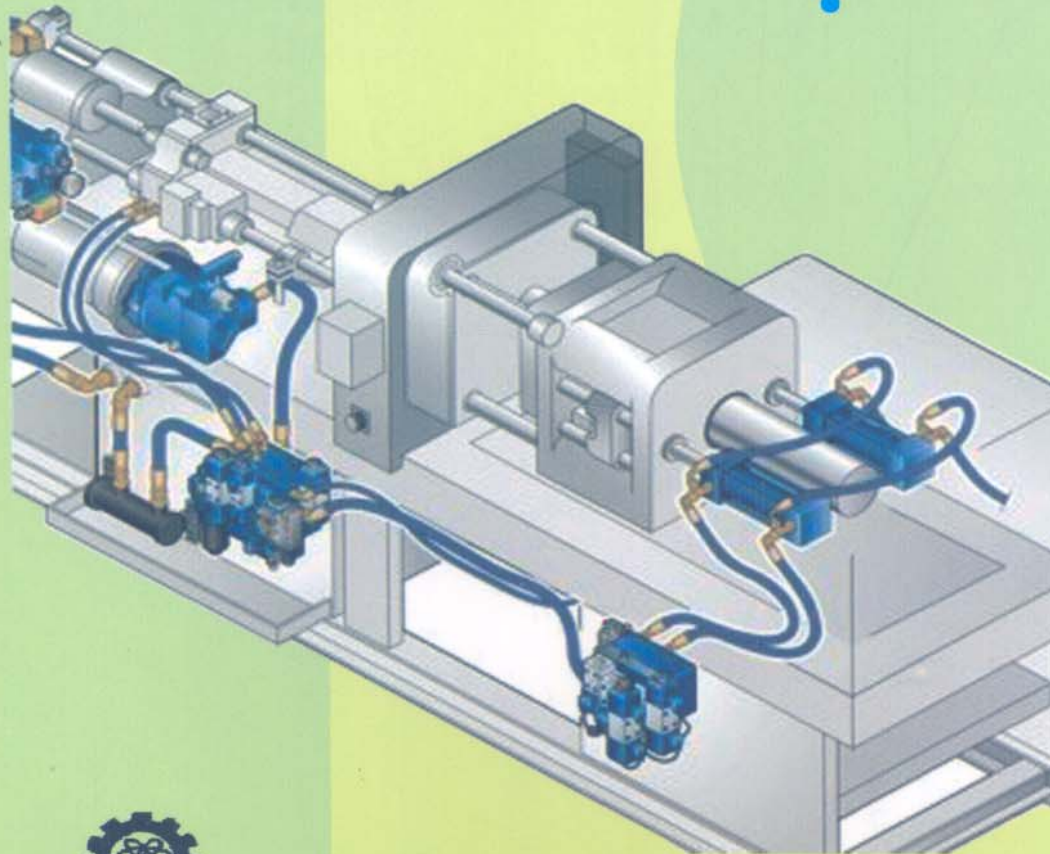


TRẦN THẾ SAN - TRẦN THỊ KIM LANG  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SỬ PHẠM KỸ THUẬT TP. HỒ CHÍ MINH

# KHÍ NÉN & THỦY LỰC



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

# KHÍ NÉN VÀ THỦY LỰC

TRẦN THẾ SAN - TRẦN THỊ KIM LANG  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP.HCM

# KHÍ NÉN và THỦY LỰC



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

# **KHÍ NÉN VÀ THỦY LỰC**

TRẦN THẾ SAN - TRẦN THỊ KIM LANG

---

Chịu trách nhiệm xuất bản : TS. PHẠM VĂN ĐIỂN  
Biên tập : TRƯƠNG QUANG HÙNG  
Vẽ bìa : KHÁNH THÀNH  
Kỹ thuật vi tính : KHÁNH THÀNH

Liên kết xuất bản

C. TY VĂN HÓA **TRÍ DÂN** - NS. **NGUYỄN TRÃI**  
96/7 Duy Tân - P. 15 - Q. Phú Nhuận - Tp. HCM  
ĐT: 08 39901846 - Fax: 08 39971765

**NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT**  
**70 TRẦN HƯNG ĐẠO - HÀ NỘI**

---

*In 1000 cuốn khổ (16 X 24 Cm) tại xưởng in Cty cổ phần văn hóa Vạn Xuân.  
Theo số đăng kí 294 - 2009/CXB/05 - 22/KHKT. Ngày 8-4-2009 - QĐXB Số 108  
NXBKHKHKT cấp ngày 13-4-2009. In xong nộp lưu chiểu quý 2 năm 2009*

## *Lời nói đầu*

**Đ**iều khiển tự động các máy móc và quá trình sản xuất công nghiệp ngày nay đã trở thành một bộ phận không thể thiếu trong hệ thống sản xuất, nghiên cứu không gian, quân sự, và cả trong cuộc sống hàng ngày. Máy móc không thể vận hành một cách bán tự động và tự động nếu không có hệ thống điều khiển.

Điều khiển tự động bao quát lĩnh vực rất rộng. Hơn 50 năm qua, hệ thống điều khiển chủ yếu bao gồm điều khiển khí nén, điều khiển thủy lực, điều khiển điện - điện tử, điều khiển lập trình với máy tính,... Các hệ thống này có thể hoạt động độc lập, nhưng thường tích hợp với nhau. Mỗi hệ thống đều có các ưu, nhược điểm và phạm vi ứng dụng riêng, khi tích hợp chúng sẽ phát huy các thế mạnh đặc thù, cho phép tăng độ chính xác, độ tin cậy, tính vận hành, hiệu suất, và giảm giá thành.

Khi nén và thủy lực là các hệ thống được sử dụng rộng rãi trong nhiều ngành công nghiệp. Về nguyên tắc đây là các quá trình chuyển đổi năng lượng, chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại, thông qua lưu chất (chất công tác) lỏng hoặc khí. Nguồn năng lượng chính là máy bơm thủy lực và máy nén khí, kết hợp với hệ thống đường ống, các valve, các bộ cảm biến, và các bộ tác động.

Khi nén và thủy lực đang được ứng dụng rộng rãi ở nước ta. Các trường đại học kỹ thuật, trường dạy nghề,... đều có chương trình đào tạo về lĩnh vực này, nhưng đào tạo chuyên ngành về thủy lực và khí nén hiện nay chỉ có ở vài trường. Sự quan tâm của các nhà quản lý công nghiệp, kỹ sư, công nhân... về hệ thống khí nén và thủy lực ngày càng cao. Đó là nhu cầu thực tế. Mong rằng cuốn sách "**Thủy Lực và Khí Nén Công Nghiệp**" sẽ cung cấp đủ thông tin cơ bản và hữu ích về thủy lực và khí nén cho tất cả những người quan tâm đến lĩnh vực này.

# 1

## NGUYÊN LÝ CƠ BẢN

### CƠ CẤU TRUYỀN NĂNG LƯỢNG CÔNG NGHIỆP

Hầu hết các quá trình công nghiệp đòi hỏi những vật thể hoặc thực thể chuyển dịch từ vị trí này sang vị trí khác, hoặc tác dụng lực để nắm giữ, tạo hình hoặc nén ép một sản phẩm nào đó. Những hoạt động này được thực hiện nhờ cơ cấu truyền năng lượng, máy móc truyền động trong sản xuất công nghiệp.

Trong nhiều trường hợp, cơ cấu truyền động thường sử dụng điện năng. Chuyển động quay do các động cơ điện tạo ra. Chuyển động tịnh tiến được chuyển đổi từ chuyển động quay thông qua các cơ cấu, chẳng hạn cơ cấu tay quay - con trượt, bánh răng - thanh răng... Đôi khi có thể sử dụng cuộn dây solenoid để tạo ra lực hoặc chuyển động thẳng trên khoảng cách ngắn.

Tuy nhiên, thiết bị điện không phải là phương tiện duy nhất cung cấp năng lượng truyền động. Lưu chất trong hệ thống kín (gồm cả chất lỏng và chất khí) cũng được dùng để truyền năng lượng từ vị trí này đến vị trí khác, do đó có thể tạo ra chuyển động quay, tịnh tiến, hoặc tác dụng lực. Những hệ thống dựa trên cơ sở lưu chất dùng chất lỏng làm môi chất truyền động được gọi là *hệ thống thủy lực* (bắt nguồn từ tiếng Hy Lạp *hydra* là nước và *aulos* là ống; *hydraulic*). Những hệ thống dựa trên cơ sở chất khí được gọi là *hệ thống khí nén* (từ tiếng Hy Lạp *pneumn*, *pneumatics*). Hầu hết khí thường dùng đơn giản chỉ là không khí nén.

Sự khác biệt cơ bản giữa hệ thống khí nén và thủy lực là chất khí (trọng lượng riêng thấp) có thể nén được, và chất lỏng (trọng lượng riêng tương đối cao) không thể nén được.

Ví dụ, hệ thống khí nén có khuynh hướng hoạt động “linh hoạt hơn”, hệ thống thủy lực thường gây ra tiếng ồn, mài mòn, và va đập bên trong ống dẫn. Tuy nhiên, hệ thống thủy lực trên cơ sở chất lỏng có thể vận hành với áp suất cao hơn nhiều so với hệ thống khí nén, vì thế, có thể áp dụng để tạo ra lực rất lớn.

### SO SÁNH CÁC HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC

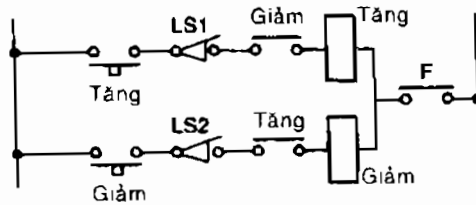
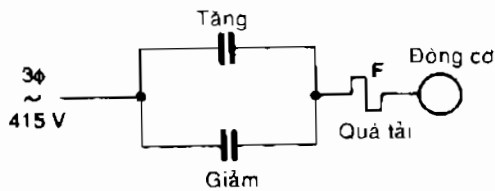
Điều cần xem xét là phương pháp nâng một vật nặng lên khoảng cách 500 mm. Đây là loại hoạt động phổ biến trong sản xuất công nghiệp.

