDA DE PRESSÃO

Para se movimentar pelos elementos do circuito pneumático, o ar comprimido (por ser um fluido viscoso) perde energia através da fricção com as superfícies internas dos elementos do sistema. Esta perda de energia se traduz na queda de pressão do ar comprimido ao longo do circuito. A queda de pressão portanto, é um dos parâmetros utilizados para o dimensionamento do circuito e depende diretamente do diâmetro e comprimento da tubulação em uso e da quantidade e tipos de engates, conexões, equipamentos para tratamento, etc.


A queda de pressão não deve ser superior a 0.1 bar em linhas com pressão nominal de 8 bar ou mais. Para linhas onde a pressão nominal é inferior a 8 bar, a queda de pressão admissível deve ser menor ou igual a 1,5% da pressão máxima do sistema.





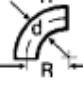


O fator mais importante para o dimensionamento do diâmetro da tubulação de um circuito é seu comprimento efetivo. Cada elemento do circuito contribui com um comprimento equivalente de tubulação, resultante do nível de resistência que tal elemento impõe à passagem do ar.

O diâmetro da tubulação de ar comprimido pode ser expresso em polegadas ou mm, é comum encontrarem-se diâmetros nominais de 6 a 150mm (verificar norma DIN2440 para as dimensões da tubulação).

Ta tabela a seguir apresenta alguns valores típicos de comprimento equivalente para elementos de circuitos pneumáticos, que devem ser somados ao comprimento linear da tubulação para se determinar o comprimento efetivo do circuito. O comprimento equivalente das válvulas, junções e conexões é em geral obtido de catálogo de fabricantes.

Quadro 2.2 Comprimentos equivalentes

Elementos		Comprimento equivalente (m)						
		Diâmetro Nominal (mm)						
		25	40	50	80	100	125	150
Válvula		8	10	15	25	30	50	60

Válvula		1,2	2	3	4,5	6	8	10
Válvula		0,3	0,5	0,7	1	1,5	2	2,5
Conexão		1,5	2,5	3,5	5	7	10	15
Conexão		0,3	0,5	0,6	1	1,5	2	2,5
Conexão		0,15	0,25	0,3	0,5	0,8	1	1,5
Conexão "T"		2	3	4	7	10	15	20
Redução		0,5	0,7	1	2	2,5	3,5	4

Caso as informações detalhadas sobre os tipos e quantidades de elementos presentes em um circuito pneumático não estejam disponíveis no início (planejamento) do projeto, pode-se adotar o comprimento efetivo da instalação como 1,6 vezes o comprimento linear da tubulação.

A fórmula a seguir pode ser empregada para se especificar o diâmetro interno da tubulação (d_i) em metros, dados os valores de vazão total da instalação " V " (m^3/s), comprimento efetivo da instalação " L " (m), pressão máxima " $P_{máx}$ " (bar) e queda de pressão desejada " ΔP " (bar).

$$d_i = \sqrt[5]{[(1,6 \times 10^3 \times V^{1,85} \times L) \div (10^{10} \times \Delta P \times P_{máx})]} \quad (2.2)$$

Para se realizar este cálculo de forma mais simples, pode-se utilizar nomogramas (exemplificados a seguir) que relacionam o comprimento da rede (linear da tubulação + comprimento equivalente das válvulas, junções e conexões), o vazão total da instalação, a pressão de trabalho e a queda de pressão admissível para se determinar o diâmetro da tubulação.

No primeiro nomograma, une-se o valor do comprimento da rede com a vazão de ar da instalação para se obter um ponto no eixo 1. Em seguida, une-se o valor da pressão de trabalho com a queda de pressão admissível para encontrar um ponto no eixo 2. Por fim, unem-se os pontos nos eixos 1 e 2 para se obter o diâmetro da tubulação.

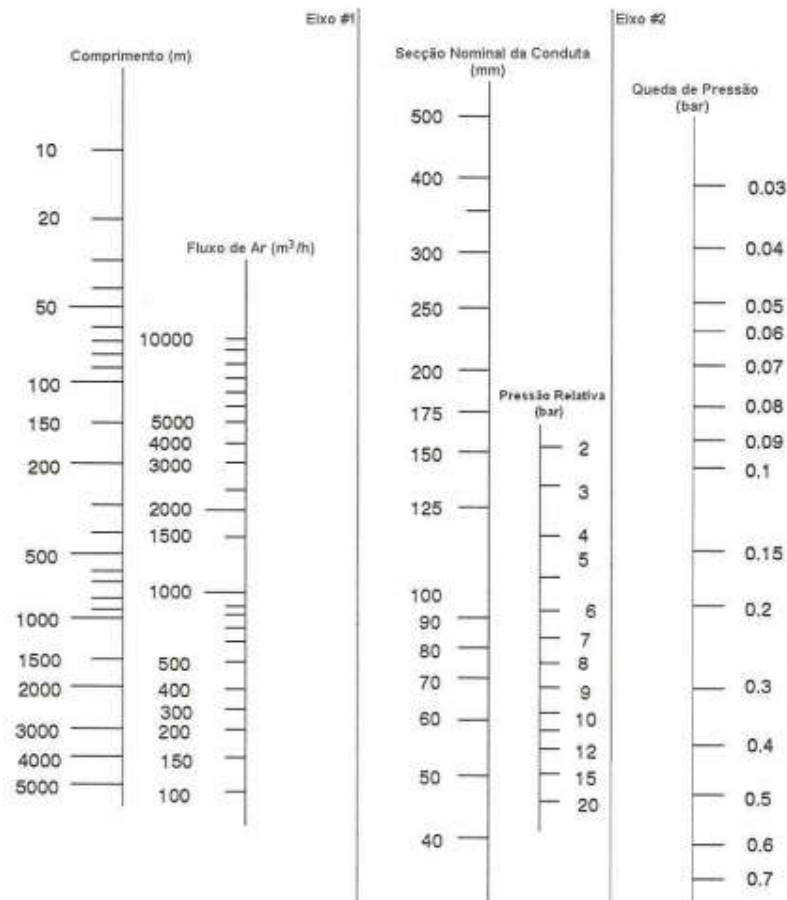


Figura 2.4. Monograma

No segundo nomograma, parte-se da vazão nominal e da pressão de operação, confronta-se a linha obtida com o comprimento da tubulação e a queda de pressão admissível para se obter o diâmetro interno ideal para a tubulação.

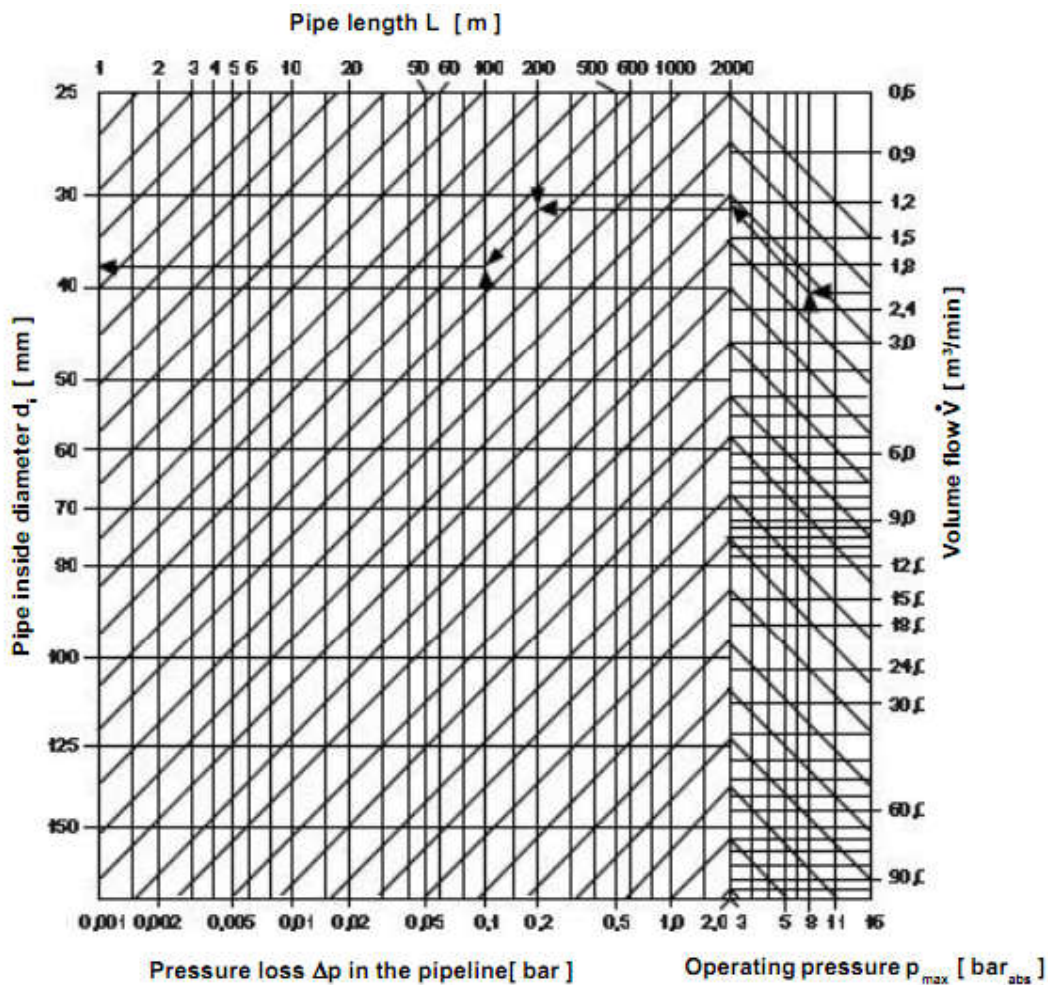


Figura 2.5. Monograma

2.3. UNIDADES CONDICIONADORAS OU LUBRIFIL

Após a distribuição, o ar deve passar por um último tratamento específico para o tipo consumo em questão, que consiste da filtragem, regulagem de pressão e introdução de certa quantidade de óleo para a lubrificação das partes mecânicas dos componentes pneumáticos com os quais entrará em contato.

Este tratamento é realizado logo antes da entrada do ar comprimido nas máquinas ou equipamentos que o consomem, em uma Unidade Condicionadora ou “Lubrifil” ou “Grupo Lubrifil”, cujas simbologias são apresentadas nas figuras 2.6 e 2.7.

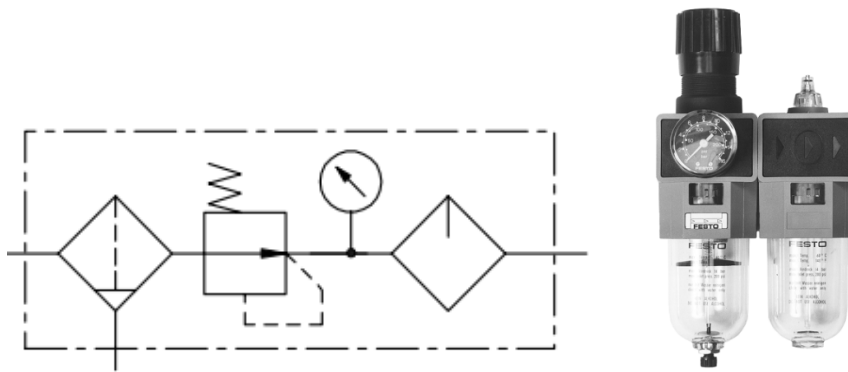


Figura 2.6. Símbolo detalhado e imagem de unidade condicionadora (com os seguintes elementos - filtro com separador, válvula redutora de pressão, manômetro e lubrificador)

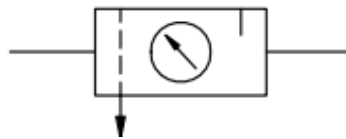


Figura 2.7. Símbolo simplificado de unidade de condicionamento

Alguns grupos Lubrifil possuem ainda uma válvula seccionadora de ar, utilizada em casos de necessidade de despressurização ou desconexão do equipamento servido.

2.4. ATUADORES PNEUMÁTICOS

São elementos que convertem em trabalho mecânico a energia armazenada no ar comprimido. Estes elementos podem produzir movimentos lineares, rotativos ou oscilantes. Entre os atuadores, destacam-se os cilindros pneumáticos, que são elementos formados por uma haste com êmbolo dotada de movimento linear dentro de um cilindro, de tal forma que o êmbolo da haste divide internamente o cilindro em duas cavidades, conforme a figura 2.8. São construídos de acordo com recomendações de normas ISO nos seguintes diâmetros: 8, 10, 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 250 e 320 mm.

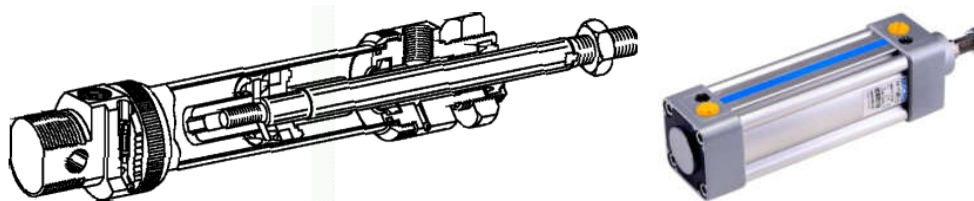


Figura 2.8. Cilindro Pneumático

Estes elementos podem ser dos seguintes tipos:

- Simples ação,
- Dupla ação,
- Dupla ação com haste dupla ou haste passante,
- Duplex contínuo (tandem),
- Duplex geminado (múltiplas posição),
- Cilindros de impacto,
- Cilindro de tração por cabos.

Os cilindros de simples ação têm uma conexão para ar comprimido e uma conexão para escape, podem ter avanço por mola, retorno por mola ou retorno por força externa. Quando o ar comprimido é fornecido, o cilindro desenvolve seu movimento de avanço ou de retorno. O movimento complementar é realizado pela mola interna.



Figura 2.9. Cilindros de simples ação com retorno (esq.) e avanço por mola (dir.)

Os cilindros de dupla ação utilizam ar comprimido para realizar trabalho em ambos os sentidos de movimento (avanço e retorno).

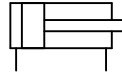


Figura 2.10. Cilindros de dupla ação

As demais variações e tipos de cilindros não serão detalhados nestas notas de aula. Para mais informações sobre elementos e dispositivos, bem como para a tecnologia para o trabalho com vácuo, uma boa fonte são catálogos de fornecedores de equipamentos pneumáticos.

A força estática útil exercida na ponta da haste de um cilindro depende dos seguintes fatores:

- pressão de trabalho do ar comprimido;
- diâmetro do cilindro;
- resistência de atrito interno do cilindro;
- elementos de vedação.

A força estática útil teórica é dada por:

$$F_{\text{teórica}} = P_{\text{relativa}} \times A \quad (2.3)$$

Em que P_{relativa} é a pressão de trabalho do ar comprimido menos a pressão atmosférica e A é a área da superfície do êmbolo do cilindro sujeita à pressão do ar comprimido. Desta força teórica, subtraem-se as forças opostas:

$$F_{\text{efetiva}} = P_{\text{relativa}} \times A - (F_{\text{atrito}} + F_{\text{mola}}) \quad (2.4)$$

Onde F_{atrito} é a força de atrito imposta pelo movimento relativo entre as partes móveis do cilindro (vedações) e F_{mola} é a força de resistência exercida pela mola em cilindros de simples ação com retorno por mola.

