



UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
LABORATÓRIO DE SISTEMAS HIDRÁULICOS E PNEUMÁTICOS



Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle

PARTE II - Sistemas Pneumáticos para Automação

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.

Florianópolis, Março de 2001

Escritório de Direitos Autorais – Nº registro: 328.561 – Livro: 602 – Folha: 221 – Obra não publicada

Índice

1	Introdução	1
2	Fontes de Ar Comprimido e Sistemas Pneumáticos	2
3	Sistemas de Atuação Pneumáticos	6
3.1	Cilindros de simples ação com válvulas direcionais	6
3.1.1	Componentes pneumáticos	8
3.2	Cilindros de dupla ação com válvulas direcionais	11
3.2.1	Componentes pneumáticos	13
3.2.2	Controle de velocidade	13
4	Estrutura Global dos Sistemas Pneumáticos.....	15
5	Modelagem e Dimensionamento Estático dos Circuitos de Atuação.....	18
5.1	Introdução.....	18
5.2	Escoamento Compressível em Válvulas Pneumáticas	18
5.2.1	Propagação de uma Onda Acústica	18
5.2.2	Propriedades de Estagnação.....	22
5.2.3	Escoamento em Regime Permanente de Gases Ideais.....	23
5.2.4	Vazão em Bocais, Orifícios e Válvulas	28
5.3	Embasamento para o Dimensionamento de Válvulas.....	33
5.4	Normas para determinação da vazão em válvulas pneumáticas	36
5.4.1	Norma VDI 3290	36
5.4.2	Norma ISO 6358.....	37
5.4.3	Norma ANSI/(NFPA) T3.21.3	40
5.4.4	Correlação entre normas	41
5.5	Método de Seleção do Conjunto Válvula Direcional e Cilindro empregando a ISO 6358....	41
6	Projeto do Sistema de Processamento de Informações	44
6.1	Introdução: Métodos de projeto	44
6.2	Método intuitivo para pneumática pura e eletropneumática.....	47
6.2.1	Pneumática pura.....	47
6.2.2	Eletropneumática	49
6.3	Métodos cascata e seqüência mínima.....	51
6.3.1	Método cascata para pneumática pura	51
6.3.2	Método seqüência mínima para eletropneumática.....	55
6.4	Programação Convencional de CLP's	58
6.5	Método passo-a-passo generalizado (inclui passo-a-passo da pneumática pura e sequencia máxima)	59
6.5.1	Princípios para construção do diagrama funcional	60
6.5.2	Solução empregando pneumática pura (Passo-a-passo da pneumática pura)	64
6.5.3	Solução empregando eletropneumática (Seqüência Máxima)	66
6.5.4	Solução empregando CLP.....	68
6.6	Exemplo de projeto do sistema de processamento de informação	70

7	Referências Bibliográficas	79
---	----------------------------------	----

PARTE II – SISTEMAS PNEUMÁTICOS PARA AUTOMAÇÃO

1 Introdução

Conforme estabelecido na ISO 5598 – Sistemas e Componentes Hidráulicos e Pneumáticos – Terminologia, a **pneumática** refere-se a ciência e tecnologia que trata do uso do ar ou gases neutros como meio de transmissão de potência.

Dentro deste contexto, pode-se identificar dois domínios tecnológicos distintos. O primeiro refere-se a produção, condicionamento e distribuição do ar comprimido, compreendendo o estudo de processos de compressão, filtragem e secagem, assim como o desenvolvimento tecnológico e dimensionamento dos componentes para realizar estas funções.

Alimentados pela fonte de ar comprimido estão os circuitos pneumáticos, que incluem válvulas e cilindros interligados através de tubulações, tendo como objetivo a conversão, de forma controlada, da energia pneumática em energia mecânica de translação ou de rotação. O circuito pneumático é entendido como parte de um sistema pneumático o qual engloba também os sensores, controladores, circuitos elétricos e demais componentes que viabilizam a automação ou controle de um processo.

A pneumática vem ampliando cada vez mais sua presença na indústria em face da capacidade de realizar ações rápidas e de forma segura, principalmente quando se trata de servir como atuação mecânica em equipamentos com ciclos operacionais complexos.

2 Fontes de Ar Comprimido e Sistemas Pneumáticos

Os circuitos pneumáticos presentes em máquinas industriais, veículos, consultórios odontológicos etc. necessitam de uma **fonte de ar comprimido** com pressão constante e com capacidade de fornecer a vazão consumida pelos componentes do circuito. Esta fonte inclui *unidade de produção, distribuição e condicionamento* de ar comprimido conforme ilustrado na figura 2.1.

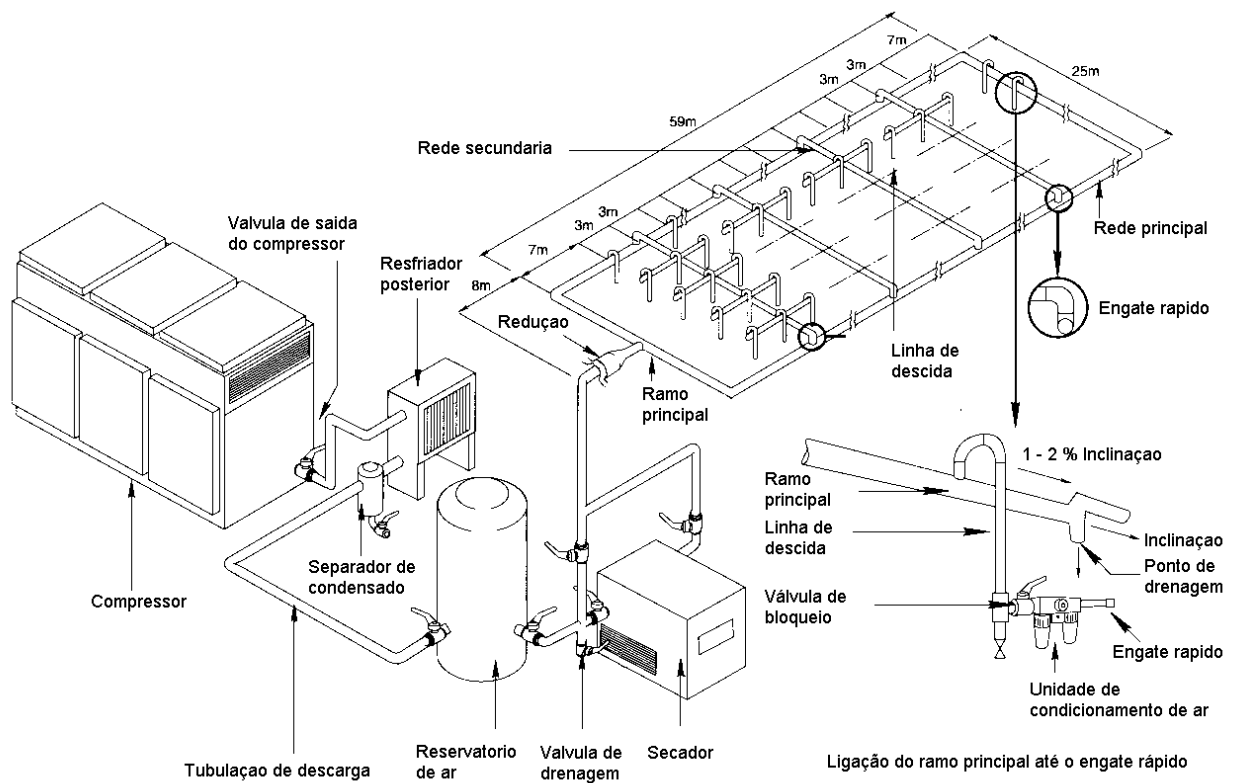


Figura 2.1 – Fonte de ar comprimido incluindo: Produção, distribuição e condicionamento (PINCHES & CALLEAR, 1996).

A **unidade de produção** inclui tipicamente os seguintes elementos:

- Compressor com filtro de admissão e, para compressores de dois estágios, de um resfriador intermediário;
- Resfriador posterior;
- Separador de condensado;
- Reservatório com válvula de segurança;
- Secador.

A figura 2.2 exemplifica separadamente uma unidade de produção.

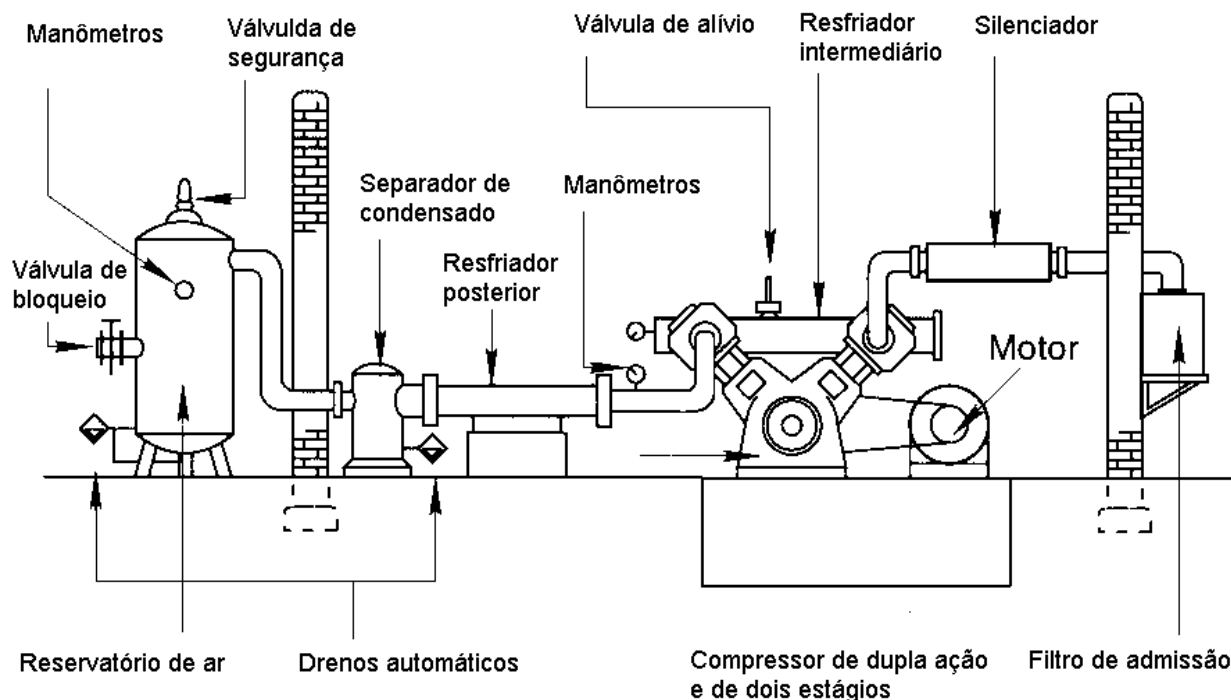


Figura 2.2 – Unidade de produção de ar comprimido (PINCHES & CALLEAR, 1996).

Uma **unidade de distribuição** compõe-se de uma tubulação preferencialmente aérea composta de uma *rede principal* de onde derivam *redes secundárias* que alimentam os pontos de ligação dos circuitos pneumáticos conforme ilustrado na figura 2.1. Nas extremidades das tubulações de alimentação da rede secundária são instaladas **unidades de condicionamento** específicas para cada equipamento incluindo válvula reguladora de pressão, purgador (para extração de água condensada na rede) e filtro.

Os compressores, como qualquer outra bomba, são fontes de vazão e não de pressão. Ou seja, os compressores fornecem uma determinada vazão de ar para o reservatório e a rede de distribuição que, em função da alta compressibilidade do ar, acumula-se nestes provocando o aumento de pressão. Assim, nas tomadas de consumo há ar comprimido a uma pressão constante normalmente da ordem de 7 a 10 bar com flutuações na ordem de ± 1 bar.

A pressão na rede é assegurada de diferentes formas, sendo mais comum para compressores de pequeno porte a *partida e parada automática do motor de acionamento do compressor*. Outras soluções como a *descarga para a atmosfera*, *readmissão do ar comprimido*, *variação da velocidade do motor de acionamento*, *variação do rendimento volumétrico* e *alívio nas válvulas de admissão* são aplicáveis para compressores industriais. Todos estes métodos de controle objetivam a redução ou interrupção da vazão fornecida para o reservatório e rede para compatibilizá-la com a vazão que está sendo consumida pelos circuitos pneumáticos e, conseqüentemente, manter a pressão o mais estável possível (SCHRADER, 19-).

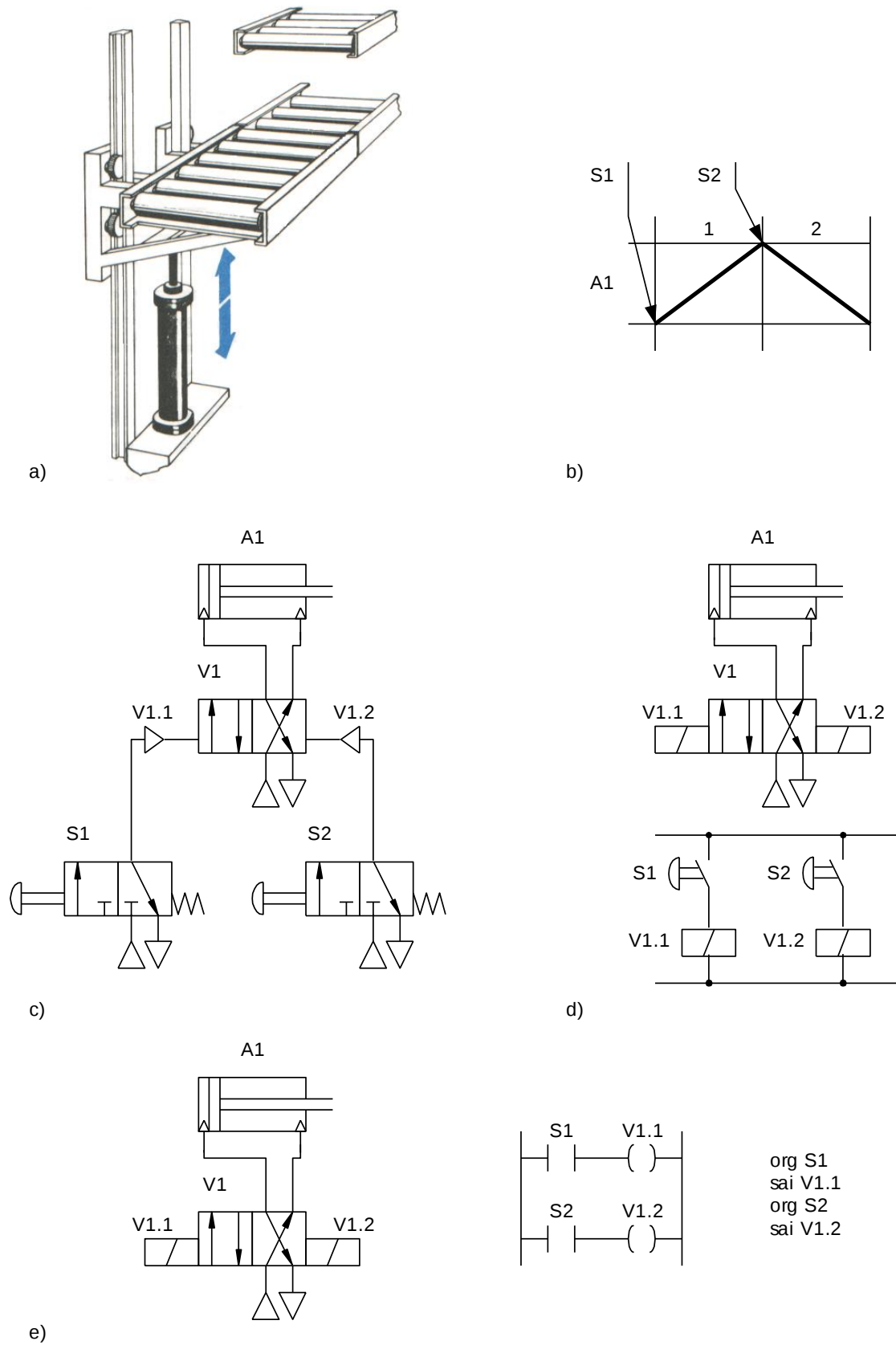


Figura 2.3 – Sistema de automação pneumático: a) Esboço do equipamento (FESTO, 199-); b) Diagrama Trajeto-passo; c) Sistema pneumático puro; d) Sistema eletro-pneumático; e) Sistema pneutrônico.

O escopo deste trabalho é o estudo dos sistemas pneumáticos para os quais pressupõe-se a existência de uma tomada de ar comprimido proveniente de uma fonte de ar comprimido. Conforme será detalhado nas seções subsequentes, estes sistemas podem resultar da combinação de dispositivos pneumáticos, elétricos e eletrônicos a fim de atender as especificações de determinada aplicação. De toda a forma, os elementos fundamentais são os cilindros, motores e/ou ventosas que realizam as ações mecânicas.

Na figura 2.3 apresenta-se três soluções para uma automação pneumática de elevação de produtos onde o circuito pneumático, composto pelos cilindros e suas válvulas de comando, é comum a todas elas. Visando a fundamentação acerca do projeto destes sistemas, descreve-se a seguir os sistemas de atuação básicos e, posteriormente, estabelece-se a estrutura global dos sistemas pneumáticos. No capítulo 5 apresentam-se os métodos correntes de projeto do sistema de processamento de informações, parte fundamental encarregada de integrar a operação dos vários atuadores.

3 Sistemas de Atuação Pneumáticos

No contexto do projeto de sistemas de automação e controle, um sistema de atuação corresponde ao conjunto de elementos capaz de receber uma informação proveniente de um circuito elétrico, hidráulico ou pneumático, de um programa de CLP ou mesmo de um operador estabelecendo qual a ação que deve ser executada. O sistema de atuação é alimentado com energia elétrica, hidráulica ou pneumática e controla a energia em uma ou mais portas de saída.

A figura 3.1 apresenta um sistema de atuação pneumático genérico que deverá receber ar comprimido a uma pressão constante e fornecer energia mecânica manifestada através das variáveis força (F), velocidade (v) e deslocamento (posição) (x).

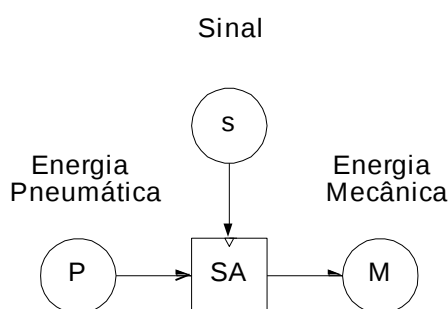


Figura 3.1 – Sistema de atuação pneumático genérico

Nas seções seguintes apresentam-se as principais ***soluções técnicas de circuitos pneumáticos presentes em sistemas de atuação pneumáticos***, voltadas principalmente aos equipamentos industriais.

3.1 Cilindros de simples ação com válvulas direcionais

O princípio mais comum para atuação pneumática constitui-se de um cilindro de simples ação com retorno por mola, comandado por uma válvula de controle direcional de três vias e duas posições (3/2) acionada mecanicamente e também com retorno por mola. A figura 3.2 apresenta opções de diagramas de circuitos pneumáticos em diferentes configurações do cilindro e válvula.

Outra alternativa para o acionamento do cilindro é o emprego de uma válvula 3/2 sem retorno por mola podendo ser com acionamento mecânico, por duplo piloto ou duplo solenóide, conforme apresentado na figura 3.3.

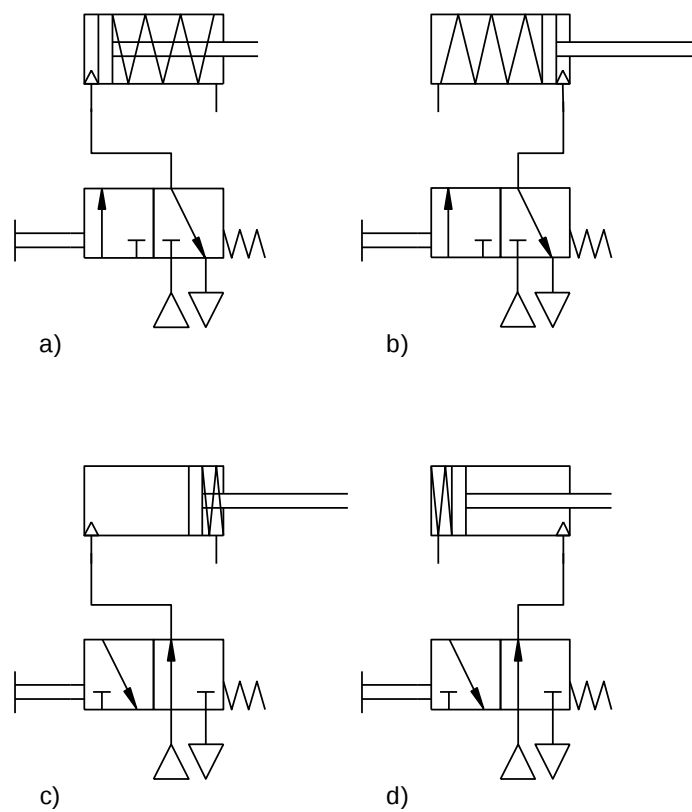


Figura 3.2 – Cilindro de simples ação comandado por válvula direcional 3/2 com retorno por mola.

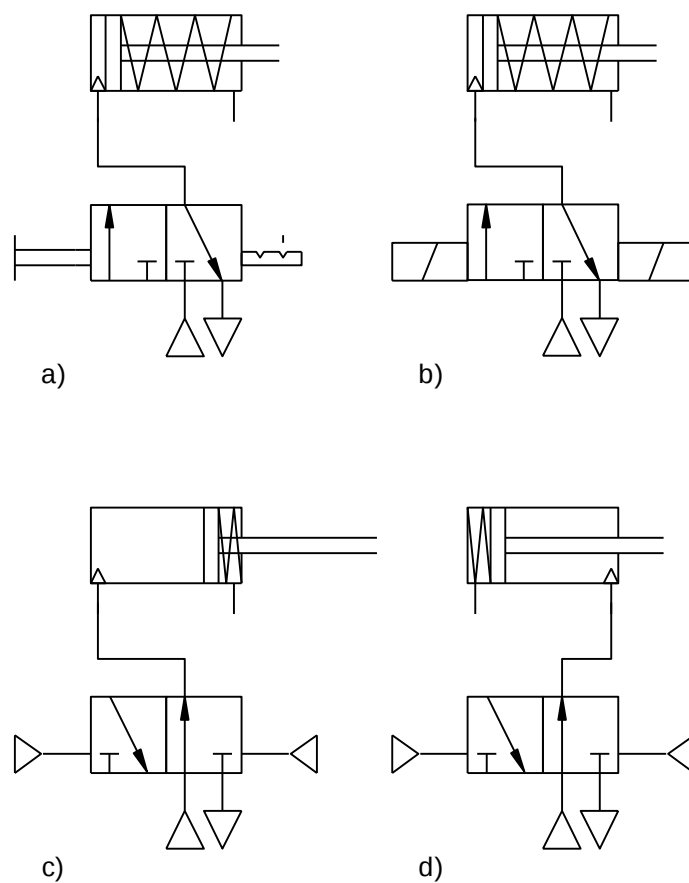


Figura 3.3 – Cilindro de simples ação comandado por válvula direcional 3/2 sem retorno por mola.

Uma típica aplicação de cilindro de simples ação é mostrada na figura 3.4 onde é executado esforço somente no avanço do cilindro que expulsa o frasco que estiver sem tampa.

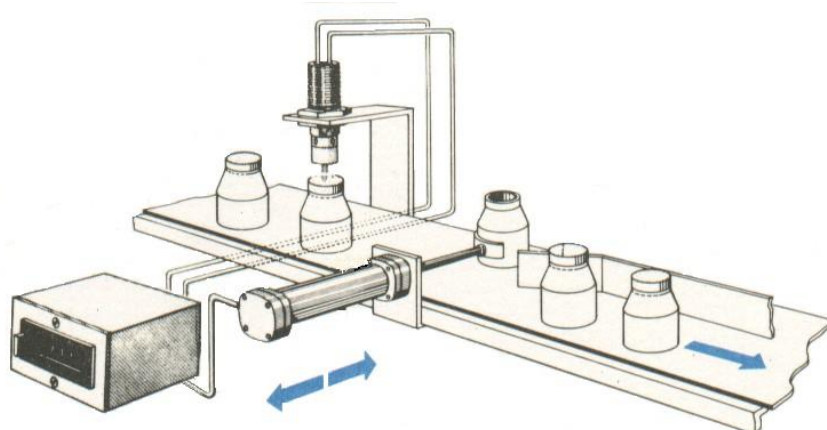


Figura 3.4 – Exemplo de aplicação de cilindro de simples ação (FESTO, 199-).

Destaca-se que os diagramas de circuitos pneumáticos e hidráulicos são representados segundo as normas internacionais ISO 1219-1 (ISO, 1991) e ISO1219-2 (ISO, 1995). O ANEXO A apresenta os principais símbolos gráficos e regras para a elaboração destes diagramas.

3.1.1 Componentes pneumáticos

O **número de vias** mencionado acima corresponde ao número de conexões principais existente em uma válvula nas quais são conectadas as tubulações pneumáticas (ou hidráulicas); Exclui-se neste número as conexões de pilotagem. Por sua vez, o **número de posições** corresponde à quantidade de posições específicas que o elemento móvel da válvula é capaz de assumir.

Como exemplos construtivos para a válvula empregada nos circuitos da figura 3.2 têm-se as válvulas de carretel deslizante e de assento mostradas na figura 3.5. Observa-se que a posição de repouso, ou seja, quando não acionada, varia conforme detalhes construtivos

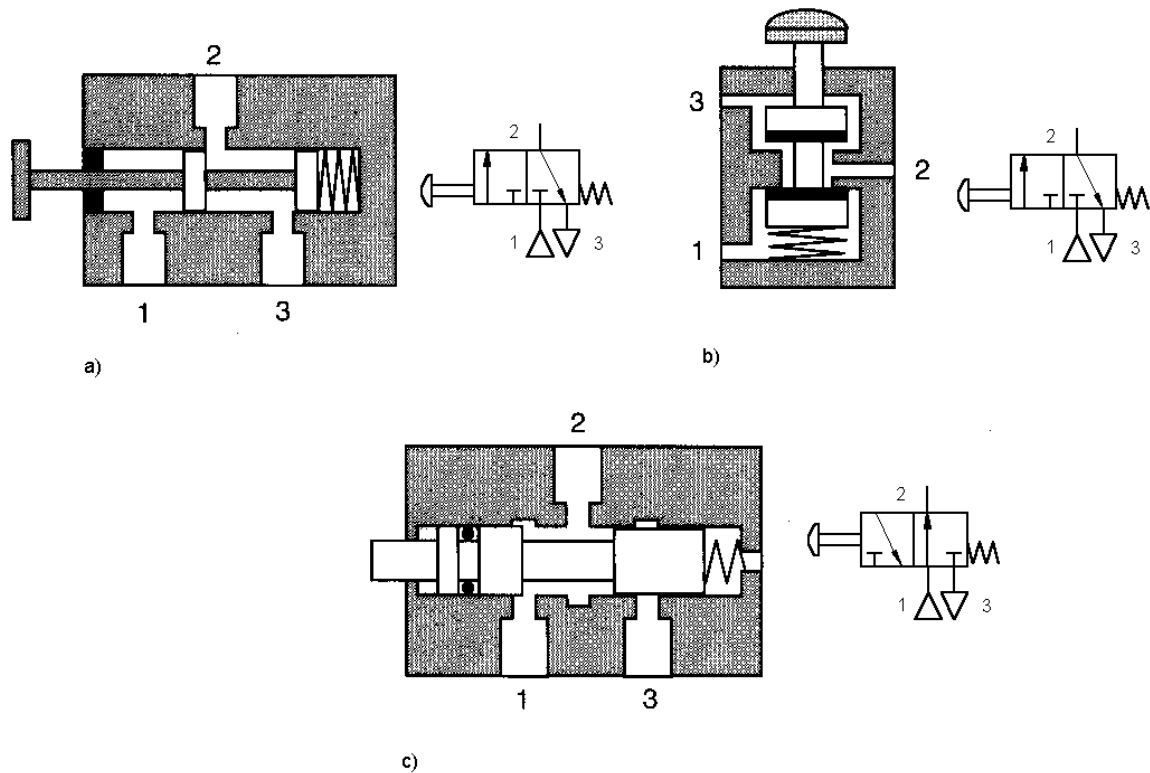


Figura 3.5 – Válvulas direcionais 3/2 com acionamento mecânico e retorno por mola; a) Tipo carretel deslizante (normalmente fechada); b) Tipo assento (normalmente fechada); c) Tipo carretel deslizante (normalmente aberta) (PINCHES & CALLEAR, 1996).