## Hệ thống điện

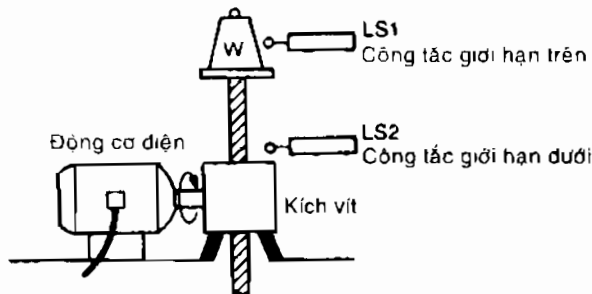
Với hệ thống điện chúng ta có ba lựa chọn cơ bản: cuộn dây solenoid, động cơ điện một chiều (DC), hoặc động cơ cảm ứng xoay chiều (AC). Trong các hệ thống này, cuộn solenoid tạo ra hành trình tuyến tính một cách trực tiếp nhưng thường bị giới hạn trong khoảng cách cực đại 100 mm.

Cả động cơ một chiều (DC) và xoay chiều (AC) đều là thiết bị quay và đầu ra của chúng cần được chuyển đổi thành chuyển động thẳng bằng cơ cấu cơ khí, chẳng hạn trục vít hoặc bánh răng - thanh răng. Điều này đã được áp dụng nhiều trong sản xuất thực tế.

Việc lựa chọn động cơ phụ thuộc phần lớn vào yêu cầu điều khiển tốc độ. Động cơ một chiều DC lắp với tốc kế và được dẫn động bằng mạch điều khiển thyristor có thể cung cấp sự điều khiển tốc độ tuyệt vời, nhưng yêu cầu bảo dưỡng cao đối với chổi điện và vành góp.



(a) Mạch điện



(b) Bộ trí vật lý

Hình 1-1 Giải pháp điện trên cơ sở động cơ ba pha

Động cơ xoay chiều AC hầu như không cần bảo dưỡng, nhưng cần thiết bị thay đổi tốc độ cô định (với tốc độ được xác định bằng số cực và tần số nguồn). Tốc độ có thể được điều chỉnh bằng bộ điều khiển thay đổi tần số (mạch biến tần), nhưng phải tránh quá nhiệt, dù phần lớn các động cơ được làm mát bằng quạt bên trong gắn trên trục động cơ. Nếu yêu cầu tốc độ tăng/giam theo các giá trị xác định, động cơ xoay chiều AC dẫn động kích vít có lẽ là sự lựa chọn hợp lý.

Không loại động cơ nào được phép ngừng quay khi tiến đến cỡ chặn hành trình, (điều này cũng không hoàn toàn đúng; động cơ một chiều DC được thiết kế đặc biệt, có thể điều chỉnh dòng điện ổn định với bộ điều khiển thyristor cùng với quạt làm mát bên ngoài, có thể được phép ngừng quay), vì thế ở cuối giới hạn hành trình cần phải dừng truyền động.

Hệ thống được trình bày trên Hình 1-1 gồm thiết bị nâng cơ khí được dẫn động bằng động cơ xoay chiều AC, động cơ này được điều khiển bằng bộ khởi động đảo. Thiết bị phụ gồm hai công tắc giới hạn và mạch bảo vệ quá tải động cơ. Không có giới hạn tải thực tế theo tỉ số truyền giữa hộp số/trục vít, kích thước động cơ và công suất công tắc tơ được tính toán chính xác.

## **Hệ thống thủy lực**

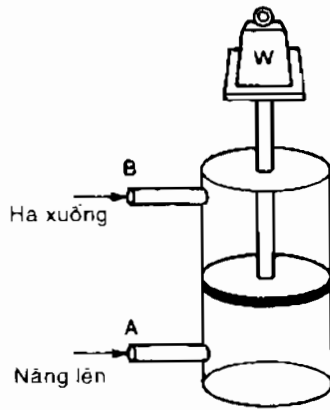
Giải pháp thủy lực được trình bày trên Hình 1-2. Bộ tác động thủy lực tuyến tính phù hợp với ứng dụng này là piston trượt, được trình bày dưới dạng sơ đồ trên Hình 1-2a, gồm một piston di trượt nối trực tiếp với trục đầu ra. Nếu lưu chất được bơm vào ống A, piston sẽ di chuyển lên và trục sẽ đi lên; nếu lưu chất được bơm vào ống B, trục sẽ lùi lại. Tất nhiên phải phối hợp vài phương pháp thu chất lỏng về từ phía không có áp suất của piston.

Lực tối đa từ bộ piston - cylinder tùy thuộc vào áp suất lưu chất và diện tích bề mặt piston. Ví dụ, áp suất chất lỏng 150 bar sẽ tạo ra áp lực nâng  $150 \text{ kg/cm}^2$  diện tích piston. Vì thế đường kính bề mặt piston 4.2 cm có thể nâng tải đến 2000 kg.

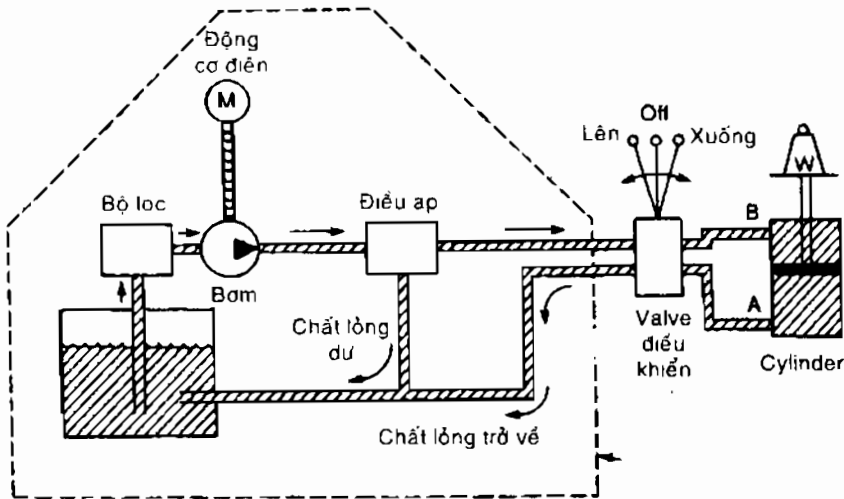
Hệ thống thủy lực được trình bày trên Hình 1-2b. Hệ thống này cần dòng chất lỏng dề vận hành, dất tiền và dễ bị bụi bám, vì thế đường ống phải hoạt động theo vòng kín, chất lỏng đi từ thùng chứa đến một phía của piston và trở về thùng chứa từ phía khác của piston. Chất lỏng được bơm ra khỏi thùng chứa bằng bơm thủy lực, với lưu lượng theo yêu cầu áp suất 150 bar. Nếu bơm liên tục, áp suất sẽ tăng cao đến mức phá hủy hệ thống đường ống, do đó cần có thiết bị điều áp và đưa lưu chất trở về thùng chứa theo kiểu vòng kín.

Hoạt động của cylinder được điều khiển bằng valve chuyển đổi ba vị trí. Để kéo dài cylinder, cổng A được nối với đường áp suất và cổng B nối với thùng chứa. Để đảo ngược chuyển động, cổng B được nối với đường áp suất và cổng A nối với thùng chứa. Ở vị trí giữa, valve ngăn không cho dòng chất lỏng vào cylinder (do đó giữ nguyên vị trí đó) và đóng đường





(a) Cylinder thủy lực



(b) Những bộ phận vật lý

Hình 1-2 Giải pháp thủy lực

chất lỏng (làm cho toàn bộ chất lỏng được bơm trở về thùng chứa qua bộ điều chỉnh áp suất).

Có vài vấn đề cần xem xét. Thứ nhất, điều khiển tốc độ được thực hiện bằng cách điều chỉnh lưu lượng thể tích chất lỏng đến cylinder. Điều khiển chính xác ở khoảng tốc độ thấp là một trong những ưu điểm chính của hệ thống thủy lực.

Thứ hai, giới hạn hành trình được xác định bằng hành trình cylinder, và nói chung, cylinder thường dừng lại ở cuối hành trình, vì thế không cần sự bảo vệ vượt quá hành trình.

Thứ ba, bơm quay bằng nguồn năng lượng bên ngoài, thường sử dụng động cơ cảm ứng xoay chiều AC, bộ khởi động động cơ và mạch bảo vệ quá tải.

Thứ tư, chất lỏng cần phải rất sạch, do đó bộ lọc được dùng để loại bỏ tạp chất (Hình 1-2b) khi chất lỏng đi từ thùng chứa đến bơm.

Điều đáng quan tâm cuối cùng là chất lỏng rò rỉ ra khỏi hệ thống sẽ dẫn đến ô nhiễm, trơn trượt (do đó gây nguy hiểm) và ảnh hưởng xấu đến môi trường.

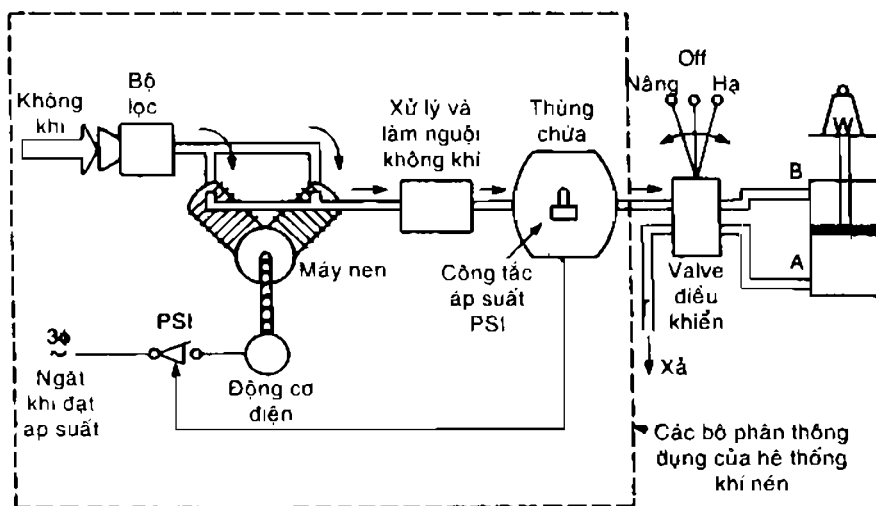
Khi mới quan sát, Hình 1-2b dường như quá phức tạp so với hệ thống điện (Hình 1-1), nhưng nên nhớ rằng tất cả những chi tiết được đóng khung bên trong đường nét đứt ở Hình 1-2 là bình thường đối với thiết bị thủy lực công nghiệp, và rất thông dụng trong nhiều hệ thống truyền lực.