Deve-se notar que a força exercida no avanço de um cilindro de dupla ação (2.5) é diferente da força exercida no retorno do mesmo (2.6), devido a diferença na área útil do êmbolo em ambos os casos. No retorno, deve-se subtrair da área total do êmbolo (A) a área correspondente à seção da haste do cilindro, resultando em uma área útil (A') menor, conforme as equações a seguir:

$$A = \left(\frac{D^2 \times \pi}{4} \right) = r^2 \times \pi \quad (2.5)$$

$$A' = (D^2 - d^2) \times \frac{\pi}{4} \quad (2.6)$$

Exemplo 2.1 (Cálculo de Força de Cilindros, desprezando-se atritos)

Dado um cilindro de dupla ação com as seguintes características:

Diâmetro do êmbolo: 63 mm

Diâmetro da haste: 20 mm

Pressão de trabalho: 6 bar

Solução:

$P_{abs} = 6 + 1 = 7$ bar (pressão absoluta interna = pressão de trabalho + pressão atmosférica)

$P_{relat} = 6$ bar (pressão relativa = pressão de trabalho)

Considerando-se as seguintes relações de conversão: 1 atm = 14,69 psi = 1,033 Kgf/cm² = 1,013 bar = 760 mmHg = 10,33 mH₂O = 101.325 Pascal

$$A_{\text{êmbolo}} = \frac{\pi D^2}{4} = 31,2 \text{ cm}^2$$

$$A_{\text{emb-haste}} = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} = 28 \text{ cm}^2$$

Força de avanço:

$$F_A = P_{abs} \times A_{\text{embolo}} - P_{atm} \times A_{\text{emb-haste}} \approx P_{relat} \times A_{\text{embolo}} = 60\text{N/cm}^2 \times 31,2\text{cm}^2 = 1.872 \text{ N}$$

Força de retorno:

$$F_R = P_{abs} \times A_{\text{emb-haste}} - P_{atm} \times A_{\text{embolo}} \approx P_{relat} \times A_{\text{emb-haste}} = 60\text{N/cm}^2 \times 28\text{cm}^2 = 1.680 \text{ N}$$

Os catálogos de fabricantes apresentam os valores de forças efetivas para os diferentes modelos de cilindros versus pressão de trabalho. A força efetiva todavia, depende não só das forças de atrito, da pressão de trabalho e da área efetiva do êmbolo, deve-se levar em conta a da massa da carga para o cálculo do atrito μ ($\mu = 0,1$ a $0,4$ para deslizamentos entre partes metálicas, e entorno de $0,005$ para deslizamentos sobre roletes ou $0,001$ quando sobre guias e rolamentos de esferas) e o ângulo do movimento para fins de computação da componente normal.

Exemplos de cartas de dimensionamento que são disponíveis em catálogos de atuadores pneumáticos estão apresentadas a seguir.

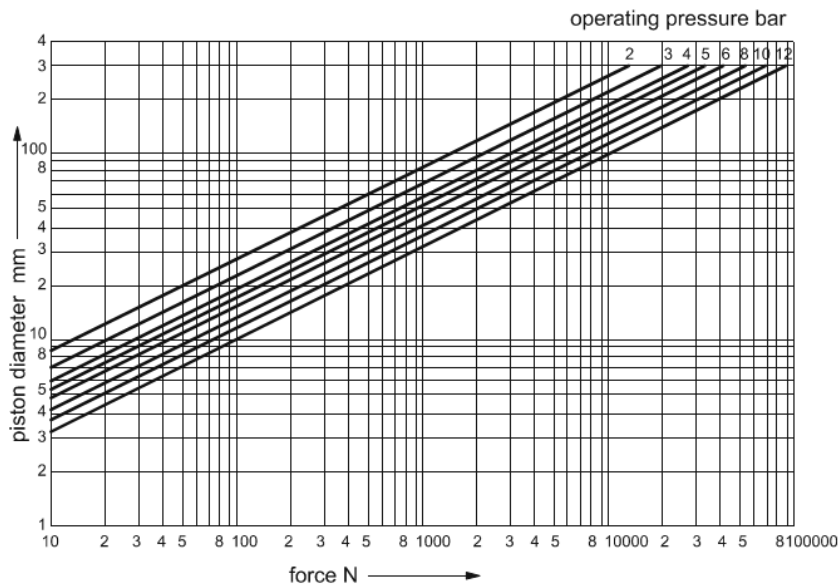


Figura 2.11. Força desenvolvida por um atuador do tipo cilindro em função de seu diâmetro e da pressão de operação

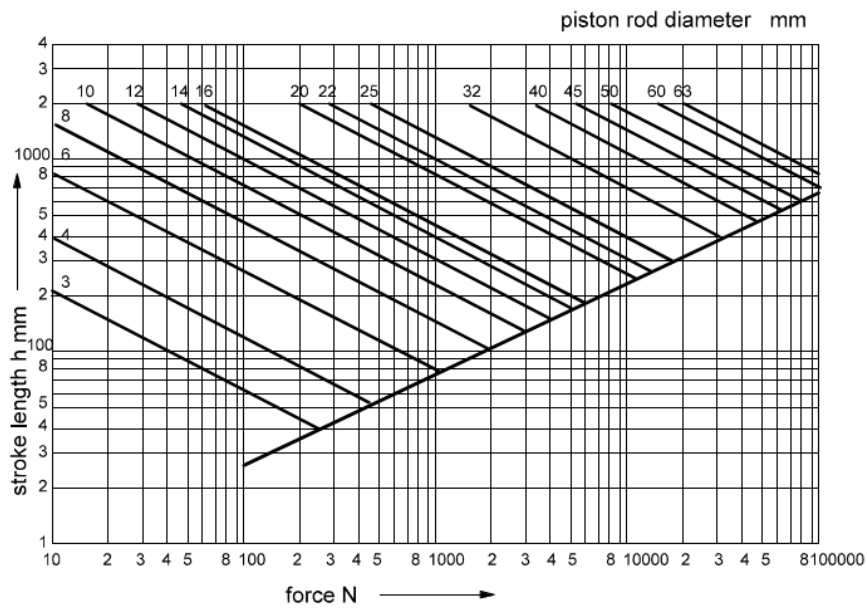


Figura 2.12. Máxima força perpendicular admissível na ponta da haste do atuador pneumático do tipo cilindro em função do curso do cilindro e do diâmetro da haste.

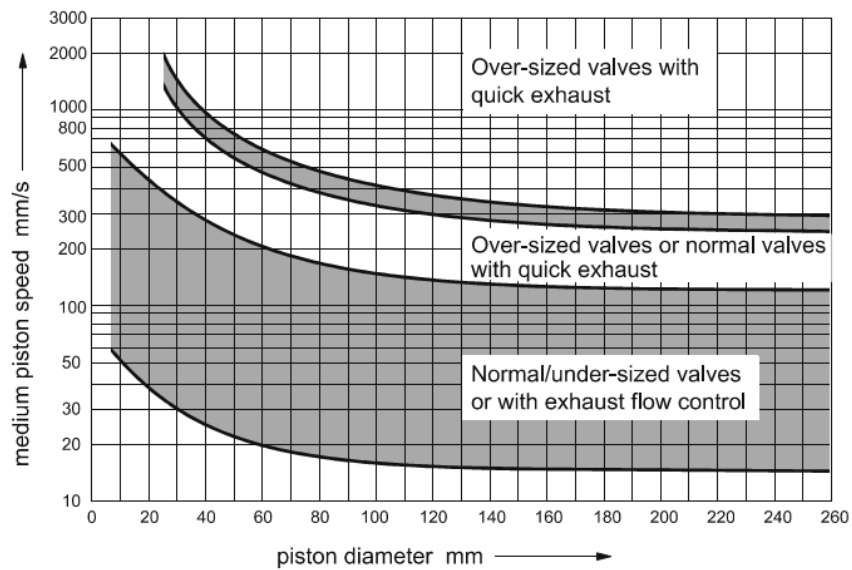


Figura 2.13. Faixa de velocidade de cilindros pneumáticos em função de seu diâmetro e do tipo de válvula principal ou de exaustão.

Nestes catálogos há ainda um índice denominado “coeficiente de carga”. Ele representa a margem de segurança que nos garante que o equipamento irá satisfazer os requisitos de projeto. O índice é definido como (Força necessária / Força teórica do cilindro) x 100%. Um cilindro não deve ter coeficiente de carga superior a 85%, e para aplicações em elevação de peças deve-se considerar 50%.

As tabelas a seguir exemplificam tal conceito apresentando o coeficiente de carga.

Tabela 2.3. Coeficiente de carga, considera-se pressão de trabalho de 5 bar

Ø Cil.	Massa kg	↑	60°	60°	45°	45°	30°	30°	↔	↔
		μ:	0,01	0,2	0,01	0,2	0,01	0,2	0,01	0,2
25	100	-	-	-	-	-	-	-	4	80
	50	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	25	-	(87,2)	(96,7)	71,5	84,9	50,9	67,4	1	20
	12,5	51,8	43,6	48,3	35,7	342,5	25,4	33,7	0,5	10
32	100	-	-	-	-	-	-	-	3,9	78,1
	90	-	-	-	-	-	(99,3)	-	2	39,1
	45	99,6	85	(94,3)	69,7	82,8	49,7	65,7	1	19,5
	22,5	48,8	42,5	47,2	34,9	41,4	24,8	32,9	0,5	9,8
40	250	-	-	-	-	-	-	-	3,9	78
	125	-	-	-	-	-	(99,2)	-	2	39
	65	-	-	-	72,4	(86)	51,6	68,3	1	20,3
	35	54,6	47,6	52,8	39	46,3	27,8	36,8	0,5	10,9
50	400	-	-	-	-	-	-	-	4	79,9
	200	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	100	-	87	(96,5)	71,3	84,8	50,8	67,3	1	20
	50	50	43,5	48,3	35,7	42,4	25,4	33,6	0,5	10
63	650	-	-	-	-	-	-	-	4,1	81,8
	300	-	-	-	-	-	-	-	1,9	37,8
	150	(94,4)	82,3	(91,2)	67,4	80,1	48	63,6	0,9	18,9
	75	47,2	41,1	45,6	33,7	40,1	24	31,8	0,5	9,4
80	1000	-	-	-	-	-	-	-	3,9	78,1
	500	-	-	-	-	-	-	-	2	39
	250	(97,6)	85	(94,3)	69,7	82,8	49,6	65,7	1	19,5
	125	48,8	42,5	47,1	34,8	41,4	24,8	32,8	0,5	9,8
100	1600	-	-	-	-	-	-	-	4	79,9
	800	-	-	-	-	-	-	-	2	40
	400	-	(87)	(96,5)	71,4	84,4	50,8	67,3	1	20
	200	50	43,5	48,3	35,7	42,2	25,4	33,6	0,5	10

Tabela 2.4. Massa (kg), considera-se coeficiente de carga de 85% e pressão de trabalho de 5 bar

Coeficiente	↑	60°		45°		30°		↔	↔
		μ:							
Ø Cilindro	μ:	0,01	0,2	0,01	0,2	0,01	0,2	0,01	0,2
25	21,2	24,5	22	30	25	42,5	31,5	2123	106
32	39,2	45	40,5	54,8	46,2	77	58,2	3920	196
40	54,5	62,5	56,4	76,3	64,2	107	80,9	5450	272,5
50	85	97,5	88	119	100,2	167,3	126,4	8500	425
63	135	155	139,8	189	159,2	265,5	200,5	13500	675
80	217,7	250	225,5	305	256,7	428	323,5	21775	1089
100	340,2	390,5	390,8	352	476,2	669,2	505,5	34020	1701

2.5. AVALIAÇÃO DO CONSUMO DE AR DA INSTALAÇÃO

O consumo de ar comprimido de dada instalação pneumática pode ser avaliado em função do consumo individual de cada atuador da instalação. Tal informação é utilizada no dimensionamento do sistema de produção e distribuição do ar comprimido (mangueiras, filtros, válvulas).

Em dada pressão de trabalho, para um cilindro pneumático de determinados diâmetro e curso, o consumo de ar comprimido (Q) na pressão de operação é dado para cada movimento por:

$$Q = \text{Superfície do êmbolo} \times \text{Curso} \quad (2.7)$$

Portanto, Q em cm^3 por minuto (cm^3/min), pode ser detalhado para um cilindro de simples ação como:

$$Q = s \times n \times \frac{D^2 \times \pi}{4} \quad (2.8)$$

Onde “ s ” é o curso do cilindro em cm e “ n ” o número de ciclos de trabalho por minuto e “ D ” o diâmetro interno da camisa do cilindro. Para cilindros de dupla ação, considerando-se “ d ” o diâmetro da haste, a fórmula para o cálculo do consumo em cm^3 por minuto é:

$$Q = \left[s \times \frac{D^2 \times \pi}{4} + s \times \frac{(D^2 - d^2) \times \pi}{4} \right] \times n \quad (2.9)$$

Deve-se lembrar que o consumo de ar de acordo com estas fórmulas é calculado em pressão absoluta, ou seja, 1,013 bar (pressão atmosférica) + pressão relativa de trabalho. Os valores encontrados devem então ser convertidos para Ncm³ (normais centímetros cúbicos) ou divididos por 1000 para a conversão a NI (normais litros), ou seja, o volume de ar em condições normais de pressão e temperatura.

Exemplo 2.2 (cálculo de consumo de ar comprimido)

Calcular o consumo de ar à pressão atmosférica de um cilindro de ação dupla com 50 mm de diâmetro, diâmetro da haste de 12 mm e 100 mm de curso submetido a uma pressão de trabalho de 600 kPa em uma operação de 10 ciclos por minuto.

Cálculo da relação de compressão (conversão da pressão absoluta para a pressão normal):

$$\frac{Pe_2}{Pe_1} = \frac{101,3 + P_{trabalho}}{101,3} = \frac{101,3 + 600}{101,3} = \frac{701,3}{101,3} = 6,9$$

Cálculo do consumo:

Considerando a relação entre unidades de volume: $1l = 1000 \text{ cm}^3$ e $1m^3 = 1000l$

$$Q = \left[s \times \frac{D^2 \times \pi}{4} + s \times \frac{(D^2 - d^2) \times \pi}{4} \right] \times n \times \frac{Pe_2}{Pe_1}$$

$$Q = \left[10\text{cm} \times \frac{25\text{cm}^2 \times \pi}{4} + \frac{(25\text{cm}^2 - 1,44\text{cm}^2) \times \pi}{4} \right] \times 10 \text{min}^{-1} \times 6,9$$

$$Q = 26302,8 \text{Ncm}^3 / \text{min} = 26,3 \text{NI} / \text{min}$$

A tabela a seguir apresenta consumos teóricos em cilindros de ação dupla de diâmetros entre 20mm e 100mm em normais litros a cada 100mm de curso.

Tabela 2.5. Consumos teóricos

Diâmetro do cilindro	3 bar	4 bar	5 bar	6 bar	7 bar
20	0,124	0,155	0,186	0,217	0,248
25	0,194	0,243	0,291	0,340	0,388
32	0,319	0,398	0,477	0,557	0,636
40	0,498	0,622	0,746	0,870	0,993
50	0,777	0,971	1,165	1,359	1,553
63	1,235	1,542	1,850	2,158	2,465
80	1,993	2,487	2,983	3,479	3,975
100	3,111	3,886	4,661	5,436	6,211

Pelo uso da tabela pode-se, por exemplo, calcular o consumo de um cilindro de ação dupla de diâmetro 80 mm por 400 mm de curso, trabalhando com uma pressão relativa de 6 bar em regime de 12 ciclos por minuto.

Para tal cálculo, observa-se que este cilindro consome $\approx 3,5$ litros normais de ar a cada 100 mm de curso a uma pressão de 6 bar. Tem-se então $3,5 \times 4 = 14 \times 2 = 28$ litros por ciclo. Em 12 ciclos haverá o consumo de $28 \text{ litros} \times 12 = 336$ litros normais por minuto ou $0,336 \text{ Nm}^3/\text{min}$. Pode-se utilizar a carta a seguir para avaliar este consumo.

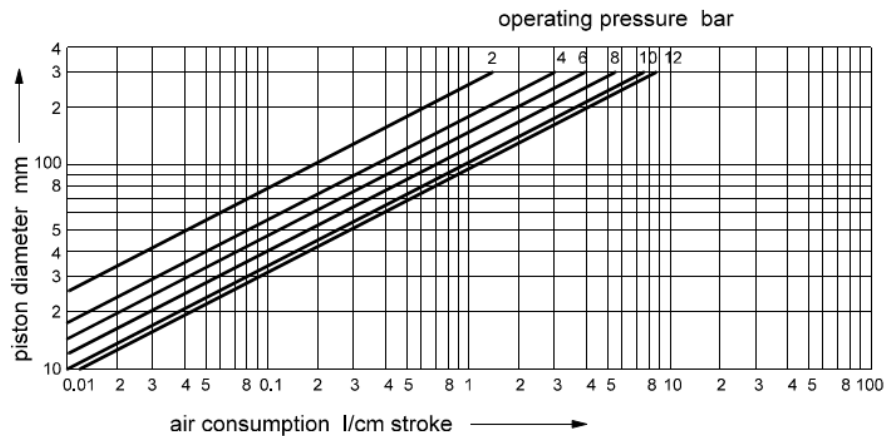


Figura 2.14. Consumo de ar por comprimento de curso de um cilindro pneumático em função da pressão de trabalho e do diâmetro do cilindro.