Na figura 3.6 exemplifica-se válvulas 3/2 com acionamento por sinal pneumático (pilotadas pneumaticamente) e com acionamento por solenóide, ambas com retorno por mola. As válvulas utilizadas na figura 3.3 podem ser da forma mostrada na figura 3.7

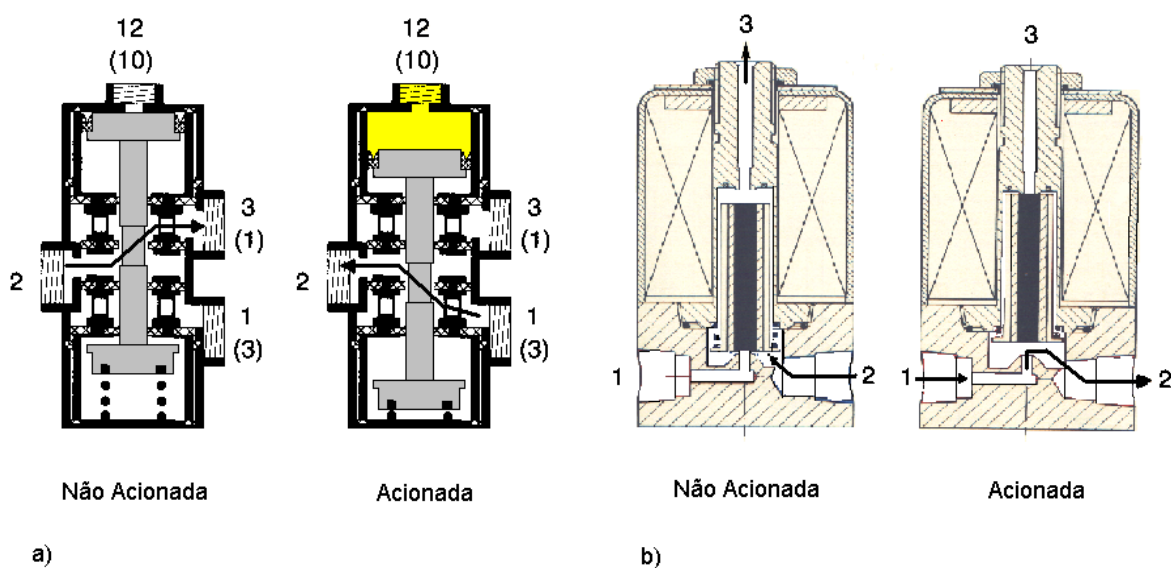


Figura 3.6 – Válvulas direcionais 3/2 com retorno por mola; a) Pilotada (REXROTH, 1994); b) Acionamento por solenóide (SCHRADER BELLOWS, 198-c).

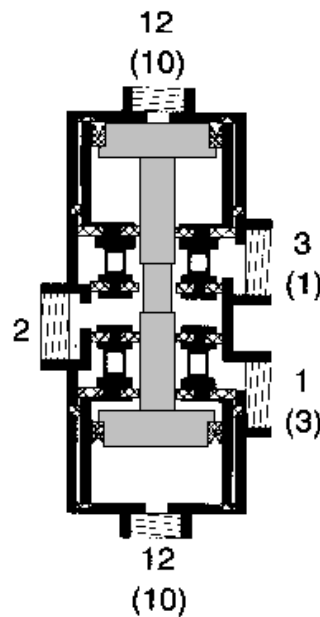


Figura 3.7 – Válvulas direcionais 3/2: a) Com acionamento mecânico e detente; b) Duplo piloto; c) Duplo solenóide (REXROTH, 1994).

As válvulas com retorno por mola têm como vantagem não necessitar de um novo sinal para mudar de posição, bastando eliminar o sinal de acionamento existente. Este fato é bastante apropriado quando estas válvulas são utilizadas como dispositivos para envio de sinais pneumáticos, conforme será visto posteriormente, ou em circuitos simples em que o operador avança e retorna o cilindro diretamente. No caso de válvulas acionadas por solenóide, normalmente este possui um tempo de comutação menor do que ocorre com a ação da mola. Como o tempo de comutação de uma válvula provoca atrasos na operação de uma máquina, este fato deve ser ponderado quando da construção de equipamentos com um grande número de sistemas de atuação.

Com respeito aos cilindros pneumáticos, apresenta-se na figura 3.8 a forma mais comum de cilindros de simples ação, com o corpo construído em alumínio e o êmbolo em aço.

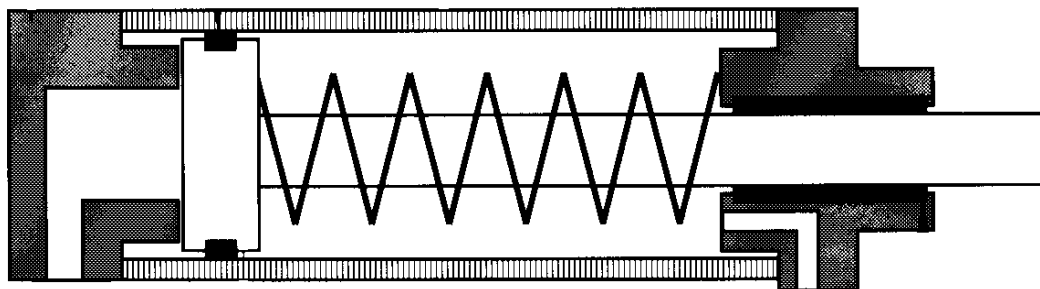


Figura 3.8 – Cilindro de simples efeito (PINCHES & CALLEAR, 1996)

Observa-se que um cilindro de simples ação somente dispõe de energia pneumática para o avanço ou para o retorno decorrente da pressão existente no suprimento da válvula direcional e da capacidade de vazão da fonte de ar comprimido. Para a ação no sentido contrário, dispõe-se somente da força decorrente da compressão da mola ou então de uma força externa como uma massa elevada em um cilindro na vertical. Deste modo, os cilindros de simples ação são bastante empregados para fixação e expulsão de peças, elevação de cargas, movimentação de peças etc. onde pouquíssimo ou nenhum esforço é requerido no movimento contrário.

3.2 Cilindros de dupla ação com válvulas direcionais

Para haver um efetivo controle do avanço e retorno de um cilindro, as duas portas precisam ser conectadas às linhas de pressão e de escape em diferentes momentos. Para tal, comumente emprega-se um cilindro de dupla ação conectado a uma válvula direcional de quatro vias e duas posições (4/2) ou cinco vias e duas posições (5/2). A forma de acionamento da válvula é bastante variada, como visto para as válvulas 3/2, sendo que na figura 3.9 utiliza-se uma válvula com retorno por mola e outra com duplo solenóide. Funcionalmente as válvulas de quatro ou cinco vias são iguais sendo a última configuração efetivamente necessária quando se deseja regular a velocidade do cilindro através de válvulas reguladoras de vazão instaladas nas portas de retorno, conforme será visto na seção 3.2.2.

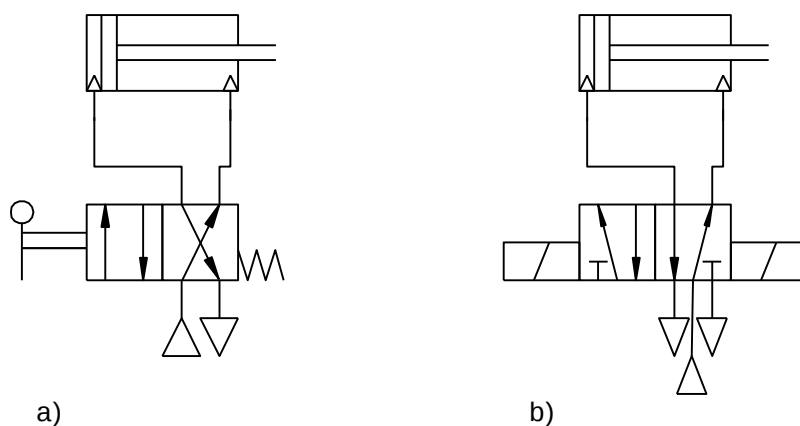


Figura 3.9 - Cilindro de dupla ação comandado por: a) Válvula direcional 4/2 com acionamento por alavanca e retorno por mola; b) Válvula direcional 5/2 com duplo solenóide.

É também comum o uso de válvulas de três posições, existindo normalmente duas molas que provocam o retorno da válvula para a posição central quando cessa o sinal de acionamento. Com este tipo de válvula (figura 3.10) é possível alcançar uma condição intermediária para o cilindro. No circuito da figura 3.10a ambas as câmaras do cilindro estão conectadas para o escape quando a válvula está na posição de repouso, fazendo com que o cilindro possa ser movimentado por ação externa.

No caso da figura 3.10b, através da posição central é possível colocar o cilindro em uma posição

intermediária bloqueando as duas câmaras. Esta situação aplica-se para condições de emergência, em ajustes da máquina para entrada em operação ou em situações em que há grande tolerância quanto ao posicionamento. Não é aplicável em operações típicas de automação como fixação, fechamento/abertura de embalagens, transferência de produtos etc. uma vez que não é possível o posicionamento preciso da haste devido à compressibilidade do ar.

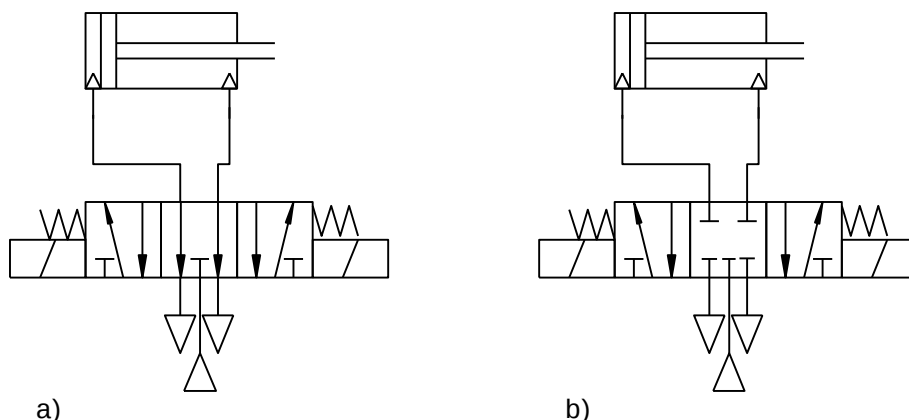


Figura 3.10 – Cilindro de dupla ação comandado por válvula de três posições: a) Válvula de centro aberto; b) Válvula de centro fechado.

A figura 3.11a ilustra uma aplicação própria de cilindros de duplo efeito onde há esforços em ambos os sentidos e em que a parada do cilindro ocorre através de batentes externos ou pelo fato do êmbolo atingir as tampas laterais do cilindro. No item 3.11b o cilindro deve realizar paradas intermediárias mas que não necessitam ser precisas, podendo-se empregar uma válvula de centro fechado com um cilindro de dupla ação.

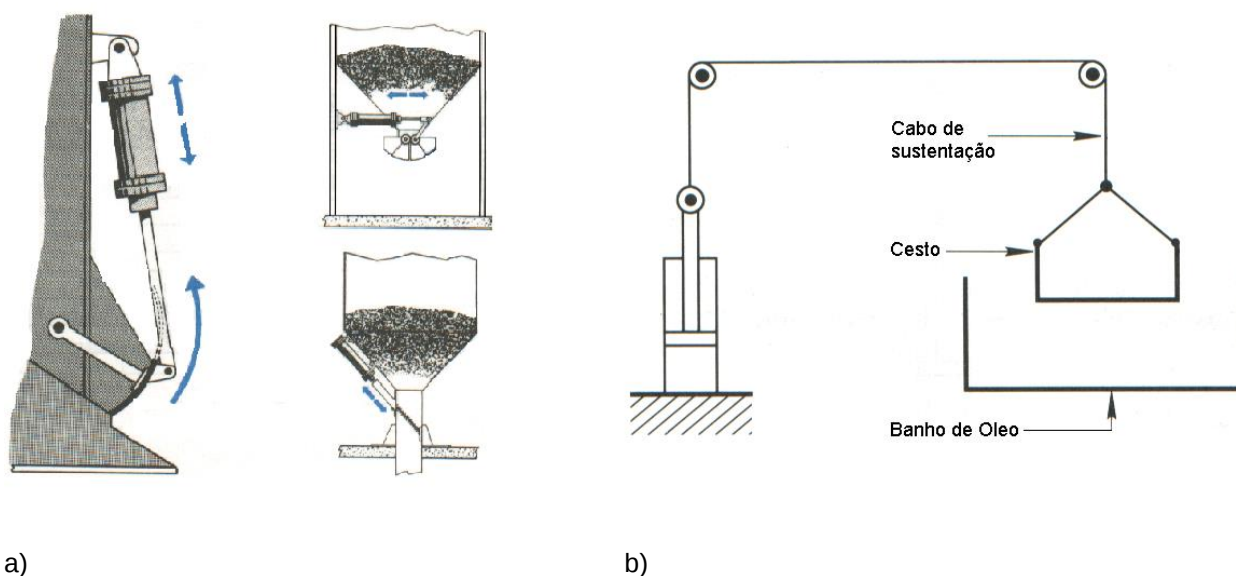


Figura 3.11 – Aplicações de cilindros de dupla ação: a) Sem posicionamento intermediário (FESTO, 199-; b) com posicionamento intermediário sem precisão (PINCHES & CALLEAR, 1996).

3.2.1 Componentes pneumáticos

A figura 3.12 apresenta exemplos para as válvulas empregadas nos circuitos da figura 3.9. São válvulas de dois estágios, isto é, a válvula principal (segundo estágio ou estágio principal) não é acionada diretamente pelo elemento de comando externo (mecânico, solenóide ou piloto) mas através de uma outra válvula (primeiro estágio ou estágio piloto) de menor porte. A válvula da figura 3.12a possui as seguintes características construtivas:

- Estágio principal: Tipo carretel deslizante
- Estágio piloto: Duas válvulas independentes do tipo assento
- Acionamento: Duplo solenóide

No caso da figura 3.12b tem-se:

- Estágio principal: Tipo assento
- Estágio piloto: Duas válvulas independentes do tipo assento
- Acionamento: Solenóide e retorno pneumático

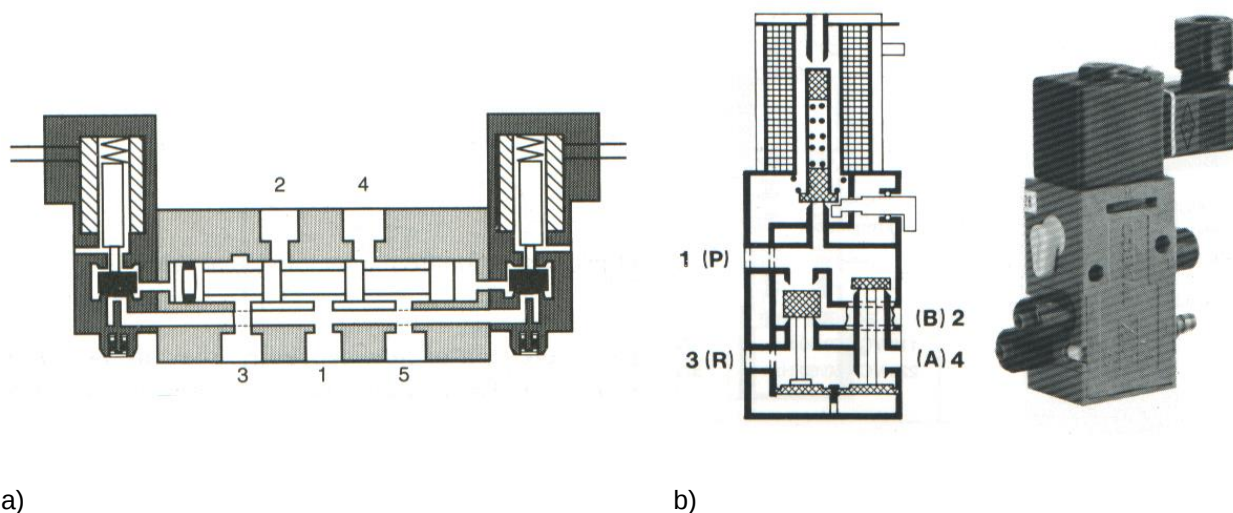


Figura 3.12 – Válvulas direcionais 4/2: a) Com acionamento por duplo solenóide (PINCHES & CALLENAR, 1996); b) com acionamento por solenóide e retorno pneumático (REXROTH, 1994)

3.2.2 Controle de velocidade

Nos circuitos da atuação é comum o emprego de válvulas redutoras de vazão para o ajuste de velocidade no avanço e retorno do cilindro. Em princípio existem três possibilidades de instalação das válvulas que são:

- Entre válvula direcional e cilindro, controlando a entrada de ar no cilindro (figura 3.14a)
- Entre válvula direcional e cilindro, controlando a saída de ar do cilindro (figura 3.14b)
- Nas vias de escape em válvulas de 5 vias, também controlando a saída de ar do cilindro (figura 3.14c)

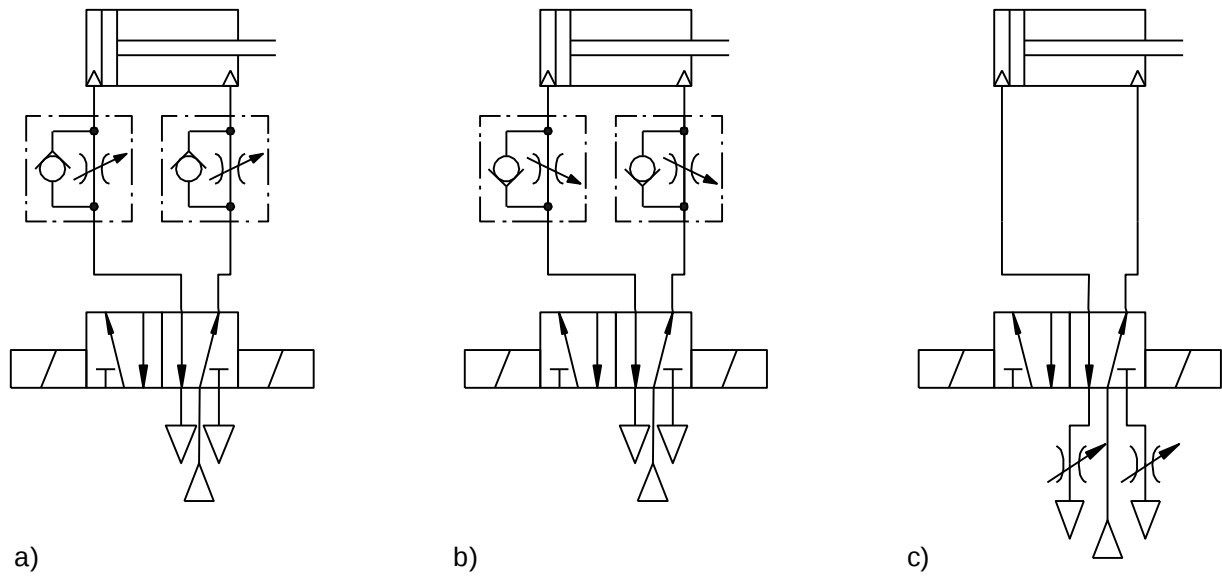


Figura 3.14 – Soluções para controle de velocidade em circuitos de atuação

4 Estrutura Global dos Sistemas Pneumáticos

Conforme se tem discutido, a hidráulica e a pneumática inserem-se na automação e controle de máquinas e processos. Especificamente, os sistemas de atuação pneumáticos apresentados no capítulo anterior são empregados em situações em que normalmente existem diversos cilindros, motores e ventosas. Por conseguinte, há necessidade que uma parte do sistema processe informações para provocar o acionamento destes atuadores no momento correto, desencadeando seqüências de operação e/ou o condicionamento de determinadas atuações à combinação lógica de vários sinais.

Retornando a representação geral de um sistema automático apresentada anteriormente, exemplifica-se na figura 4.1 a correlação entre esta estrutura geral e determinados dispositivos presentes em um equipamento:

- **Item '1':** Magazine para depósito de embalagens ⇔ Processamento de matéria
- **Item '2':** Válvulas e cilindros ⇔ Sistemas de atuação
- **Item '3':** Sensores ⇔ Sistemas de medição
- **Item '4':** CLP ⇔ Processamento de informações

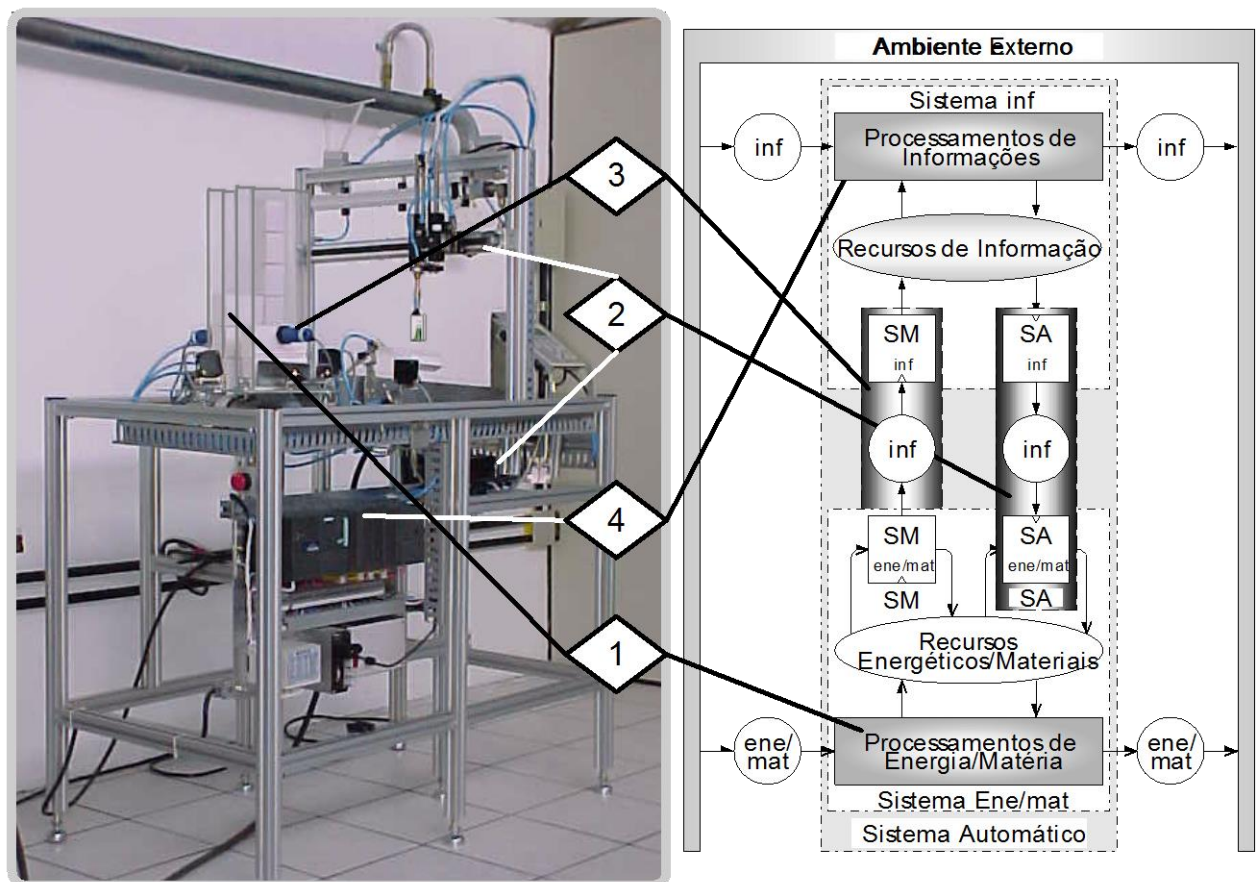


Figura 4.1 – Exemplo de um equipamento de automação empregando CLP e sua correlação com a estrutura geral de um sistema automático.

O emprego de CLP's no processamento de informações é a tendência de mercado hoje. Porém, a utilização de circuitos puramente pneumáticos é pertinente em determinadas situações como processamentos não excessivamente complexos e ambientes agressivos (poeira, umidade, vibração). A utilização de relés no processamento de sinais cada vez mais está sendo desconsiderada em função destes terem as mesmas restrições de ambiente operacional que os CLP's mas com custo comparativamente mais alto e sem dispor da flexibilidade de programação daqueles.

Uma tendência de mercado está sendo a substituição dos CLP's por computadores industriais que aliem a potencialidade de processamento de informações de um PC com a robustez e facilidade de programação dos CLP's.

De forma geral, o **projeto de sistemas automáticos** pode ser decomposto em diversas etapas, realizadas de forma repetitiva e simultânea:

Concepção do processo físico/químico: Consiste em converter os requisitos para o produto que o equipamento deverá produzir ou manipular em princípios físicos. Envolve principalmente especificações de construção mecânica, sendo aplicáveis esquemas ou esboços preliminares da estrutura da máquina.

Concepção dos sistemas de atuação: Consiste em identificar os princípios funcionais e suas interligações, representados através de diagramas de circuitos pneumáticos e/ou elétricos. Nesta etapa define-se os componentes de forma mais abstrata, sem necessidade de especificar detalhes como: se as válvulas serão pilotadas ou não, a vazão nominal das válvulas ou as áreas dos atuadores.

Concepção dos sistemas de medição: Consiste em identificar os princípios funcionais dos sensores e condicionadores empregando diagramas de circuitos pneumáticos e/ou elétricos para a representação da interligação destes.

Concepção do sistema de processamento de informações: Tal como no projeto conceitual dos sistemas de atuação, obtêm-se nesta etapa as diversas soluções para o processamento de sinais como circuitos pneumáticos, eletropneumáticos com relés e diagramas funcionais e diagramas de contatos.

Projeto de configuração do sistema de processamento de informações: Após a definição da tecnologia que será empregada para o processamento de informações, caracteriza-se de forma mais detalhada os componentes que serão necessários definindo-se, por exemplo, o tamanho nominal de válvulas, as características elétricas do CLP, potência de relés etc.

Projeto de configuração dos sistemas de atuação e de medição: Por fim, aplica-se o mesmo procedimento apresentado no item anterior para obter o detalhamento de válvulas de comando e cilindros e dos sensores. Nesta fase inclui-se a aplicação de métodos de dimensionamento do par cilindro-válvula como aqueles que prevêm a determinação dos coeficientes de válvulas. Com relação aos sensores, realiza-se o dimensionamento, em termos de corrente de chaveamento, por exemplo, e faz-se a seleção

a partir de catálogos.

Projeto de configuração do processo físico/químico: Implica no detalhamento da estrutura da máquina e o acoplamento com os sistemas de medição e de atuação. São gerados desenhos técnicos.

Dentre estas atividades, no presente trabalho enfoca-se:

- Apresentação de princípios construtivos de atuadores pneumáticos (Capítulo 3)
- Concepção do diagrama de circuito de atuações (Capítulo 3)
- Apresenta-se o procedimento de dimensionamento de circuitos de atuação incluindo válvula direcional e cilindro (Capítulo 5)
- Concepção do circuito elétrico, pneumático ou programa para a execução do processamento de informações. (Capítulo 6)

5 Modelagem e Dimensionamento Estático dos Circuitos de Atuação

5.1 Introdução

Conforme visto, o projeto de sistemas pneumáticos compreende, entre outras etapas, a análise e seleção correta dos componentes da instalação. Esta etapa é de vital importância, pois é nela que as necessidades iniciais, de caráter predominantemente qualitativo, são materializadas, possibilitando a verificação das limitações impostas ao projeto. Decisões incorretas tomadas nesta etapa refletirão na qualidade do projeto, podendo não satisfazer as necessidades inicialmente apresentadas.

A seleção de componentes pneumáticos tem como principal fonte de consulta os catálogos de fabricantes e, para que a utilização destes catálogos seja o mais eficiente possível, é importante não só o conhecimento de princípios teóricos, mas também o conhecimento das normas que estabelecem as condições de testes destes componentes e o entendimento do significado dos termos empregados nestas normas.

Neste capítulo apresenta-se a fundamentação teórica, uma explanação geral sobre as normas de teste empregadas na determinação da vazão em válvulas pneumáticas e por fim, um procedimento que auxilia a seleção do **conjunto ‘válvula direcional + cilindro’**.

5.2 Escoamento Compressível em Válvulas Pneumáticas

(SHAMES, 1973 – Cap. 12 e 13)

5.2.1 Propagação de uma Onda Acústica

5.2.1.1 Velocidade do Som

Uma consequência imediata da variação da massa específica é que um sistema de elementos fluidos pode ocupar volumes variáveis no espaço. Isto significa que um grupo de elementos fluidos pode espalhar-se por uma região maior do espaço sem necessidade de um deslocamento simultâneo de todos os elementos, como seria no caso do escoamento incompressível, a fim de manter a massa específica constante.

Seja um duto de seção constante conforme mostrado na figura 1, com fluido em repouso.