## Hệ thống khí nén

Hình 1-3 minh họa các bộ phận của hệ thống khí nén. Bộ dẫn động cơ bản vẫn là cylinder, với lực cực đại trên trục được xác định bằng áp suất khí và diện tích bề mặt piston. Áp suất vận hành trong hệ thống khí nén thấp hơn nhiều so với áp suất trong hệ thống thủy lực, thông thường là 10 bar, có áp lực nâng 10 kg/cm<sup>2</sup> diện tích piston, vì thế cần dùng piston đường kính 16 cm để nâng 2000 kg tải trọng. Do đó, hệ thống khí nén yêu cầu bộ dẫn động lớn hơn hệ thống thủy lực với cùng tải trọng.

Valve phân phối khí đến cylinder vận hành tương tự hệ thống thủy lực. Sự khác biệt chính là không khí không phải mua, không khí trở về đơn giản là xả ra xung quanh.

Không khí được hút từ khí quyển qua bộ lọc khí và nén đến áp suất yêu cầu bằng máy nén khí (thường được dẫn động bằng động cơ xoay chiều AC). Nhiệt độ khí sau khi nén sẽ tăng đáng kể. Không khí luôn luôn chứa một lượng hơi nước đáng kể. Trước khi sử dụng, không khí



Hình 1-3 Giải pháp khí nén

phải được làm nguội và kết quả là tạo ra nước ngưng tụ. Vì thế, máy nén khí phải kèm theo bộ làm nguội và xử lý không khí.

Do tính nén được của không khí nên cần tích trữ một lượng khí nén trong bình chứa để đưa vào tải. Nếu không có bình chứa này, sự tăng áp suất theo hàm số mũ làm cho cylinder chuyển động không ổn định. Do đó bộ xử lý khí được đi kèm theo bình chứa khí.

Hệ thống thủy lực cần có bộ điều chỉnh áp suất để đưa chất lỏng dư trở về thùng chứa, nhưng bộ điều chỉnh áp suất trong hệ thống khí nén thường đơn giản hơn nhiều. Công tắc áp suất lắp ở bình chứa khí sẽ khởi động động cơ máy nén khí áp suất giảm xuống và dừng động cơ khi áp suất đạt mức yêu cầu.

Nhiều nhà máy sản xuất khí nén ở một trạm trung tâm và phân phối bằng đường ống đến các bộ phận sử dụng, tương tự hệ thống điện, nước, khí đốt...

## So sánh

Bảng 1-1 trình bày các đặc điểm so sánh sơ bộ về hệ thống điện, thủy lực, và khí nén.

**Bảng 1-1 So sánh hệ thống điện, thủy lực và khí nén.**

	<b>Điện</b>	<b>Thủy lực</b>	<b>Khí nén</b>
<i>Nguồn năng lượng</i>	Nguồn bên ngoài	Động cơ điện, động cơ đốt trong	Động cơ điện, động cơ đốt trong
<i>Tích lũy năng lượng</i>	Hạn chế (Ắcquy)	Hạn chế (bộ tích lũy)	Tốt (bình chứa)
<i>Hệ thống phân phối</i>	Tổn thất nhỏ	Hạn chế	Tốt
<i>Chi phí năng lượng</i>	Thấp nhất	Trung bình	Cao nhất
<i>Bộ dẫn động quay</i>	Động cơ AC và DC. Điều khiển tốt với động cơ DC. Động cơ AC rẻ.	Tốc độ thấp. Điều khiển tốt. Có thể dừng lại.	Phạm vi tốc độ rộng. Khó điều khiển tốc độ chính xác.
<i>Bộ dẫn động tuyến tính</i>	Solenoid, cơ cấu cơ khí	Cylinder. Lực rất cao.	Cylinder. Lực trung bình.
<i>Điều khiển lực</i>	Cuộn dây solenoid, động cơ DC. Yêu cầu làm nguội	Dễ điều khiển lực cao	Dễ điều khiển lực trung bình
<i>Nhược điểm</i>	Nguy hiểm, điện giật, cháy nổ.	Nguy hiểm và đơn giản vì rò rỉ. Dễ bắt cháy.	Ổn

## THUẬT NGỮ KỸ THUẬT

Nói chung, hiện nay chưa có hệ thống tiêu chuẩn hóa đơn vị đo trong công nghiệp. Hệ thống thủy lực và khí nén sử dụng nhiều đơn vị đo khác nhau cho cùng một đại lượng, ví dụ bar, Pascal và psi.

Tô chức tiêu chuẩn hóa quốc tế (ISO) đã đưa ra hệ đơn vị quốc tế (SI), tuy được sử dụng rộng rãi nhưng vẫn chưa hoàn chỉnh và chưa được áp dụng nhiều ở một số quốc gia (Anh, Canada, Hoa Kỳ,...)

Mọi hệ thống đo lường đều yêu cầu định nghĩa sáu đại lượng chính, bao gồm:

- Chiều dài.
- Khối lượng.
- Thời gian.
- Nhiệt độ.
- Dòng điện.
- Cường độ ánh sáng.

Lĩnh vực thủy lực/khí nén quan tâm đặc biệt đến ba đại lượng đầu. Các đại lượng khác (vận tốc, lực, áp suất...) có thể được định nghĩa dựa vào ba đại lượng cơ bản này. Ví dụ, định nghĩa vận tốc dưới dạng chiều dài/thời gian.

Hệ đơn vị đo lường Anh dùng đơn vị foot, pound và giây (được gọi là hệ *fps*). Hệ mét cũ dùng centimét, gram và giây (được gọi là hệ *cgs*) và mét, kilôgram và giây (hệ *mks*). Hệ *mks* phát triển thành hệ *SI* với các định nghĩa hợp lý hơn về lực và áp suất. Bảng 1-2 cung cấp hệ số chuyển đổi giữa các đơn vị cơ bản.

**Bảng 1-2 Những đơn vị cơ học cơ bản**

---

### *Khối lượng*

- 1 kg = 2.2046 pound (lb) = 1000 g  
1 lb = 0.4536 kg  
1 tấn (Anh) = 2240 lb = 1016 kg = 1.12 tấn (US)  
1 tấn = 1000 kg = 2204.6 lb = 0.9842 tấn (Anh)  
1 tấn (US) = 0.8929 tấn (Anh)
- 

### *Chiều dài*

- 1 met = 3.281 foot (ft) = 1000 mm = 100 cm  
1 inch = 25.4 mm = 2.54 cm  
1 yard = 0.9144 m
- 

### *Thể tích*

- 1 lít = 0.2200 gallon (Anh) = 0.2642 gallon (US)  
1 gallon (Anh) = 4.546 lít = 1.2011 gallon (US) = 0.161 ft khối  
1 gallon (US) = 3.785 lít = 0.8326 gallon (Anh)  
1 mét khối = 220 gallon (Anh) = 35.315 feet khối  
1 inch khối = 16.387 centimet khối
-

## Khối lượng và lực

Hệ thống thủy lực và khí nén thường dựa vào áp suất lưu chất. Trước khi định nghĩa áp suất, cần phải hiểu rõ các định nghĩa về trọng lượng, khối lượng và lực.

Định nghĩa phổ thông về trọng lượng cho biết đây là lực phát sinh từ lực hấp dẫn giữa khối lượng vật thể và trái đất. Ví dụ, trọng lượng của người lớn là 75 kg, có thể hiểu là có 75 kg *lực* giữa người đó và mặt đất.

Vì thế trọng lượng tùy thuộc vào lực trọng trường. Trên mặt trăng, lực hút bằng một phần sáu trên mặt đất, trọng lượng 75 kg trên mặt đất chỉ còn khoảng 12.5 kg. Khi rơi tự do, trọng lượng sẽ bằng không, nhưng trong mọi trường hợp, *khối lượng* luôn luôn không đổi.

Hệ đơn vị đo lường Anh *fps* và hệ mét cũ liên kết khối lượng và trọng lượng (lực) bằng cách xác định đơn vị lực là lực hấp dẫn khối lượng đơn vị tại bề mặt trái đất. Vì thế chúng ta có khối lượng được định nghĩa bằng pound và lực xác định bằng pound lực (lbf) ở hệ thống *fps*, và khối lượng bằng kilogram và lực bằng kg lực (kgf) trong hệ *mks*.

Nếu lực tác dụng vào khối lượng, làm tăng tốc (hoặc giảm tốc) sẽ có kết quả theo công thức Newton:

$$F = ma \quad (1.1)$$

Phải cẩn thận với các đơn vị khi lực  $F$  được xác định bằng lbf hoặc kgf và khối lượng được định nghĩa bằng lbs hoặc kg, bởi vì gia tốc cho kết quả là bằng đơn vị g, gia tốc trọng trường. Một lực 25 kgf tác dụng vào khối lượng 75 kg sẽ tạo ra gia tốc 0.333 g.

Theo hệ đơn vị SI, lực là newton (N), không xác định từ lực hút của trái đất, được tính một cách trực tiếp từ biểu thức 1.1. Một newton được định nghĩa là lực tạo ra gia tốc  $1 \text{ m/s}^2$  khi tác dụng vào khối lượng 1 kg.