Soma-se ao consumo de ar de cada cilindro mencionado anteriormente, o denominado “volume morto”, volume dentro do cilindro (nas extremidades deste) que deve ser preenchido por ar comprimido mas que não implica em movimentação da haste. O volume morto pode representar até 20% do consumo total de ar. A tabela apresentada a seguir, a título de exemplo, representa tais volumes para determinada família de cilindros.

Tabela 2.6. Volume morto em função do diâmetro de cilindros pneumáticos

<i>Piston diameter in mm</i>	<i>Cover side in cm³</i>	<i>Base side in cm³</i>	<i>Piston diameter in mm</i>	<i>Cover side in cm³</i>	<i>Base side in cm³</i>
12	1	0.5	70	27	31
16	1	1.2	100	80	88
25	5	6	140	128	150
35	10	13	200	425	448
50	16	19	250	2005	2337

Além de atuadores do tipo cilindro e outros de operação automática (máquinas por exemplo), outros elementos gerais consomem de ar comprimido em uma instalação industrial, tais como

elementos para jateamento (pistolas de pintura spray), ferramentas pneumáticas e até mesmo vazamentos podem ser computados. O consumo de ar comprimido de ferramentas pode ser verificado nas especificações técnicas do fabricante.

A tabela a seguir apresenta o consumo típico de algumas ferramentas pneumáticas a pressão trabalho em 6 bar.

Tabela 2.7. Consumo típico de ferramentas pneumáticas

Tipo de ferramenta	Consumo de ar (l/min)
Martelo demolidor	700 ... 3.000
Martelete de impacto	200 ... 400
Grampeador	10 ... 60
Furadeira de impacto	400 ... 3.000
Furadeira	200 ... 1.500
Parafusadeira	180 ... 1.000
Serra tico-tico	300 ... 700

Para se computar portanto o consumo de uma instalação de ar comprimido, faz-se necessário computar para cada elemento consumidor sua taxa de uso (UR) em percentual de tempo, além do fator de simultaneidade para elementos consumidores do tipo ferramentas e pistolas de jateamento. O fator de simultaneidade é um fator empírico de ajuste de consumo de grupos de elementos consumidores gerais para condições realísticas em fábricas.

Tabela 2.8. Fator de simultaneidade

Quantidade de pontos de consumo (pressão de	Fator de simultaneidade
---	-------------------------

operação)	
1	1
2	0,94
3	0,89
4	0,86
5	0,83
6	0,80
7	0,77
8	0,75
9	0,73
10	0,71

Uma vez computado o consumo teórica da instalação, pode-se proceder com o dimensionamento da unidade compressora de produção de ar comprimido em termos de FAD (*free air delivery*) de acordo com a norma ISO 1217, considerando-se eventuais perdas de cargas e vazamentos (5-25%), reserva para futuras ampliações do sistema (10-100%) e margem de erro (5-15%).

A tabela a seguir indica uma estimativa de consumo causado por vazamentos.

Tabela 2.9. Estimativa de consumo em vazamentos

Diâmetro do ponto de vazamento (mm)	Vazão de ar que vaza em 8 bar (pressão de operação) em l/min	Consumo energético adicional (KW)
1	75	0,6
1,5	150	1,3
2	260	2,0
3	600	4,4
4	1100	8,8
5	1700	13,2

Há dois modos de se medir o volume de vazamento de ar comprimido em uma instalação, o primeiro baseado na medição de tempo de consumo de um reservatório frente a todos os atuadores e dispositivos desligados e um segundo método por medição do tempo de ciclo de trabalho do compressor na mesma condição quando todos os elementos de consumo de ar estão desligados. Deve-se minimizar a quantidade de vazamentos na instalação, todavia, por medida de economia, toleram-se níveis de vazamento que vão de 5% do consumo total de ar comprimido em instalações pequenas até 13% em instalações muito grandes.

2.6. VÁLVULAS DE CONTROLE DIRECIONAL

As válvulas de controle direcional são elementos que têm por função orientar a direção que o fluxo de ar deve seguir, a fim de realizar um trabalho proposto. Devem-se levar em conta os seguintes parâmetros de uma válvula direcional para fins de especificação e projeto:

- posição inicial,
- número de posições,
- número de vias,
- tipo de acionamento ou comando,
- tipo de retorno,
- vazão,
- tipo construtivo.

A representação gráfica de tais elementos segue as recomendações das normas ISO 1219 e o padrão de identificação numérica de cada conexão segue a recomendação CETOP RP 68 P. No Brasil utilizamos a norma ABNT NBR 8897.

O número de posições é a quantidade de manobras distintas que uma válvula pode executar de acordo com seu acionamento. As válvulas são representadas graficamente por retângulos, dado que cada posição é representada por um retângulo (ou quadrado) dentro da válvula.



Figura 2.15. Símbolo de válvulas de 2 ou 3 posições

O número de vias refere-se ao número de conexões de trabalho que a válvula possui. Podem ser conexões de entrada, de utilização ou de escape. Nos quadrados representantes das posições, encontram-se os símbolos de passagem unidirecional (de acordo com o sentido da seta na representação), bidirecional ou bloqueada que representam os caminhos que o ar comprimido encontra na posição da válvula, em função das interligações internas entre as conexões.



Figura 2.16. Setas indicam interligações internas



Figura 2.17. Indicação de passagem bloqueada

O número de vias (conexões) em geral é apresentado na posição inicial da válvula.

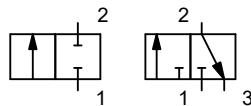


Figura 2.18. Válvulas de 2 e de 3 vias

A denominação das válvulas é baseada no número de vias e de posições, por exemplo, uma válvula 4/3 é uma válvula de 4 vias e 3 posições; uma válvula 3/2 é uma válvula com 3 vias e duas

posições e assim sucessivamente. A identificação das conexões e orifícios das válvulas e demais elementos pneumáticos pode ser expressa em números ou em letras, de acordo com a norma adotada:

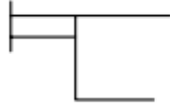


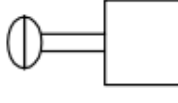
Tabela 2.10. Identificação de conexões

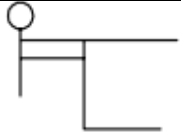
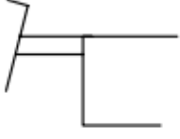
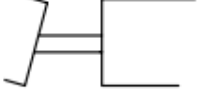
	Norma DIN 24300			Norma ISO 1219		
Pressão	P			1		
Utilização	A	B	C	2	4	6
Escape	R	S	T	3	5	7
Pilotagem	X	Y	Z	10	12	14

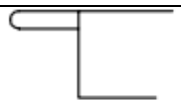
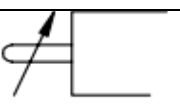

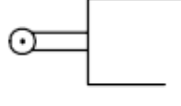
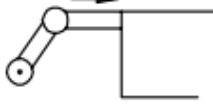
As válvulas necessitam de um agente interno ou externo para deslocar suas partes internas de uma posição a outra. Os elementos responsáveis por tais alterações são chamados acionamentos e podem ser de diversas naturezas, tais como muscular, mecânico, pneumático, elétrico ou combinado. As válvulas com acionamentos mecânicos são geralmente utilizadas como sensores de posição ou sensores de fim-de-curso acionadas por hastes de cilindros pneumáticos.

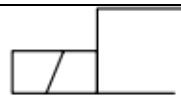

A simbologia de alguns dos tipos de acionamento é apresentada a seguir.

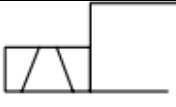
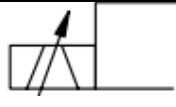
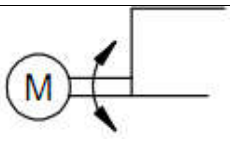
Tabela 2.11. Simbologia de acionamento

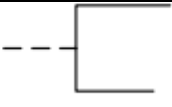
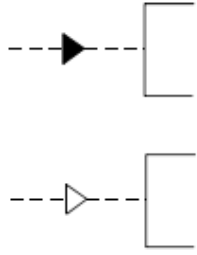
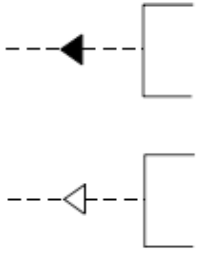
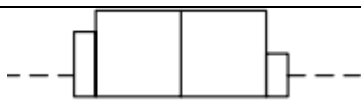
Modos de Acionamento Muscular		
Símbolo geral de acionamento muscular (sem indicação do tipo de acionamento)		
Botão de empurrar		
Botão de puxar		
Botão de empurrar e puxar		

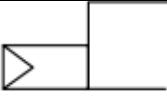

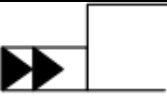
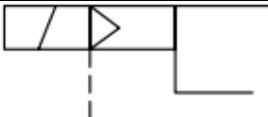
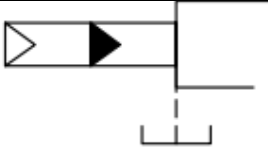
Alavanca		
Pedal de simples efeito		
Pedal de duplo efeito		

Modos de Acionamento Mecânico		
Pino ou apalpador		
Pino ou apalpador com comprimento ajustável		
Mola		
Rolete fixo		
Rolete articulado ou gatilho (opera somente em um sentido)		

Modos de Acionamento Elétrico		
Conversor eletromagnético linear com uma bobina	Ex. solenoide liga/desliga	
Conversor eletromagnético linear com uma bobina e de ação proporcional	Ex. solenoide proporcional	

Conversor eletromagnético linear com uma bobina	Ex. Duas bobinas de atuação oposta unidas em uma única montagem	
Conversor eletromagnético linear com duas bobinas de ação proporcional	Ex. Duas bobinas de ação proporcional aptas a operarem alternadamente e progressivamente, unidas em uma única montagem	
Motor elétrico		

Modos de Acionamento Hidráulico e Pneumático (Pilotagem)		
Acionamento Direto		
Linha de pilotagem	Ação direta por pressão ou despressurização/alívio (genérico)	
Linha de pilotagem	Por aplicação ou por acréscimo de pressão hidráulica (cor preta) ou pneumática (cor branca)	
Linha de pilotagem	Por despressurização/alívio hidráulico ou pneumático	
Linha de pilotagem em áreas diferentes e opostas	Ação por diferença de forças provocadas pela pressão em áreas opostas. Caso necessário, a relação das áreas é indicada nos retângulos representativos das áreas.	
Acionamento Indireto (pilotagem interna)		

Piloto pneumático interno	Por aumento de pressão por um estágio piloto, com suprimento interno	
Piloto pneumático interno	Por alívio de pressão por um estágio piloto	
Piloto hidráulico interno de dois estágios	Por aumento de pressão por dois estágios piloto sucessivos, com suprimento e dreno internos.	
Acionamento Composto		
Conversor eletromagnético acionando piloto pneumático	Com suprimento externo para pilotagem	
Piloto pneumático interno acionando piloto hidráulico	Com suprimento interno e dreno externo	

No acionamento indireto utiliza-se a energia do próprio ar comprimido para acionar a válvula, através do acionamento de um pré-comando que aciona a válvula principal em uma ligação pneumática interna à válvula. As válvulas de pré-comando são geralmente elétricas (solenoide), pneumáticas (piloto), manuais (botão) ou mecânicas (came ou esfera).

Na figura 2.9, um exemplo de um circuito de comando básico direto via acionamento muscular por pedal, e na figura 2.10, um comando básico indireto.

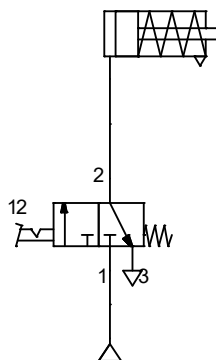


Figura 2.18. Comando básico direto

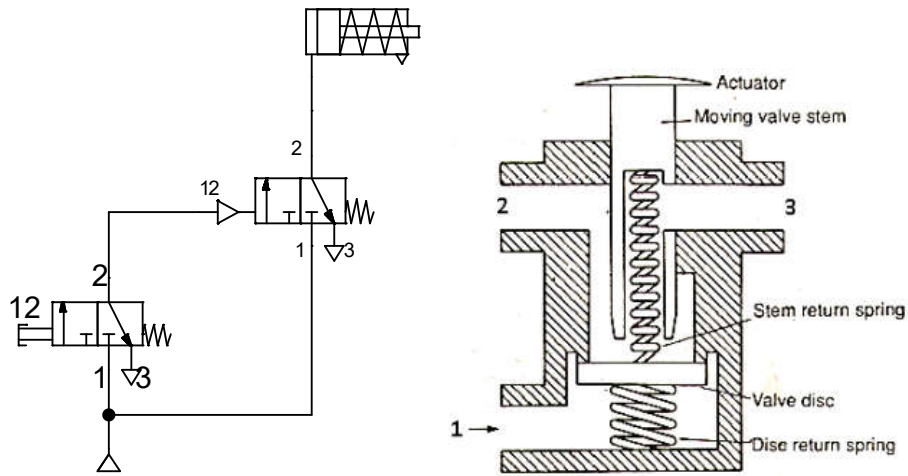
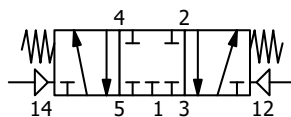


Figura 2.19. Comando básico indireto e esquema mecânico interno da válvula 3/3 baseado em assento e disco

2.6.1 VÁLVULAS DE 3 POSIÇÕES

Estas válvulas têm em seu corpo um bloco central que pode ser de centro aberto, ou fechado. Seu funcionamento indica que em repouso tem a saída de ar bloqueada (figura abaixo) ou totalmente liberada.

Quando apenas um de seus sinais de comando é pilotado é pulsado, ela comporta-se como uma válvula de duas posições, porem quando ambos os sinais são pilotados simultaneamente (caso em que não há retorno por mola) ou nenhum é pilotado (caso com retorno por mola) ela opera na condição do bloco central.



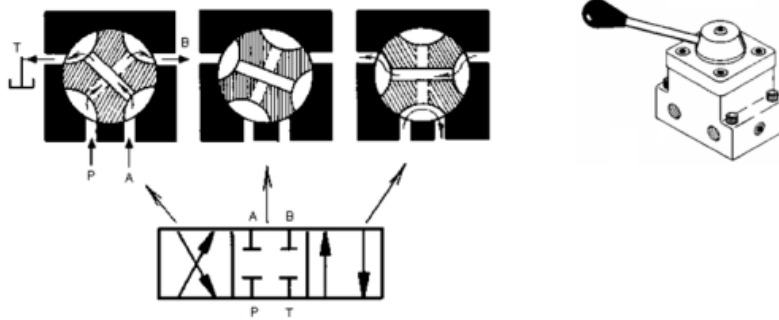


Fig. 2.20. Válvula de 5/3 de centro fechado e esquema construtivo de uma válvula 4/3 do tipo rotativa.

2.6.2 VÁLVULAS DE 4 POSIÇÕES

Essas válvulas têm em seu corpo dois blocos centrais adjacentes e complementares que normalmente são de centro aberto e centro fechado. Seu funcionamento indica que em repouso tem a saída de bloqueada (figura abaixo), essa condição acontece naturalmente, uma vez que sempre opera com retorno por mola.

Quando apenas um de seus sinais de comando é pilotado ela comporta-se como uma válvula de duas posições, porém quando ambos os sinais são pilotados simultaneamente ela opera na condição do bloco central ligando igualmente as vias 2 e 4 ao retorno de ar.

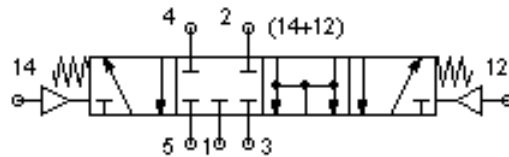


Fig. 2.21. Válvula de 5/4.