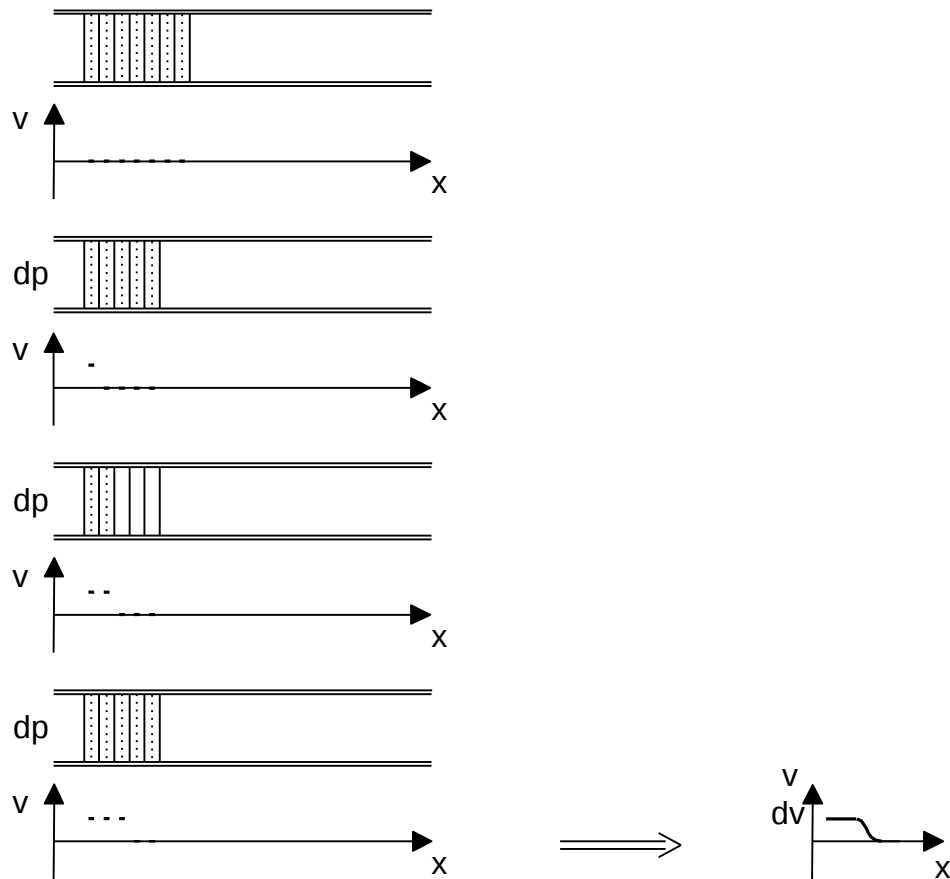


Figura 1. – Deslocamento de um fluido compressível

Havendo um aumento infinitesimal de pressão dp e que é mantido *constante*, a camada de fluido imediatamente à direita deve se acelerar (segundo a lei de Newton), ocorrendo a compressão desta camada de fluido.

Por sua vez esta camada de fluido age sobre a camada adjacente, transmitindo este aumento de pressão. Consequentemente a 2ª camada também acelerará e atingirá a mesma velocidade que a 1ª camada.

Sucessivamente ocorrerá esta interação entre camadas sendo que, nas camadas em que for estabelecido um aumento total de pressão dp , não poderá haver ulterior aceleração do fluido e, considerando atrito desprezível, deverá haver uma velocidade uniforme do fluido dv .

Considerando que se faça esta análise durante um intervalo de tempo dt , a onda avança uma distância $C \cdot dt$, conforme mostrado na figura 2.

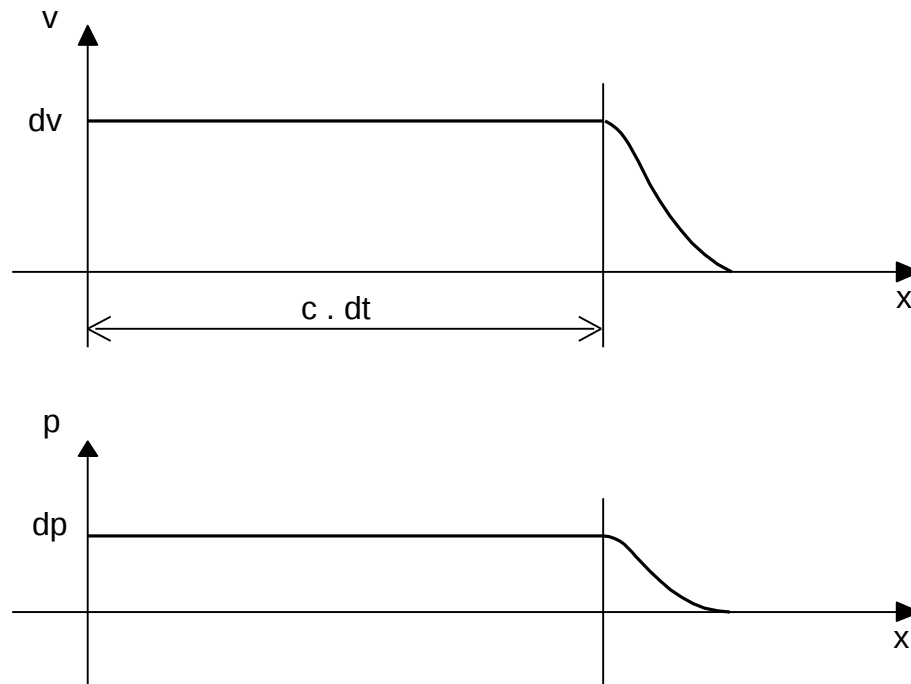


Figura 2. Propagação de uma onda de pressão

Se o fluido for pouco compressível, haverá uma rápida propagação da onda e, em Δt segundos, a onda terá percorrido uma distância maior do que em relação a um fluido mais compressível.

Esta velocidade de propagação da frente de pressão, ou velocidade de propagação de onda acústica, é designada por c .

Conforme SHAMES (cap 12, pg 361), considerando que as variações de massa específica, pressão e temperatura são infinitesimais durante a propagação da onda, esta propagação aproxima-se a um processo isentrópico. Assim, o índice 's' indica que a variação da pressão em relação a massa específica ocorre através de um processo isentrópico.

$$c^2 = \frac{dp}{d\rho} = \left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s \quad (5.1)$$

Para gases perfeitos, obtém-se:

$$c = \sqrt{\frac{\gamma \cdot p}{\rho}} \quad \text{ou} \quad c = \sqrt{\gamma RT} \rightarrow \text{Velocidade do som no ar} \quad (5.2)$$

$$\text{Sendo: } \gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

5.2.1.2 Cone de Mach

$$\text{Nº de Mach} = \frac{v}{c} \quad (5.3)$$

onde:

v = velocidade do fluido

c = velocidade do som no fluido

Considerando que em um ponto 'p' de um fluido estacionário seja emitida uma perturbação instantânea pequena. A frente propagar-se-á esfericamente para fora, com a velocidade do som. (Figura 3)

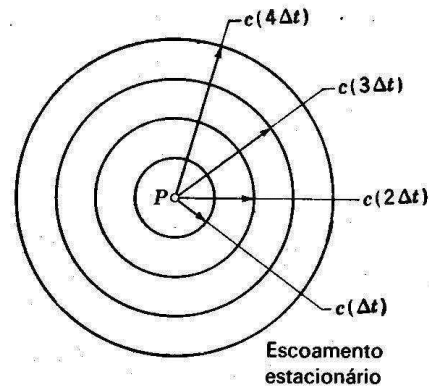


Figura 3. Propagação de uma onda de pressão com fluido estacionário

Considerando um fluido que se move da esquerda para a direita com velocidade $v_0 < c$. Neste caso a propagação do som move-se à jusante, isto é, o centro dos círculos move-se com velocidade v_0 . (A propagação move-se esfericamente para fora em relação ao fluido.)

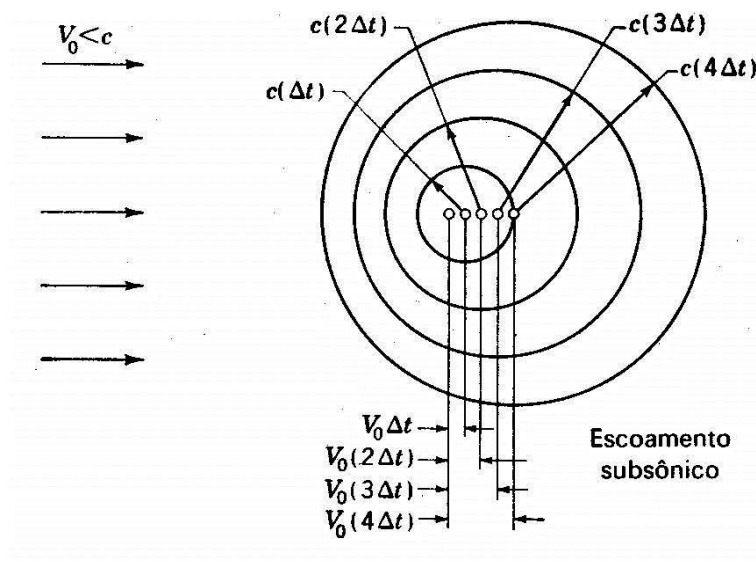


Figura 4. Propagação de uma onda de pressão em escoamento subsônico

No caso em que o fluido se move com velocidade $v_0 > c$, o centro dos círculos move-se para

jusante mais rápido do que a propagação radial e as tangentes dos círculos formam uma superfície cônica denominada CONE DE MACH. (α = ângulo de Mach)

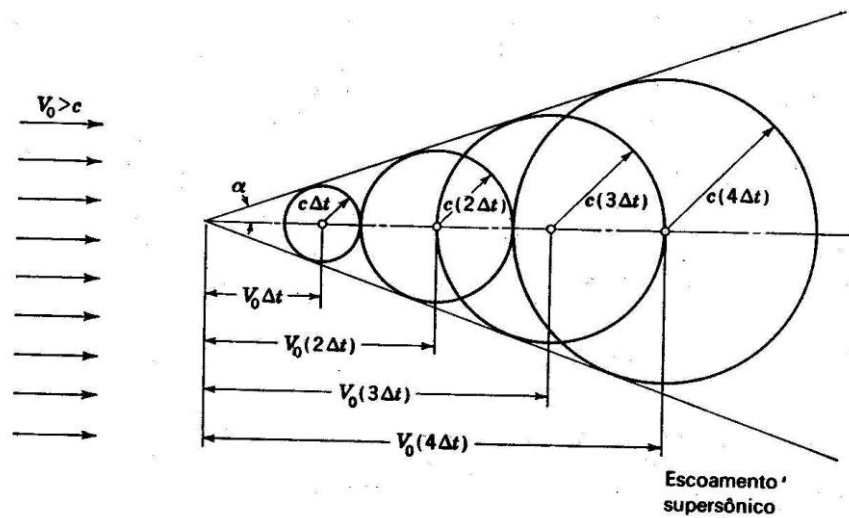


Figura 5. Propagação de uma onda de pressão em escoamento supersônico

No caso do escoamento sônico, conforme Figura 6, o som não se propaga para a esquerda. Cria-se uma condição de bloqueio. Não há comunicação da onda de pressão para a esquerda.

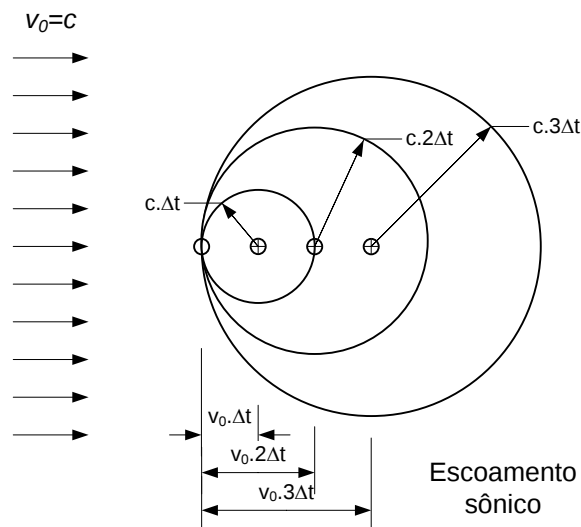


Figura 6. Propagação de uma onda de pressão em escoamento sônico

5.2.2 Propriedades de Estagnação

5.2.2.1 Pressão Total, Estática e Dinâmica

Enunciado: “As propriedades de estagnação isentrópica locais são as que poderiam ser atingidas em um ponto de dado escoamento por um processo de retardamento isentrópico hipotético, terminando

com velocidade zero e tendo como condição inicial a correspondente ao escoamento atual no ponto em questão.” (SHAMES,1973 pg. 372-373).

A figura 8 mostra a forma de medição da PRESSÃO DE ESTAGNAÇÃO ISOENTRÓPICA LOCAL. (p_1)

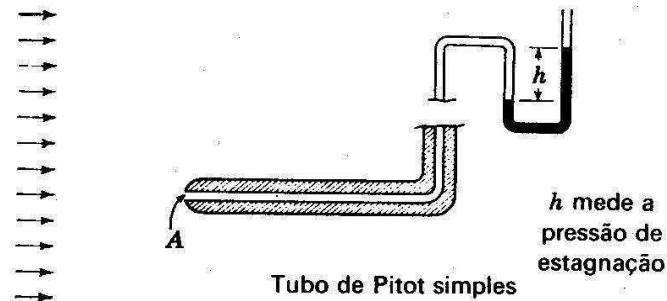


Figura 8. Medição de pressão de estagnação

A posição do escoamento em que a velocidade atual do fluido é zero, a pressão de estagnação corresponde à PRESSÃO NÃO-PERTURBADA (p_2).

Denomina-se, usualmente:

Pressão Não-Perturbada = Pressão Estática (p_2)

Pressão de Estagnação = Pressão Total (p_1)

A figura 9 ilustra como medir a pressão estática, a total e também a pressão dinâmica que corresponde à diferença entre a pressão de estagnação e a pressão não-perturbada.

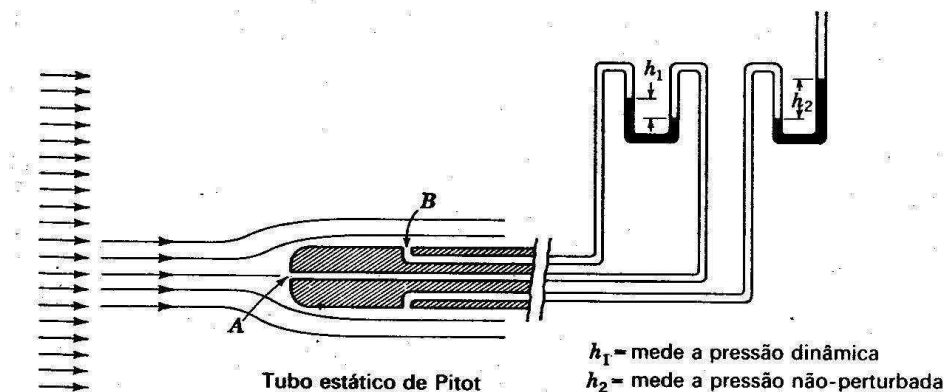


Figura 9. Medição de pressão estática e pressão dinâmica

5.2.3 Escoamento em Regime Permanente de Gases Ideais

(ANDERSEN, 1967 - CAP. 2, p. 17-30)

Seja uma canalização conforme figura abaixo, onde:

- Seção de canalização: A_{12}
- Velocidade do fluido: V_2
- Pressão estática: P_2
- Pressão total: P_1

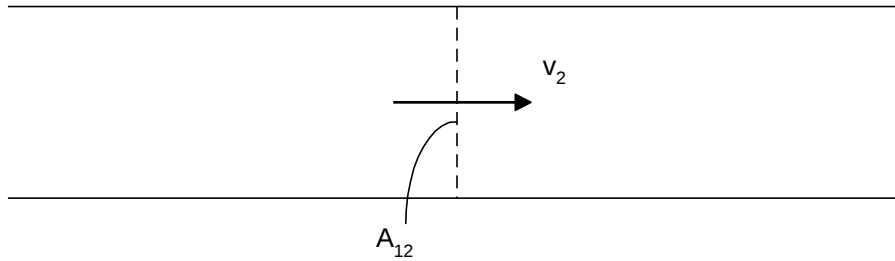


Figura 10.

Supondo fluido incompressível:

A pressão total neste ponto é dada por:

$$p_1 = p_2 + \frac{1}{2} \rho_2 v_2^2 \quad (5.4)$$

Considerando a velocidade uniforme na seção, a vazão mássica será:

$$qm_{12} = \rho_2 A_{12} v_2 \quad (5.5)$$

Combinando (5.4) e (5.5) tem-se:

$$qm_{12} = A_{12} \sqrt{2 \rho_2 (p_1 - p_2)} \quad (5.6)$$

que corresponde à vazão mássica em uma canalização, supondo fluido incompressível.

Supondo fluido compressível:

A pressão total é definida como a pressão de estagnação isoentrópica local.

$$p_1 = \left[1 - \frac{(\gamma - 1) v_2^2}{2 \gamma R T_1} \right]^{\frac{-\gamma}{(\gamma - 1)}} \cdot P_2 \quad (5.7)$$

Onde:

T_1 = temperatura total (isto é, no local do estado de estagnação isoentrópica)

γ = razão de calores específicos

Resolvendo a equação (5.7) para velocidade:

$$v_2 = \left\{ \frac{2\gamma RT_1}{(\gamma - 1)} \left[1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(\gamma-1)}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (5.8)$$

A equação (5.8.) pode ser substituída na equação (5.5). Porém, é desejável expressar p_2 em termos de pressão total e temperatura total. Assim, para um processo isentrópico pode-se escrever:

$$\frac{\rho_2}{\rho_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (5.9)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (5.10)$$

Para ser considerado um processo isentrópico, o ponto de estagnação isentrópica é obtido por um processo adiabático reversível onde o estado anterior era definido por 'pressão estática' e 'pressão dinâmica' e que dá lugar agora à 'pressão total'.

A equação de estado para gases ideais, através da constante dos gases (R), relaciona:

- Pressão estática
- Massa específica (não perturbada)
- Temperatura (não perturbada)

$$p = \rho RT \quad (5.11)$$

Substituindo $\rho_1 = \frac{p_1}{RT_1}$ na equação (5.9):

$$\rho_2 = \frac{p_1}{RT_1} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (5.12)$$

Substituindo (5.12) e (5.8) em (5.5) tem-se:

$$qm_{12} = \frac{A_{12} p_1}{\sqrt{T_1}} \left\{ \frac{2\gamma}{(\gamma - 1)R} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (5.13)$$

A equação (5.13) é perfeitamente válida para qualquer ponto em um escoamento de gás. (Não é específica para orifícios.)

A Figura 11 descreve a relação $qm_{12} \times \left(\frac{p_2}{p_1} \right)$.

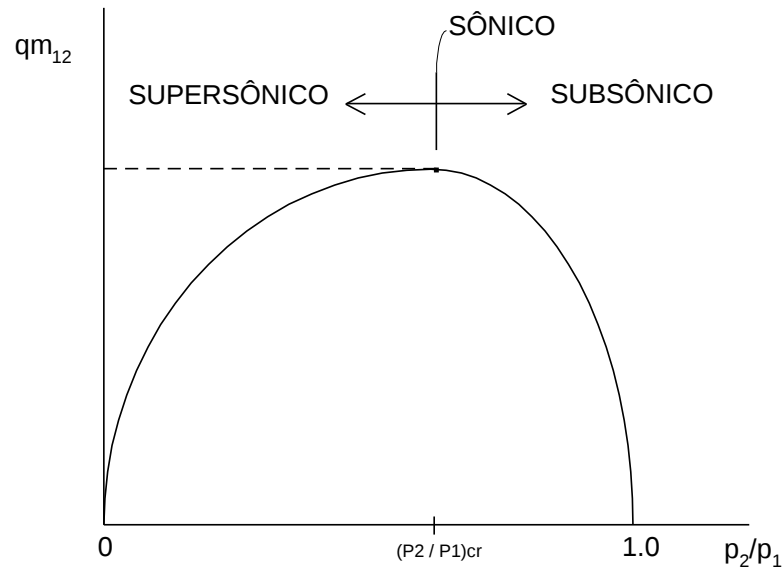


Figura 11.

A máxima vazão ocorre para:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{cr} = \left(\frac{2}{(\gamma + 1)} \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma - 1)}} \quad (5.14)$$

sendo:

$$\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{cr} = \text{Razão de pressões crítica}$$

Substituindo (5.14) em (5.8):

$$v_2 = \left\{ \frac{2\gamma RT_1}{\gamma - 1} \left[1 - \left(\left(\frac{2}{(\gamma + 1)} \right)^{\frac{\gamma}{(\gamma - 1)}} \right)^{\frac{(\gamma - 1)}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}}$$

$$v_2 = \left\{ \frac{2\gamma RT_1}{\gamma - 1} \left(\frac{\gamma + 1 - 2}{\gamma + 1} \right) \right\}^{\frac{1}{2}} = \left\{ \frac{2\gamma RT_1}{\gamma + 1} \right\}^{\frac{1}{2}}$$

Substituindo também (5.14) em (5.10):

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \right)^{\frac{(\gamma - 1)}{\gamma}} \rightarrow T_2 = \frac{2}{\gamma + 1} \cdot T_1 \quad \text{Relação válida para } \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{cr}$$

Logo tem-se:

$$v_{2_{cr}} = \sqrt{\gamma RT_2} \quad (5.15)$$

Que corresponde à velocidade do som à temperatura T2.

Logo, a máxima vazão mássica que pode passar através de qualquer área ocorre à velocidade do SOM LOCAL.

Observando-se a curva apresentada anteriormente (figura 11), tem-se:

$$\text{Faixa subsônica:} \quad \frac{p_2}{p_1} > \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{cr} \quad (3.16a)$$

$$\text{Escoamento sônico:} \quad \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{cr} \quad (3.16b)$$

$$\text{Faixa supersônica:} \quad \frac{p_2}{p_1} < \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{cr} \quad (3.16c)$$

Na faixa supersônica a vazão mássica decai porque, apesar da velocidade crescer com a queda de $\frac{p_2}{p_1}$ (eq. 5.8), a massa específica (eq. 5.12) cai com queda de $\frac{p_2}{p_1}$, e esta decai com uma taxa superior à da velocidade.

A vazão crítica é obtida substituindo-se (5.14) em (5.13), ou seja:

$$qm_{cr} = \frac{A_{12}P_1}{\sqrt{T_1}} \left[\frac{\gamma}{R} \left(\frac{2}{\gamma+1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{(\gamma-1)}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5.17)$$

Além disso, definindo-se

$$\Psi = \left\{ \frac{\gamma}{(\gamma-1)} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (5.18)$$

Pode-se escrever a equação 5.13 como:

$$qm_{12} = A_{12}P_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \cdot \Psi \quad (5.19)$$

5.2.3.1 Aproximação para a equação geral de escoamento compressível

Quando a diferença entre p_1 e p_2 é pequena, pode-se obter uma relação simplificada, substituindo a equação (5.13) ou ((3.18) e (5.19)), resultando nas equações 5.20 e 5.21.

$$qm_{12} = \varepsilon Cd A_{12} \sqrt{2 \rho_2 \Delta p} \quad (5.20)$$

$$\varepsilon = \sqrt{\frac{1 - \frac{3 \Delta p}{2 \gamma p_1}}{1 - \frac{\Delta p}{\gamma p_1}}} \quad (5.21)$$

5.2.4 Vazão em Bocais, Orifícios e Válvulas

Para o emprego da equação da vazão mássica (5.13) ou (5.18 e 5.19) é necessário conhecer os valores de pressão total (p_1), pressão estática (p_2) e temperatura total (T_1).

Para tal, são necessárias algumas considerações conforme segue:

5.2.4.1 Vazão em Bocais (Bocais Convergentes) (ANDERSEN, p. 24-27) (SHAMES, p. 400-404)

Considere um bocal descarregando gás de um reservatório conforme a Figure 12.

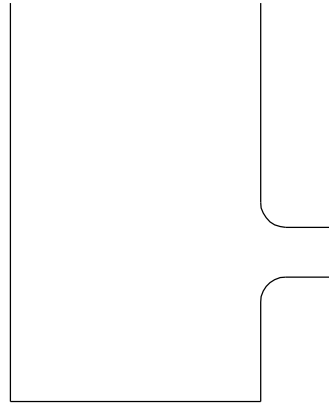


Figura 12. Bocal descarregando gás de um reservatório infinito

Se a área do bocal diminui gradualmente, o processo de escoamento de um ponto no reservatório até a saída do bocal pode ser considerado ISOENTRÓPICO. Assim, se não há perda de energia, a temperatura total (T_1) e a pressão total (p_1) na seção de saída são iguais à temperatura e pressão totais no reservatório.

$$p_1|_{saída} = p_1|_{reserv.}$$

$$T_1|_{saída} = T_1|_{reserv.}$$

Além disso, se o diâmetro do reservatório é suficientemente grande para considerar-se que a velocidade de aproximação no bocal é pequena, então:

$$p_2|_{reserv.} = p_1|_{reserv.}$$

Logo, p_1 na equação (5.13) pode ser considerado como a “PRESSÃO ESTÁTICA À MONTANTE”.

Por outro lado, como existe atrito do fluido com as paredes do bocal, a velocidade média na seção de saída do bocal ($v_{2\text{ real}}$) é menor que a ideal (isoentrópica) (v_2).

Assume-se que:

$$v_{2\text{ real}} = \underbrace{(0,95 \text{ a } 0,98)}_{cv} v_{2\text{ isoentrópico}} \quad (5.22)$$

Logo a equação (5.13) pode ser multiplicada por este fator.

Com relação à pressão estática (p_2) presente na equação (5.13) pode-se considerar que:

- Normalmente não é conveniente medir a pressão estática na seção de saída do local.

- Se o bocal descarrega para atmosfera, a pressão estática na saída será igual à pressão atmosférica, desde que esta não seja inferior à pressão crítica, considerando a pressão total no reservatório, isto é:

$$p_{atm} \geq p_1 \cdot \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\frac{\gamma}{\gamma - 1}} \quad (5.23)$$

Se a pressão atmosférica for inferior à crítica, a pressão na saída (na mínima seção do local) será EXATAMENTE A CRÍTICA e o gás continuará a se expandir após deixar o local.

Este fato ocorre porque, quando as condições sônicas $\left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{cr} \right)$ são atingidas na garganta do bocal, significa que o fluido nesta região move-se para jusante (com $v_{2\ cr}$) tão rápido quanto uma propagação de pressão o faz a montante. (Ver figura 6)

Assim, as variações de pressão resultantes de ulteriores decréscimos da pressão atmosférica não podem se comunicar com a região a montante da garganta.

Com o ulterior abaixamento da pressão atmosférica, a pressão estática (p_2) continua a permanecer na pressão crítica. O bocal é dito estar operando na condição de BLOQUEIO.

Devido a diferença que irá ocorrer entre a pressão estática (p_2) na garganta do bocal e a pressão atmosférica, ocorrerá uma série de ondas de expansão para que haja uma ajustagem da pressão do gás para a pressão atmosférica.

A figura 13 ilustra as condições de Escoamento subsônico (1), Escoamento sônico (2) e Escoamento supersônico (3).

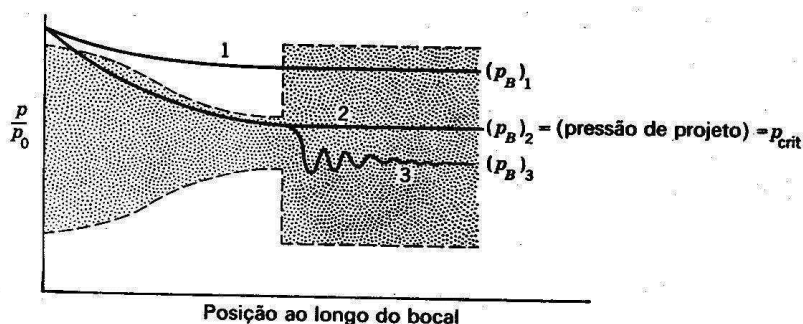
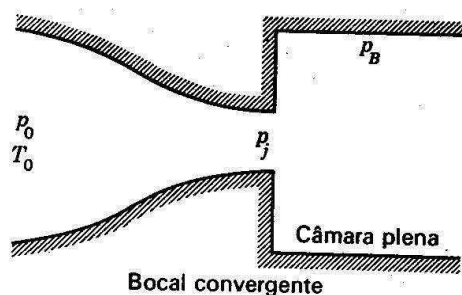
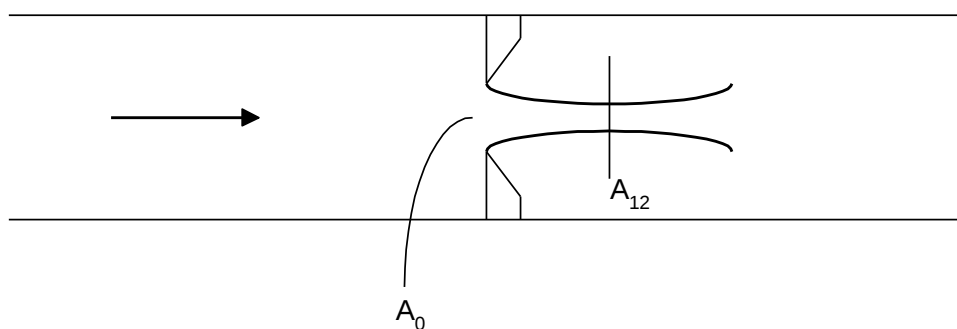


Figura 13.