Một kgf tạo ra gia tốc  $1 \text{ g}$  ( $9.81 \text{ m/s}^2$ ) khi tác dụng vào khối lượng 1 kg. Một newton tạo ra gia tốc  $1 \text{ m/s}^2$  khi tác dụng vào khối lượng 1 kg. Do đó:

$$1 \text{ kgf} = 9.81 \text{ N}$$

Hầu hết các dụng cụ đo trong hệ thống công nghiệp với độ chính xác 2% có thể áp dụng công thức:

$$1 \text{ kgf} = 10 \text{ N}$$

cho những ứng dụng thực tế.

Bảng 1-3 cung cấp hệ số chuyển đổi giữa các đơn vị lực khác nhau.

**Bảng 1-3 Đơn vị lực**

---

1 newton (N) = 0.2248 pound lực (lb f) = 0.1019 kilogram lực (kgf)

1 lbf = 4.448 N = 0.4534 kgf

1 kgf = 9.81 N = 2.205 lb

Các đơn vị khác bao gồm:

dynes (cgs unit);  $1 \text{ N} = 10^5 \text{ dynes}$   
pounds (gram lực);  $1 \text{ N} = 102 \text{ pounds}$

Đơn vị SI là newton:

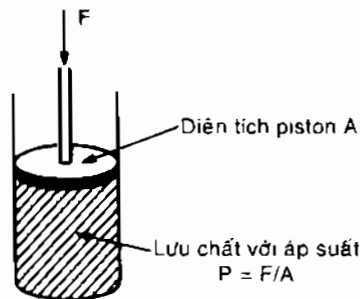
$\text{N} = \text{kgms}^{-2}$

## Áp suất

Áp suất trong lưu chất là kết quả của lực tác dụng. Trên Hình 1-4, lực  $F$  tác dụng vào lưu chất kín qua piston có diện tích  $A$ , tạo ra áp suất  $P$ . Khi tăng lực tác dụng, áp suất sẽ tăng theo tỉ lệ thuận, và giảm diện tích piston (nghĩa là giảm diện tích chịu lực) cũng làm tăng áp suất. Vì thế áp suất trong lưu chất có thể được xác định theo tỷ số giữa lực tác động và diện tích chịu lực:

$$P = F/A \quad (1.2)$$

Hình 1-4 Áp suất trong lưu chất dưới tác động của lực.



Mặc dù biểu thức 1.2 rất đơn giản, nhưng có nhiều đơn vị áp suất thông dụng. Ví dụ, trong hệ đo lường Anh fps,  $F$  tính bằng lbf và  $A$  tính theo inch vuông, áp suất được đo bằng pound lực trên inch vuông (psi).

Trong hệ mét,  $F$  thường được tính bằng kgf và  $A$  bằng centimét vuông, do đó đơn vị áp suất sẽ là kilogram lực trên centimét vuông ( $\text{kgfcm}^{-2}$ ).

Hệ SI định nghĩa áp suất theo đơn vị newton trên mét vuông ( $\text{Nm}^{-2}$ ). Đơn vị áp suất trong hệ SI là Pascal (với  $1 \text{ Pa} = 1 \text{ Nm}^{-2}$ ). Tuy nhiên, Pascal là áp suất rất thấp để dùng trong thực tế, vì thế thường dùng kiloPascal ( $1 \text{ kPa} = 10^3 \text{ Pa}$ ) hoặc megaPascal ( $1 \text{ MPa} = 10^6 \text{ Pa}$ ).

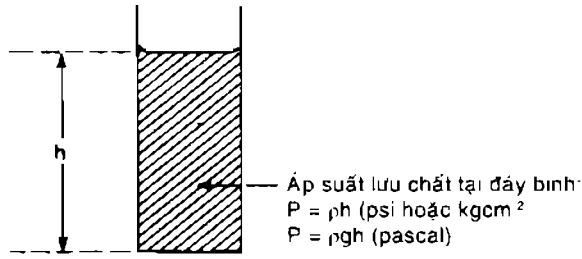
Áp suất cũng có thể phát sinh trong lưu chất do khối lượng của lưu chất. Điều này thường được gọi là áp lực cột lưu chất và tùy thuộc vào chiều cao của cột lưu chất. Hình 1-5 minh họa áp suất tại đáy của cột lưu chất tỉ lệ thuận với chiều cao  $h$ .

Trong hệ mét và hệ đo lường Anh, áp lực cột lưu chất được tính theo công thức:

$$P = \rho h. \quad (1.3)$$

Trong đó  $\rho$  là trọng lượng riêng và  $h$  là chiều cao (cả hai với đơn vị chính xác) cho  $P$  bằng psi hoặc  $\text{kgcm}^{-2}$ .

**Hình 1-5** Áp lực cột nước trong lưu chất.



Trong hệ SI, biểu thức 1.3 được định nghĩa lại là:

$$P = \rho gh \tag{1.4}$$

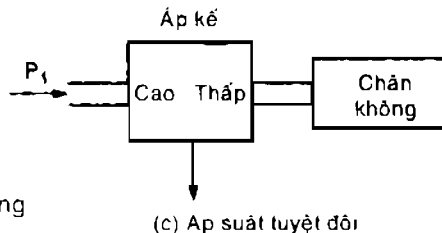
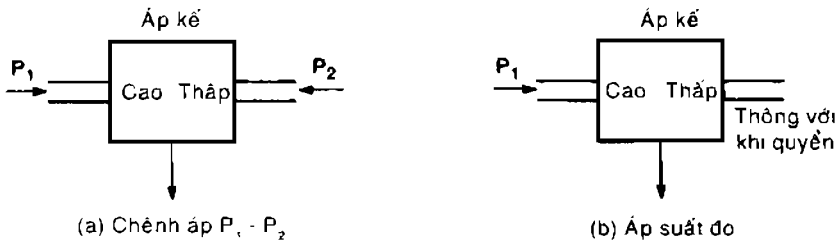
Trong đó  $g$  là gia tốc trọng trường ( $9.81 \text{ ms}^{-2}$ ), đơn vị áp suất là pascal.

Nói chung, áp suất trong thùng chất lỏng được định nghĩa dưới dạng áp lực cột nước tương đương. Đơn vị thường dùng là milimét thủy ngân và centimet, inch, feet hoặc mét nước.

Chúng ta sống tại đáy của khối không khí, vì thế phải chịu áp lực đáng kể từ trọng lượng khối không khí bên trên chúng ta. Áp suất này, 15 psi,  $1.05 \text{ kg/cm}^2$  hoặc 101 kPa, được gọi là áp suất khí quyển và cũng được dùng làm đơn vị đo áp suất.

Trong thực tế, 100 kPa được coi là một atmosphere, đây là đơn vị thuận tiện cho nhiều ứng dụng. 100 kPa ( $10^5 \text{ Pa}$  hoặc 0.1 MPa) được gọi là bar. Với độ chính xác của các thiết bị đo công nghiệp, 1 bar tương đương 1 atmosphere.

Nói chung, có ba phương pháp đo áp suất thông dụng (Hình 1-6). Hầu hết các bộ chuyển đổi áp suất đều đo sự chênh lệch áp suất giữa hai cổng vào. Áp suất này được gọi là hiệu áp,  $P_1 - P_2$ , (Hình 1-6a).

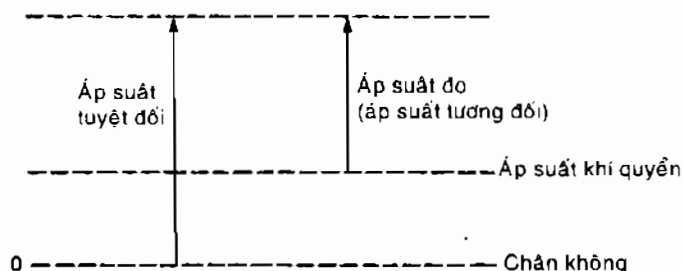


**Hình 1-6** Các dạng đo chênh áp

Trên Hình 1-6b, áp suất thấp ở cổng nạp được mở thông với khí quyển, vì thế, áp kế biểu thị áp suất cao hơn áp suất khí quyển. Áp suất này được gọi là *áp suất đo*, còn được gọi là *áp suất tương đối*. Giá trị áp suất đo được dùng trong hầu hết các hệ thống thủy lực và khí nén.

Hình 1-6c trình bày áp kế đo áp suất quy chiếu theo chân không, được gọi là *áp suất tuyệt đối* và quan trọng khi xem xét quy trình nén khí. Mối liên hệ giữa áp suất đo và áp suất tuyệt đối được minh họa trên Hình 1-7. Bảng 1-4 so sánh các đơn vị áp suất. Hệ thống thủy lực thường có áp suất khoảng 150 bar, còn hệ thống khí nén thường có áp suất khoảng 10 bar.

Hình 1-7 Quan hệ giữa áp suất đo và áp suất tuyệt đối



Bảng 1-4 Đơn vị áp suất

1 bar	= 100 kPa
	= 14.5 psi
	= 750 mmHg
	= 401.8 inch W G = 1.0197 kgf cm <sup>-2</sup>
	= 0.9872 atmosphere
1 kilopascal	= 1000 Pa
	= 0.01 bar
	= 0.145 psi
	= 1.0197 × 10 <sup>-3</sup> kgf cm <sup>-2</sup>
	= 4.018 inch W G
	= 9.872 × 10 <sup>-3</sup> atmosphere
1 pound/inch vuông (psi)	= 6.895 kPa
	= 0.0703 kgf cm <sup>-2</sup>
	= 27.7 inch W G
1 kilogram lực/cm vuông (kgf cm <sup>-2</sup> )	= 98.07 kPa
	= 14.223 psi
1 Atmosphere	= 1.013 bar
	= 14.7 psi
	= 1.033 kgf cm <sup>-2</sup>

Đơn vị áp suất trong hệ SI là pascal (Pa) 1 Pa = 1 N m<sup>-2</sup>

Các đơn vị thông dụng là bar và psi.