2.7. ELEMENTOS AUXILIARES

São elementos presentes nos circuitos pneumáticos que impelem o fluxo de ar em certo sentido, com características particulares. Alguns elementos auxiliares são destacados em seguida.

Válvula de Retenção: permite a passagem unidirecional do fluxo de ar.

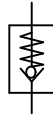
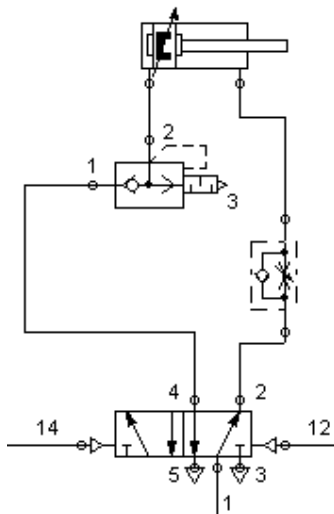
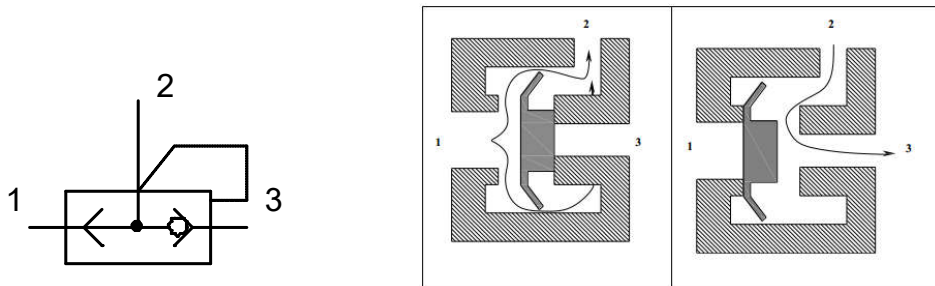


Figura 2.21. Válvula de Retenção com mola

Válvula de escape rápido: permite a rápida exaustão de ar da câmara de um cilindro para se obter maiores velocidades em atuadores.



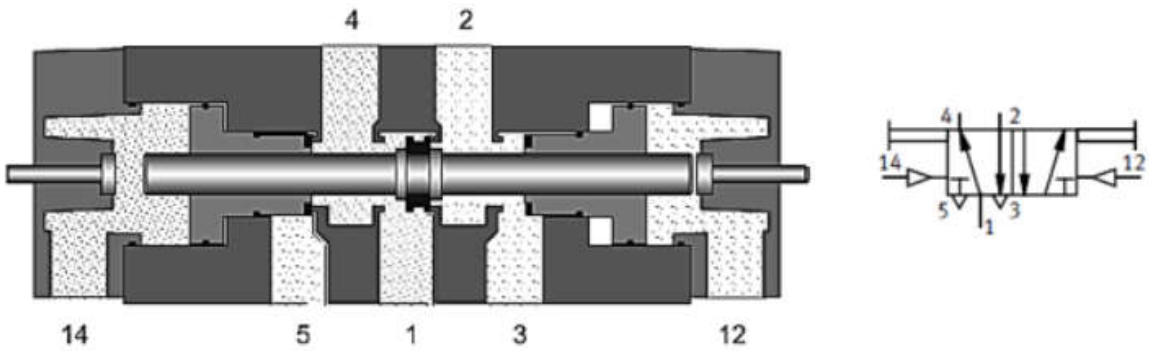


Figura 2.22. Válvula de Escape Rápido e exemplo de uso e esquema construtivo com êmbolo (carretel) da válvula 5/2

Válvula de Isolamento (Elemento OU): opera logicamente como uma lógica OU.

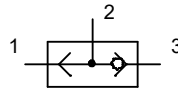


Figura 2.23. Válvula de Isolamento

Válvula de Simultaneidade (Elemento E): opera logicamente como uma lógica E.

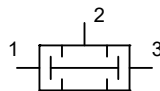


Figura 2.24. Válvula de Simultaneidade

Válvulas de Controle de Fluxo: podem ser bidirecionais ou unidirecionais, elas restringem o fluxo de ar com a finalidade de controle de velocidade dos atuadores.

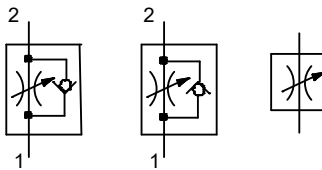


Figura 2.25. Válvulas de Controle de Fluxo

Válvulas de Alívio ou Limitadoras de Pressão: limitam a pressão de um reservatório evitando sua elevação acima de um ponto admissível. Ao se ultrapassar a pressão admissível, a válvula abre uma conexão de escape.

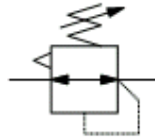


Figura 2.26. Válvula de Alívio

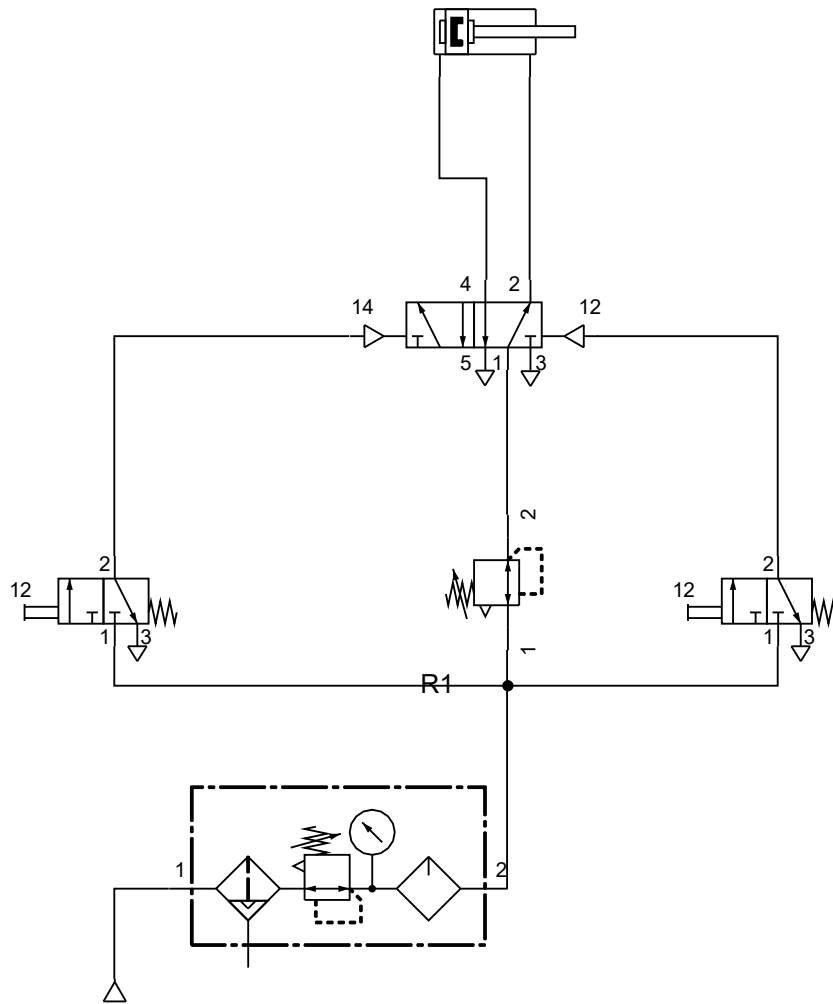


Figura 2.27. Exemplo de uso de válvula de Alívio

Válvulas geradoras de vácuo: através da aplicação de pressão em sua conexão adequada, gera vácuo em outra conexão, que pode ser conectada, por exemplo a uma ventosa.

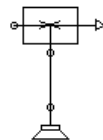


Figura 2.28. Válvula geradora de vácuo conectada a ventosa

3. DIMENSIONAMENTO DE VÁLVULAS

Válvulas de controle direcional e demais elementos pneumáticos são fornecidos em diferentes medidas, tais como 1/16", 1/8", ¼" e ½", referente ao diâmetro interno para passagem de ar. As válvulas podem ser divididas em três classes em relação à sua função no circuito pneumático:

- válvulas para a atuação de cilindros
- válvulas para o sensoriamento de fim de cursos e outras funções de sensoriamento, tal como botoeira,
- válvulas de controle de fluxo, que realizam dada sequência de movimento.

Das três classes, apenas a primeira opera com altas vazões de ar. Válvulas de sensoriamento e de controle de fluxo transmitem mais sinais em pressão de que vazão propriamente dita, e podem, portanto, ser tão pequenas quanto possível por questões de custo.

Por outro lado as válvulas de atuação devem ser dimensionadas de acordo com o ciclo de trabalho, diâmetro e velocidade do cilindro. Se a válvula for pequena demais, a velocidade do cilindro e os tempos de ciclo serão comprometidos.

O dimensionamento das válvulas é realizado com base no coeficiente de vazão " C_v ". Define-se C_v como o número de galões americanos por minuto (1 galão = 3.786 litros) de água que flui através da válvula totalmente aberta, quando há uma queda de pressão de 1 PSI através da válvula, a 60°F (15,6°C). Uma válvula possui C_v igual a 0.8, quando a válvula está totalmente aberta e com a pressão da entrada maior que a da saída em 1 PSI e a temperatura ambiente é de 15,6°C, sua abertura deixa passar uma vazão de 0.8 gpm. Cada componente pneumático como válvulas, unidades de tratamento e filtros possuem seu C_v ou a informação de vazão nominal (em dada pressão de operação) apresentada em catálogo.

Há ainda em uso dois outros coeficientes de vazão. O primeiro deles, coeficiente de vazão " K_v ", tem sua relação com " C_v " é dada por $K_v = 0,8547 C_v$. O coeficiente de vazão " S ", dito de orifício equivalente dado em mm^2 , possui relação com C_v da seguinte forma: $1 C_v = S / 18 \text{ mm}^2$, ou seja, um orifício de 18 mm^2 equivale a $C_v 1$.

Por exemplo, uma válvula 5/2 compacta com conexão 1/8" pode ter um C_v de 0,56. Tal coeficiente depende não somente do tamanho da válvula, mas também de sua forma construtiva.

A vazão média de ar através de uma válvula pode ser calculada por:

$$Q = 400 \times C_v \times \sqrt{(p_2 + 1,013) \times \Delta p} \times \sqrt{272 \div (273 + \theta)}$$

(2.10)

Onde " Q " é a vazão (CNTP) nominal em litros/min, " ΔP " é a queda de pressão na válvula admissível em bar, " P_2 " a pressão de saída necessária para mover uma carga e " θ " a temperatura do ar em graus Celcius.

A Vazão (l/min) de uma válvula em função da pressão de trabalho é também uma característica técnica listada em catálogo.

4. MÉTODOS DE PROJETO DE CIRCUITOS PNEUMÁTICOS

O projeto de circuitos pneumáticos pode variar em complexidade e tamanho. Em circuitos simples, é viável a utilização de métodos intuitivos e baseados na experiência do projetista. Já para circuitos de maior porte, pode-se lançar mão de métodos sistemáticos para o projeto. Ambas as orientações de projetos oferecem prós e contras.

Independentemente do método de projeto adotado, é possível a representação de movimentos e de sequência de movimentos das seguintes maneiras, segundo o exemplo 2.1.

Exemplo 2.1. (Esteira transportadora)

Pacotes que chegam por uma esteira transportadora são levantados e empurrados pelas hastes de cilindros pneumáticos para outra esteira transportadora. Devido a condições do projeto, a haste do segundo cilindro só pode retornar após a haste do primeiro cilindro ter retornado.

Representação dos movimentos em sequência cronológica:

1. haste do cilindro A avança e eleva o pacote
2. haste do cilindro B avança e empurra o pacote para a segunda esteira
3. haste do cilindro A retorna à sua posição inicial
4. haste do cilindro B retorna à sua posição inicial

Representação dos movimentos em indicação algébrica:

Avanço se indica por +

Retorno se indica por –

Representação: A+ B+ A- B-

Representação dos movimentos em diagrama de trajeto-passo:

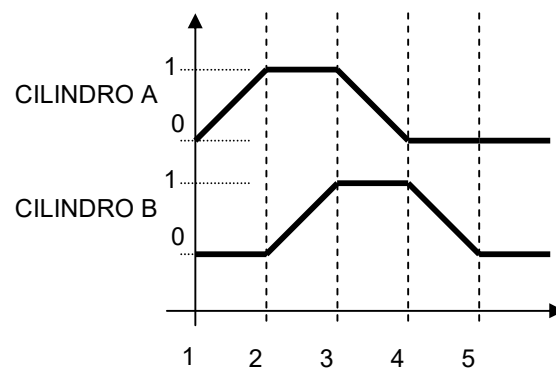


Figura 2.20. Diagrama trajeto-passo

Representação dos movimentos em diagrama de trajeto-tempo.

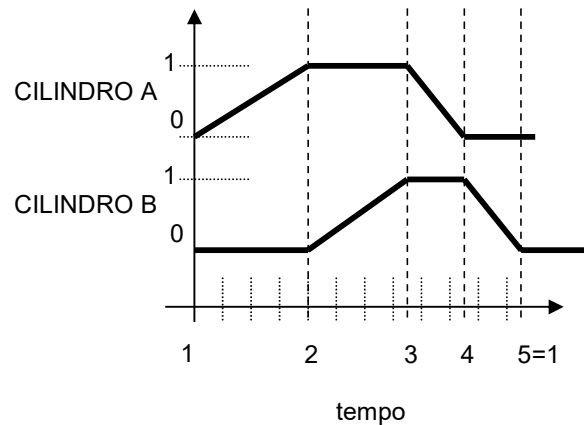


Figura 2.21. Diagrama trajeto-tempo

No diagrama de trajeto-tempo, ficam evidentes as diferentes velocidades de trabalho.

Para o projeto do circuito pneumático, o **método intuitivo** é o mais simples de todos os métodos, porém, deve ser utilizado somente em circuitos pouco complexos, que não apresentam sobreposição de sinais na pilotagem das válvulas direcionais. Quando a sequência for indireta, deve-se utilizar um dos métodos sistemáticos. Para se proceder com o projeto pelo método intuitivo, é recomendável executar as seguintes etapas:

1. Determinar a sequência de trabalho;
2. Elaborar o diagrama de trajeto-passo;
3. Colocar no diagrama de trajeto-passo os elementos de fim de curso;
4. Desenhar os elementos de trabalho;
5. Desenhar os elementos de comando correspondentes;
6. Desenhar os elementos de sinais;
7. Desenhar os elementos de abastecimento de energia;
8. Traçar as linhas dos condutores de sinais de comando e de trabalho;
9. Identificar os elementos;

10. Colocar no esquema a posição correta dos fins de curso, conforme o diagrama de trajeto-passo;
11. Introduzir as condições marginais.