Assim sendo, para um bocal convergente, a curva $qm_{12} \times \frac{p_2}{p_1}$ apresentada anteriormente, toma a forma da linha pontilhada na faixa supersônica (figura 11).

5.2.4.2 Vazão em Orifícios

Todas as considerações feitas para bocais aplicam-se para orifícios. Porém, nos orifícios há uma mudança abrupta na seção de entrada e o escoamento separa-se da parede do orifício e, neste sentido, forma seu próprio bocal depois ou na própria seção de entrada.



Mínima área de seção transversal = área efetiva do orifício = A_{12} na eq. (5.13) = área da vena contracta.

Figura 14.

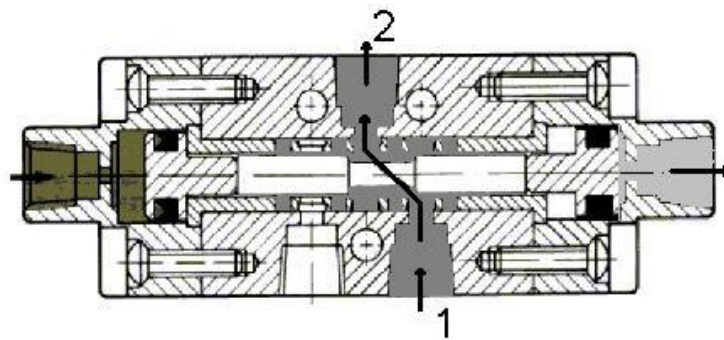


Figura 15- Seção transversal de uma válvula direcional (SCHRADER, 198-c)

A área efetiva do orifício (A_0) é relacionada por:

$$A_{12} = C_c \cdot A_0$$

sendo:

C_c = coeficiente de contração

$C_d = C_c \cdot C_v$ (coeficiente de descarga)

$$\text{Logo: } A_{12} = C_d \cdot A_0 \quad (5.24)$$

Assim sendo, a equação da vazão mássica em orifícios será dada por:

$$qm_0 = cd \cdot A_0 \cdot p_1 \sqrt{\frac{2}{RT_1}} \left\{ \frac{\gamma}{(\gamma-1)} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma+1}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (5.25)$$

ou na forma aproximada:

$$qm_0 = \varepsilon \cdot Cd A_0 \sqrt{2 \rho_2 \Delta p} \quad (5.26)$$

ou

$$qm_0 = \varepsilon \cdot Cd A_0 \sqrt{\frac{2 p_2 \Delta p}{RT_2}} \quad (5.27)$$

Com:

$$\varepsilon = \left(\frac{1 - \frac{3}{2\gamma} \cdot \frac{\Delta p}{p_1}}{1 - \frac{1}{\gamma} \cdot \frac{\Delta p}{p_1}} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (5.28)$$

Para as equações (5.25) a (5.28) considera-se:

p_1 = pressão estática à montante do orifício

p_2 = pressão estática à jusante do orifício

T_1 = temperatura à montante (Não perturbada)

T_2 = temperatura à jusante (Não perturbada)

Observa-se que o coeficiente de descarga, quando avaliado experimentalmente para diferentes orifícios e válvulas, incorpora também outros efeitos como, por exemplo, a recuperação da pressão estática (p_2) após deixar o orifício (vena contracta) de modo que a pressão estática efetivamente medida pode ser um pouco superior à pressão estática logo após o orifício.

Observando a equação (5.27), se p_2 medida é maior que a real, Cd deverá ser um pouco menor para que a vazão real seja igual à calculada.

Por sua vez, a vazão volumétrica está correlacionada à vazão mássica por:

$$qv_i = \frac{qm}{\rho_i} \quad (5.29)$$

Assim, quando se especifica a vazão volumétrica de um fluido compressível, deve-se especificar a que temperatura e pressão esta está referida.

Para as condições normais técnica (CNTPT técnicas):

$$T_o = 293 \text{ K (20° C)}$$

$$p_o = 1,0133 \times 10^5 \text{ Pa}$$

$$\rho_o = 1,205 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho = \frac{p}{RT}$$

$$R|_{\text{CNTPT}(15^\circ\text{C}, 1,0133\text{bar})} = 286,8 \text{ J/kgK}$$

$$\rho_{\text{CNTPT}} = 1,227 \text{ kg/m}^3$$

Assim, a equação (4.5) fornecerá:

$$qv_0 = \frac{\varepsilon \cdot cd \cdot A_0}{\rho_i} \cdot \sqrt{2\rho_2 \Delta p} \quad (5.30)$$

$$qv_0 = \varepsilon \cdot cd \cdot A_0 \cdot \frac{RT_i}{p_i} \sqrt{2\rho_2 \Delta p} \quad (5.31)$$

5.3 Embasamento para o Dimensionamento de Válvulas

O dimensionamento dos componentes tem início com a especificação da velocidade e da força necessárias para a movimentação da carga, obtendo-se diretamente a vazão mássica ou vazão volumétrica e a pressão necessárias no cilindro pneumático.

Considerando-se o circuito pneumático apresentado na figura 5.4, descreve-se a seguir as equações necessárias à determinação da vazão volumétrica de ar necessária na câmara A, referida à pressão efetiva p_A .

$$(p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B) \cdot \eta_c = F_c \quad (5.32)$$

$$qV_A(p_A) = A_A \cdot v_c \quad (5.33)$$

$$qm_A = qV_{A(pA)} \cdot \frac{(p_A + p_0)}{RT_A} \quad (5.34)$$

onde:

- F_c é a força de carga, isto é, a força vencida pelo atuador, no avanço da haste;
- p_A e p_B são as pressões manométricas, atuantes nas câmaras dos cilindros;
- A_A e A_B são as áreas internas do cilindro;
- $q_{vA(pA)}$ é a vazão volumétrica de ar necessária na câmara A, referida à pressão efetiva p_A ;
- q_{mA} é a vazão mássica de ar necessária na câmara A;
- T_A é a temperatura absoluta na câmara A;
- R é a constante universal dos gases. Para o ar, $R = 288 \text{ J/Kg K}$;
- v_c é a velocidade de deslocamento do cilindro;
- η_c é o rendimento mecânico do cilindro. Incorpora as perdas por atrito no êmbolo e na haste.

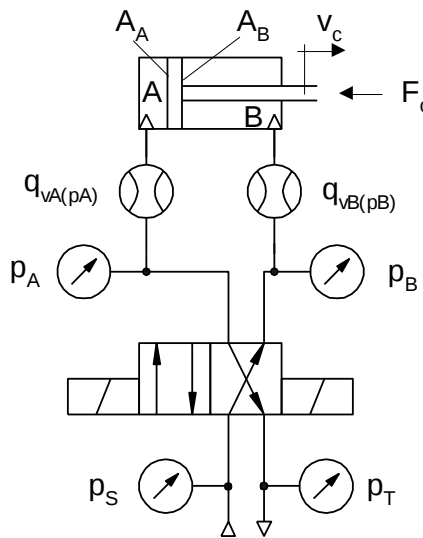


Figura 5.4 – Circuito pneumático básico

Após a determinação da vazão, o projetista tem que identificar, entre as diversas opções de válvulas disponíveis, aquela que melhor lhe satisfaz. A figura 5.5 apresenta as curvas que descrevem o comportamento de válvulas de tamanhos nominais diferentes. Como pode ser visto, cada válvula possui uma curva específica, sendo que as diferenças são devidas aos parâmetros de caráter construtivo que são encontrados na equação 5.25, como o ' Cd ' e a ' A_{orif} '.

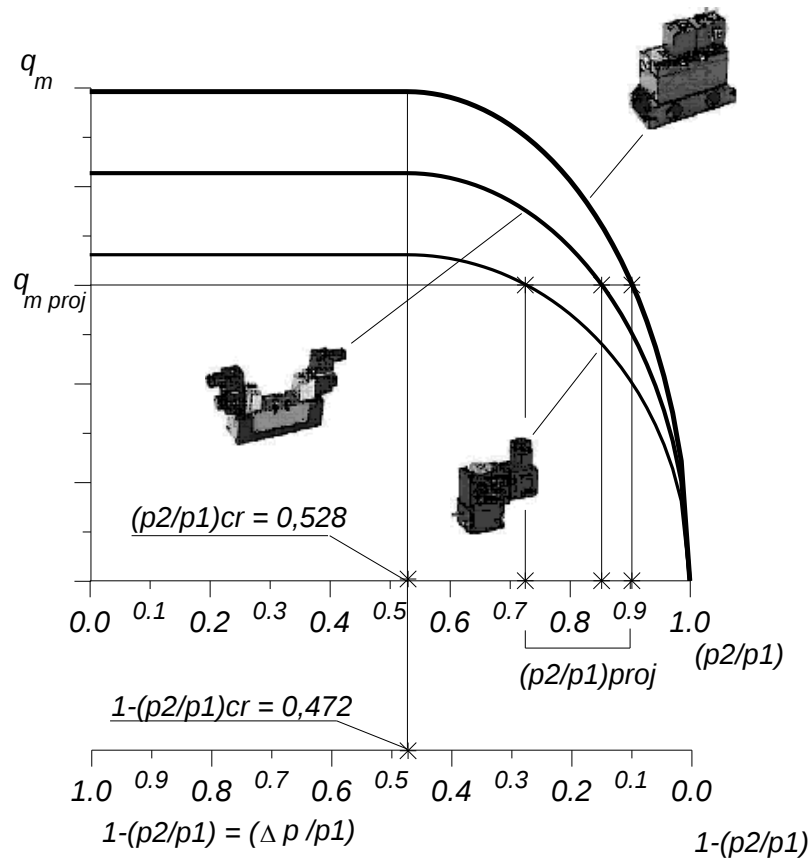


Figura 5.5 – Curvas características de válvulas com diferentes tamanhos

Para a escolha da válvula pela vazão requerida de projeto ($q_{m\ proj}$), nota-se que para uma série de válvulas com tamanhos nominais diferentes, a relação $\Delta p/p_1$ decresce à medida que se escolhe uma válvula maior (figura 5.5), ou seja, válvulas de maior tamanho nominal produzem menor perda de pressão.

Observando-se apenas uma válvula, verifica-se através da figura 5.6 que, quanto maior o valor de $\Delta p/p_1$ sobre a válvula, maior será a vazão mássica até atingir o limite de escoamento sônico. A partir deste ponto, o aumento de Δp na válvula não provoca aumento da vazão mássica, isto é, ocorre saturação na válvula.

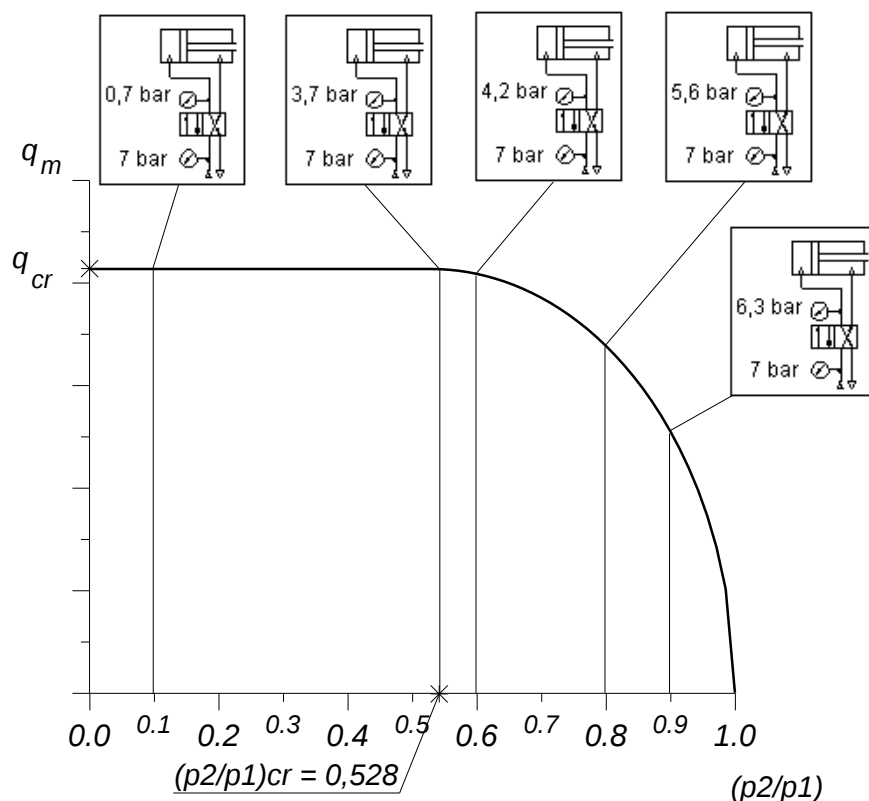


Figura 5.6 – Pontos em uma curva característica de válvula para diferentes pressões de saída

5.4 Normas para determinação da vazão em válvulas pneumáticas

Nos catálogos técnicos, as válvulas não são especificadas através da área de passagem A_{12} presente nas equações 5.3 ou 5.6 ou de curvas do tipo mostrado na figura 5.5, mas sim através da vazão volumétrica obtida em testes realizados sob condições especificadas por normas técnicas, como VDI 3290 (VDI, 19--), ANSI/(NFPA) T3.21.3 (ANSI, 1990) e ISO 6358 (ISO, 1989).

5.4.1 Norma VDI 3290

A VDI 3290 (VDI, 19--) estabelece parâmetros para especificação experimental da vazão volumétrica nominal. Define que a **vazão nominal** é a quantidade de ar por unidade de tempo que pode passar através de um elemento com uma pressão de 7 bar absoluto na entrada (p_1) e 6 bar absoluto na saída (p_2) e com uma temperatura do meio ambiente de 20 °C. A medição da vazão realiza-se quando existe uma queda de pressão $\Delta p = 1$ bar, que é conseguida através de uma válvula reguladora de vazão posicionada na saída, conforme apresentado na figura 5.7 (FESTO, 1989).

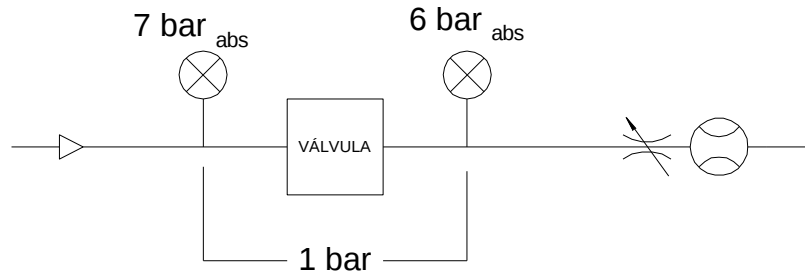


Figura 5.7 – Circuito de teste segundo a VDI 3290.

Para se estabelecer uma relação entre vazão mássica de teste e vazão mássica de projeto, pode-se reescrever a equação da vazão mássica 5.27 para as condições do teste e do projeto, obtendo-se as equações 5.35 e 5.36. A equação 5.35 representa a vazão calculada na condição de projeto e a equação 5.36 representa a vazão calculada na condição de teste:

$$qm_{proj} = \varepsilon C_d A_o \sqrt{2 \rho_{2proj} \Delta p_{proj}} \quad (5.35)$$

$$qm_{teste} = \varepsilon C_d A_o \sqrt{2 \rho_{2teste} \Delta p_{teste}} \quad (5.36)$$

Dividindo as equações 5.35 e 5.36, empregando relações provenientes da termodinâmica e considerando-se a diferença entre ε_{proj} e ε_{teste} muito pequena (aceitável no caso do Δp de projeto ser igual ou menor que 1 bar), pode-se obter a expressão final na seguinte forma (FURST et al., 1999):

$$Q_n = \frac{qV_{proj(p_0)}}{0,4082 \times 10^{-5} \sqrt{(p_{2proj} + p_0) \Delta p_{proj}}} \quad (5.37)$$

onde:

Q_n = vazão nominal referida as CNTP técnicas (Condições Normais de Temperatura e Pressão ($p = 1,013 \times 10^5$ Pa, $T = 20^\circ\text{C}$ (293,15 K)) especificada em [N L/min] segundo a VDI 3290.

$qV_{proj(p_0)}$ = Vazão volumétrica de projeto referida as CNTP técnicas em [N l/min].

p_{2proj} = pressão manométrica na saída na condição de projeto [Pa].

p_0 = pressão atmosférica [Pa].

$\Delta p_{proj} = p_1 - p_2$ = diferença de pressão entre entrada e saída [Pa].

5.4.2 Norma ISO 6358

Conforme já mencionado anteriormente, quando o componente pneumático está submetido a razões de pressão inferiores à razão crítica, ocorre o fenômeno de saturação, significando que a vazão mássica na prática não diminui, e sim permanece constante. Este fenômeno ocorre devido à propagação de pressão a montante ser igual à velocidade do fluido a jusante.

O teste padronizado pela Norma ISO 6358 (ISO, 1989) procura, ao mapear de uma forma mais precisa este fenômeno, determinar as características de vazão do componente pneumático sob teste. Nesta norma, a curva da válvula é descrita através da equação de uma elipse caracterizada por coeficientes b e C .

Para a aplicação da norma ISO 6358 (ISO,1989) na determinação numérica da vazão mássica através do componente pneumático na condição de abertura máxima do orifício de controle, é utilizada a Eq.

(5.38).

$$qm = \begin{cases} C(p_s + p_0)\rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \sqrt{1 - \left(\frac{a-b}{1-b}\right)^2} & \text{para } a > b \quad \text{escoamento subsônico} \\ C(p_s + p_0)\rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} & \text{para } a \leq b \quad \text{escoamento sônico} \end{cases} \quad (5.38)$$

Onde:

$$a = \left(\frac{p_2}{p_1} \right) \quad (5.39)$$

$$b = \left(\frac{p_2}{p_1} \right)_{cr} \quad (5.40)$$

Da Eq.

(5.38) e em condições de escoamento supersônico, o coeficiente C , denominado de condutância sônica, é determinado pela substituição na Eq. (5.41) dos dados obtidos segundo o procedimento experimental normalizado (ISO, 1989):

$$C[m^3 / sPa] = \frac{q_m^*}{p_1 \rho_0} \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \quad (5.41)$$

Nesta equação, o termo q_m^* representa a vazão mássica máxima que escoar através do componente pneumático, ou seja, é a vazão mássica quando a razão de pressões no orifício

de controle é igual ou inferior à razão de pressões crítica, a qual é a condição de saturação de escoamento mássico através do orifício de controle. Além desta condição de escoamento, o componente pneumático em teste deve encontrar-se na condição de abertura máxima do orifício de controle.

Da Eq. (5.42) na condição de escoamento subsônico ou sônico pode-se escrever:

$$b = 1 - \frac{1 - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)}{1 - \sqrt{1 - \left(\frac{q_m}{C \rho_o p_1} \sqrt{\frac{T_1}{T_o}} \right)^2}} \quad (5.42)$$

Por sua vez, em condições reais de escoamento, a razão de pressões não atinge o valor teórico fornecido pela Eq. (5.40), ($b = 0.528$). O valor deste coeficiente deve ser determinado através da Eq. (5.42), na qual são aplicados valores de parâmetros determinados experimentalmente.

O coeficiente C , definido pela ISO 6358 (ISO, 1989) pode ser correlacionado com a vazão nominal¹ (Q_n) definida pela VDI 3290 (VDI, 19--). Conforme apresentado em ASAFF (2006), o coeficiente equivalente C , relativo à VDI 3290 pode ser calculado pela (Eq.(5.43).

$$C_{(VDI\ 3290)} [m^3 / sPa] = \frac{Q_n [NL / min]}{60000 \cdot p_{1n} w(a_n)} \quad (5.43)$$

com

$$w(a_n) = \sqrt{1 - \left(\frac{a_n - b}{1 - b} \right)^2}$$

e

$$a_n = \left(\frac{p_{2n}}{p_{1n}} \right) \text{ sendo } p_{1n} = 7bar_{abs} \text{ e } p_{2n} = 6bar_{abs}$$

Os coeficientes b e C são obtidos de forma indireta a partir dos resultados do teste e servem para prever ou mesmo comparar as características de desempenho de diferentes componentes submetidos ao mesmo teste.

O coeficiente b expressa a razão de pressão abaixo da qual a vazão torna-se saturada em uma válvula, sendo que o seu valor é calculado pela média aritmética dos valores obtidos experimentalmente segundo as condições de 100% , 80% , 60% , 40% e 20% da vazão inicial do teste.

¹ Esta norma está fora de uso, porem é ainda muito comum a caracterização de componentes em catálogo utilizando Q_n .

Nos orifícios típicos de válvulas, o coeficiente b é menor do que o valor teórico de 0,528 apresentado anteriormente já que a medição de pressão não ocorre exatamente antes e depois do orifício de controle da válvula mas sim junto às conexões externas da válvula. Em condições reais este valor varia de 0,2 a 0,45.

O coeficiente C expressa a vazão mássica na condição de escoamento sônico que passa através do componente sob teste, dividido pelo produto da pressão a montante com a massa específica do fluido nas condições padrão, isto é:

$$C = \frac{qm_{cr}}{\rho_0 p_1} \quad (5.44)$$

Como a vazão volumétrica pode ser relacionada com a vazão mássica através da equação 5.46, percebe-se que o coeficiente C está associado à vazão volumétrica de teste que passa pelo orifício do componente pneumático na condição de escoamento sônico.

$$qm_{cr} = qv_{cr} \rho_0 \quad (5.45)$$

5.4.3 Norma ANSI/(NFPA) T3.21.3

A norma ANSI/(NFPA) T3.21.3 (ANSI, 1990) estabelece as condições e procedimentos de teste para a obtenção do coeficiente C_v para a caracterização de válvulas pneumáticas.

Parte-se do equacionamento da vazão mássica apresentado anteriormente, que resultou na equação 5.6. Esta equação representa uma simplificação da equação da vazão mássica que passa por um orifício submetido a pequenas diferenças de pressão. Este tratamento matemático é similar ao adotado na obtenção das equações apresentadas pela norma VDI 3290.

Segundo informações obtidas junto a National Fluid Power Association – NFPA, embora o teste seja realizado com ar comprimido, o significado físico do coeficiente C_v permanece sendo o da vazão de água que passa por um determinado orifício, expressa em galões americanos por minuto, quando este orifício é submetido a uma diferença de pressão de 1 psig e uma temperatura de 68 °F.

A demonstração do C_v é obtida através da razão $qv_{teste}/qv_{projeto}$, sendo a vazão volumétrica de teste referida à CNTP técnica, com todas as suas unidades no SI. Os coeficientes Cd_{H_2O} e Cd_{ar} (coeficientes de descarga em orifícios) podem ser eliminados caso possuam o mesmo valor. Isto ocorre caso o número adimensional de Reynolds junto ao orifício do componente pneumático em teste possua um valor próximo ao da condição de projeto, operando com ar.

Substituindo-se os valores normalizados de teste e introduzindo-se os coeficientes de conversão de unidades, que possibilitam a entrada dos dados nas unidades sugeridas pela Norma ANSI/(NFPA) T3.21.3, obtém-se a seguinte equação tendo pressões expressas em bar, temperatura em K e vazão volumétrica de projeto em m³/s.

$$C_v = \frac{q_{v \text{ proj}}}{114,5 \sqrt{\frac{p_2 \Delta p}{T_1}}} \quad [\text{gal}_{\text{americanos}} / \text{min}] \quad (5.46)$$

5.4.4 Correlação entre normas

Conforme apresentado na seção 5.3, a especificação de válvulas em catálogos dá-se pela vazão volumétrica obtida em condições padronizadas. Como estas condições variam de uma norma para outra e cada fabricante tem optado por um determinado padrão, torna-se necessário o conhecimento das correlações entre os coeficientes estabelecidos nas diferentes normas para que a comparação de componentes pneumáticos testados segundo diferentes normas não gere conclusões equivocadas. A obtenção das correlações apresentadas na tabela 5.3 podem ser vistas em (FURST et al., 1999).

Embora não tenha sido mencionado anteriormente, comercialmente também é empregado o coeficiente KV, que é obtido em teste similar ao realizado para obter o Cv, diferenciado apenas pelas unidades [m³/h].

Tabela 5.3 – Correlação entre coeficientes de válvulas

Cv	Kv	Qn
$C_v = Q_n / 984$	$K_v = 0,8547 C_v$	$Q_n = 984 C_v$
$C_v = K_v / 0,8547$	$K_v = 8,686 \times 10^{-4} Q_n$	$Q_n = 1151,28 K_v$

5.5 Método de Seleção do Conjunto Válvula Direcional e Cilindro empregando a ISO 6358

O método apresentado nesta seção visa obter o dimensionamento de uma válvula pneumática direcional e de um atuador linear, de modo a garantir uma força F_c com uma velocidade v_c de atuação. O circuito pneumático representado na figura 5.9 ilustra a condição de projeto desejada.

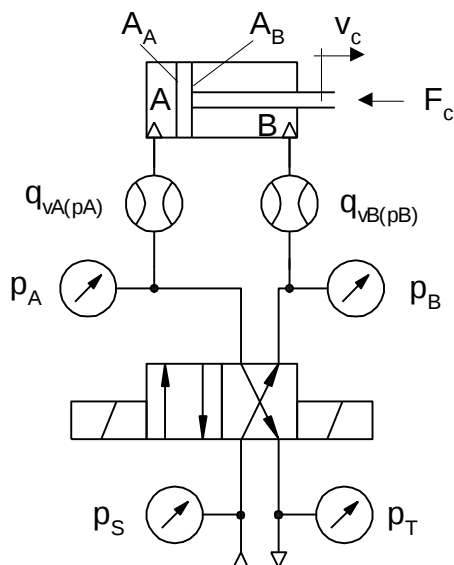


Figura 5.9 – Circuito pneumático a ser dimensionado

Sabe-se que, se for escolhida uma válvula direcional muito pequena, a pressão p_A também será bastante reduzida. Consequentemente, para se alcançar a força F_c desejada, será necessária a seleção de um cilindro maior, acarretando um consumo de ar mais elevado e aumentando os custos de investimento e de operação do sistema. Por outro lado, uma válvula direcional de maior tamanho normalmente terá maior tempo de resposta e maior custo.

Deste modo, para estabelecer-se a combinação ideal de cilindro e válvula direcional, pode-se seguir as etapas abaixo onde se empregam as equações mencionadas anteriormente. O método a seguir baseia-se na ISO 6358.

I. Para uma primeira iteração, arbitra-se um valor para a perda de pressão na via de alimentação da válvula e calcula-se A_A , com a seguinte expressão simplificada para a força produzida pelo atuador:

$$F_c \cong p_A \cdot A_A \cdot \eta_c \quad (5.47)$$

onde:

- η_c representa o rendimento do atuador (pode-se adotar um valor em torno de 0,8)
- Adota-se para p_A um valor em torno de 5,5 bar efetivo, que corresponde a uma perda de pressão de 0,5 bar na alimentação para uma pressão de suprimento (p_S) de 6 bar efetivo.

Com o valor de A_A , pode-se determinar o valor do diâmetro do cilindro D_A . Adota-se então o valor comercial mais próximo.

II. Determinação de $q_{vA}(p_A)$:

$$qV_{A(pA)} = A_A v_C \quad (5.48)$$

III. Determinação de q_{mA} :

$$qm_A = qV_{A(pA)} \cdot \frac{p_A + p_0}{RT_A} \quad (5.49)$$

IV. Utilizando a expressão abaixo, obtém-se o valor para C. Arbitra-se um valor típico para $b = 0,4$.

$$qm_A = C(p_s + p_0)\rho_0 \sqrt{\frac{T_0}{T_1}} \sqrt{1 - \left(\frac{a-b}{1-b}\right)^2} \quad \text{sendo } a > b \quad (5.50)$$

sendo:

$$a = \left(\frac{p_A + p_0}{p_s + p_0} \right) \quad (5.51)$$

Com o valor de C, pode-se calcular a vazão nominal (VDI 3290):

$$C_{(VDI3290)} = \frac{Q_n [NL / \min]}{60000 \cdot p_{Sn} w(a_n)} \quad (5.52)$$

Onde:

$$w(a_n) = \sqrt{1 - \left(\frac{a_n - b}{1 - b}\right)^2} \quad \text{e } a_n = \left(\frac{p_{2n}}{p_{1n}}\right) \quad \text{sendo } p_{1n} = 7bar_{abs} \text{ e } p_{2n} = 6bar_{abs}$$

Escolhe-se o C comercial mais próximo ou o Q_n comercial mais próximo e, neste último caso, recalcula-se a vazão mássica por meio da equação 5.50, utilizando o valor de b encontrado no catálogo (no caso do catálogo apresentar especificação segundo a ISO 6358).

6 Projeto do Sistema de Processamento de Informações

6.1 Introdução: Métodos de projeto

Originalmente a automação de equipamentos e processos era de baixa complexidade e, no campo pneumático, solucionava-se o processamento de informações (sinais) utilizando somente componentes pneumáticos como válvulas 'E' e 'OU' e válvulas direcionais de pequeno porte. Gradualmente houve a aplicação de circuitos elétricos compostos de relés, chaves, contadoras etc. em conjunto com válvulas direcionais eletropneumáticas. Nas décadas de 80-90 intensificou-se o emprego de CLP's (Controladores Lógicos Programáveis) em substituição aos relés e às válvulas pneumáticas empregadas no processamento de informações.