## Công, năng lượng và công suất

Công được sinh ra (hoặc năng lượng được truyền) khi vật thể di chuyển dưới tác dụng của lực, và được định nghĩa:

$$\text{Công} = \text{Lực} \times \text{khoảng cách di chuyển} \quad (1.5)$$

Trong hệ Anh fps, biểu thức 1.5 được tính theo đơn vị ft.lbf. Với hệ mét, đơn vị là cm.kgf. Trong hệ SI, đơn vị công là joule,  $1 \text{ J} = 1 \text{ Nm} (= 1 \text{ m} \cdot \text{kgs}^{-2})$ . Bảng 1-5 so sánh các đơn vị công.

**Bảng 1-5 Đơn vị công (năng lượng)**

---

1 joule (J)	= $2.788 \times 10^{-4}$ Wh ( $2.788 \times 10^{-7}$ kWh)
	= 0.7376 ft lbf
	= 0.2388 calori
	= $9.487 \times 10^{-4}$ đơn vị nhiệt Anh (BTu - British thermal unit)
	= 0.102 kgf m
	= $10^7$ ergs (đơn vị cgs)
Đơn vị công trong hệ SI là joule (J)	
1J	= 1 N m
	= $1 \text{ m}^2\text{kgs}^{-2}$

---

Công suất là công thực hiện trong một đơn vị thời gian:

$$\text{Công suất} = \text{công/thời gian} \quad (1.6)$$

Trong hệ SI, đơn vị công suất là watt, tương ứng  $1 \text{ Js}^{-1}$ . Đây là những đơn vị thường dùng của công suất, cũng được dùng phổ biến để đo công suất điện.

Hệ Anh dùng mã lực (Hp), trong lịch sử được dùng để xác định công suất động cơ. Một mã lực tương đương  $550 \text{ ft.lbf.s}^{-1}$ . Bảng 1-6 so sánh các đơn vị công suất.

**Bảng 1-6 Đơn vị công suất**

---

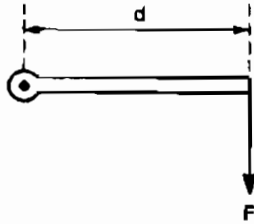
1 kwatt (kw)	= 1.34 Hp
	= 1.36 metric Hp
	= $102 \text{ kgfms}^{-1}$
	= 1000 W
1 mã lực (Hp)	= 0.7457 kw
	= $550 \text{ Ft lb s}^{-1}$
	= $2545 \text{ BTU h}^{-1}$
Đơn vị công suất trong hệ SI (đơn vị thông dụng) là watt (W).	

---

## Moment

Thuật ngữ *moment* được dùng để xác định lực quay, là tích số giữa lực và bán kính hiệu dụng (Hình 1-8). Do đó ta có:

$$T = F \times d \quad (1.7)$$



Hình 1-8 Định nghĩa moment

Trong hệ Anh, đơn vị là lbf ft; trong hệ mét, đơn vị là kgf m hoặc kgf cm; và trong hệ SI, đơn vị là Nm.

## ĐỊNH LUẬT PASCAL

Áp suất trong chất lỏng kín có thể được xem là đồng nhất trong toàn bộ hệ thống thực tế. Có sự chênh lệch nhỏ do áp lực cột nước ở những độ cao khác nhau, nhưng thường không đáng kể so với áp suất vận hành hệ thống. Áp suất bằng nhau này được gọi là *định luật Pascal* (Hình 1-9), ở đó lực 5 kgf tác dụng vào piston diện tích 2 cm<sup>2</sup>. Lực này tạo áp suất 2.5 kgf cm<sup>-2</sup> tại mọi điểm trong chất lỏng và tác dụng lực bằng nhau lên khắp diện tích vách hệ thống.

Giả sử đáy bình bên trái là 0.1 × 0.1 m có diện tích tổng cộng là 100 cm<sup>2</sup>. Tổng lực tác dụng lên đáy bình sẽ là 250 kgf. Nếu đỉnh của bình bên phải là 1 m × 1.5 m, lực hướng lên rất lớn, đến 37.500 kgf. Chú ý, kích cỡ ống nối hầu như không ảnh hưởng đến lực tác dụng. Nguyên tắc cơ bản này giải thích lý do có thể làm bể đáy chai nước bằng cách tác dụng một lực nhỏ vào nút chai (Hình 1-9b).

Lực tác dụng tạo ra áp suất, được tính theo biểu thức:

$$P = \frac{f}{a} \quad (1.8)$$

Lực trên mặt đáy là:

$$F = P \times A \quad (1.9)$$

từ đó có thể chuyển thành:

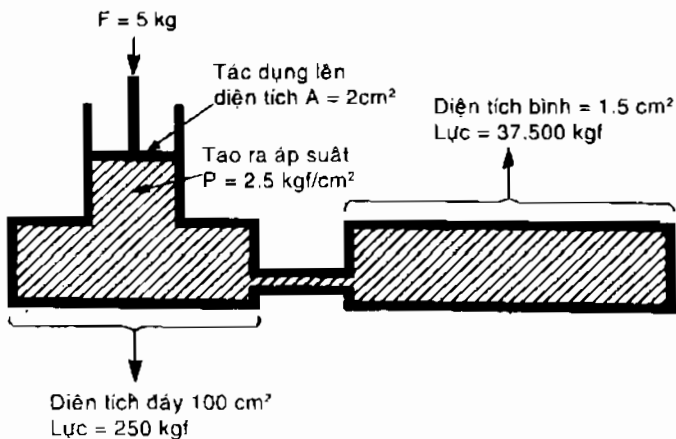
$$F = f \times \frac{A}{a} \quad (1.10)$$

Biểu thức 1.10 cho thấy có thể dùng dòng chất lỏng kín để khuếch đại lực. Trên Hình 1-10, tải 2000 kg đặt trên piston diện tích 500 cm<sup>2</sup> (bán

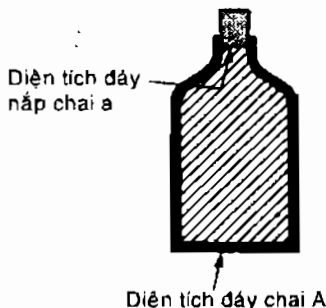
kính khoảng 12 cm). Piston nhỏ có diện tích  $2 \text{ cm}^2$ . Lực  $f$  được tính như sau:

$$f = 2000 \times \frac{2}{500} = 8 \text{ kgf} \quad (1.11)$$

sẽ nâng được tải trọng 2000kg, do đó *độ lợi về công* là 250 lần.

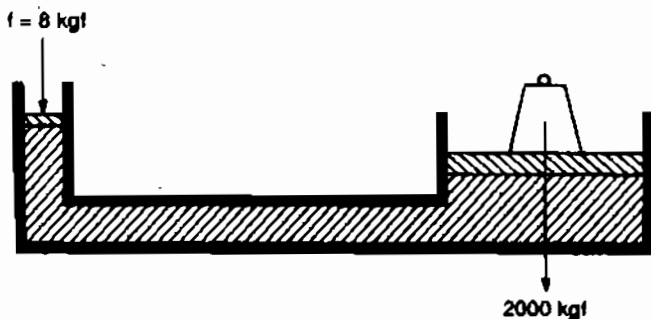


(a) Lực và áp suất trong bình kín



(b) Áp suất trong chai

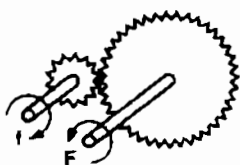
Hình 1-9 Áp suất trong chất lỏng kín.



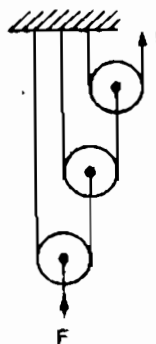
Hình 1-10 Lợi về công



(a) Đòn bẩy



(c) Bánh răng



(b) Ròng rọc

**Hình 1-11** Đồ lợi công cơ học, lực  $f$  nhỏ ở đầu vào tạo ra lực  $F$  lớn ở đầu ra.

Tuy nhiên, năng lượng luôn luôn bảo toàn. Để minh họa điều này, giả sử piston bên trái di chuyển xuống 100 cm (1 m). Do chất lỏng không nén được, thể tích chất lỏng  $200 \text{ cm}^3$  được chuyển từ cylinder bên trái qua cylinder bên phải, tải được nâng lên 4 cm. Vì thế, mặc dù lực được khuếch đại lên 250 lần, khoảng cách di chuyển sẽ giảm với cùng hệ số. Bởi vì công là tích của lực và khoảng cách dịch chuyển, lực được khuếch đại và khoảng cách dịch chuyển giảm xuống với cùng hệ số, chính là sự bảo toàn năng lượng. Do đó hoạt động trên Hình 1-10 tương tự hệ thống cơ trên Hình 1-11, cũng biểu thị độ lợi về công.

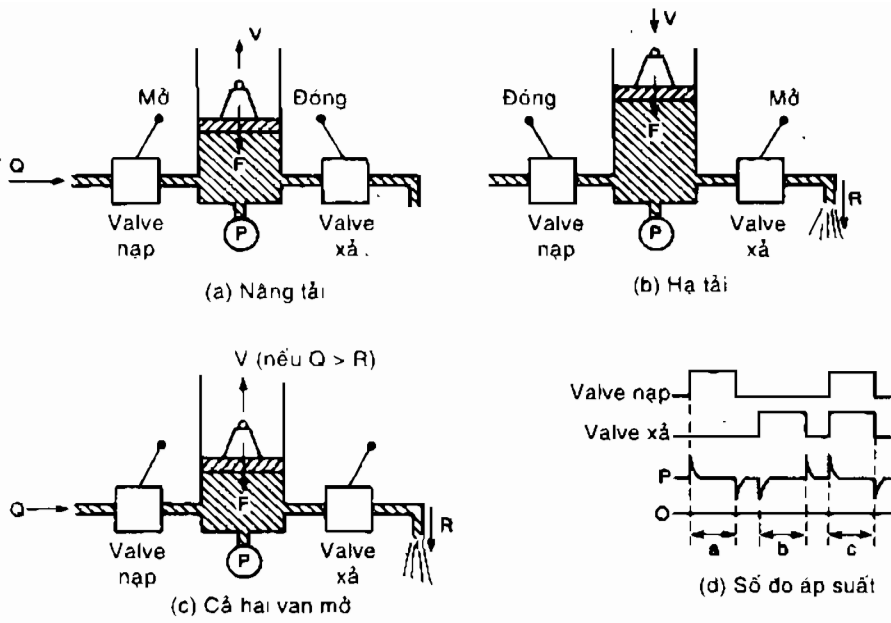
Nguyên tắc cơ bản (Hình 1-10) được ứng dụng rộng rãi khi có yêu cầu lực lớn với khoảng di chuyển nhỏ. Ví dụ gá kẹp, máy ép, kích thủy lực, thắng xe ô tô, cơ cấu vận hành ly hợp...