Uma solução para este projeto seria:

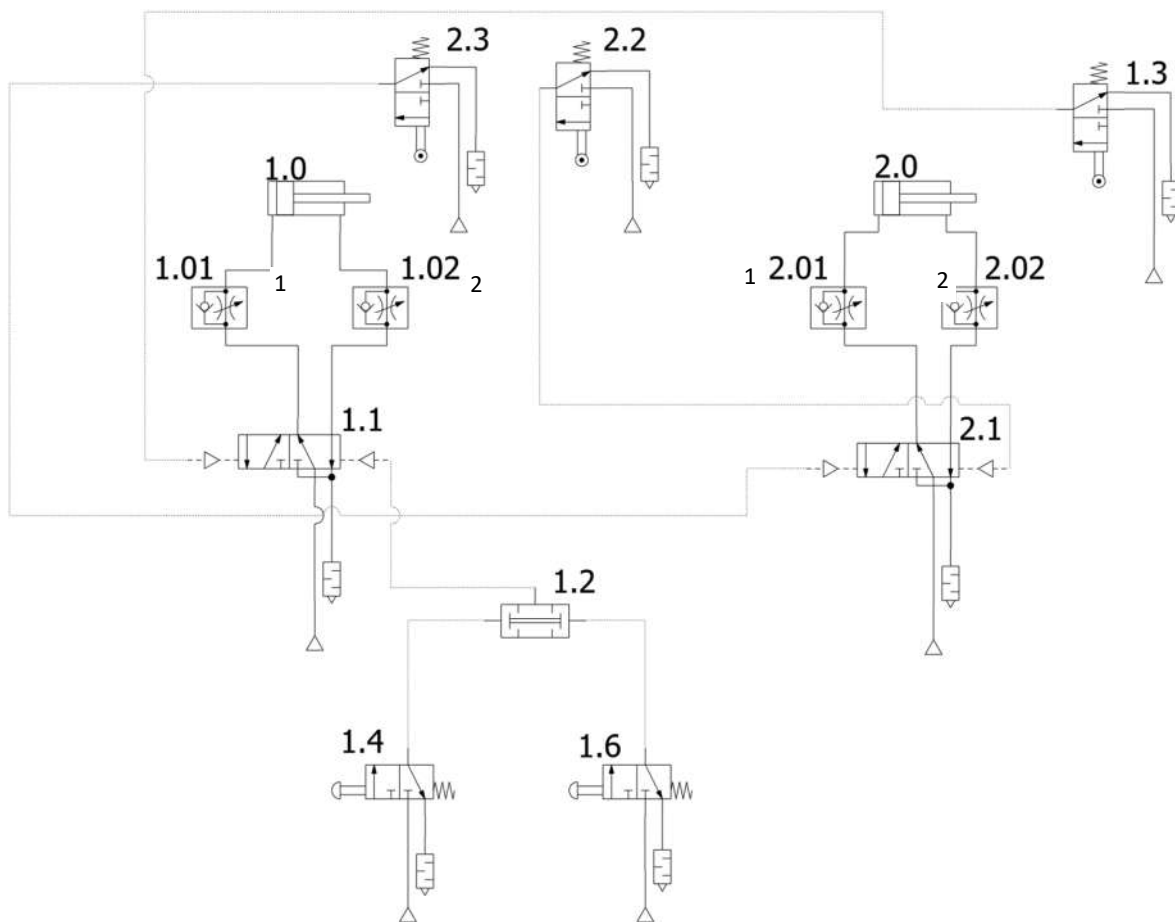


Figura 2.21. Circuito pneumático para a esteira transportadora

Neste diagrama, está um circuito pneumático que resolve o diagrama trajeto-passo proposto para o problema, segundo a figura 2.22.

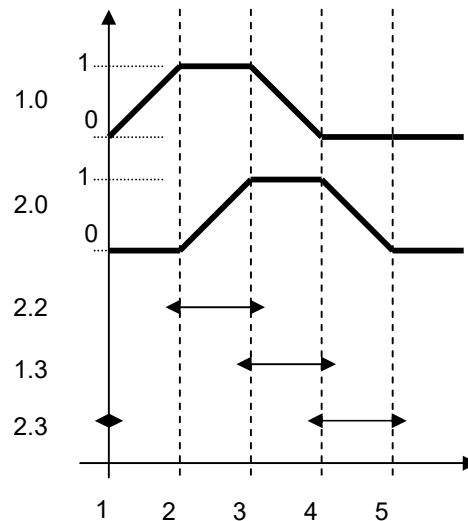


Figura 2.22. Trajeto-passo para a esteira transportadora

Os elementos no diagrama foram identificados numericamente, segundo a seguinte regra:

- Os elementos de trabalho são numerados como 1.0, 2.0, etc.

Para as válvulas, o primeiro número está relacionado a qual elemento de trabalho ou cadeia de elementos em geral associadas a um elemento de trabalho elas influem:

- O número da direita da vírgula 1 é reservado para a válvula de controle principal do pistão, ou o elemento de comando.

- Para as válvulas direcionais que compõem o circuito de acionamento do pistão, ou elementos de sinais, o número a direita do ponto é par (maior do que zero) se a válvula é responsável pelo avanço do elemento de trabalho e ímpar (maior do que 1) se a válvula é responsável pelo retorno do elemento de trabalho.

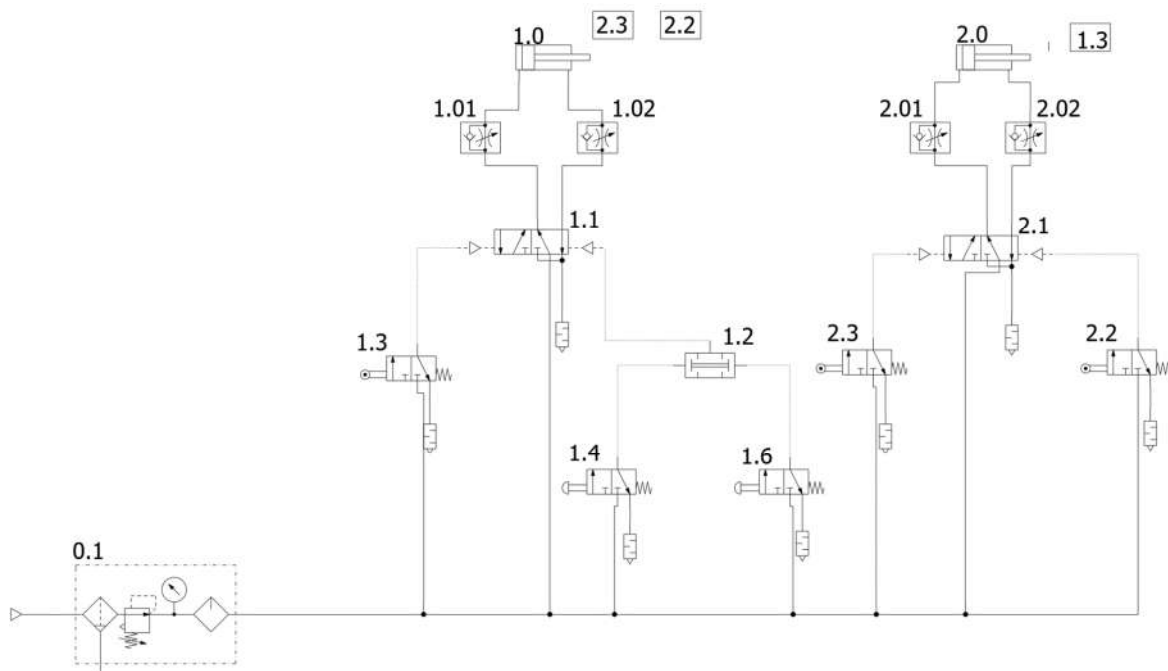
- Para os elementos de regulação (válvulas de fluxo), ou elementos auxiliares, o número a direita do ponto é o número "0" seguido de um número par (maior do que zero) se a válvula afeta o avanço e ímpar se a válvula afeta o retorno do elemento de trabalho.

- Para os elementos de tratamento e distribuição do ar comprimido o primeiro número é "0" e o número depois do ponto corresponde à sequência com que eles aparecem.

Deve-se notar que a representação de suprimento de ar comprimido é simplificada por um símbolo triangular na extremidade da linha de alimentação. Um símbolo triangular semelhante, porém com orientação invertida é utilizado para indicar linha aberta à atmosfera, ou escape. Também é usual a diferenciação de linhas de ar comprimido com função relacionada a sinalização (linhas tracejadas) das linhas com função de alimentação dos atuadores (linhas cheias).

As válvulas 0.1 e 0.2 de acionamento manual precisam ser acionadas simultaneamente para que o cilindro 1.0 avance como condição de partida do ciclo. Este mecanismo é conhecido por bi-manual e é utilizado como mecanismo de segurança.

Uma forma simplificada de se representar o mesmo circuito seria como na figura 2.23. As válvulas de identificação de fim de curso são indicadas em suas posições e detalhadas nos circuitos de pilotagem de cada cilindro (linhas tracejadas).



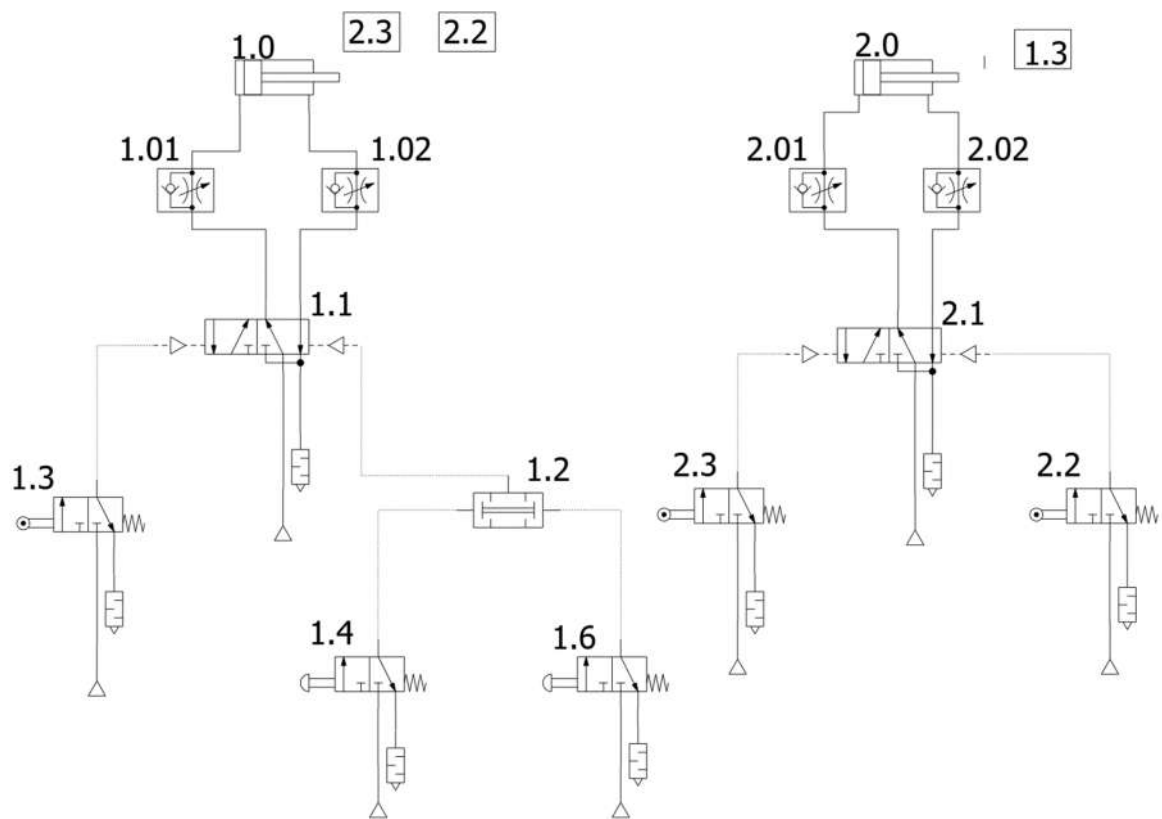
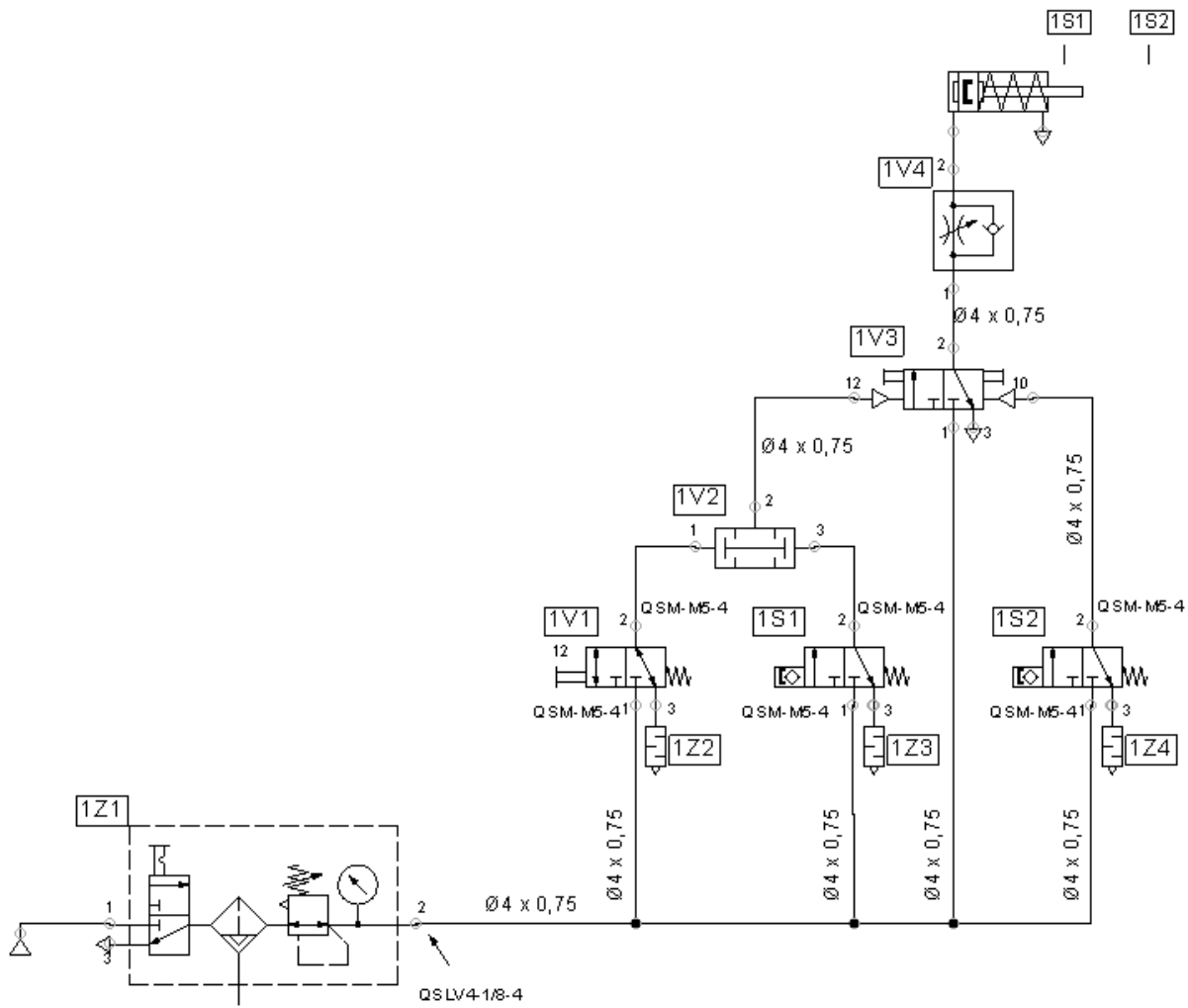


Figura 2.23. Circuito pneumático simplificado para a esteira transportadora com e sem indicação do Lubrefil

Outra forma para se identificar elementos componentes de um circuito pneumático é através de letras, conforme a regra adiante:

- Elementos de trabalho: número sequencial + letra A (1A, 2A, 3A, ...)
- Elementos de tratamento e distribuição do ar comprimido: número sequencial + letra P ou Z (1P/1Z, 2P/2Z, 3P/3Z, ...)
- Elemento de comando e válvulas: número do atuador + letra V + número sequencial (1V1, 1V2, ... 2V1, 2V2, ...)
- Elementos de sinais (fins de curso): número do atuador + letra S + 1 para recuado ou 2 para avançado (1S1, 1S2, ... 2S1, ...)
- Outros componentes: número do atuador + letra Z + número sequencial (1Z1, 1Z2, ... 2Z1, ...)

O diagrama adiante exemplifica tal sistema de identificação.



Pode-se utilizar de reservatórios de ar comprimido para obter-se temporização de movimentos. O exemplo a seguir indica uma temporização no avanço do cilindro 1.0. A ação constante sobre 1.2 não provocará o avanço instantâneo em 1.0. O tempo de enchimento de R e controlado por L.

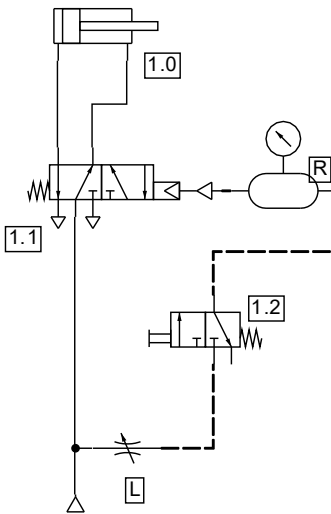
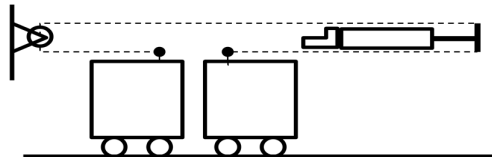


Figura 2.24. Circuito com temporização no avanço

Exemplo 2.2

O circuito adiante é temporizado e aciona um mecanismo seguro de abertura de um portão pelo cilindro indicado.