Como consequência direta do aumento da complexidade dos sistemas de automação e da existência de três princípios tecnológicos que podem ser aplicados para processar informações, isto é, **pneumática pura**, **eletropneumática** e **pneutrônica**, houve o surgimento de vários **métodos de projeto** que podem ser classificados em **métodos tradicionais** e **o método passo-a-passo generalizado**.

Enfatiza-se que todos estes métodos aplicam-se somente para o sistema de processamento de informações (sinais) porém, a aplicação dos métodos tradicionais exige a escolha antecipada da tecnologia que será empregada, impedindo que se possa prever qual das possíveis tecnologias será a mais eficiente na solução de um dado problema. Assim sendo, predefinindo-se o uso da eletropneumática (com relés), pode-se empregar o **método eletropneumático intuitivo**, o **método de sequência mínima** ou o **método de sequência máxima**; escolhendo-se pneumática pura, tem-se à disposição o **método pneumático intuitivo**, o **método cascata** e o **método passo a passo tradicional**. Nas aplicações empregando CLP's, ainda é muito comum o desenvolvimento do programa sem um método definido, sendo fundamentado na experiência do projetista.

Assim sendo, o projeto tradicional de um sistema pneumático não inclui a determinação da tecnologia mais adequada para atender os requisitos de um cliente ou de um ambiente onde o sistema será usado. Sabe-se que cada tecnologia tem vantagens e desvantagens relacionadas a custos, manutenção, desempenho etc. que devem ser constantemente observadas durante a evolução de um projeto.

Alguns destes métodos tradicionais apresentam semelhanças quanto às soluções de projeto. Métodos como sequência máxima e passo-a-passo tradicional apresentam similaridades quanto à existência de intertravamentos com a função de memória, dentro de uma sequência de eventos. As soluções com memórias apresentam diagramas e esquemas geralmente mais complexos.

Com os métodos como sequência mínima e cascata consegue-se soluções com menor número de

componentes. No caso do método cascata, separa-se pelo menos duas linhas pneumáticas, uma para avanço e uma linha para retorno de cilindros. Para seqüência mínima, têm-se pelo menos duas linhas de corrente elétrica: uma para alimentação dos solenóides de avanço e outra para os solenóides de retorno dos cilindros. Estes métodos apresentam soluções similares uma vez que ambos separam movimentos de avanço e retorno. A figura 6.1 expõe as metodologias tradicionais e as tecnologias correspondentes.

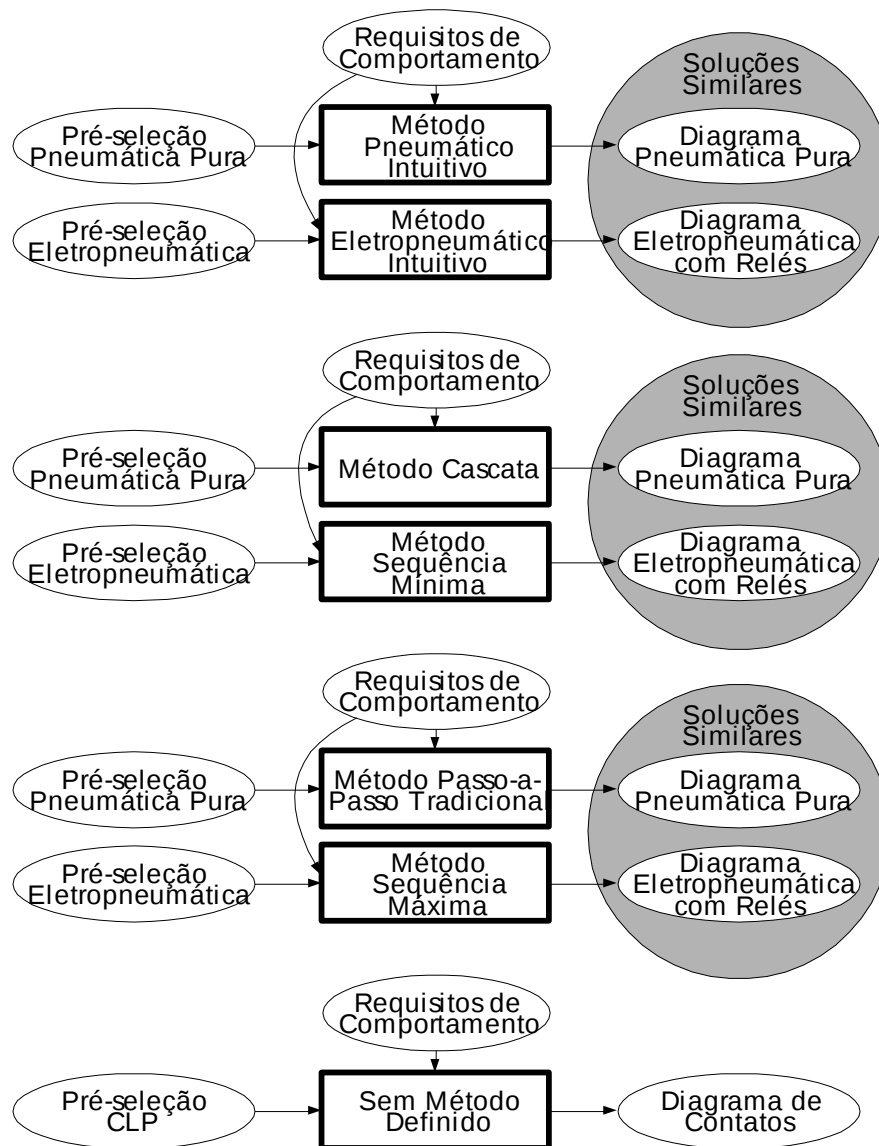


Figura 6.1 – Métodos tradicionais de projeto.

Por sua vez, o método passo-a-passo generalizado possibilita a concepção de sistemas de automação pneumática sem a pré-definição da tecnologia a ser utilizada no processamento de informações e permite desenvolver soluções com pneumática pura, eletropneumática e pneutrônica. Na verdade, este engloba os métodos passo-a-passo da pneumática pura e seqüência máxima (eletropneumática) conforme será visto na seção 6.5.

Nas próximas seções apresentam-se os métodos de projeto utilizando como exemplo um sistema

de elevação inserido em uma linha de transporte de embalagens, conforme ilustrado na figura 6.2. Neste caso, ao chegar uma caixa na esteira inferior (sensor 2S1) o cilindro 1A recua, permitindo o posicionamento daquela sobre a mesa de elevação (sensor 2S0). Em sequência os cilindros 2A, 1A e 3A avançam. Após a expulsão da caixa para a esteira superior, os cilindros 3A e 2A recuam simultaneamente, estando o sistema apto para receber uma nova caixa.

Correspondentemente a seqüência de operações acima, representa-se na figura 6.3 o diagrama trajeto-passo com a indicação dos sinais dos sensores acionados a cada final de curso.

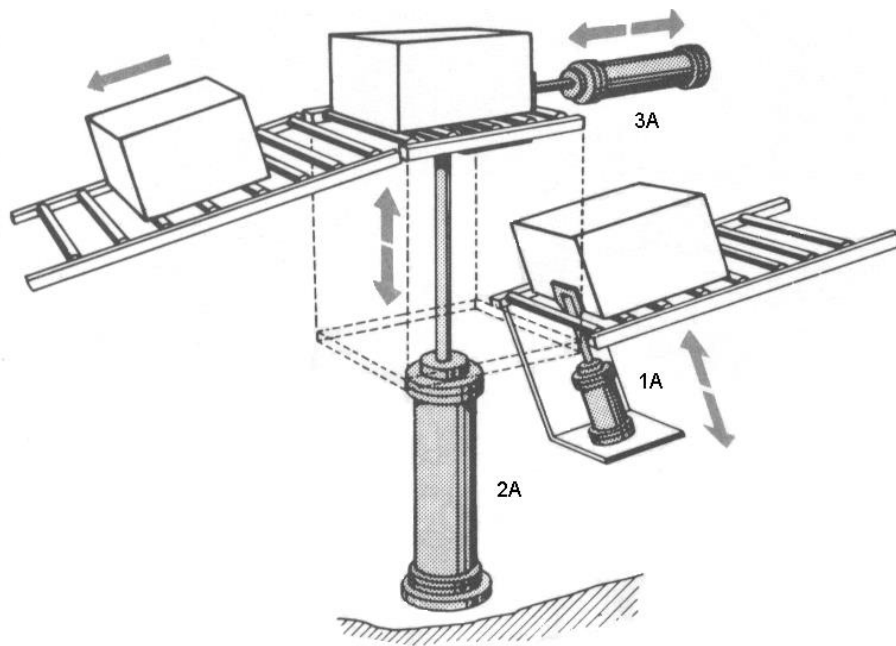


Figura 6.2 – Esboço do sistema de elevação de embalagens (FESTO, 199-)

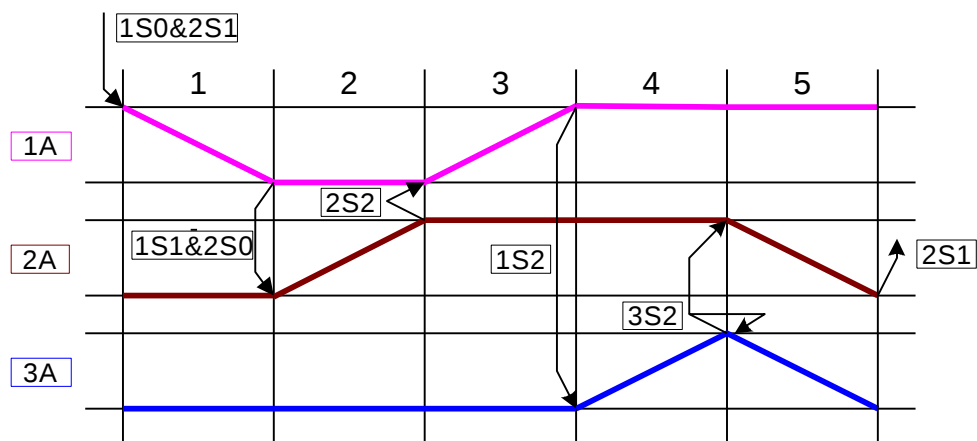


Figura 6.3 - Diagrama trajeto-passo do sistema de elevação de embalagens

6.2 Método intuitivo para pneumática pura e eletropneumática

Este método consiste na escolha dos elementos lógicos e das suas interligações baseando-se na experiência, em exemplos e em correções por tentativas e erros. Para um mesmo problema, podem resultar diversas soluções intuitivas, mais simples ou mais complexas, dependendo muito do projetista. Com isto, tornam-se mais difíceis a supervisão, a manutenção e a localização de defeitos à medida que aumentam o número de variáveis de entrada e as condições adicionais de comando.

Conforme será visto a seguir, o desligamento dos sinais de comando das válvulas direcionais é realizado por válvulas de fim-de-curso com roletes escamoteáveis, fato que tem alguns inconvenientes como necessidade de ajustes para posicionamento da máquina e de contato direto com o cilindro ou peça para o acionamento.

6.2.1 Pneumática pura

O método intuitivo estabelece algumas orientações para a construção do diagrama pneumático, porém a escolha das válvulas e interligações para o processamento de sinais depende fortemente da experiência e criatividade do projetista. Para a construção do diagrama pneumático também devem ser observadas as recomendações da ISO 1219-1 e ISO1219 mostradas no Anexo A

Etapas do método intuitivo para pneumática:

Diagrama do circuito pneumático

1. Representação dos atuadores e válvulas direcionais e suas interligações
2. Representação das válvulas de fim-de-curso (sensores) e botões de partida. Identificar a posição dos fins-de-curso junto aos atuadores.
3. Representação das válvulas de processamento de sinais e suas interligações. (Esta etapa implementa a lógica operacional do sistema requerendo a intuição do projetista).
4. Definição dos tipos de acionamento das válvulas de fim-de-curso (roletes simples ou escamoteáveis)
5. Modificação do circuito e inserção de válvulas para a Inclusão de condições adicionais, como opção de ciclo único/ciclo contínuo e ações de emergência

A figura 6.4 mostra a solução do exemplo citado pelo método intuitivo pneumático.

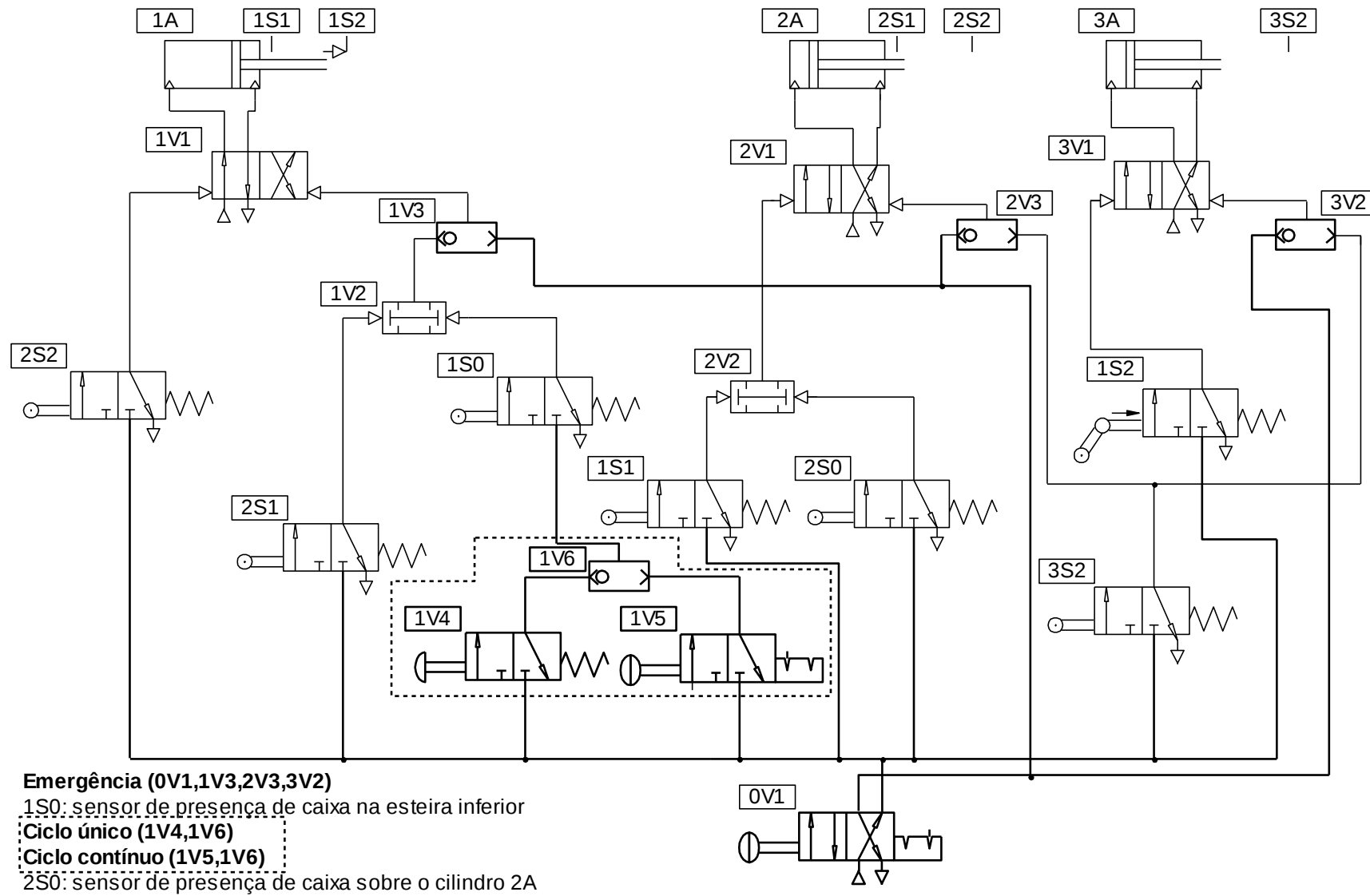


Figura 6.4 – Solução para o sistema de elevação de embalagens pelo método intuitivo pneumático.

6.2.2 Eletropneumática

Neste método, os componentes elétricos tais como, chaves, interruptores e principalmente relés, são responsáveis pelo processamento de sinais. Os elementos de sinais são elétricos e os acionamentos das válvulas direcionais que acionam os cilindros são feitos por solenóides (válvulas direcionais com duplo ou simples solenóide).

Etapas do método intuitivo para eletropneumática:

Diagrama do circuito pneumático:

1. Representação dos atuadores e válvulas direcionais e sua interligações

Diagrama do circuito elétrico:

2. Representação das chaves de fim-de-curso (sensores) e botões de partida. Identificar a posição dos fins-de-curso junto aos atuadores (no circuito pneumático).
3. Representação dos componentes para processamento de sinais como relés e temporizadores. Estabelecer o circuito elétrico de interligação destes componentes. (Esta etapa implementa a lógica operacional do sistema requerendo a intuição do projetista).
4. Definição dos tipos de acionamento das chaves de fim-de-curso (roletes simples ou escamoteáveis)
5. Modificação do circuito e inserção de chaves e relés para a inclusão de condições adicionais, como opção de ciclo único/ciclo contínuo e ações de emergência.

A figura 6.5 mostra a solução do exemplo citado pelo método eletropneumático intuitivo.

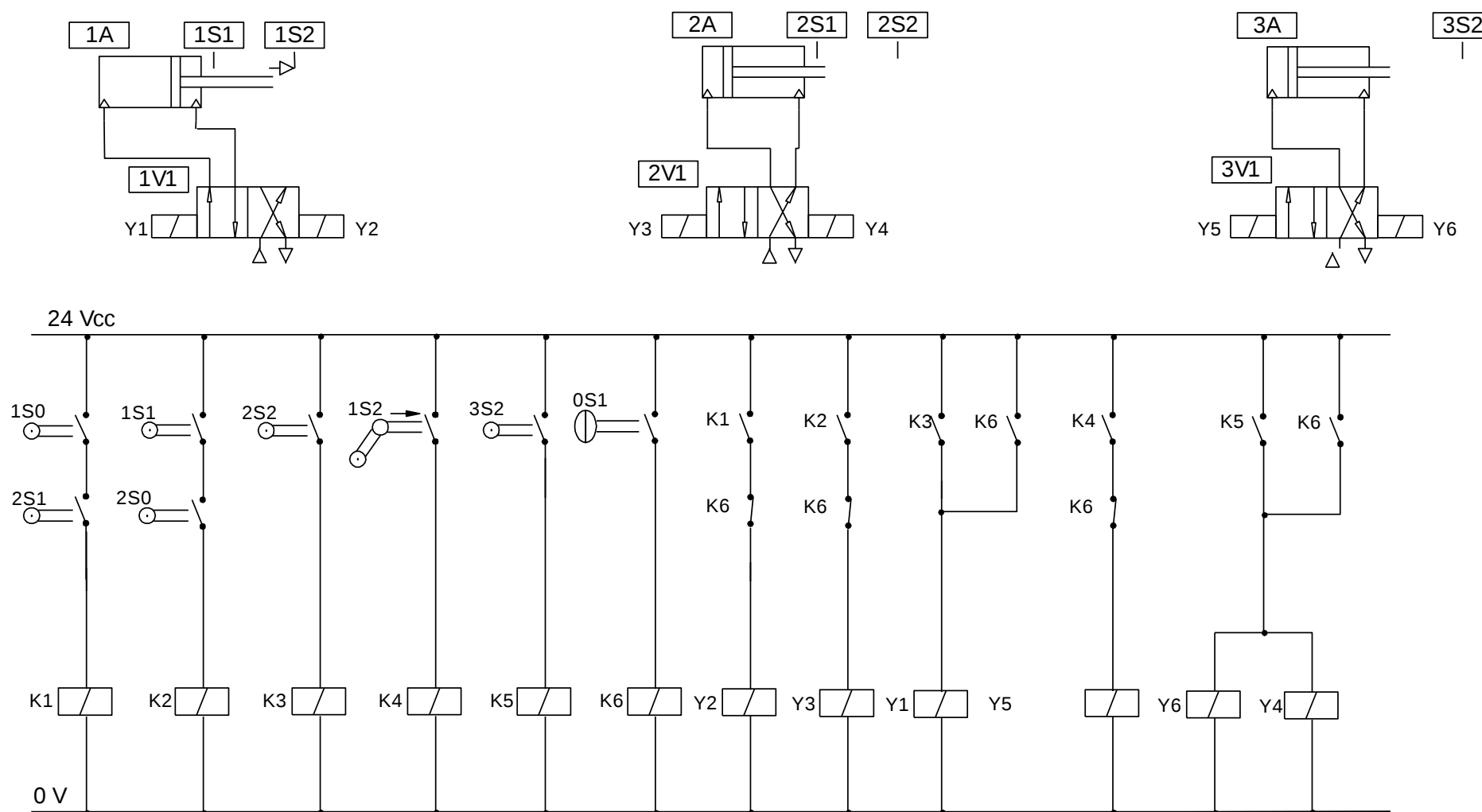


Figura 6.5 – Solução para o sistema de elevação de embalagens pelo método eletropneumático intuitivo.

6.3 Métodos cascata e seqüência mínima

6.3.1 Método cascata para pneumática pura

Este método é denominado cascata porque as conexões de válvulas são representadas em forma escalonada, ou seja, em série. Isso garante a alimentação de ar em uma só linha pneumática. Todas as outras linhas estão conectadas para escape.

O método cascata baseia-se no emprego de válvulas direcionais 5/2 ou 4/2 com acionamento por duplo piloto, as quais atuam como válvulas inversoras e estão interligadas de forma que apenas a válvula que fornece sinal à ação a ser executada esteja alimentada por ar comprimido. Deste modo, elimina-se a necessidade de uso de roletes escamoteáveis e obtem-se maior garantia quanto a ocorrência da seqüência desejada.

O método consiste das seguintes etapas:

Diagrama do circuito pneumático:

1. Representação dos atuadores e válvulas direcionais de duplo piloto e suas interligações.

2. A partir do diagrama trajeto-passo, escrever a seqüência desejada utilizando os códigos de identificação dos atuadores e os sinais '+' para designar avanço e '-' para designar o retorno.

Ex.: 1A- 2A+ 1A+ 3A+ (3A- 2A-)

3. Dividir a seqüência acima em um número mínimo de grupos de modo que nenhum atuador esteja repetido em cada grupo.

Ex.: 1A- 2A+ / 1A+ 3A+ / (3A- 2A-)

I II III

4. Criar tantas linhas de pressão auxiliares quanto forem os grupos acima identificados

I _____
II _____
III _____

As linhas I, II e III serão pontos de tomada de pressão para o acionamento das válvulas direcionais de comando dos atuadores.

5. Associar as 'n' linhas, 'n-1' válvulas inversoras. A posição inicial da cascata é na forma mostrada na figura 6.6 permitindo a alimentação da última linha de pressão. Existindo um maior número de grupos (linhas), serão incluídas novas válvulas inversoras 0V3, 0V4 e assim por diante na mesma posição inicial da válvula 0V2.

A figura 6.6 mostra a solução para o exemplo em estudo e a figura 6.7 um circuito em cascata para o caso de 4 grupos.

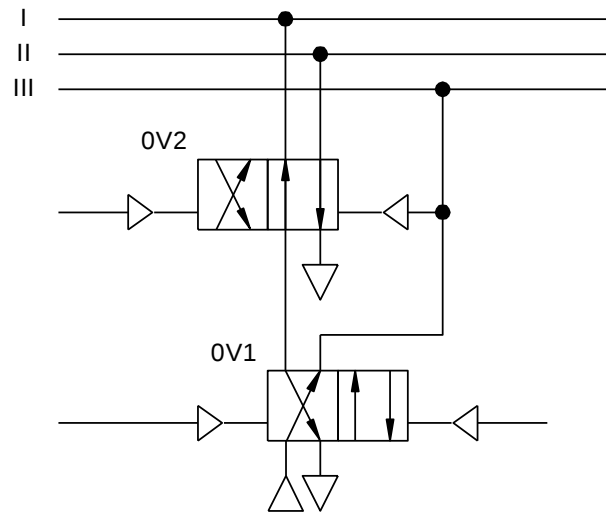


Figura 6.6 – Construção do circuito empregando o método cascata – Exemplo da figura 6.2.

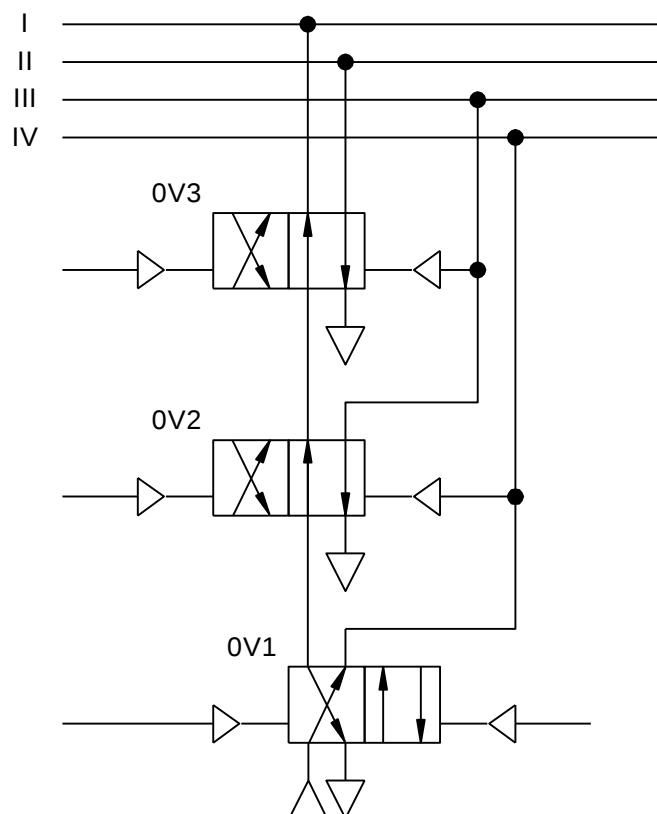


Figura 6.7 – Construção do circuito empregando o método cascata – Exemplo com quatro grupos.

6. Inserção das válvulas de acionamento (botões, pedais etc) e de fim-de-curso (rolete simples) . Identificar a posição dos fins-de-curso junto aos atuadores (no circuito pneumático).

7. Interligação das linhas de pilotagem das válvulas de comando dos cilindros com as linhas de pressão auxiliares
8. Representação das válvulas de processamento de sinais adicionais e suas interligações. (Incluir temporizadores, válvulas 'e' e 'ou' etc.
9. Modificação do circuito e inserção de válvulas para a Inclusão de condições adicionais, como opção de ciclo único/ciclo contínuo e ações de emergência

A figura 6.8 mostra a solução do exemplo inicial segundo este método.

A grande limitação desse método vem da alimentação de energia que, no caso, é realizada através de uma única válvula. O ar que passa através de todas as válvulas sofre uma considerável queda de pressão, o que é prejudicial quando se necessita rapidez em alguns momentos do processo. Esta queda de pressão aumenta em decorrência de maior número de válvulas.

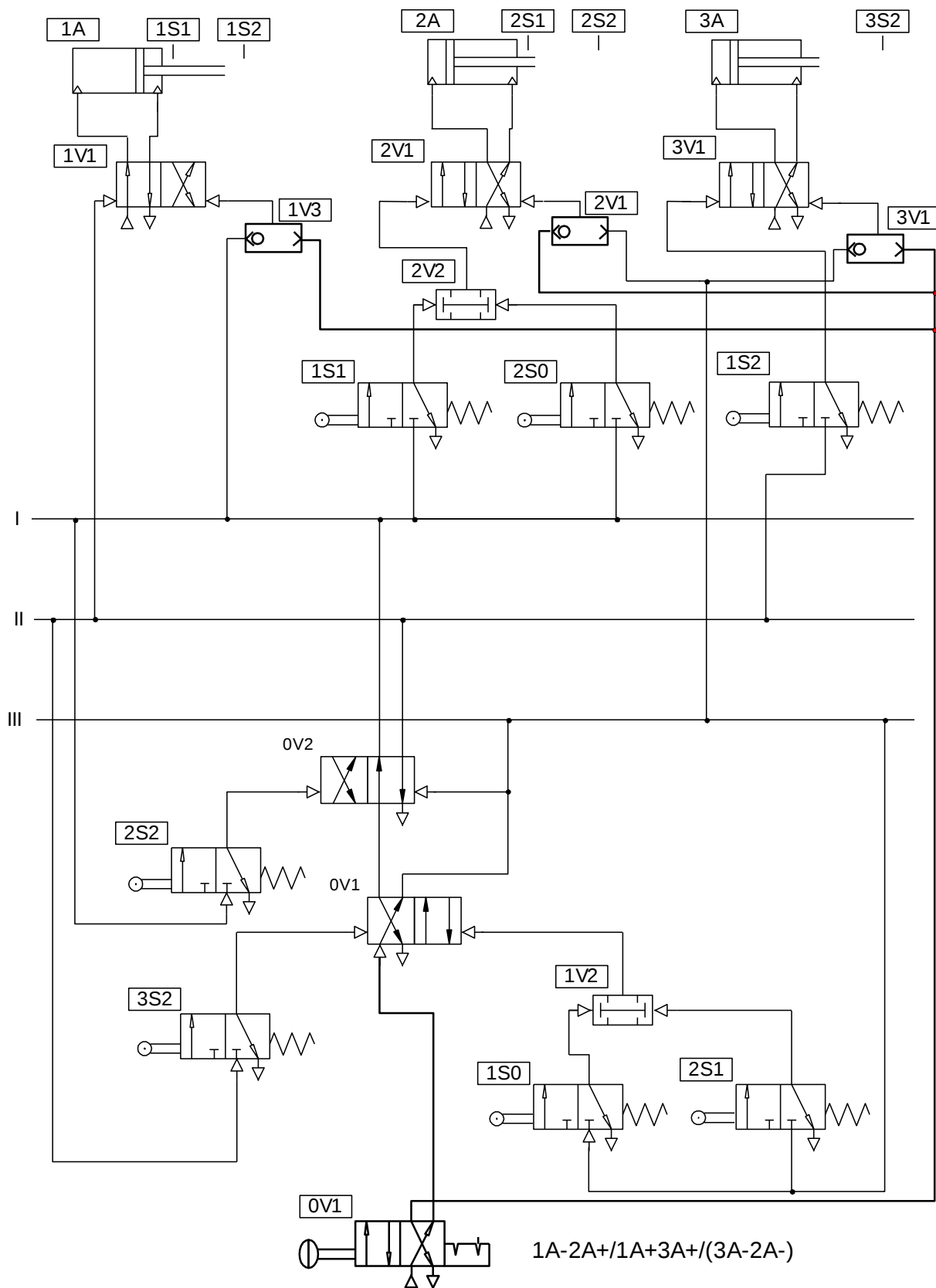


Figura 6.8 – Solução para o sistema de elevação de embalagens pelo método cascata.