Cần lưu ý, áp suất bên trong cylinder chỉ được xác định bằng tải và diện tích piston ở tình trạng ổn định và không phụ thuộc vào vận tốc của piston khi đạt được tốc độ không đổi. Quan hệ giữa lực, áp suất, lưu lượng và tốc độ được minh họa trên Hình 1-12.

Trên Hình 1-12a, chất lỏng được phân phối vào cylinder với lưu tốc  $Q \text{ cm}^3 \text{ s}^{-1}$ . Khi valve nạp mở ra trước, đỉnh áp suất có thể quan sát khi tải tăng tốc, nhưng áp suất dần dần ổn định đến giá trị xác định  $P = F/A \text{ kgf cm}^{-2}$  với  $A$  là diện tích piston tính theo  $\text{cm}^2$  và  $F$  được đo bằng kgf. Tải tăng lên với vận tốc  $V = Q/A \text{ cm s}^{-1}$  và có thể điều khiển vận tốc bằng cách điều khiển lưu tốc  $Q$ .

Trên Hình 1-12b, valve nạp đóng và valve xả mở, cho phép  $R \text{ cm}^3 \text{ s}^{-1}$  lưu chất chảy ra khỏi cylinder. Ở đây cũng xuất hiện đỉnh áp suất (âm) khi tải gia tốc hướng xuống, nhưng áp suất trở lại trạng thái  $P = F/A$  khi đạt được tốc độ ổn định  $V = R/A \text{ cm s}^{-1}$ .

Cuối cùng, trên Hình 1-12c, cả hai valve đều mở. Lưu lượng thực là  $(Q-R)$  cho vận tốc cylinder là  $(Q-R)/A$  có thể dương (tăng) hoặc âm (giảm)



Hình 1-12 Mối liên hệ giữa lực, áp suất, lưu lượng và tốc độ

tùy thuộc vào lưu lượng nào lớn hơn. Tuy nhiên, trạng thái áp suất ổn định vẫn không đổi,  $P = F/A$ .

**ĐO ÁP SUẤT**

Hoạt động của lưu chất thường có thể được suy luận từ kết quả đo lưu lượng hoặc áp suất. Bộ chuyển đổi lưu lượng phải được đặt vào ống dẫn lưu chất. Dụng cụ tìm sai hỏng cơ bản trong cả hai hệ thống thủy lực và khí nén thông dụng là áp kế, đây là đồng hồ đơn giản thường có thể gắn vào những bộ phận khác nhau của hệ thống qua khớp nối linh hoạt.

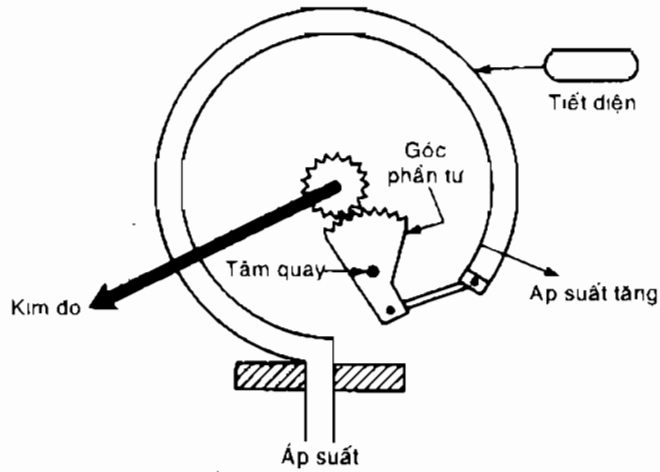
Các đồng hồ kiểm tra áp suất thường đo áp suất tương đối bằng áp kế Bourdon (Hình 1-13). Áp kế Bourdon có ống chữ C phẳng được cố định một đầu (Hình 1-13a). Khi áp suất tác dụng vào ống, dầu tự do có khuynh hướng đi lên và về phía phải. Trong khoảng áp suất thấp, có thể dùng ống xoắn ốc để tăng độ nhạy.

Sự di chuyển này được biến đổi thành chuyển động quay của kim đồng hồ bằng cơ cấu góc phân tư và bánh răng. Nếu cần có tín hiệu điện ở ngõ ra, có thể thay kim đồng hồ bằng chiết áp (Hình 1-13b).

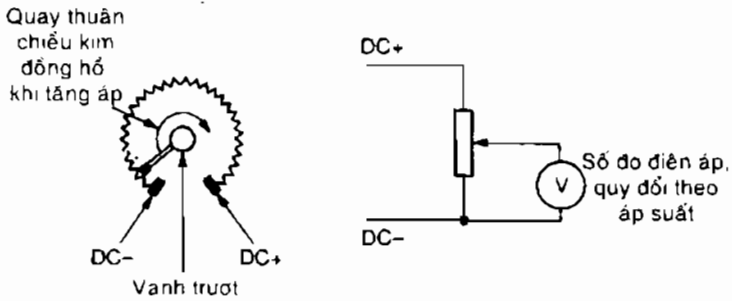
Hệ thống thủy lực và khí nén có khuynh hướng biểu thị độ chênh áp rộng khi tải tăng tốc hoặc giảm tốc (Hình 1-12c). Có thể tăng độ nhạy của cảm biến áp suất bằng cách lắp thêm bộ giảm chấn (Hình 1-13c).

Những bộ chuyển đổi dựa theo áp kế Bourdon thường tương đối mạnh, nhưng có độ chính xác thấp (khoảng 2%). Giới hạn phân giải thị giác của vị trí kim đồng hồ cũng không hơn  $\pm 2\%$ .

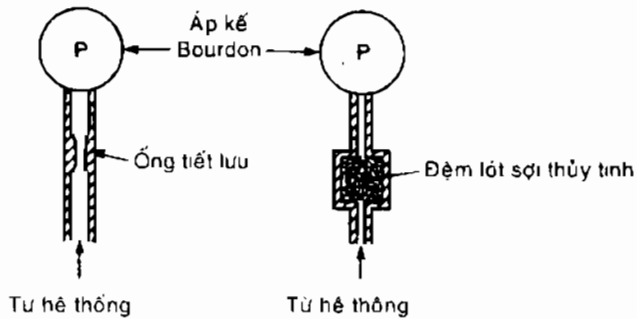
**Hình 1-13** Đồng hồ áp suất Bourdon



(a) Cấu tạo áp kế ống Bourdon



(b) Tín hiệu điện tử áp kế Bourdon

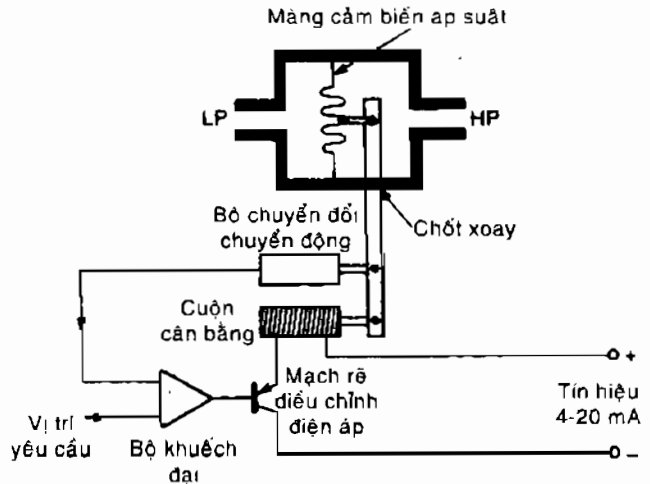


(c) Bộ giảm chấn

Khi cần đo áp suất chính xác hơn, có thể sử dụng bộ chuyển đổi dựa trên nguyên lý cân bằng lực (Hình 1-14). Thiết bị này sử dụng bộ chuyển đổi chênh lệch áp suất, trong đó, ngõ nạp (LP) áp suất thấp bên trái mở thông với khí quyển và ngõ nạp áp suất cao (HP) nối với hệ thống. Do đó, tín hiệu nhận được (HP-LP) là áp suất đo (tương đối).

Áp suất trong hệ thống tăng làm lệch màng cảm biến áp suất về bên

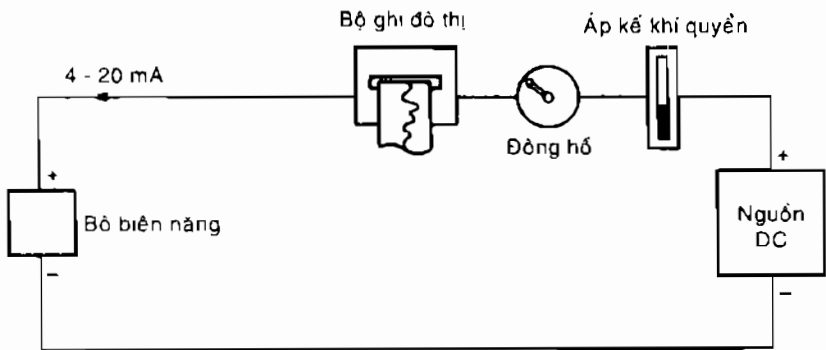
**Hình 1-14** Bộ chuyển đổi áp suất cân bằng lực.



trái. Sự di chuyển này được phát hiện nhờ bộ chuyển đổi dịch chuyển, qua bộ khuếch đại servo, dẫn đến tăng dòng điện trong cuộn dây cân bằng.