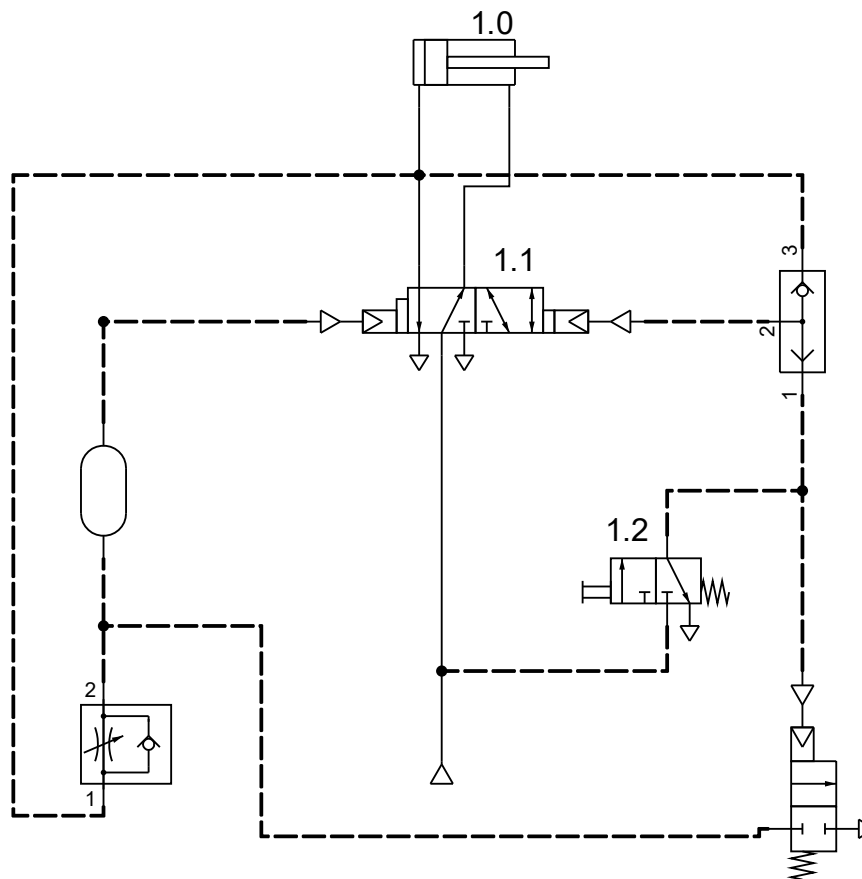
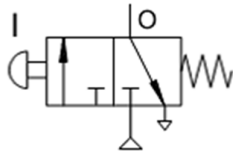


Figura 2.25. Circuito com temporização no ciclo com segurança

Neste circuito, uma ação sobre 1.2 abrirá as portas pelo avanço do cilindro 1.0. Após certo tempo as portas se fecharão. Note que a válvula 1.1 é diferenciada (maior diâmetro no êmbolo-piloto da esquerda e menor do da direita), o que lhe confere a propriedade de ter um sinal piloto (da esquerda) dominante.

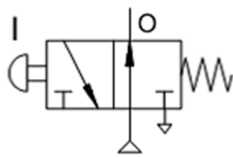
Enquanto abertas as portas, uma outra ação em D leva a temporização novamente a zero (1ª segurança). Além disso, uma ação permanente sobre D liga o reservatório à atmosfera, mantendo as portas abertas.

É possível ao projetista, com o arranjo de válvulas direcionais nos circuitos de sinais pneumáticos, a composição de lógicas combinacionais complexas. Para tanto faz-se uso de técnicas como tabela verdade, lógica de Boole e mapas de Karnaugh para projetar os circuitos. Adiante apresentam-se algumas funções lógicas elementares implementadas com válvulas pneumáticas.



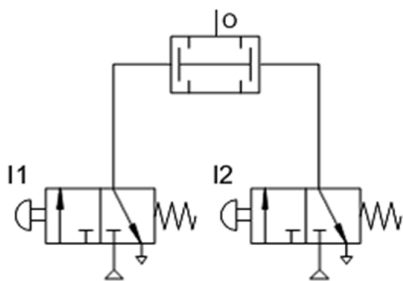
Identidade

$$I = O$$



Negação

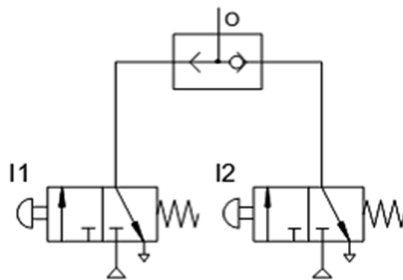
$$\bar{I} = O$$



Lógica E

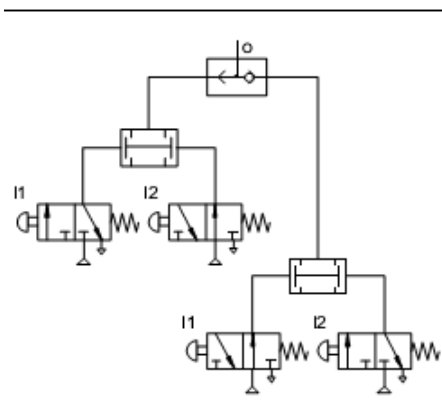
$$I1 \wedge I2 = O$$

OBS. Este circuito pode ser substituído pelo arranjo em série das válvulas 3x2.

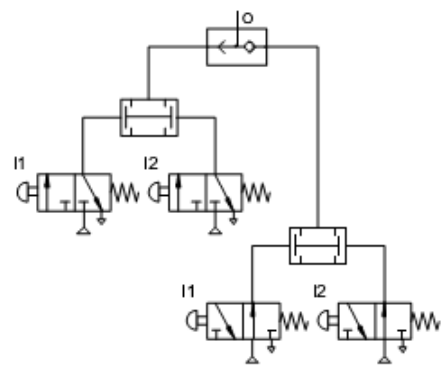


Lógica OU

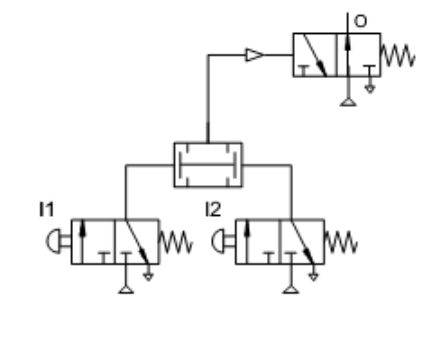
$$I1 \vee I2 = O$$



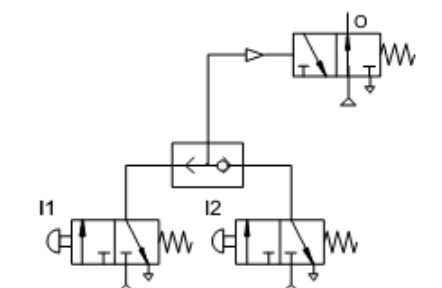
OU Exclusivo



Equivalência



NAND



NOR

Métodos Sistemáticos de Projeto

Em circuitos onde o projeto é demasiado complexo para a aplicação do método intuitivo, pode-se utilizar um método sistemático. É importante, neste caso, identificar se a sequência de movimentos ou de passos é direta ou indireta. Para isso dividimos a sequência ao meio. Se as letras estiverem na mesma sequência em ambas as partes, trata-se de uma sequência direta, caso contrário é uma sequência indireta. A exceção acontece quando uma letra aparece mais de uma vez em uma das partes.

Abaixo temos exemplos de sequências diretas e indiretas:

A+ B+ | A- B- (sequência direta)

A+ B+ | B- A- (sequência indireta)

A+ C+ B- | A- C- B+ (sequência direta)

A+ B- B+ | A- B- B+ (sequência direta)

Em sequências com movimentos simultâneos de dois ou mais cilindros, pode-se inverter a ordem dos cilindros dentro dos parênteses sem alterar a sequência original. Desta forma, sequências que aparentemente são indiretas podem ser constituídas em sequências diretas como a seguir:

A+ B- | (B+ A-) = A+ B- | (A- B+) (sequência direta)

A+ B+ (A- | C+) B- C- = A+ B+ (C+ | A-) B- C- (sequência direta)

Sugere-se que o método intuitivo deve ser aplicado somente a circuitos de sequência direta e que caso a sequência projetada for indireta, então é necessário um método sistemático.

A resolução do problema da esteira transportadora pode ser realizada por um método sistemático, tal qual o **método cascata**. A aplicação deste método sistemático em sequências indiretas é viável conforme mencionado. Este é um método que consiste em se cortar a alimentação de ar comprimido dos elementos de sinal que estiverem provocando uma contrapressão na pilotagem de válvulas direcionais, interferindo, dessa forma, na sequência de movimentos dos elementos de trabalho. Em outras palavras, pelo método cascata busca-se garantir que não se ativem ao mesmo tempo dois sinais piloto em uma válvula direcional.

O método baseia-se na eliminação da possibilidade de ocorrência de sobreposição de sinais nas válvulas de comando dos atuadores através da divisão da sequência de trabalho em grupos de

movimentos e do relacionamento destes grupos com linhas de pressão. Através da utilização apropriada de arranjos pré-estabelecidos de válvulas de inversão, apenas uma linha poderá estar pressurizada a cada instante de tempo. O comando CASCATA resume-se em dividir criteriosamente uma sequência complexa em varias sequências mais simples, onde cada uma dessas divisões recebe o nome de grupo de comando. Não existe número máximo de grupos mais sim, um número mínimo, 2 (dois) grupos.

Roteiro de aplicação do método:

1 - Dividir a sequência em grupos de movimentos, sem que ocorra repetição de movimento de qualquer atuador em um mesmo grupo (Letras iguais com sinal algébrico oposto não podem ficar numa mesma linha ou grupo). Parte-se da indicação algébrica da sequência de movimentos: A + B + B - A -

Divisão dos grupos: A + B + | B - A -

A + B + \Rightarrow Grupo de comando 1

B - A - \Rightarrow Grupo de comando 2

Outros exemplos: A + B + / B - A - / B+ / B- /

A + B + / B - C + / C- A - /

A + B + C + / C - B - A -

A + B + / A - / A + B - / A - / A+ C + / C- A - /

2 - Cada grupo de movimentos deve ser relacionado com uma linha de pressão. Para tanto deve ser utilizado o arranjo de válvulas inversoras (ou de memória) que permite estabelecer o número de linhas de pressão. Para se determinar o número de válvulas que serão utilizadas no conjunto de válvulas memória, deve-se levar em consideração o número de grupos de comandos (linhas), ou seja:

Numero de válvulas = número de grupos - 1 ($N_v = N_g - 1$)

O conjunto de válvulas memória será composto geralmente por válvulas de quatro ou cinco vias com duas posições e acionamento por duplo piloto pneumático positivo.

3 - Verificar ao final do ciclo, qual linha permanece pressurizada. Isto irá depender da sequência considerada e da divisão escolhida. Exemplo: A+ B+ | A- C+ B- | C-. Nota-se neste caso a sequência dá origem a um sistema cascata com três linhas e com a última linha (linha 3) pressurizada ao final do ciclo.

Quando o último grupo é composto por movimentos que, se unidos ao primeiro grupo não desobedece à regra da primeira etapa, pode-se unir o último grupo ao primeiro reduzindo assim o número de linhas e o número de memórias.

No exemplo anterior teríamos a seguinte alteração possível: C- A+ B+ | A- C+ B-

4 - Construir o sistema cascata, identificando os elementos:

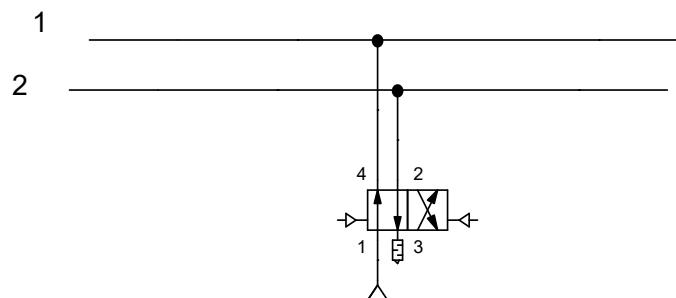
Elementos de Trabalho: 1, 2, 3, 4, 5, ...

Elementos de Sinal em Recuo: 1.1, 2.3, 3.3 ...

Elementos de Sinal em Avanço: 1.2, 2.2, 3.4 ...

5 - Construção do sistema e verificação da sequência de comutação.

Caso 1 – Sistema com Duas Linhas: A primeira válvula do conjunto alimenta o primeiro e o segundo grupo de comando.



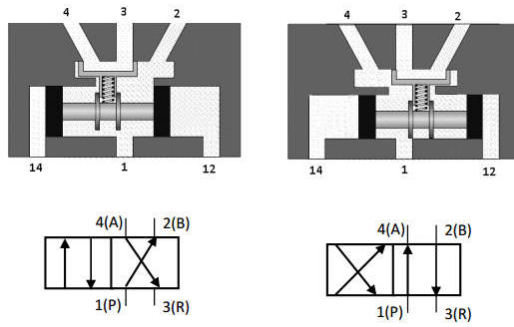
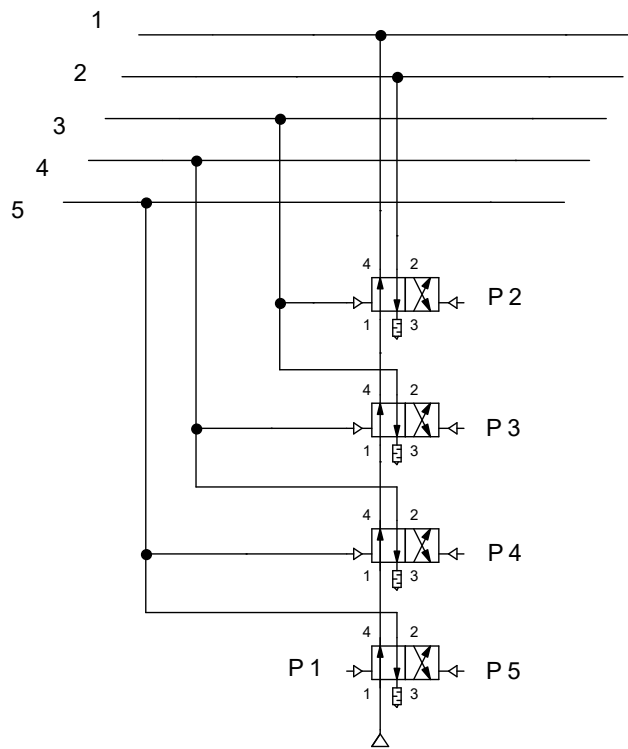


Figura 2.24. Circuito pneumático de comutação cascata com dois grupos: apenas uma válvula ($N_v = N_g - 1$) e esquema construtivo com carretel da válvula 4/2

Caso 2 - Para a aplicação do método cascata em circuitos mais de dois grupos, cada válvula de comando inferior é ligada à tomada de pressão da superior pela sua via utilização de 4. Cada via de



utilização 2 de cada válvula inferior deverá ser ligada à pilotagem da válvula superior e ao grupo consecutivo, conforme a figura 2.25.

Figura 2.25. Circuitos pneumáticos de comutação cascata com cinco grupos

6 - Interligar, apropriadamente, às linhas de pressão os elementos de sinal que realizam a comutação de posição das válvulas de comando dos diversos atuadores e das válvulas inversoras das linhas de pressão. A figura 2.26 apresenta o circuito completo para o exemplo dado.