6.3.2 Método seqüência mínima para eletropneumática

Este método é equivalente ao método cascata da pneumática pura. Um dos procedimentos iniciais deste método é uma análise do diagrama trajeto-passo, fazendo-se nele a divisão dos movimentos em grupos. Em cada grupo, é permitido somente um movimento de avanço ou de retorno por cilindro. O esquema de solução é visto na figura 8.

A vantagem deste método em relação ao método intuitivo é a eliminação de sobreposição de sinais que inibem movimentos de avanço e retorno. Assim evita-se a colocação de dispositivos mecânicos e elementos temporizadores.

O método consiste das seguintes etapas:

Diagrama do circuito pneumático:

1. Representação dos atuadores e válvulas direcionais de duplo piloto e suas interligações.

Diagrama do circuito elétrico:

2. A partir do diagrama trajeto-passo, escrever a seqüência desejada utilizando os códigos de identificação dos atuadores e os sinais '+' para designar avanço e '-' para designar o retorno.

Ex.: 1A- 2A+ 1A+ 3A+ (3A- 2A-)

3. Dividir a seqüência acima em um número mínimo de grupos de modo que nenhum atuador esteja repetido em cada grupo.

Ex.: 1A- 2A+ / 1A+ 3A+ / (3A- 2A-)

I II III

4. Criar tantas linhas de tensão auxiliares quanto forem os grupos acima identificados

I _____
II _____
III _____

As linhas I, II e III serão pontos energizados para o acionamento das válvulas direcionais de comando dos atuadores.

5. Associar as 'n' linhas, 'n-1' relés com circuitos de auto-retenção. A condição inicial do circuito elétrico na forma mostrada na figura 6.9 permitindo a energização da última linha de tensão. Existindo um maior número de grupos (linhas), serão incluídas novos relés com circuitos de auto-retenção K3, K4 e assim por diante.

A figura 6.9 mostra a solução para o exemplo em estudo e a figura 6.10 um circuito em cascata para o caso de 4 grupos.

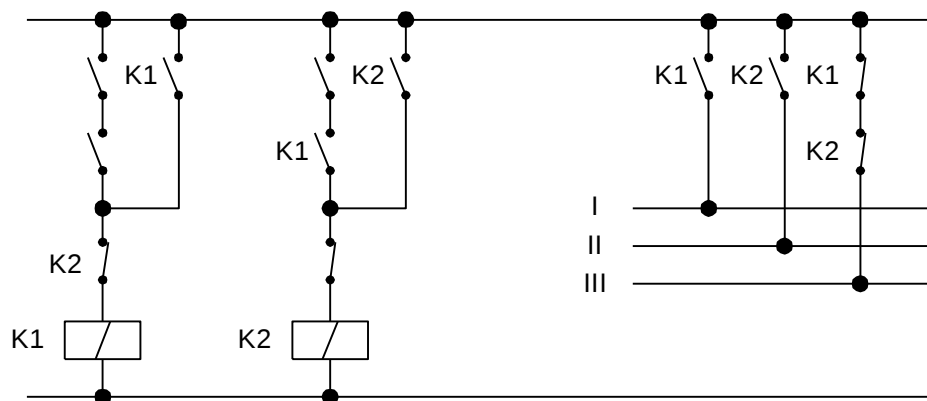


Figura 6.9 – Construção do circuito empregando o método sequência mínima – Exemplo da figura 6.2.

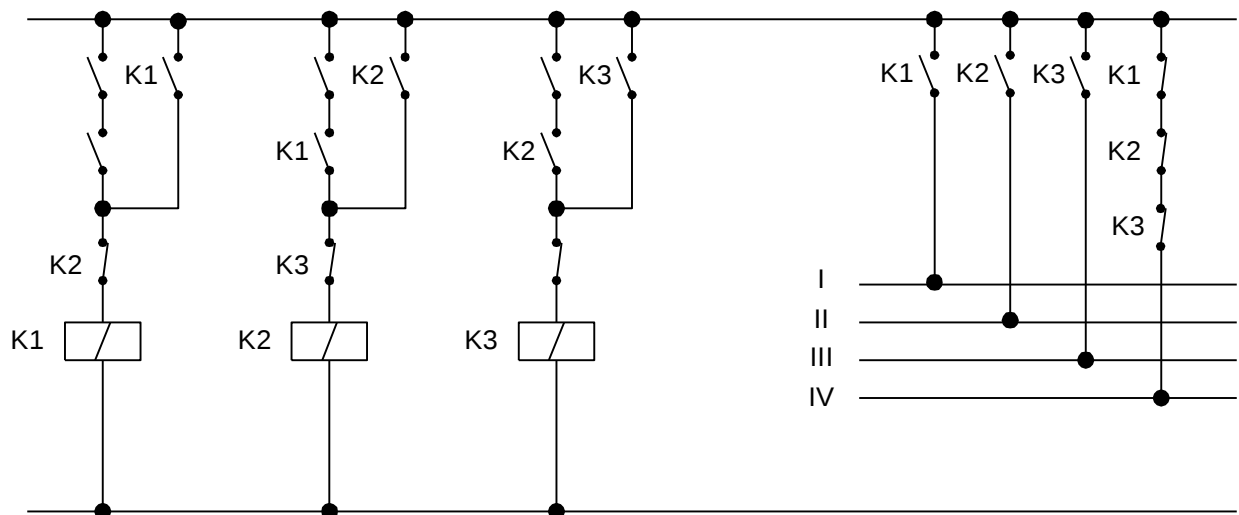


Figura 6.10 – Construção do circuito empregando o método sequência mínima – Exemplo com quatro grupos.

6. Identificação das chaves de acionamento (botões) e de fins-de-curso (rolete simples)
7. Inclusão no circuito dos solenóides das válvulas de comando dos cilindros interligando-os às linhas de tensão auxiliares.
8. Representação das chaves e circuitos para processamento de sinais adicionais. (Incluir temporizadores, circuitos em série ou paralelo etc.)
9. Modificação do circuito e inserção de chaves e relés para a Inclusão de condições adicionais, como opção de ciclo único/ciclo contínuo e ações de emergência

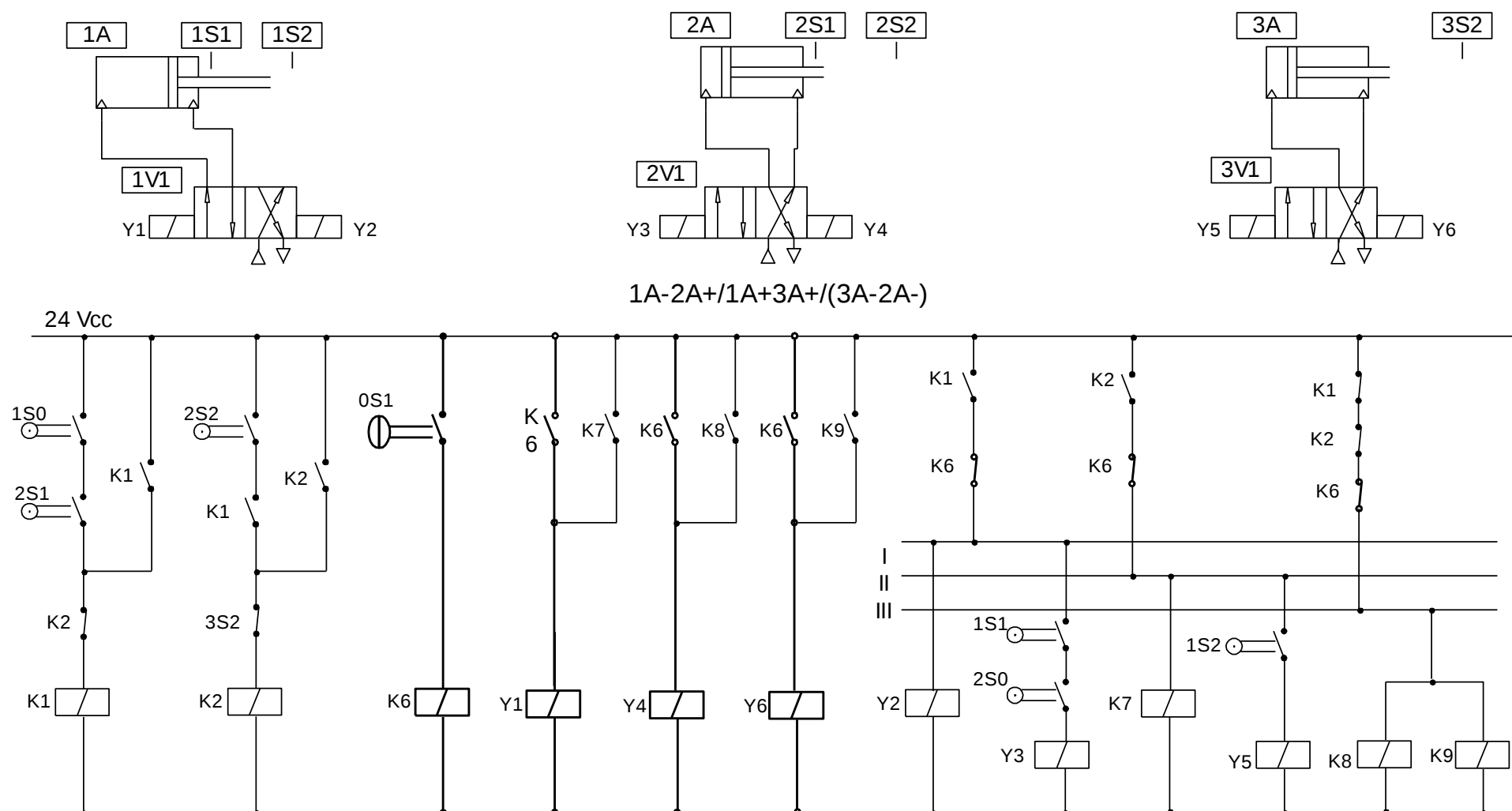


Figura 6.11 – Solução do sistema de elevação de embalagens pelo método de seqüência mínima.

6.4 Programação Convencional de CLP's

O projeto de comandos baseados na combinação ou sequência dos sinais de entrada são representados pelos programas feitos pelo usuário. Os programas consistem de funções lógicas, gráficas ou diagramas, procurando sempre facilitar a comunicação. As formas mais comuns para programação de controladores lógicos programáveis são listas de instruções, diagramas de contatos (figura 6.12) e diagramas lógicos.

As entradas do CLP provém de componentes elétricos como chaves, interruptores, relés e sensores. As saídas provocam os acionamentos de solenóides de válvulas direcionais.

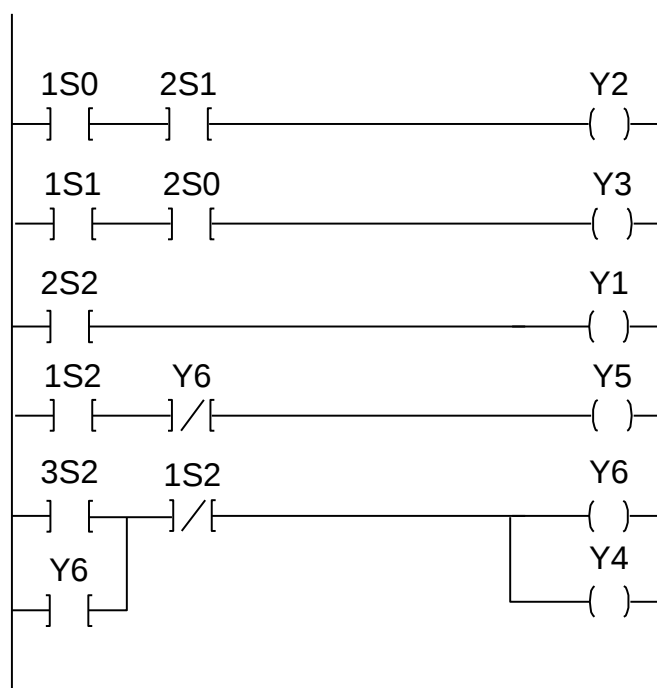


Figura 6.12 – Solução do sistema de elevação de embalagens empregando diagrama de contatos (Ladder Diagram).

As soluções como pneumática pura e eletropneumática com relés levam a sistemas com pouca flexibilidade em relação a modificações e atualizações, sejam estes simples ou complexos. Quando surge a necessidade de alteração na sequência de movimentos de um sistema pneumático puro ou eletropneumático, isto implica na modificação física do sistema. No sistema pneumático puro resulta modificação de canalizações e adição de novos componentes e, para eletropneumática, na redefinição de relés e implementação de um novo circuito elétrico. Logo, percebe-se que os sistemas pneumático puros e eletropneumáticos são pouco flexíveis para atualizações freqüentes e requerem um custo adicional na aquisição de componentes ou no tempo gasto para compreensão e manipulação de canalizações ou circuitos elétricos.

Sistemas com CLP são mais flexíveis, pois a modificação de uma sequência de eventos consiste na simples troca de programa. Sistemas com controle de muitos eventos podem ser facilmente implementados com uso de CLP porém, a implementação sem um projeto preliminar adequadamente estruturado pode levar a sistemas de difícil atualização.

6.5 Método passo-a-passo generalizado (inclui passo-a-passo da pneumática pura e sequencia máxima)

Os métodos apresentados anteriormente não possibilitam estimar o número de componentes eletropneumáticos ou pneumáticos, custo, disponibilidade, dentre outros aspectos, sem obter previamente o diagrama do circuito. O método passo-a-passo generalizado apresentado em BOLLMANN (1997), possibilita estimar a estrutura do sistema antes da escolha da tecnologia a ser empregada. A figura 6.13 representa esta sistemática de projeto.

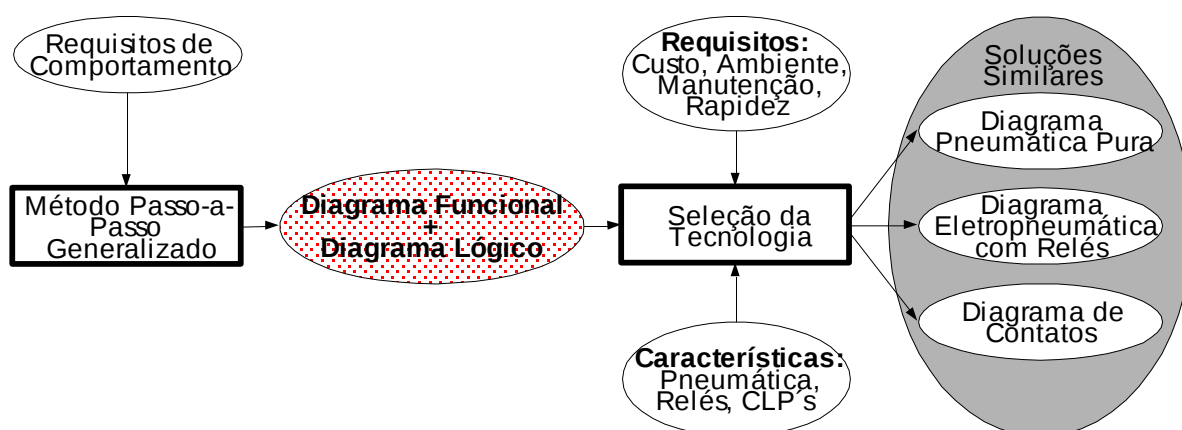


Figura 6.13 – Sistemática de projeto empregando o método passo-a-passo generalizado.

O método passo-a-passo generalizado é aplicável na fase conceitual do projeto, onde são feitas várias considerações sobre qual solução tecnológica é mais viável para o sistema a ser criado.

Assim, partindo-se do método passo-a-passo generalizado, pode-se gerar o diagrama funcional chegando-se também ao diagrama lógico,. Posteriormente, faz-se a seleção da tecnologia comparando-se os requisitos de projeto como custo, ambiente de instalação, qualificação da equipe de manutenção, etc. com as características intrínsecas dos componentes pneumáticos, elétricos e eletrônicos disponíveis para automação.

Comparando-se os diversos métodos de projeto, o método passo-a-passo generalizado mostra-se de fácil interpretação por especialistas de diversas áreas sendo o diagrama funcional uma forma simples da representação do sistema, deixando bem claro os passos a serem executados. Assim, o diagrama funcional sintetiza as possíveis soluções obteníveis pelas diferentes tecnologias.

6.5.1 Princípios para construção do diagrama funcional

O método passo-a-passo consiste em descrever o comportamento do sistema como uma sequência de passos, sendo cada um caracterizado por um estado em que o sistema encontra-se. A figura 6.14 apresenta os elementos principais de um diagrama funcional, segundo normalização da IEC 848 e DIN 40719-6, que corresponde a forma normalizada do GRAFCET originário da França.

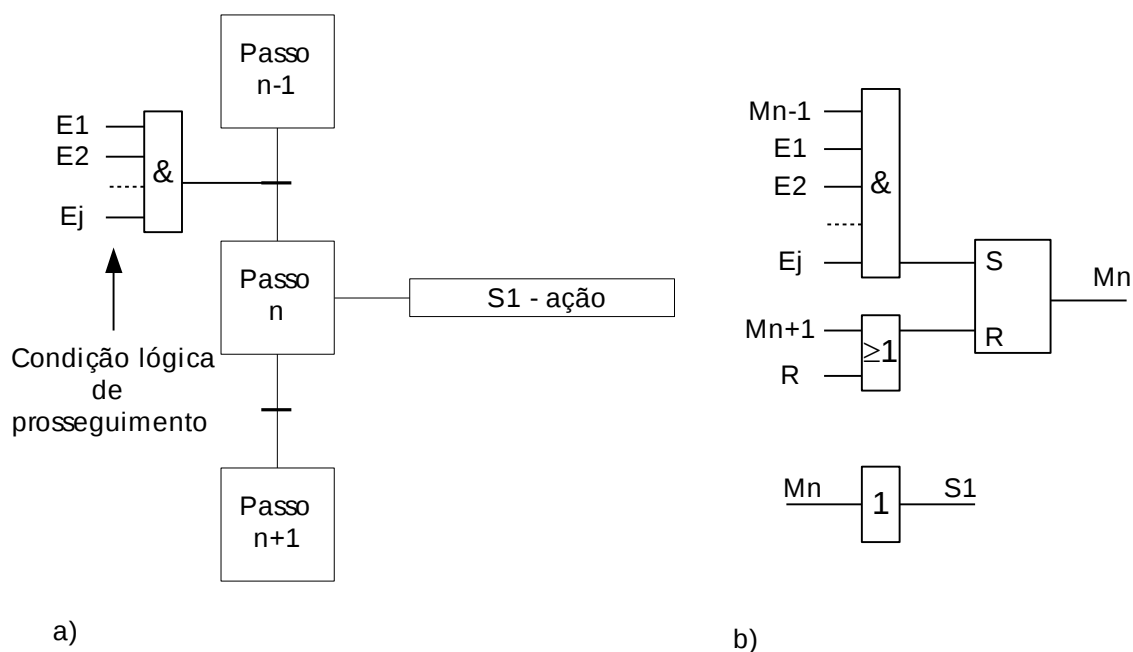


Figura 6.14- a) Elementos principais de um diagrama funcional (IEC 848); b) Diagrama lógico correspondente ao passo 'n'

Este diagrama determina a seguinte interpretação:

- Para que o passo n seja ativado é necessário que o passo n-1 esteja ativo e que a condição lógica de prosseguimento seja satisfeita.
- Quando o passo n torna-se ativo, este desativa o passo n-1
- A cada passo podem estar associadas ações que são comandadas enquanto o passo estiver ativo.

O diagrama lógico da figura 6.14b representa o comportamento lógico do passo n refletindo a interpretação descrita acima

Como exemplo, a figura 6.15 mostra o diagrama funcional para o sistema de elevação de embalagens especificado nas figuras 6.2 e 6.3. Observa-se que, fora o passo zero, os demais passos equivalem aos presentes no diagrama trajeto-passo, cujas ações estão relacionadas ao avanço e retorno dos cilindros.

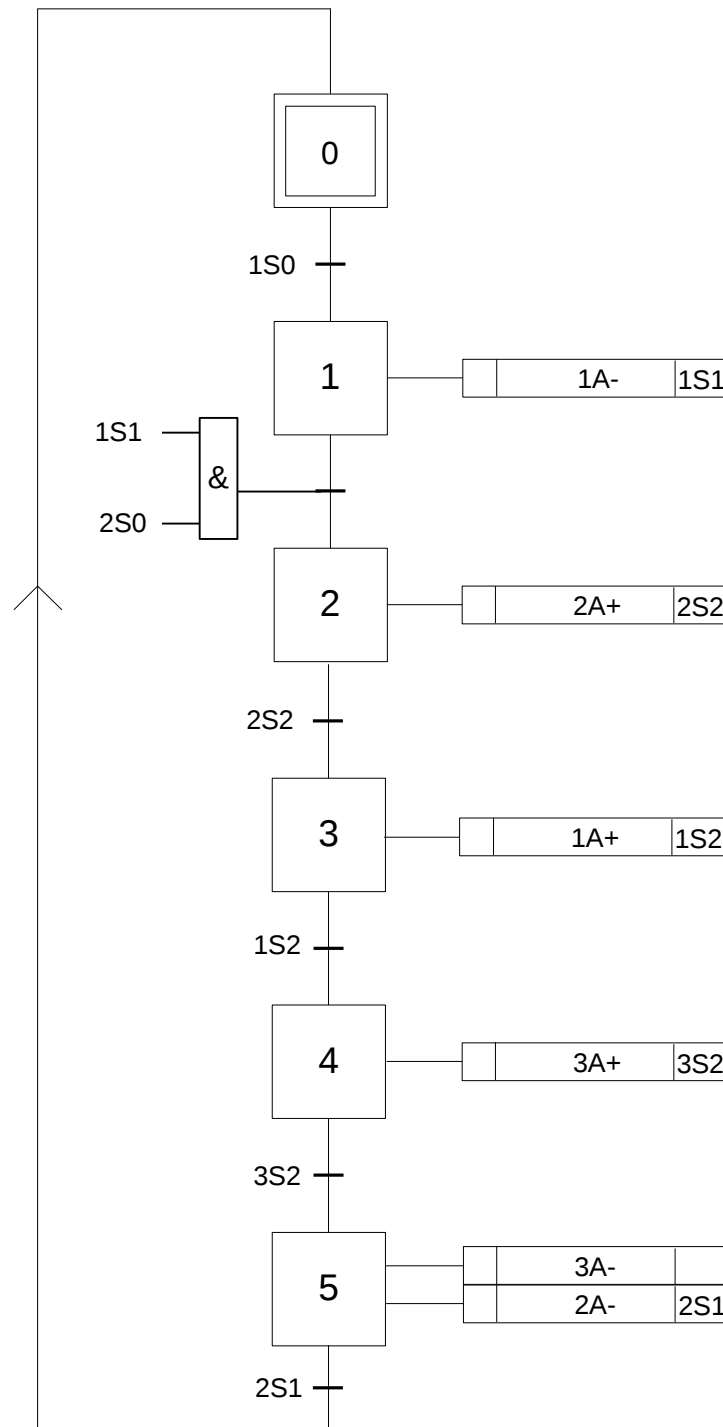


Figura 6.15 – Diagrama funcional correspondente ao sistema de elevação de embalagens

Como para que um passo seja ativado é necessário que o passo anterior esteja ativo, o sistema somente irá operar se um dos passos estiver ativo antes do equipamento entrar em operação. Por esta razão o passo inicial 'i' tem uma estrutura diferente onde, conforme indicado na figura 6.16, um sinal de reset ativa este passo. Observando o diagrama lógico da figura 6.14b, observa-se que o sinal de reset desativa os demais passos.

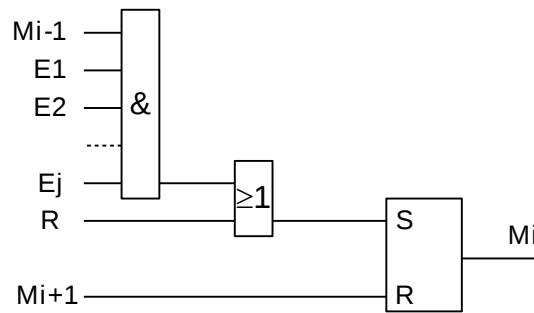


Figura 6.16 – Diagrama lógico correspondente ao passo inicial 'i'

A grande vantagem na utilização do diagrama funcional em relação ao diagrama trajeto-passo está em possibilitar a especificação de lógicas complexas com saltos, paralelismos e retornos conforme ilustrado na figura 6.17

Definido o diagrama lógico, é necessária a escolha da tecnologia para implementar o sistema de processamento de informações. Optando-se pela pneumática pura, obtém-se a mesma solução obtida através do método passo-a-passo tradicional e, por outro lado, escolhendo-se o uso de relés, a solução encontrada equivale à do método da seqüência máxima. Uma terceira opção de implementação é através de programação de um controlador lógico programável (CLP).

Numa abordagem superficial, apresenta-se nas próximas seções estas três formas de implementação. Um estudo aprofundado encontra-se em BOLLMANN (1997).

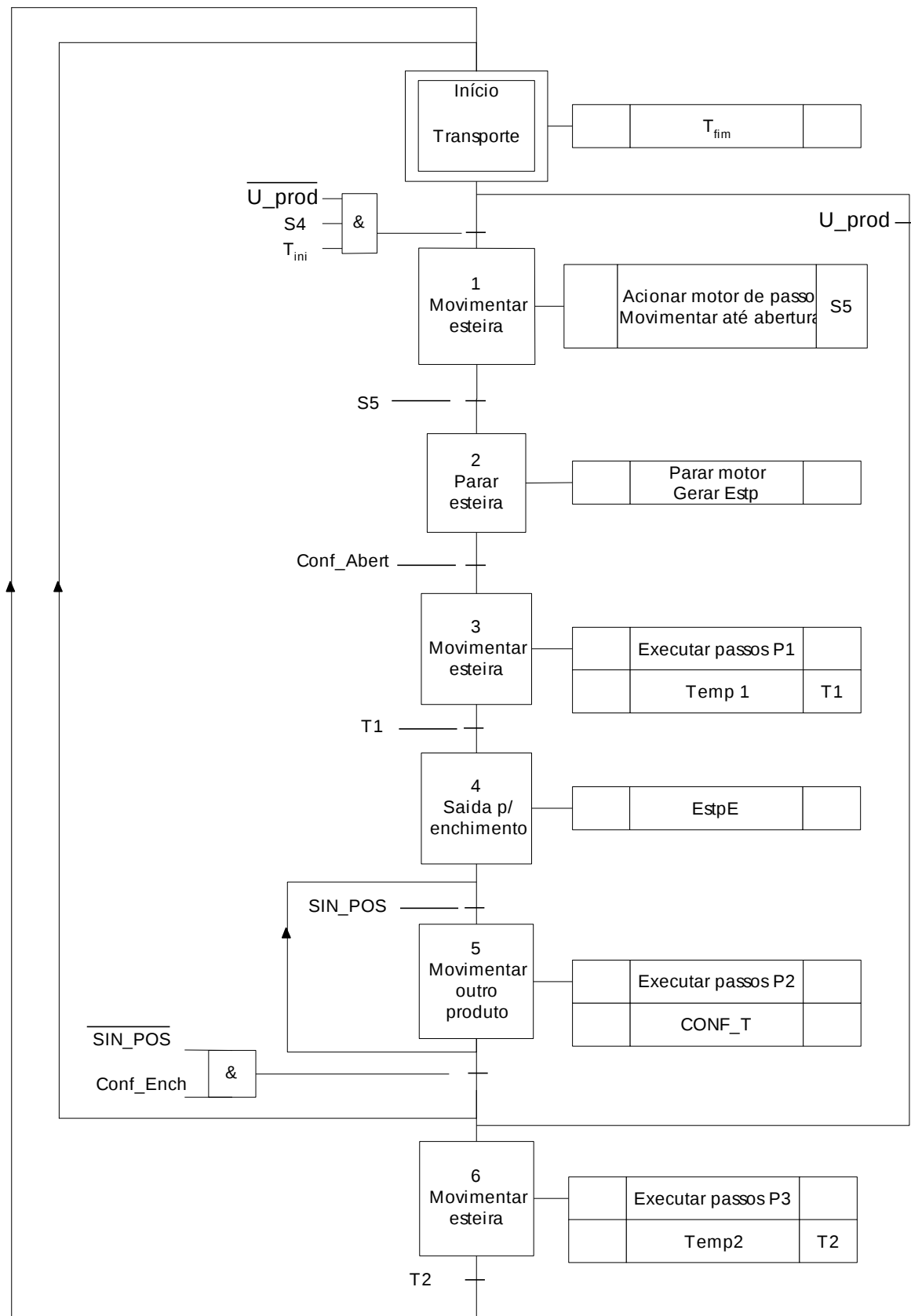


Figura 6.17 – Exemplo de diagrama funcional de um sistema de transporte de produtos

6.5.2 Solução empregando pneumática pura (Passo-a-passo da pneumática pura)

Para implementação empregando pneumática pura, as funções lógicas da cada passo devem ser realizadas por válvulas pneumáticas adequadamente interligadas. A figura 6.18 apresenta a equivalência com o diagrama lógico para o passo intermediário e para os demais passos.