Vì lực cuộn dây cân bằng luôn luôn cân bằng chính xác với lực phát sinh do chênh lệch áp suất giữa LP và HP, dòng điện đi qua bộ chuyển đổi tỉ lệ thuận với độ chênh lệch áp suất.

Những bộ chuyển đổi chỉ báo từ xa thường được bố trí với nguồn điện xa, bộ chỉ thị và bộ ghi nối vào một dây (Hình 1-15) để có hệ thống hai dây. Khoảng tín hiệu thông dụng là 4 đến 20 mA, với mức zero là 4 mA, cung cấp dòng điện nguồn cho bộ khuếch đại servo của bộ chuyển đổi và biểu thị tính liên tục của mạch (mạch hở sẽ không có dòng điện).



**Hình 1-15** Sự thuận lợi của bộ chuyển đổi hai dây

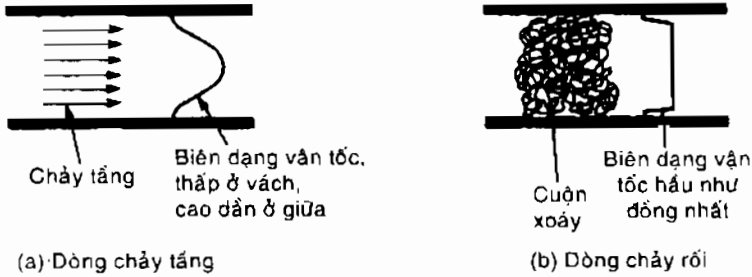
## LƯU LƯỢNG LƯU CHẤT

Hệ thống khí nén và thủy lực đều liên quan với dòng lưu chất (chất lỏng hoặc chất khí) đi xuống ống. Lưu lượng là thuật ngữ chung thường có ba định nghĩa:

- *Lưu lượng thể tích* được dùng để đo thể tích lưu chất đi qua một điểm trong một đơn vị thời gian. Nếu lưu chất là chất khí có thể nén được, nhiệt độ và áp suất phải được định rõ hoặc lưu lượng được tiêu chuẩn hóa với nhiệt độ và áp suất chuẩn. Lưu lượng thể tích là số đo thông dụng trong điều khiển quá trình.
- *Lưu lượng khối* đo khối lượng lưu chất đi qua một điểm trong một đơn vị thời gian.
- *Lưu tốc* (tốc độ lưu động) đo tốc độ thẳng (ví dụ,  $m s^{-1}$ ) qua một điểm đo. Lưu tốc là đại lượng rất quan trọng khi thiết kế hệ thống thủy lực và khí nén.

Các dạng lưu động của lưu chất được minh họa trên Hình 1-16. Với vận tốc lưu động đủ thấp, dòng chảy êm và thẳng với vận tốc thấp ở vách ống và cao nhất tại tâm ống. Trạng thái này được gọi là *chảy tầng*.

Khi vận tốc lưu động tăng lên, các cuộn xoáy bắt đầu hình thành cho đến các vận tốc cao sẽ xuất hiện các dòng chảy rối hoàn toàn (Hình 1-16b). Lúc này, vận tốc lưu động gần như đồng nhất qua mặt cắt ống, trạng thái này được gọi là *chảy rối*.



Hình 1-16 Các kiểu chảy của lưu chất.

Bản chất của lưu động được xác định theo tiêu chuẩn Reynolds.

$$R_e = \frac{vd\rho}{\eta} \quad (1.12)$$

Với  $v$  là vận tốc,  $d$  là đường kính ống,  $\rho$  là trọng lượng riêng của lưu chất, và  $\eta$  là độ nhớt. Số Reynolds là một tỉ số, vì thế không có thứ nguyên. Nếu  $R_e < 2000$ , dòng là chảy tầng. Nếu  $R_e > 10^5$  dòng là chảy rối.

Dòng chảy rối thường được dùng trong các thiết bị điều khiển quá trình, do đơn giản hóa cách đo lưu lượng thể tích (bằng lưu lượng kế chênh lệch áp suất). Tuy nhiên, dòng chảy rối làm tăng tổn thất năng lượng do ma sát, và có thể dẫn đến mòn sớm. Sự sùi bọt (hình thành và phân hủy các bọt khí) xảy ra trong dòng chảy rối có thể ăn mòn bề mặt valve. Vì thế, dòng chảy tầng được dùng trong hệ thống khí nén và thủy lực, kết quả là vận tốc dòng mong muốn khoảng  $5 m s^{-2}$ .

Năng lượng trong một đơn vị khối lượng lưu chất có ba thành phần:

- Động năng, được tính theo  $v^2/2$ , ở đó  $v$  là vận tốc dòng chảy.
- Thế năng do chiều cao của lưu chất.



- Năng lượng phát sinh từ áp suất lưu chất, được tính theo  $P/\rho$ ,  $P$  là áp suất và  $\rho$  là trọng lượng riêng.

Lưu chất đi dọc qua ống được minh họa trên Hình 1-17. Không kể năng lượng bị mất do ma sát, năng lượng tại điểm X, Y và Z là tương đương. Tuy nhiên, vận tốc dòng chảy tại điểm Y cao hơn tại điểm X và Z, bởi vì đường kính ống nhỏ hơn. Thế năng tại mỗi điểm là hằng số bởi vì ống nằm ngang. Vì thế, có thể viết:

$$\frac{n'_1}{2} + \frac{P_1}{\rho} = \frac{n'_2}{2} + \frac{P_2}{\rho} = \frac{n'_3}{2} + \frac{P_3}{\rho} \quad (1.13)$$

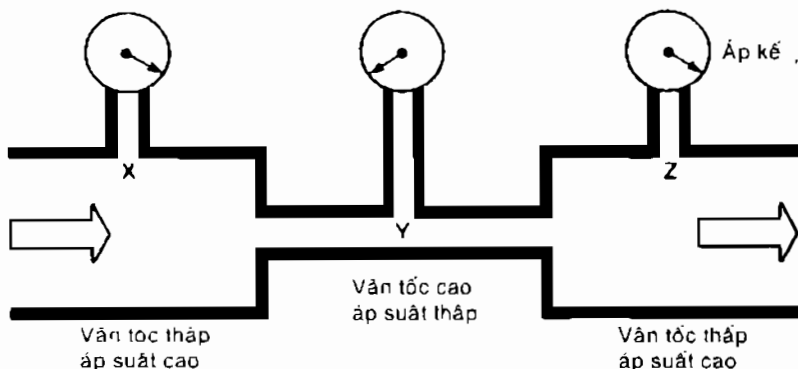
Năng	Năng	Năng
lượng	lượng	lượng
tại X	tại Y	tại Z

Lưu chất không nén được (chất lỏng), có nghĩa là trọng lượng riêng  $\rho$  không thay đổi trong quá trình lưu động. Biểu thức 1.13 trở thành phức tạp hơn với chất khí, vì trọng lượng riêng biến thiên theo áp suất.

Kết quả thực của biểu thức là áp suất dòng giảm khi vận tốc dòng tăng. Mặc dù áp suất được hồi phục khi vận tốc dòng giảm tại điểm Z.

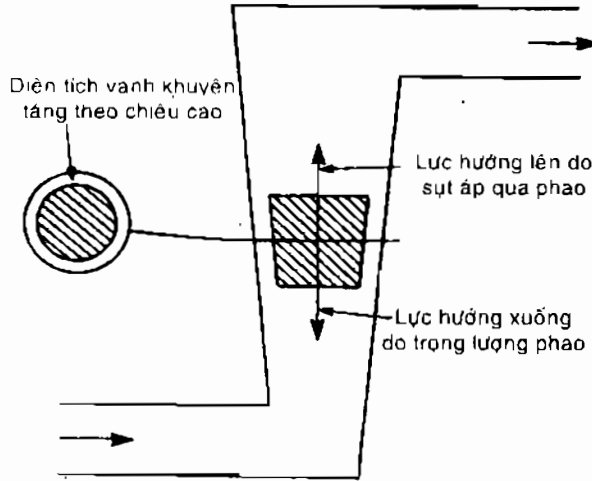
Phương pháp đo lưu tốc đơn giản nhất (gọi là lưu lượng kế tiết diện biến thiên), sử dụng phao trong ống thẳng bố trí như trên Hình 1-18. Sự cản trở của phao làm tăng lưu tốc cục bộ, gây ra sụt áp suất ngang qua phao, kết quả là có một lực hướng lên. Trọng lượng phao tạo ra lực hướng xuống. Vì thế phao nổi lên hay hạ xuống tùy thuộc vào lực nào lớn hơn. Tuy nhiên, diện tích xung quanh phao càng tăng, phao càng nổi do độ cùn của ống. Việc tăng diện tích này làm giảm độ sụt áp suất qua phao và lực hướng lên. Vì thế phao được bố trí ở vị trí thẳng đứng nơi trọng lượng của phao và lực hướng lên do chênh lệch áp suất tương hợp với nhau. Vì thế tốc độ dòng có thể được xác định theo vị trí phao.

Lưu lượng kế chỉ báo từ xa có thể được xây dựng từ một ống lắp cánh quạt (Hình 1-19). Dòng lưu chất làm quay cánh quạt với tốc độ tỷ lệ với tốc độ dòng chảy. Sự quay của cánh được đếm bằng điện tử nhờ bộ dò cảm biến bên ngoài cấp tín hiệu điện cho dụng cụ chỉ báo tốc độ dòng từ xa.