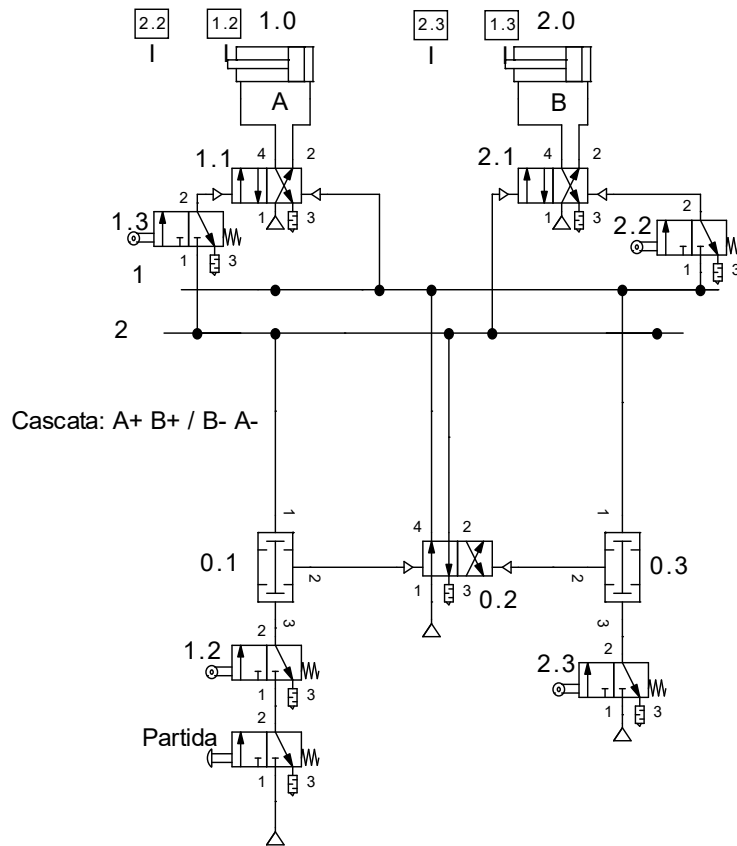


Figura 2.26. Circuito pneumático final em cascata

A resolução do mesmo problema e de outros com seqüência indireta pode ser realizada por outro método sistemático, denominado **método passo a passo**. Neste método há a individualidade dos passos do diagrama, onde cada movimento individual ou simultâneo ocorre baseado no comando de uma saída, a qual foi habilitada no passo anterior pelo respectivo sensor de fim de curso. Este método parte da divisão da seqüência dos movimentos em grupos de movimentos individuais:

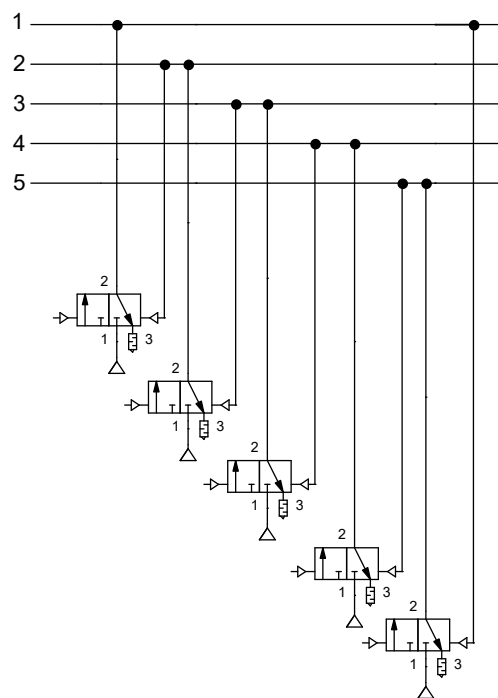
A + | B + | B - | A -

I II III IV (Grupos I a IV)

Cada passo será comandado nesta técnica por uma válvula 3/2 vias duplo piloto pneumático. O número de válvulas de comando é igual ao número de passos. As válvulas de comando apresentam três funções básicas:

- Despressurizar o passo de comando anterior;
- Pressurizar a válvula que será acionada a fim de efetuar a mudança para o próximo passo;
- Efetuar o comando da válvula de trabalho, dando a origem ao movimento do passo a ser executado.

A disposição das válvulas de comando e suas ligações são efetuadas segundo a figura 2.27, para



um circuito de 5 passos:

Figura 2.27. Circuito pneumático de comutação passo a passo com cinco grupos

A última etapa do método é a conexão dos pilotos das válvulas direcionais ligadas aos elementos de trabalho aos grupos correspondentes, conforme a figura 2.28.

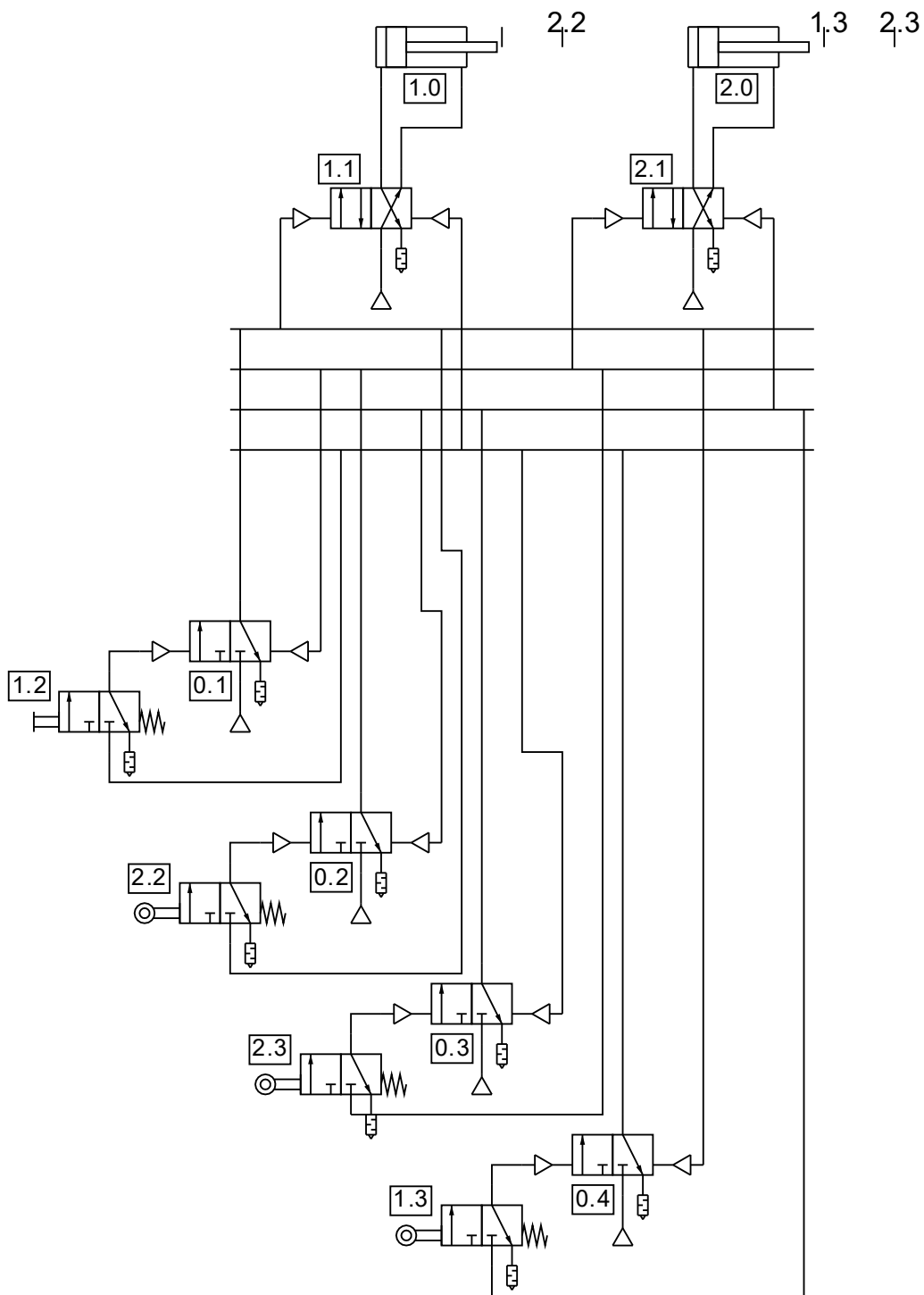


Figura 2.28. Circuito pneumático completo passo a passo A+ B+ B- A-

5. TÉCNICAS DE PARADAS DE EMERGÊNCIA

Geralmente se faz necessária a interrupção da sequência de operação de uma determinada máquina, decorrente de uma dada emergência, como um travamento, desalinhamento dos seus componentes, risco de acidente ou alguma outra situação que caracteriza um mau funcionamento. O operador realiza esta operação pressionando “botão de pânico” ou botão de parada de emergência (*E-STOP*), preferivelmente grande, vermelho e de fácil acesso. Existem vários tipos de parada de emergência para serem escolhidos, tudo depende das considerações adotadas para uma aplicação específica.

Após qualquer parada de emergência, a causa do mau funcionamento deve ser eliminada, logo em seguida um botão de *RESTART* ou *RESET* é pressionado para que o sistema retome a sequência de funcionamento, geralmente do mesmo ponto em que foi interrompido. Este botão de *RESTART* não pode ser parecido com o botão de *START* este utilizado para a inicialização da sequência do sistema, evitando assim uma confusão entre eles. Em outras palavras, o sinal de *START* deve afetar a operação somente após a conclusão da sequência anterior e o sinal de *RESTART* deve afetar as funções em qualquer momento após a sequência ser interrompida por um sinal de parada.

Pode-se projetar os circuitos de *STOP-RESTART* com um botão pulsador operando uma válvula 3/2 sem retorno por mola, de acordo com a Fig.2.29a. Pressionando o botão, o sinal “C” (continuar ciclo) é interrompido e o circuito ou alguma parte dele é despressurizado. Para que o circuito seja novamente pressurizado, o botão deve ser puxado na direção *RESTART*, pois não há retorno por mola. Algumas vezes é necessário evitar que o operador reinicie a sequência por conta própria. Para isto, pode ser usada a válvula da Fig.2.29b com dois botões. Ambos os botões surtem efeito somente quando ativados; quando são puxados não afetam a válvula.

A válvula apresentada pode, por exemplo, ser montada dentro de uma carcaça lacrada, com o botão de *STOP* do lado de fora e o botão de *RESTART* do lado de dentro. Isto permite que somente o supervisor que possui a chave possa verificar a causa da anomalia, antes de tomar a decisão de retomar a operação.



Figura 2.29. Válvula de reinício (a) com um único botão, e botões separados para parada e reinício (b).

Frequentemente, em grandes instalações, é necessário que a atuação de *STOP* e *RESTART* seja feita de um local remoto, ou até mesmo por botões de *STOP* instalados em locais estratégicos. Um exemplo é mostrado na Fig.2.30, onde são utilizados dois botões de *STOP*. (Para cada botão de *STOP* adicional, mais uma válvula de condição será necessária). Pressionando qualquer botão de *STOP* momentaneamente altera a válvula 3/2 com duas linhas piloto a interromper o sinal C.

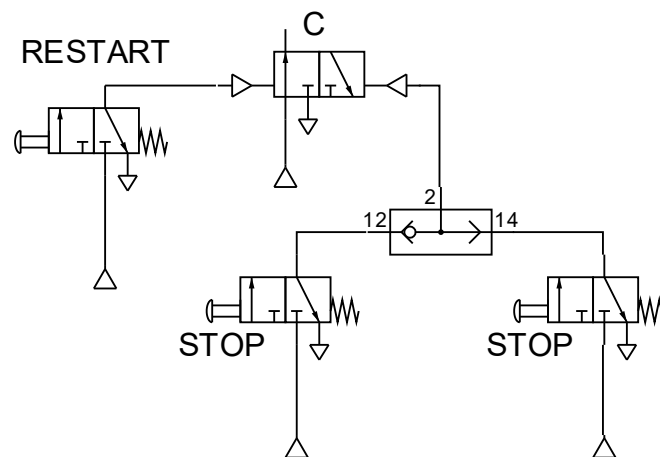


Figura 2.30. Sistema de controle remoto PARADA-REINICIO com múltiplos botões de parada.

Conforme mencionado anteriormente, o sinal “C” pode ser utilizado em circuitos de parada de emergência de algumas formas diferentes, conforme os circuitos apresentados a seguir.

Circuitos Não Mudar e Não Mover (cilindros livres)

No tipo de parada de emergência **Não Mudar**, qualquer cilindro que esteja em repouso quando o botão de STOP for pressionado se manterá na posição de repouso. Qualquer cilindro que esteja em movimento quando o botão de STOP for pressionado completará seu ciclo e depois irá manter-se na posição de repouso.

Este método requer uma válvula 3/2 conectada à linha de fornecimento de ar para as todas as válvulas de fim de curso, como mostra a Fig.2.31. No momento em que o sinal C é interrompido, a válvula 3/2 retorna para a sua posição normal, despressurizando todas as válvulas de fim de curso. Uma vez neutralizadas as válvulas de fim de curso, nenhum novo passo da sequência poderá ser iniciado. Quando o sinal C é reativado pelo botão de RESTART, o ar passa novamente pela válvula 3/2 para as válvulas de fim de curso, e a sequência volta do ponto em que foi interrompida. O sinal C é produzido pelo circuito da Fig. 2.29 ou 2.30.

No circuito **Não Mover**, o mesmo princípio se aplica ao fornecimento de ar comprimido para as válvulas direcionais dos atuadores. Neste caso os cilindros serão despressurizados e ficarão livres. Este método deve ser utilizado com cuidado principalmente com cilindros que suportam estruturas ou cargas.

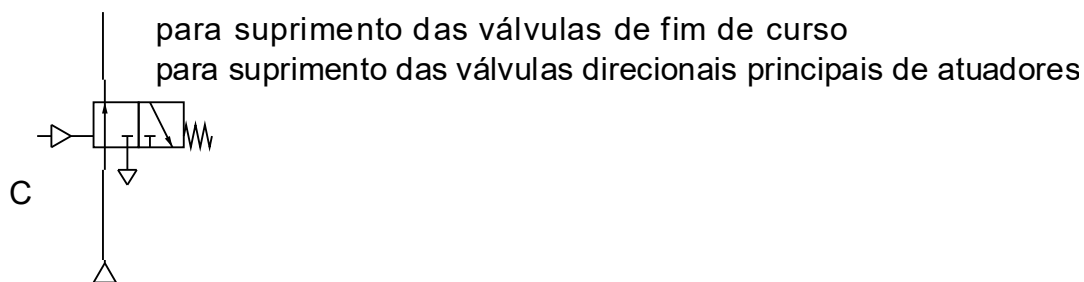


Figura 2.31. Circuito de controle Não Mudar e Não Mover.

Circuito Pistão Bloqueado

No momento em que o botão de STOP é pressionado, o pistão deve ser bloqueado na posição onde está, isto é, ele não deve ficar livre como no método “Não Mover”. Isto requer duas válvulas adicionais 3/2 ou 2/2 por cilindro. Como mostra a Fig.2.32.

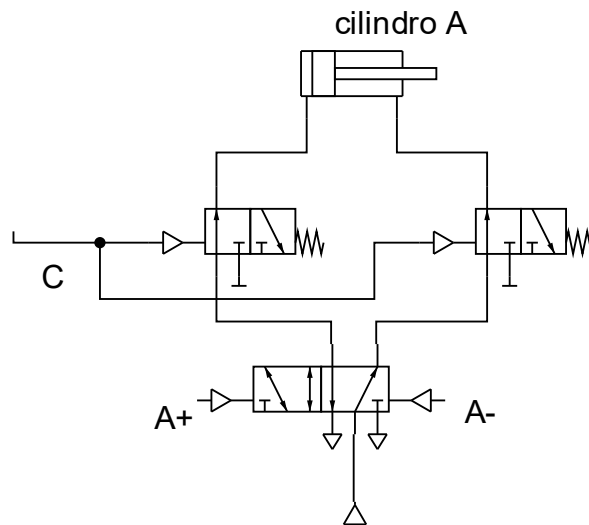


Figura 2.31. Circuito de controle Pistão Bloqueado.

Quando o sinal C é interrompido, as duas válvulas 3/2 voltam para suas posições normais, e ambas as vias de utilização conectadas ao cilindro são conduzidas para uma bloqueada.