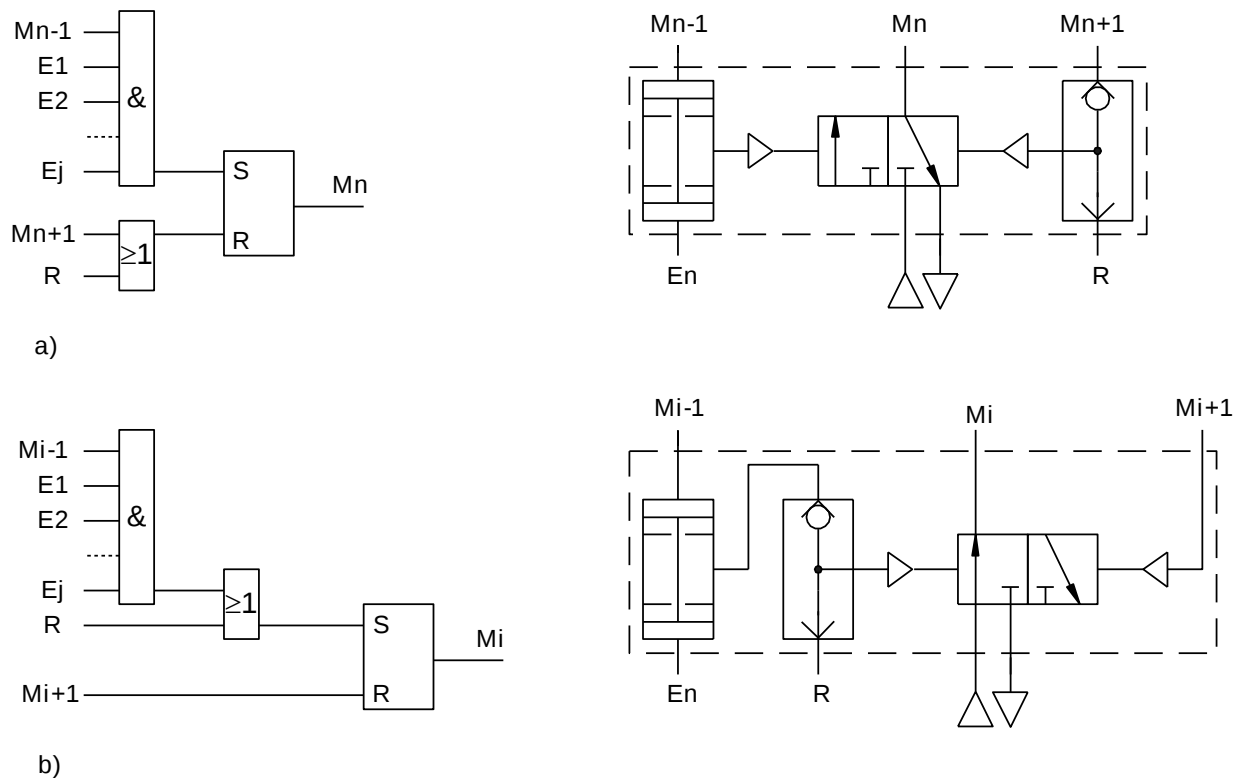


Figura 6.18 – Princípio de solução pneumático para a lógica dos passos.

Em função de cada passo exigir um conjunto de válvulas, é comum configurar o último passo como passo inicial, isto é, quando o processamento de informações é ressetado, último passo torna-se ativo enquanto que os demais ficam com memória em nível lógico zero.

Neste método, as válvulas (memórias) são ligadas em paralelo numa mesma linha horizontal, ao contrário do método cascata. Sendo assim, as válvulas são abastecidas diretamente com o ar da rede, não tendo, portanto, a queda de pressão que ocorre no método cascata.

A solução das figuras 6.2 e 6.3 através deste método está ilustrada na figura 6.19.

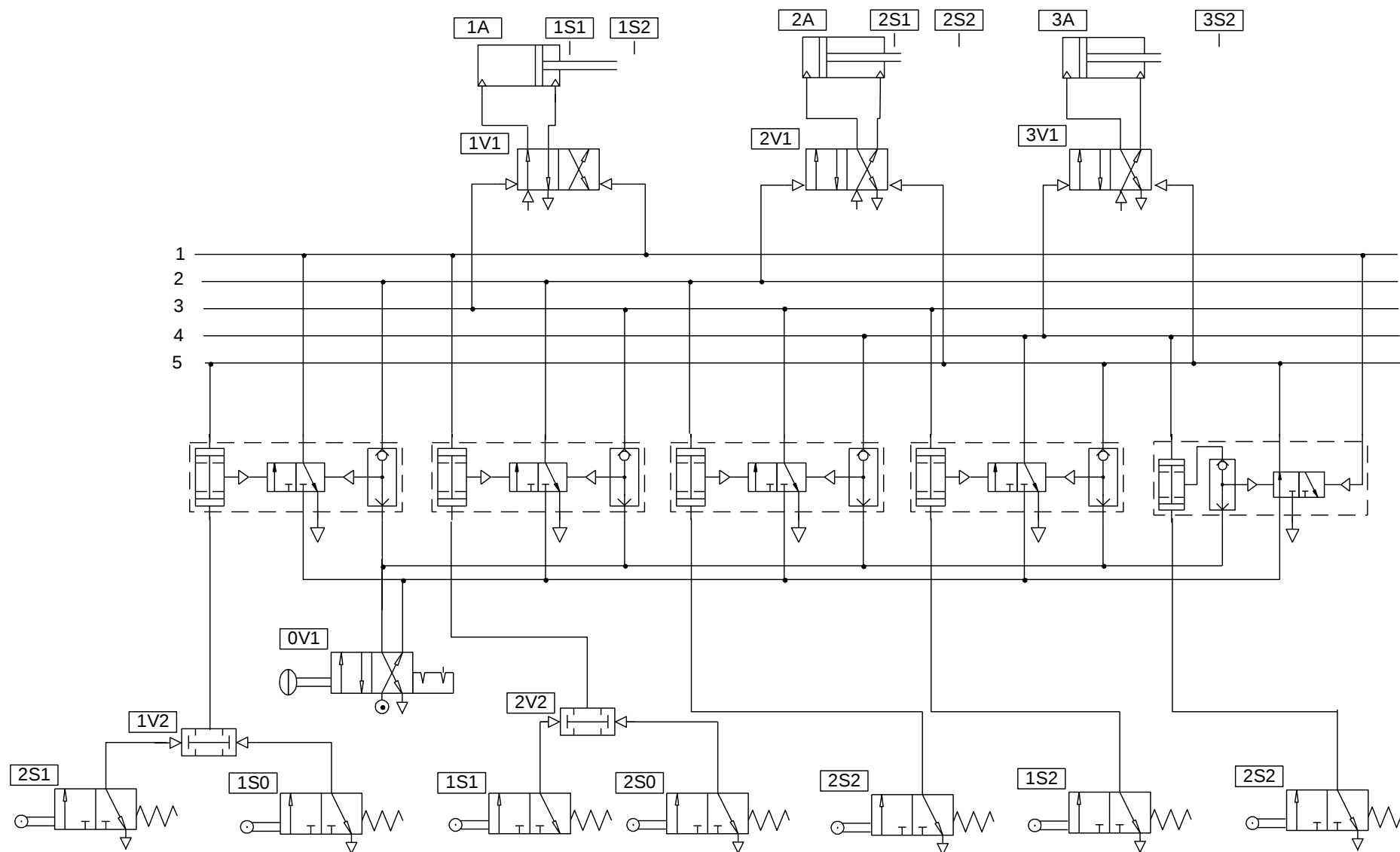


Figura 6.19– Solução pelo método passo a passo generalizado com princípio de solução pneumático.

6.5.3 Solução empregando eletropneumática (Seqüência Máxima)

Os diagramas lógicos dos passos podem ser convertidos para circuitos elétricos empregando relés com auto-retenção (memória) na forma mostrada na figura 6.20.

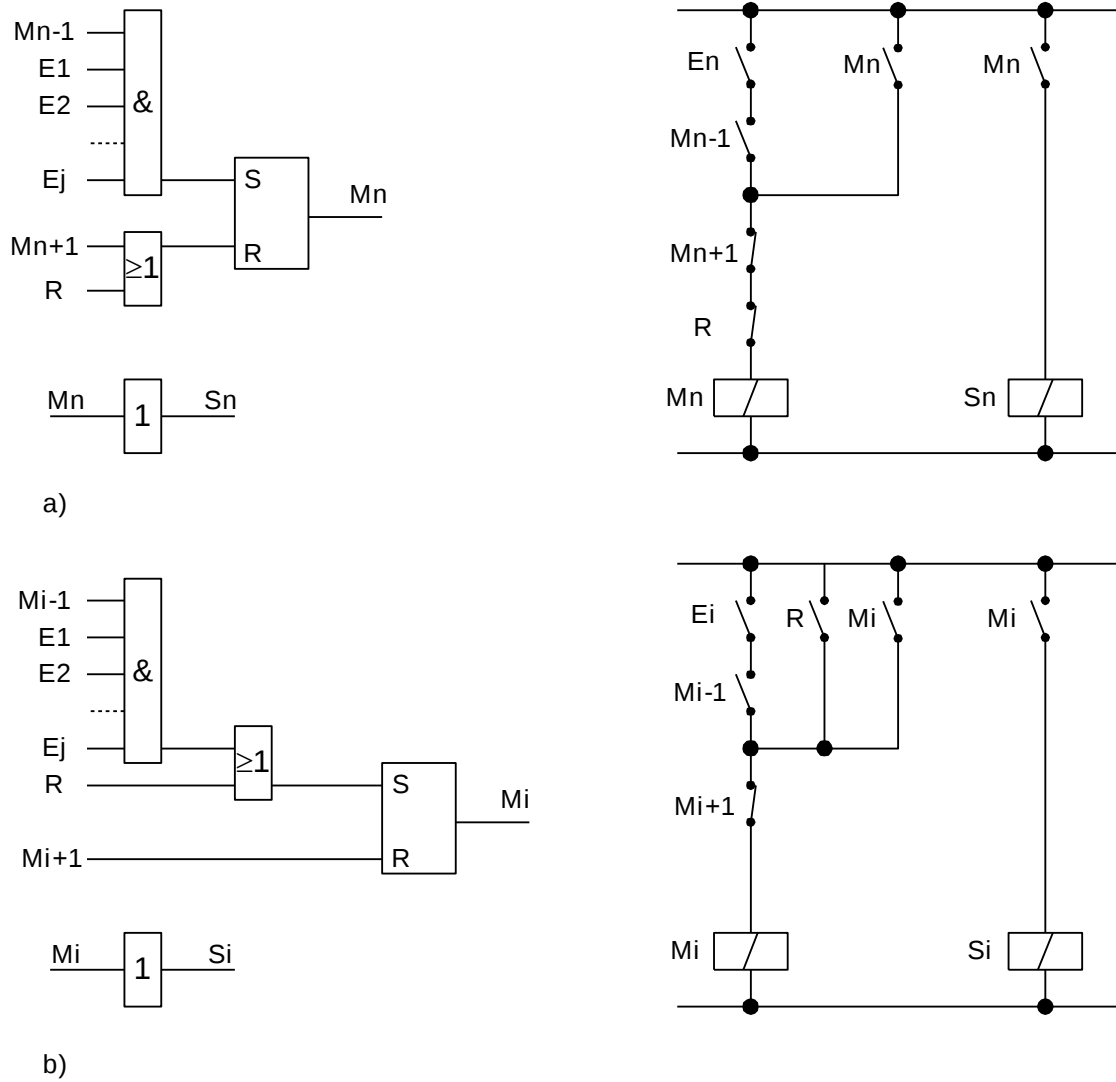


Figura 6.20 – Princípio de solução elétrico para a lógica dos passos.

O exemplo em estudo tem como solução o circuito elétrico mostrado na figura 6.21.

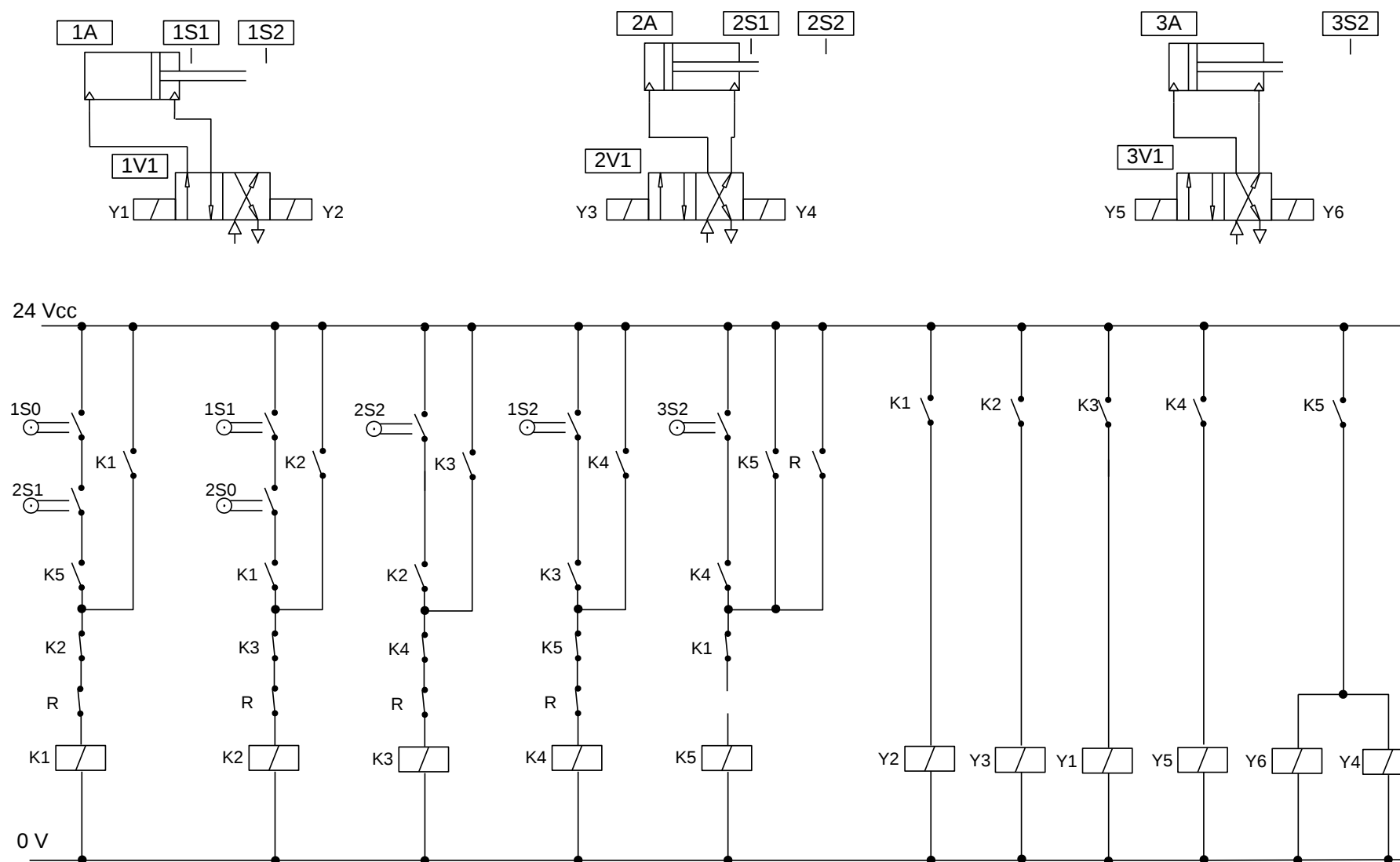


Figura 6.21 – Solução pelo método passo a passo generalizado com princípio de solução elétrico.

6.5.4 Solução empregando CLP

A programação de CLP's pode ser realizada através de teclado ou por comunicação serial com um computador. Para sistemas de médio ou grande porte é fundamental a utilização de computador para a configuração, programação e verificação de erros nos CLP's sendo comuns como linguagens para programação pelo usuário a lista de instruções, o diagrama de blocos, o diagrama de contatos e, em alguns equipamentos, o GRAFCET ou uma linguagem muito próxima a este.

Na última configuração, basta transferir o diagrama funcional que descreve o sistema desejado (por exemplo, das figuras 6.15 ou 6.17) para o ambiente de programação e então compilá-lo para a CPU do CLP.

Para maioria, senão a totalidade dos CLP's, está disponível a programação por diagrama de contados a qual possibilita criar um programa estruturado conforme previsto no diagrama funcional. Para tal, correlaciona-se o diagrama lógico com o diagrama de contatos conforme a figura 6.22.

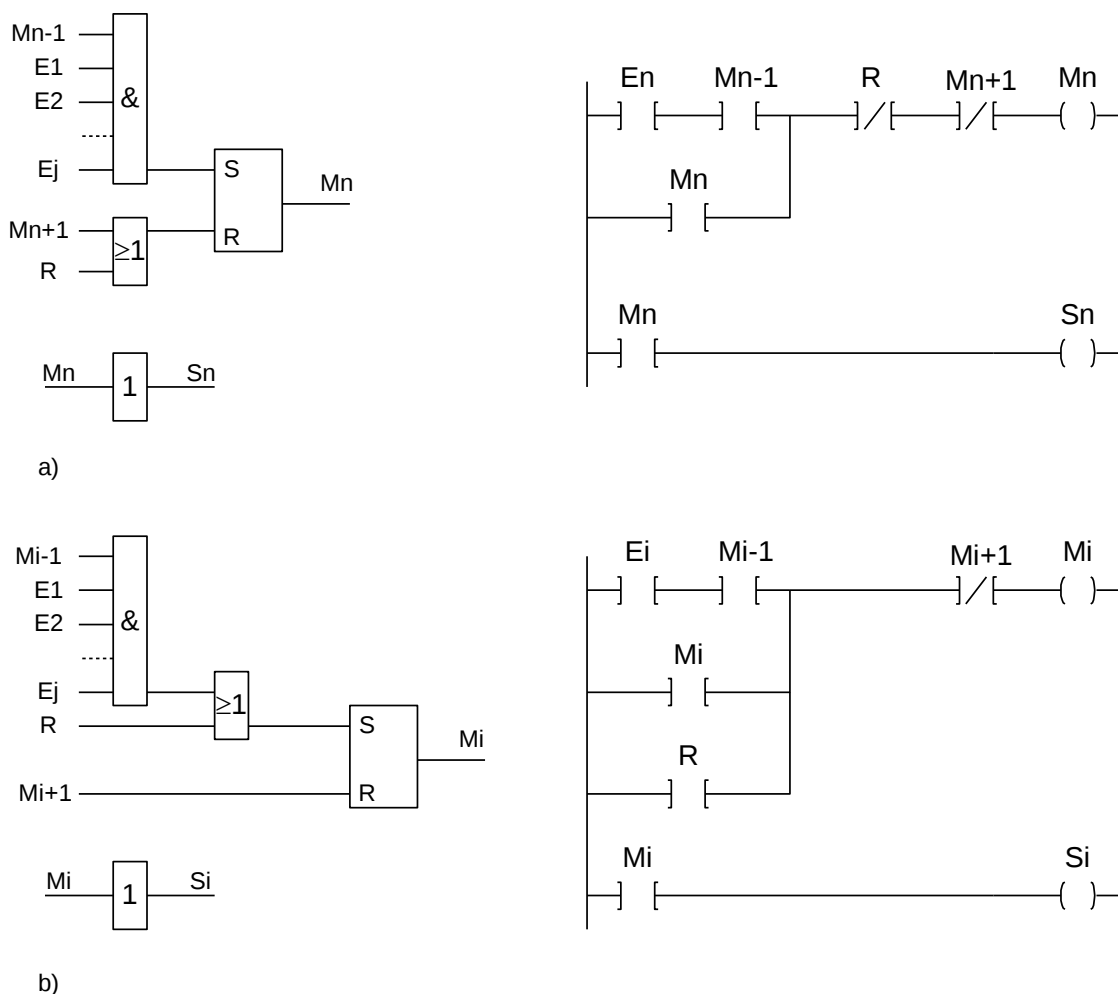


Figura 6.22 – Princípio de solução por programação correspondente à lógica dos passos.

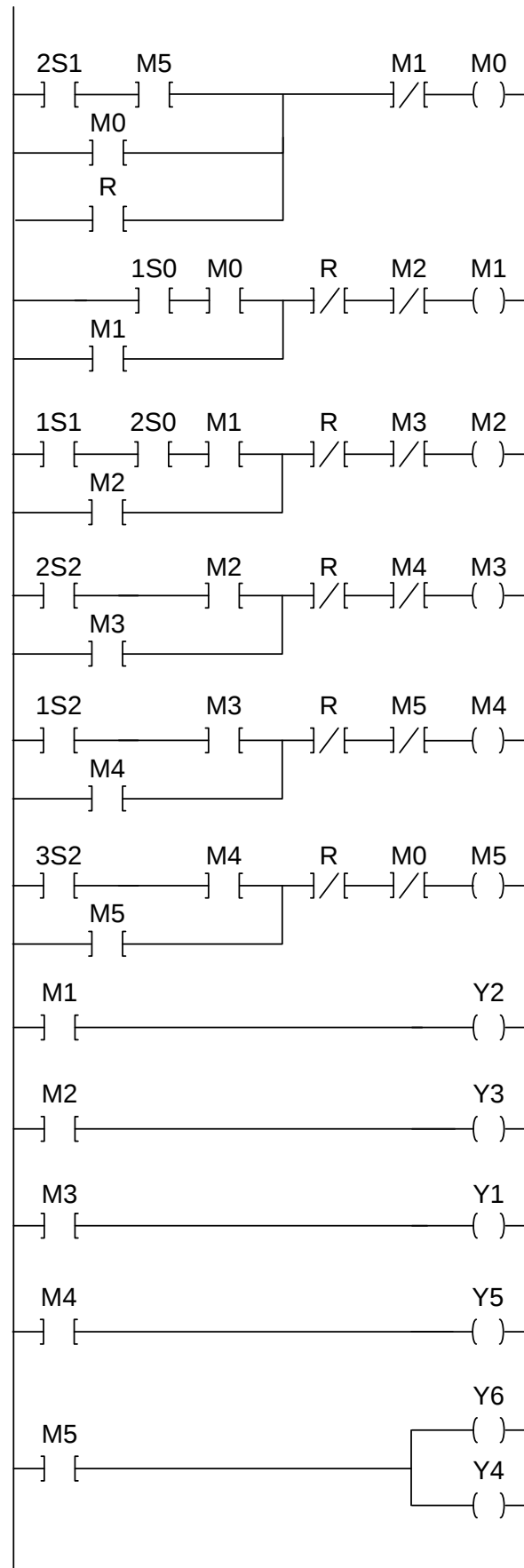


Figura 6.23 – Diagrama de contatos referente ao diagrama funcional da figura 6.15.

6.6 Exemplo de projeto do sistema de processamento de informação

Nesta seção apresenta-se o projeto de um sistema de abrir e fechar caixas, as quais são posicionadas manualmente. Neste caso, ao ser acionado um botão, o cilindro deverá avançar. Ao chegar no final de seu curso de avanço, será acionado um sistema de sucção que, através de uma ventosa, prenderá a tampa. O cilindro retornará a sua posição inicial, abrindo a tampa. Após 10 segundos de ter chegado ao final de curso de retorno, a sucção cessará e a tampa será fechada por gravidade.

Para execução da seqüência de operações acima, representa-se na figura 6.24 o diagrama trajeto-passo com a indicação dos sinais dos sensores acionados a cada final de curso.

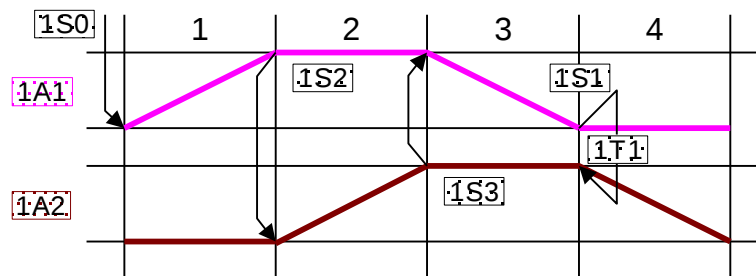


Figura 6.24 – Diagrama trajeto- passo

Nas figuras a seguir apresenta-se o projeto do circuito segundo as diferentes metodologias descritas nas seções anteriores.

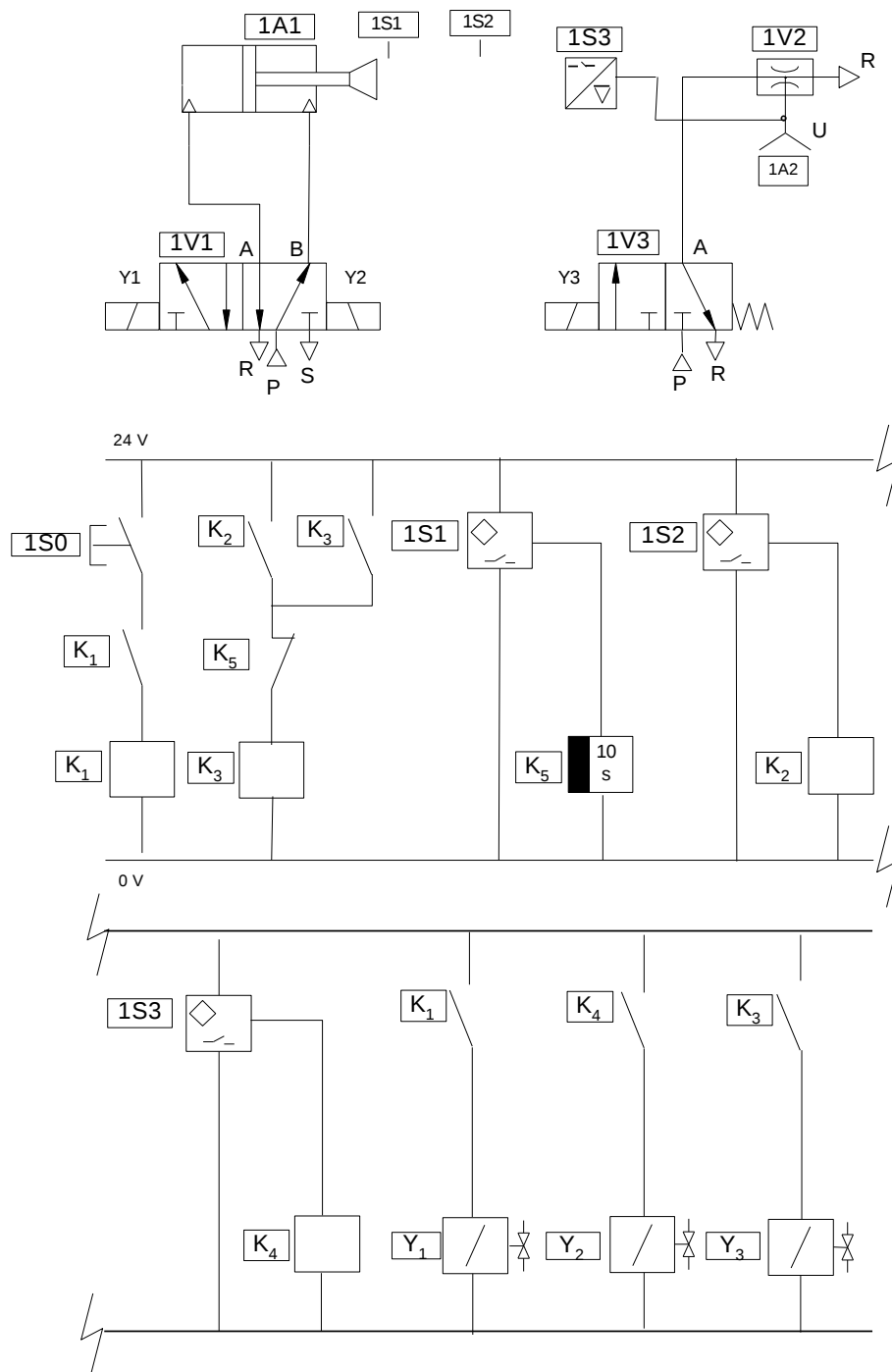


Figura 6.26 – Exemplo de solução pelo método eletropneumático intuitivo.

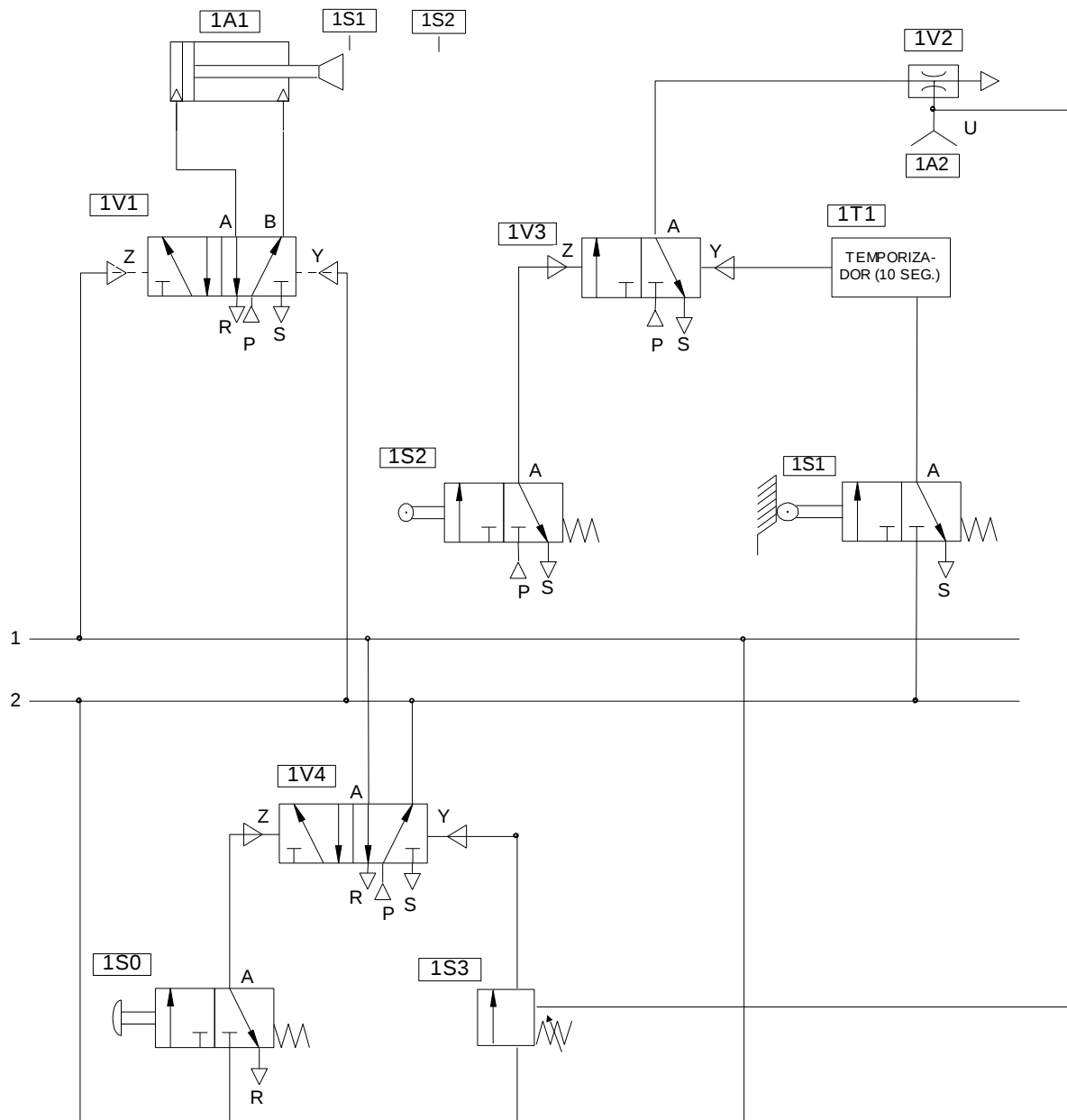


Figura 6.27 – Solução pelo método cascata.

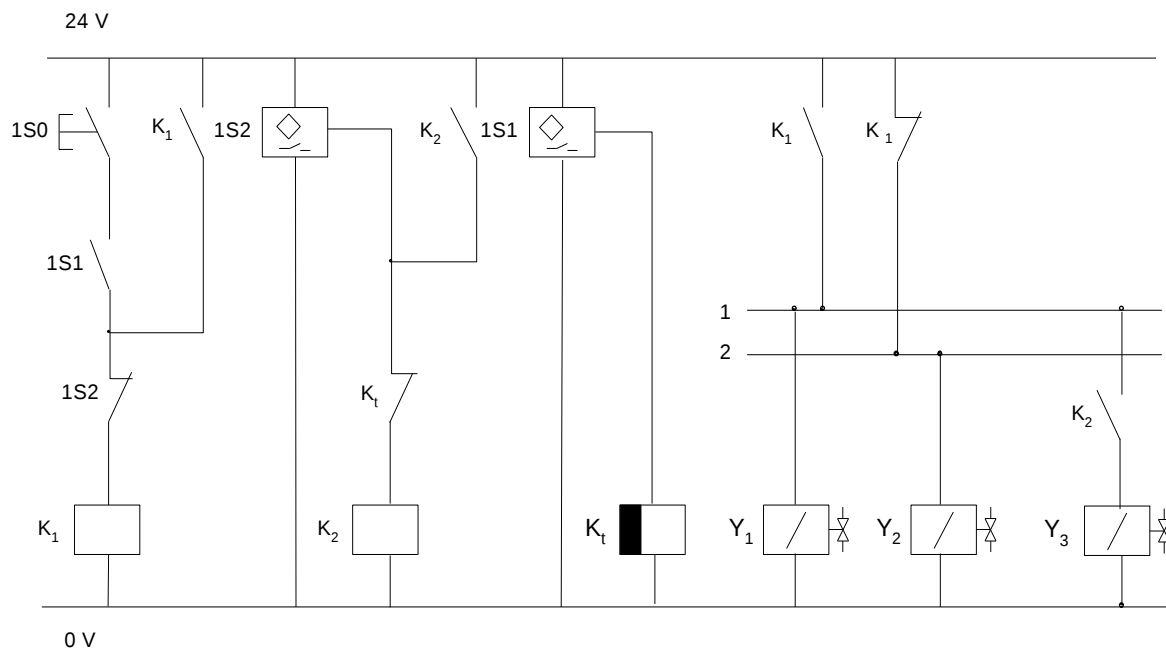


Figura 6.28 - Solução pelo método de seqüência mínima.

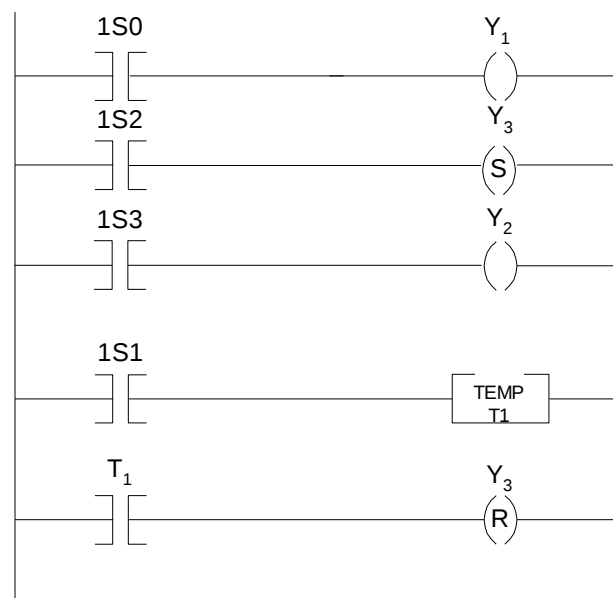


Figura 6.29 – Programação intuitiva: Diagrama de contatos (Ladder Diagram).

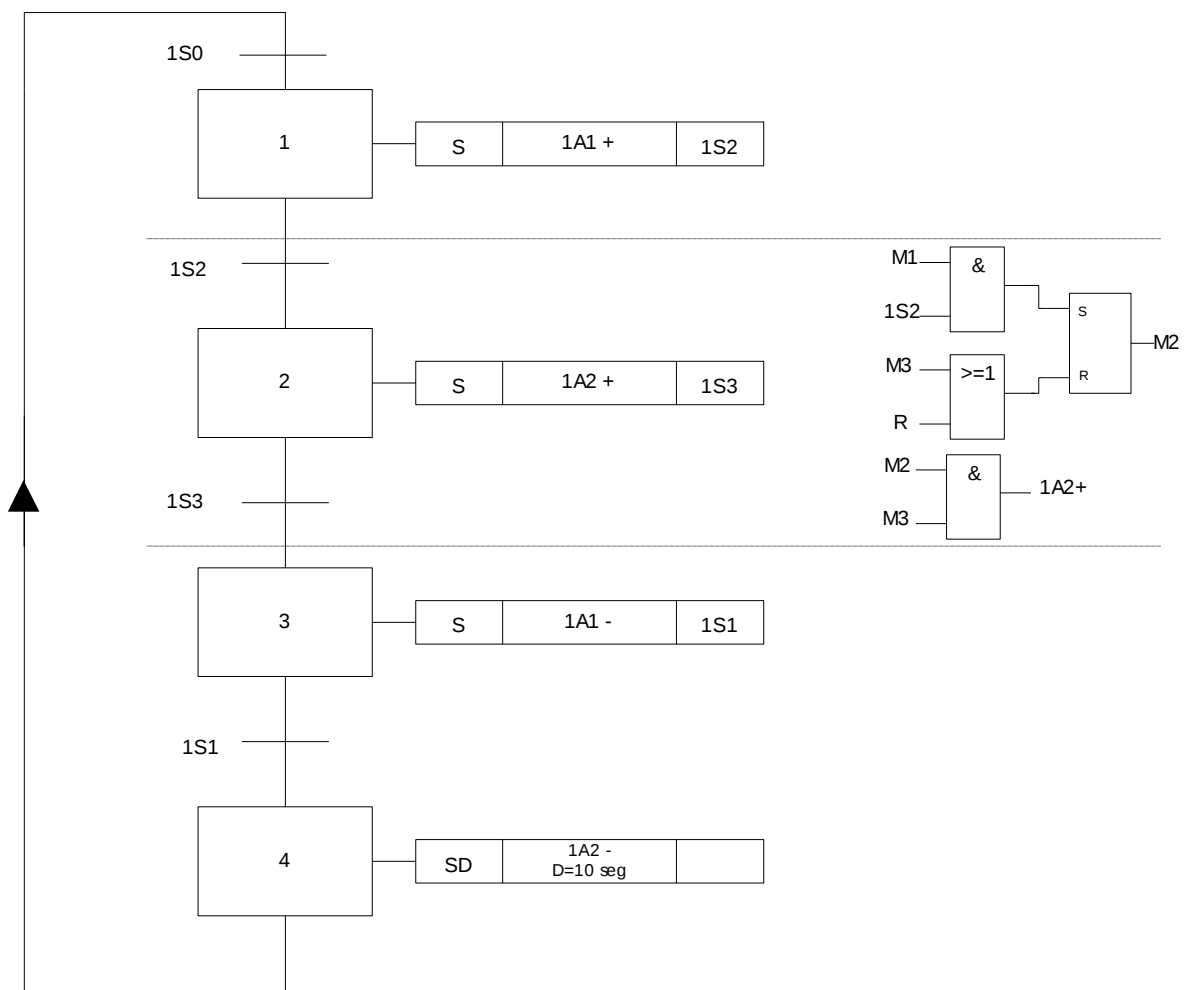


Figura 6.30 – Método passo-a-passo generalizado com diagrama lógico para o passo 2.

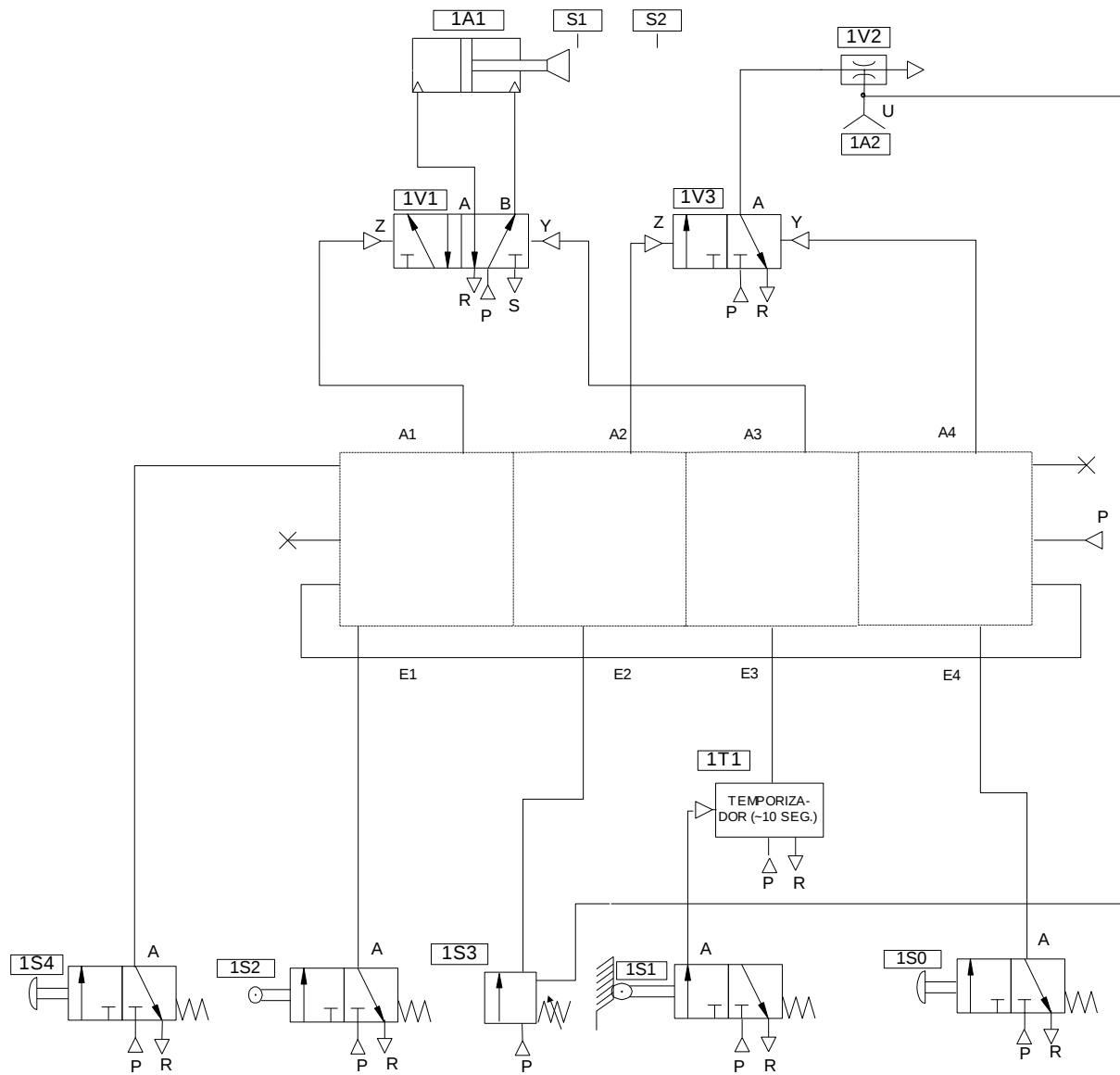


Figura 6.31– Solução pelo método passo a passo com pneumática pura.

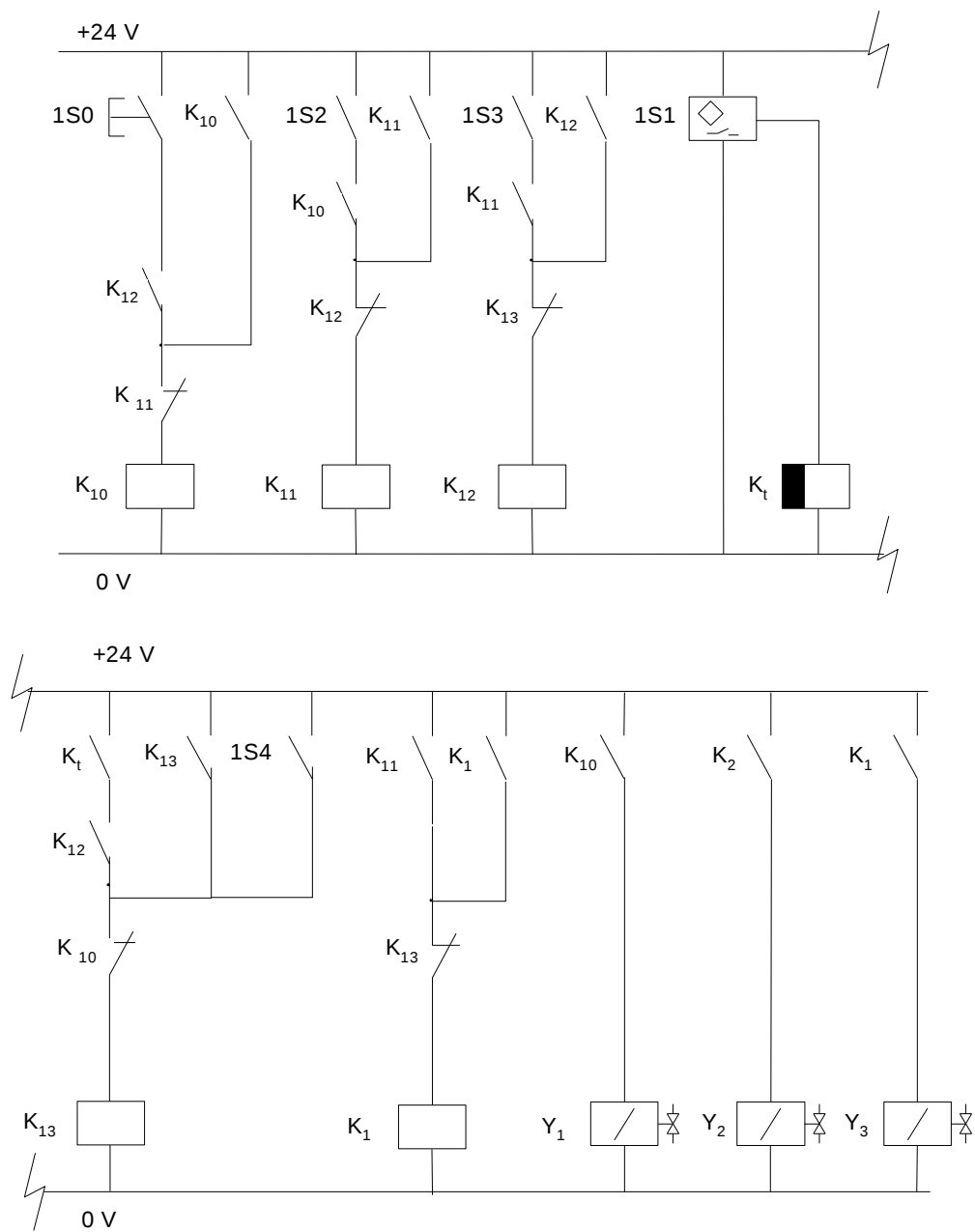


Figura 6.32 – Solução pelo método passo-a-passo com eletropneumática.

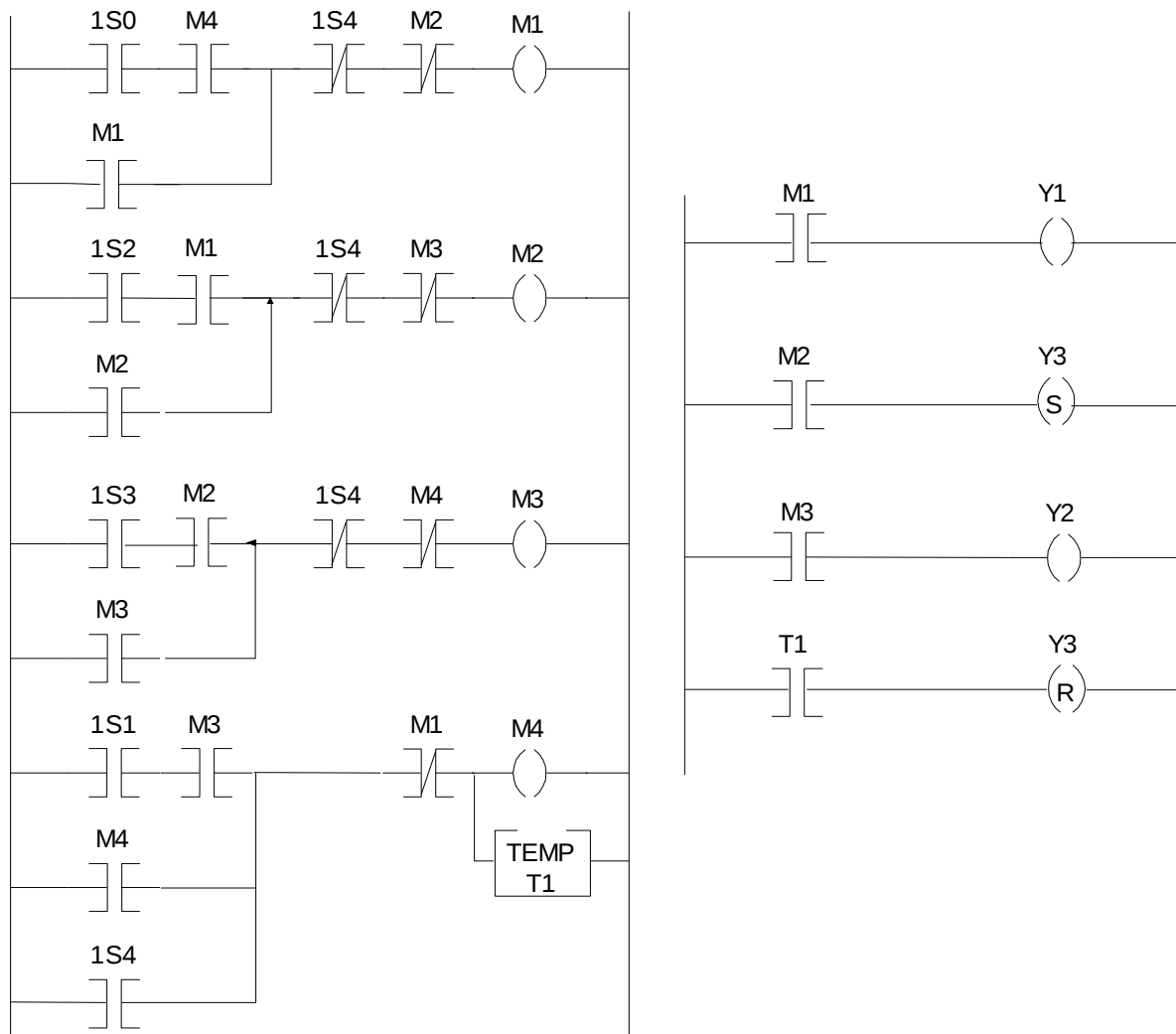


Figura 6.33 – Diagrama de contatos decorrente do método passo-a-passo generalizado.

7 Referências Bibliográficas

ALVES, G. D., FURST, F., BORGES, J., DE NEGRI, V. J. **Dimensionamento de conjuntos válvula-cilindro pneumáticos – Parte I.** In: Revista ABHP, São Paulo: ABHP, mar./abr.2000, n. 114, p. 13-16.

ALVES, G. D., FURST, F., BORGES, J., DE NEGRI, V. J. **Dimensionamento de conjuntos válvula-cilindro pneumáticos – Parte II.** In: Revista ABHP, São Paulo: ABHP, ago./set.2000, n. 115, p. 13-16.

ANDERSEN, Blaine W. **The analysis and design of pneumatic systems.** USA: John Wiley & Sons, 1967.

ASAFF, Y. E. Desenvolvimento de um sistema servopneumático para regulação de velocidade de turbinas em pequenas centrais hidrelétricas. 2006. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis. 2006.

BACK, Nelson. **Metodologia de projeto de produtos industriais.** Guanabara Dois: Rio de Janeiro, 1983.

BOLLMANN, A., DE NEGRI, V. J. **Dimensionamento do conjunto válvula direcional e cilindro.** Florianópolis, 1999 (Apostila).

BOLLMANN, Arno **Fundamentos da automação industrial pneumática** : São Paulo: ABHP, 1997.

FESTO PNEUMATIC. **Catálogo de linha geral**, São Paulo: Festo, 1989.

FESTO DIDACTIC. **Introdução a comandos eletropneumáticos.** São Paulo: Festo, 1995. (1995a)

FESTO DIDACTIC. **Introdução a pneumática.** São Paulo: Festo, 1995. (1995b)

FESTO PNEUMATIC. **Programa de fornecimento.** São Paulo: Festo, 199-. 146 p.

FOX, Robert W, MACDONALD, Alan T. **Introdução à mecânica dos fluidos.** 2 ed. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1981. 562 p.

FURST, Fernando , ALVES, Guilherme, BORGES, Joel. **Determinação de características de vazão em válvulas pneumáticas: análise de normas**, Florianópolis, 1999 (Relatório técnico).

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION - **IEC 848. Preparation of function charts for control systems.** Suisse, 1988. 99 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - **IISO 6358. Pneumatic fluid power:** components using compressible fluids - determination of flow-rate characteristics, 1989. 15p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - **ISO 1219-1. Fluid power systems and componets:** graphic symbols and circuit diagrams (part 1: graphip symbols), 1991. 40 p.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION - **ISO 1219-2. Fluid power systems and componets:** graphic symbols and circuit diagrams (part 2: circuit diagrams), 1995. 21 p.

NATIONAL FLUID POWER ASSOSSIATION - **NFPA T3.21.3. Pneumatic fluid power:** flow rating test procedure and reporting method - for fixed orifice components, jan/1990. 8 p.

PINCHES, Michael J, CALLEAR, Brian J. **Power pneumatics.** London: Prentice Hall, 1996. 321p. p.46

REXROTH. **Catálogo de linha geral**, São Paulo: Rexroth, 1994.

SANTOS, Eduardo Alves Portela. **Uma introdução a servoposicionadores pneumáticos** (Parte 1). In: Revista ABHP. mar./abr. 1997.

SCHRADER BELLOWS . **Catálogo de linha geral**, 1989.

SCHRADER BELLOWS. **Cilindros pneumáticos e componentes para máquinas de produção.** São Paulo: Centro Didático De Automatização, 198-. 65p. (198-a)

SCHRADER BELLOWS. **Princípios básicos, produção, distribuição e condicionamento do ar comprimido.** São Paulo: Centro Didático de Automatização, 198-. 115p. (198-b)

SCHRADER BELLOWS. **Válvulas pneumáticas e simbologia dos componentes.** São Paulo: Centro Didático de Automatização, 198-. 107 p. (198-c)

SHAMES, Irving H. **Mecânica dos Fluidos.** São Paulo: Edgard Blucher, 1973. v. 3

SULLIVAN, James A. **Fluid power:** theory and applications. 4th ed. USA: Prentice-Hall, 1998. 518p. p. 465

VIEIRA, A. D. **Análise teórico experimental de servoposicionadores lineares pneumáticos.** Florianópolis: UFSC, 1998 . (Dissertação, Mestrado em Engenharia Mecânica).

VINADÉ, C., PEREIRA, E., DE NEGRI, V. J. **Métodos de projeto para automação pneumática (parte I).** In: Revista ABHP, São Paulo: ABHP, mai./jun, 1999. ano 19, n.112. p. 15-18.

VINADRÉ, C., PEREIRA, E., DE NEGRI, V. J. **Métodos de projeto para automação pneumática (parte II).** In: Revista ABHP, São Paulo: ABHP, out./nov, 1999. ano 19, n.113. p. 15-18.

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

LABORATÓRIO DE SISTEMAS HIDRÁULICOS E PNEUMÁTICOS – LASHIP

victor@emc.ufsc.br – <http://www.laship.ufsc.br>

Fone: (48) 3721 9396 / (48) 3721 4123 – Fax: (48) 3721 7615

Atualização: Julho de 2014

Escritório de Direitos Autorais – N° registro: 328.561 – Livro: 602 – Folha: 221 – Obra não publicada