Como resultado, as vias de alimentação do cilindro são seladas bloqueando o pistão. Devido a compressibilidade do ar, o ar retido nas câmaras do cilindro não provoca um bloqueio absoluto. Para minimizar este efeito, as duas válvulas 3/2 devem ser montadas o mais próximo possível do cilindro para diminuir o volume de ar bloqueado. Se um bloqueio absoluto for necessário, um circuito hidropneumático deve ser utilizado.

As duas válvulas adicionais 3/2 da Fig.2.31, podem ser eliminadas e a válvula 5/2 de acionamento do cilindro pode ser substituída por uma válvula 5/3 (Fig. 2.10b), isto é uma válvula de três posições com uma posição de centro fechado. No entanto, isto requer um redesenho completo do circuito de controle, uma vez que esta válvula é sustentada pelos sinais pilotos.

Método de Parada com Posição Segura

Para cada cilindro, uma das duas posições "+" ou "-", é definida como posição segura, e o pistão irá para esta ou manterá esta posição quando o botão de STOP for acionado, mesmo se isto significar inverter o sentido do movimento.

A Fig.2.32 mostra este método de parada aplicado em um cilindro "A", para o qual "A+" é definida como a posição segura para o cilindro.

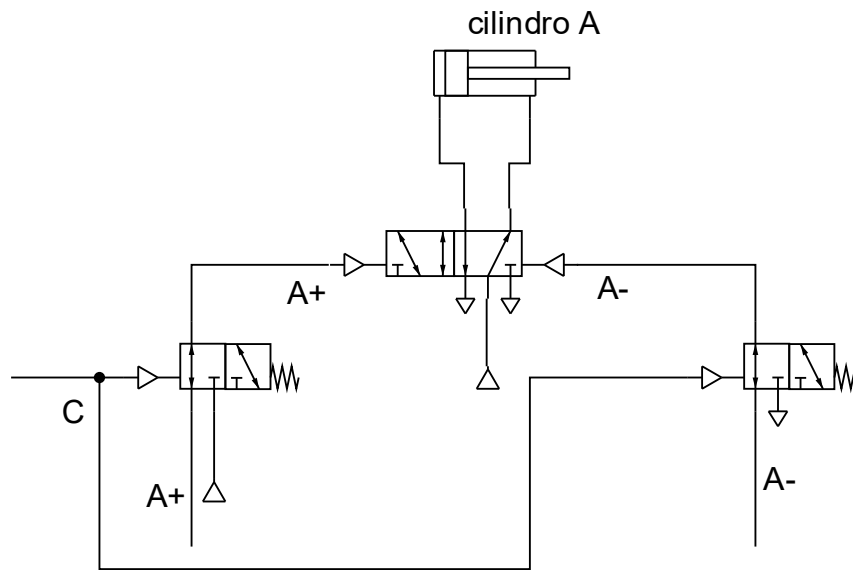


Figura 2.32. Circuito de controle com Posição Segura.

Enquanto $C = 1$, ambas as válvulas 3/2 passam os sinais A- ou A+ vindos do circuito de controle para os respectivos pilotos VA- e VA+. Quando $C = 0$, ambas as válvulas 3/2 voltam para sua posição normal, então $VA+ = 0$ e $VA- = 1$.

Uma alternativa para o atendimento de mais de um cilindro é apresentada na figura a seguir.

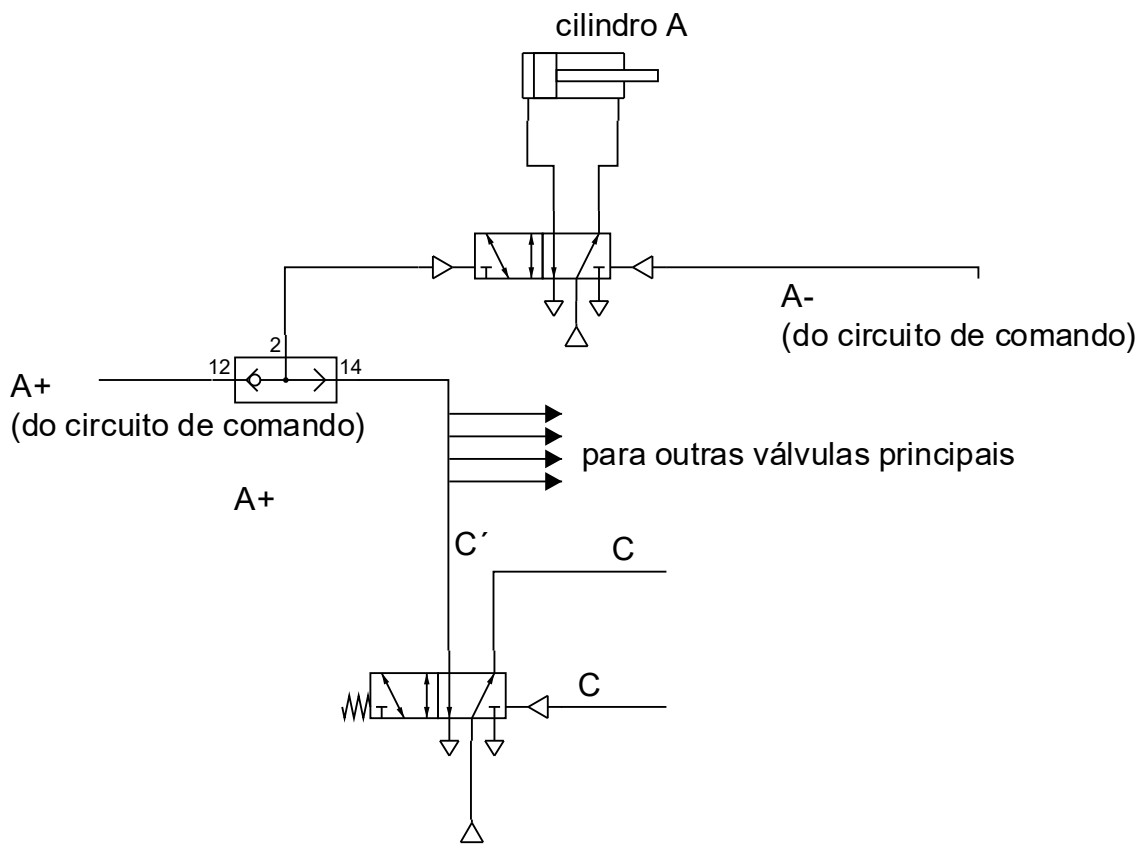


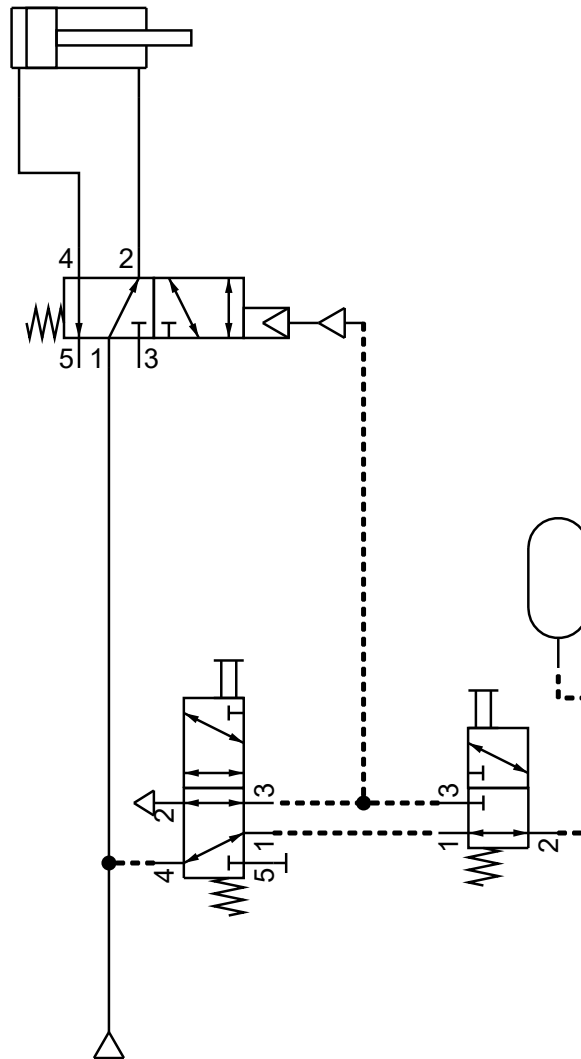
Figura 2.33. Circuito de controle com Posição Segura para vários cilindros.

No exemplo da Fig. 2.33, uma válvula 5/2 é necessária para bloquear o suprimento de ar para o circuito (exceto para a atuação do cilindro) quando C é interrompido. Por exemplo, se o sistema de controle for do tipo cascata, a válvula 5/2 é conectada na linha de suprimento dos grupos. Deve-se notar que se C é restabelecido após uma parada de emergência, a sequência não necessariamente continuará como normalmente programada, porque a posição de segurança de cada cilindro pode perturbar a ordem da sequência regular de funcionamento. Isto pode ativar um sinal de fim de curso não previsto e afetar o circuito de controle de forma inesperada. É necessário, portanto, reiniciar todo o sistema e repetir a sequência desde o início. Este problema deve ser considerado antes da escolha do método de parada de emergência.

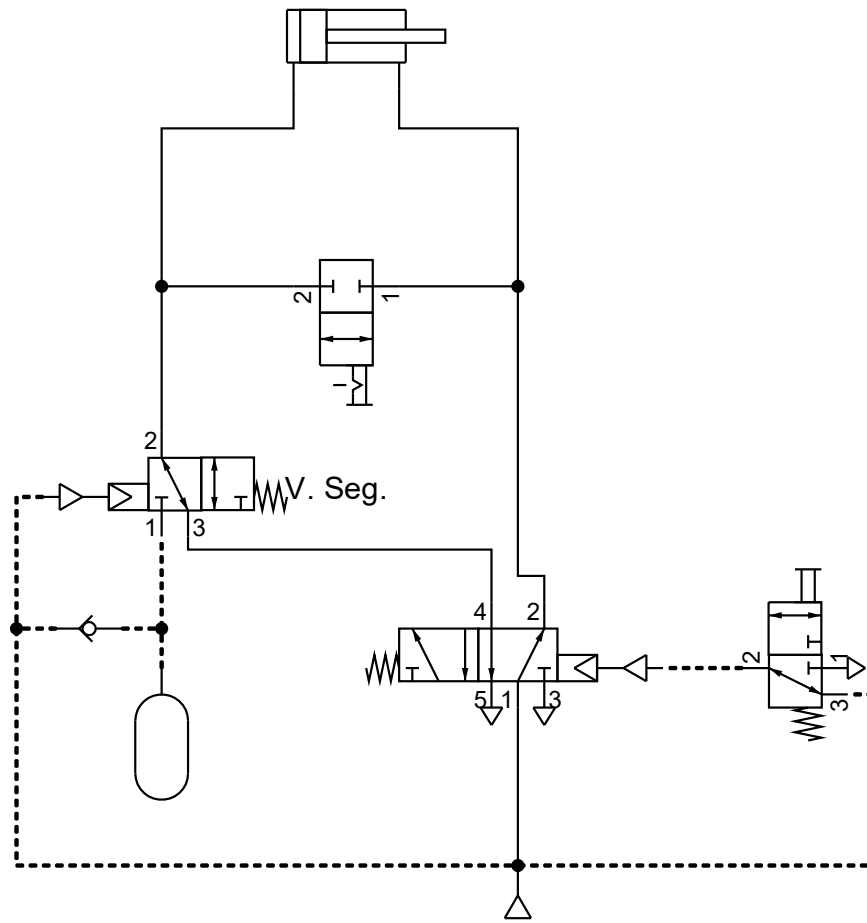
Alguns Circuitos de Segurança

Existem diversas possibilidades de se projetar circuitos de segurança dependendo das imposições locais de fabricação de máquinas e equipamentos. A seguir apresentam-se dois exemplos representativos de situações típicas em instalações industriais.

1. Exemplo de comando a duas mãos - circuito bi manual



2. Exemplo de circuito de segurança para o caso de falta de ar comprimido



6. EXERCÍCIOS

1. Comandar um Cilindro de Simples Ação Utilizando uma Válvula Simples Piloto (Comando Indireto).
2. Comandar um Cilindro de Simples Ação Utilizando uma Válvula Duplo Piloto.
3. Comandar um Cilindro de Simples Ação de Dois Pontos Diferentes e Independentes (Utilizar Elemento OU).
4. Comandar um Cilindro de Simples Ação Através de Acionamento Simultâneo de Duas Válvulas Acionadas por Botão (Comando Bimanual, Utilizar Elemento E).
5. Comando Bimanual com Duas Válvulas 3/2 vias Botão Mola em Série.

6. Comando Direto de um Cilindro de Dupla Ação, sem Possibilidade de Parada em seu Curso.
7. Comandar um Cilindro de Dupla Ação com Paradas Intermediárias.
8. Comando Indireto de um Cilindro de Dupla Ação, Utilizando uma Válvula Simples Piloto.
9. Comando Indireto de um Cilindro de Dupla Ação, Utilizando uma Válvula Duplo Piloto e com Controle de Velocidade do Cilindro.
10. Comando de um Cilindro de Dupla Ação com Avanço Lento e Retorno Acelerado.
11. Avanço com Retorno Automático de um Cilindro de Dupla Ação, com Controle de Velocidade para Avanço e Retorno (Ciclo Único).
12. Comando de um Cilindro de Dupla Ação com Ciclo Único, Controle de Velocidade e Emergência com Retorno Imediato do Cilindro.
13. Comando de um Cilindro de Dupla Ação, com Ciclo Contínuo Utilizando uma Válvula Botão Trava e Controle de Velocidade.
14. Comando de um Cilindro de Dupla Ação com Opção de Acionamento para Ciclo Único ou Ciclo Contínuo.
15. Comando de um Cilindro de Dupla Ação com Ciclo Único ou Ciclo Contínuo e Emergência com Retorno Imediato do Cilindro.
16. Comando de um Cilindro de Dupla Ação Através de Três Sinais Diferentes e Independentes com Confirmação de Posição Inicial.
17. Comando de um Cilindro de Dupla Ação com Controle de Velocidade, Ciclo Contínuo Utilizando Válvula Botão Trava. Retorno do Cilindro Através de Pressão Diferencial do Sistema.
18. Comando de um Cilindro de Dupla Ação, Avanço Acelerado, Retorno Lento, Ciclo Contínuo.
19. Comando de um Cilindro de Dupla Ação, Controle de Velocidade, Ciclo Contínuo com um Botão de Partida e um Botão de Parada.
20. Projetar um Circuito em Ciclo Único, Ciclo Contínuo e Parada do Ciclo Contínuo para um Cilindro de Dupla Ação.
21. Elaborar um Sistema com Forma Sequencial $A + B + A - B -$, com Comando Bimanual para Cilindros de Dupla Ação.

22. Elaborar um Sistema com Forma Sequencial $A + B + A - B -$, Ciclo Contínuo, Emergência, com Temporização para Início de Avanço do Cilindro B para Cilindros de Dupla Ação.
23. Elaborar um Sistema com Forma Sequencial $A + B + B - A -$, Ciclo Contínuo, com Controle de Velocidade para Cilindros de Dupla Ação.
24. Elaborar um Sistema com Forma Sequencial $A + B + B - A -$, Ciclo Contínuo, com Controle de Velocidade, Ciclo Único, Parada de Ciclo Contínuo para Cilindros de Dupla Ação.
25. Elaborar um Sistema com Forma Sequencial $A - B + (A + B -)$, com Comando Através de Bloco Bimanual, e Emergência para Cilindros de Dupla Ação.
26. Elaborar um Sistema com Forma Sequencial $A + B + (C + B -) C - A -$, Ciclo Contínuo, Emergência, Parada de Ciclo Contínuo, Cilindro A de Simples Ação.
27. Elaborar um Sistema com Forma Sequencial $A + B + B - A -$, Ciclo Contínuo, com Controle de Velocidade, sem Utilização de Fim de Curso Gatilho para Cilindros de Dupla Ação.
28. Elaborar um Sistema com Forma Sequencial $A + (B + C -) B - (A - C +)$, Ciclo Contínuo, Cilindro C de Simples Ação, Utilização de Fim de Curso Rolete Mola.
29. Elaborar um Sistema com Forma Sequencial $A + B + B - A - B + B -$, com Comando Bimanual para Cilindros de Dupla Ação.