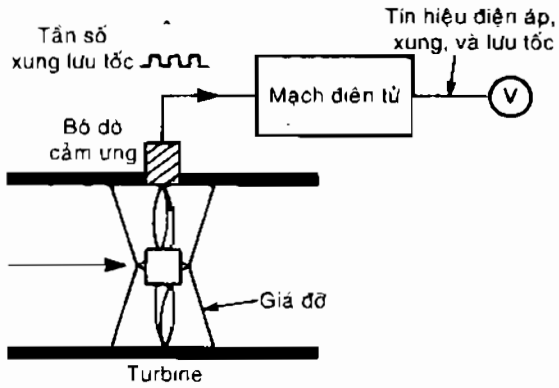


Hình 1-17 Quan hệ giữa lưu lượng và áp suất

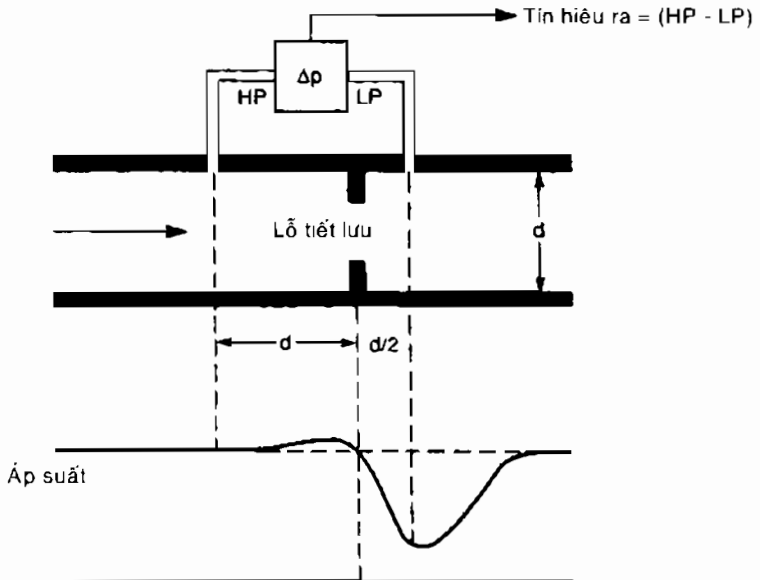
**Hình 1-18** Lưu lượng kế tiết diện biến thiên.



**Hình 1-19** Lưu lượng kế cánh quạt



**Hình 1-20** Lưu lượng kế tiết lưu



Phương pháp đo lưu lượng, áp dụng biểu thức 1.13, là tăng lưu tốc cục bộ theo nguyên lý tiết lưu (Hình 1-20). Trên đường ống có thể đặt một đoạn ống tiết lưu có tiết diện nhỏ. Đoạn tiết lưu này làm tăng lưu tốc, do đó áp suất giảm tương ứng với lưu lượng. Độ giảm áp này tỷ lệ với bình phương lưu tốc, do đó phải dùng mạch điện tuyến tính hóa để có tín hiệu tuyến tính. Tuy phương pháp đo lưu lượng theo nguyên lý tiết lưu được dùng rộng rãi để đo lưu tốc, nhưng kỹ thuật này ít được sử dụng trong hệ thống thủy lực và khí nén.

## NHIỆT ĐỘ

Hoạt động của lưu chất luôn luôn phụ thuộc vào nhiệt độ, do đó cần hiểu rõ quan hệ giữa áp suất và nhiệt độ của chất khí.

### Thang nhiệt độ

Thang nhiệt độ được thiết lập bằng cách chọn hai hiệu ứng vật lý có thể quan sát được liên quan đến nhiệt độ và gán giá trị cho các hiệu ứng đó. Thang nhiệt độ Fahrenheit và Celsius (còn gọi là độ bách phân) sử dụng điểm đông và điểm sôi của nước làm hai điểm quy chiếu:

	Fahrenheit	Celsius
Điểm đông	32	0
Điểm sôi	212	100

Do đó:

$$F = \left( 9 \times \frac{C}{5} \right) + 32 \quad (1.14)$$

Và

$$C = (F - 32) \times \frac{5}{9} \quad (1.15)$$

Đơn vị nhiệt độ SI là Kelvin, xác định nhiệt độ lý thuyết thấp nhất (gọi là điểm *không tuyệt đối*) là 0 độ K, và điểm ba của nước (0.01°C) là 273.16 K. Cần chú ý thang đo nhiệt độ Kelvin không dùng ký hiệu độ (°). Quan hệ giữa độ K và độ C:

$$K = {}^{\circ}C + 273.1 \quad (1.16)$$

Thang nhiệt độ Celsius được dùng rộng rãi trong công nghiệp, còn thang nhiệt độ Kelvin rất quan trọng khi xác định các thay đổi áp suất khí hoặc thể tích theo nhiệt độ.

### Ba nhiệt độ

Có bốn phương pháp cơ bản để đo nhiệt độ dựa vào những tính chất vật lý phụ thuộc nhiệt độ.



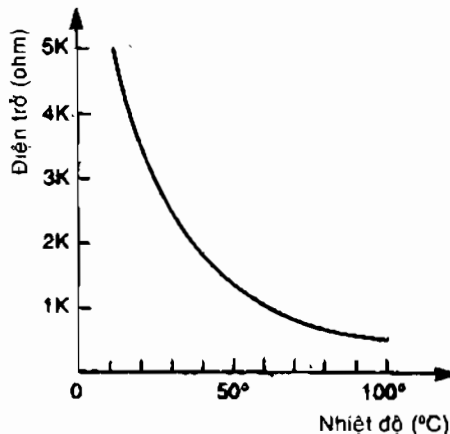
Hình 1-21 Dải lưỡng kim

Sự giãn nở của một chất theo nhiệt độ có thể gây ra sự thay đổi thể tích, chiều dài hoặc áp suất. Đây là nguyên lý đo nhiệt độ thông dụng nhất, chẳng hạn nhiệt kế thủy ngân hoặc nhiệt kế cồn. Sự biến dạng của dải lưỡng kim (Hình 1-21), hai miếng kim loại khác nhau có hệ số giãn nở khác nhau làm cho dải kim loại bị uốn cong theo nhiệt độ. Kỹ thuật này là cơ sở của hầu hết các bộ điều nhiệt tắt/mở được dùng để điều khiển nhiệt độ hoặc cảnh báo.

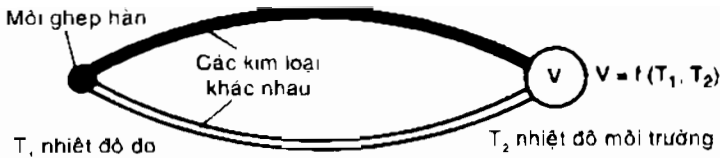
Điện trở thay đổi theo nhiệt độ. Dây bạch kim (Pt) có điện trở 100 ohm ở  $0^{\circ}\text{C}$  sẽ có điện trở 138.5 ohm ở  $100^{\circ}\text{C}$ . Cảm biến nhiệt độ dựa vào nguyên lý này được gọi là RTD (bộ dò nhiệt độ - điện trở) hoặc cảm biến PT100 (PT là bạch kim, và 100 là 100 ohm ở  $0^{\circ}\text{C}$ ). Các linh kiện bán dẫn (thermistor) có quan hệ điện trở - nhiệt độ phi tuyến (Hình 1-22), do đó ít dùng để đo nhiệt độ, thường được sử dụng trong các mạch điều khiển/cảnh báo.

Cặp nhiệt điện (Hình 1-23) áp dụng sự chênh lệch điện thế tiếp xúc giữa những miếng kim loại khác nhau để tạo ra điện thế tùy thuộc vào sự chênh lệch nhiệt độ giữa điểm đo và điểm quy chiếu. Mặc dù kỹ thuật này được dùng rộng rãi trong điều khiển, nhưng ít được dùng trong hệ thống thủy lực và khí nén.

Phương pháp cuối cùng được gọi là phép đo nhiệt độ cao (hỏa nhiệt), áp dụng sự thay đổi năng lượng bức xạ theo nhiệt độ. Vì phương pháp



Hình 1-22 Đường cong nhiệt độ - điện trở của thermistor NTC.



Hình 1-23 Cặp nhiệt điện

này có nhiệt độ tối thiểu khoảng  $400^{\circ}\text{C}$ , hầu như hoàn toàn không phù hợp với các hệ thống thủy lực hoặc khí nén.

## ĐỊNH LUẬT CHẤT KHÍ

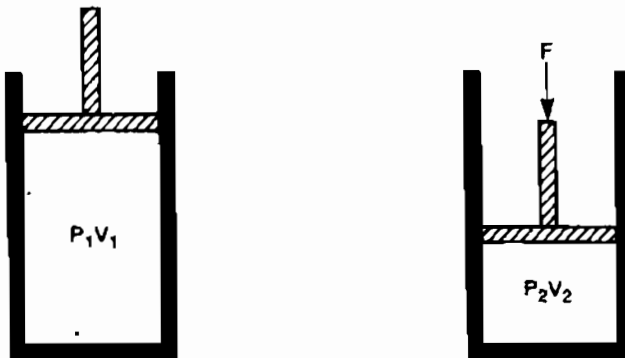
Trong thực tế, chất lỏng được dùng trong hệ thống thủy lực có thể được xem là không nén được và không nhạy với sự thay đổi nhiệt độ (nhiệt độ thay đổi không đáng kể trong giới hạn đủ rộng). Khí trong hệ thống khí nén rất nhạy với sự thay đổi áp suất và nhiệt độ, được xác định bằng các định luật chất khí.

Trong các biểu thức này, điều cần nhớ áp suất là áp suất tuyệt đối, không phải áp suất đo (tương đối), nhiệt độ được tính theo độ Kelvin, không phải độ Celsius. Nếu nói một lít không khí ở áp suất khí quyển và  $20^{\circ}\text{C}$  được nén đến áp suất độ 3 atmosphere, nghĩa là áp suất đầu là 1 atmosphere, nhiệt độ đầu là 293 K và áp suất cuối là 4 atmosphere tuyệt đối.

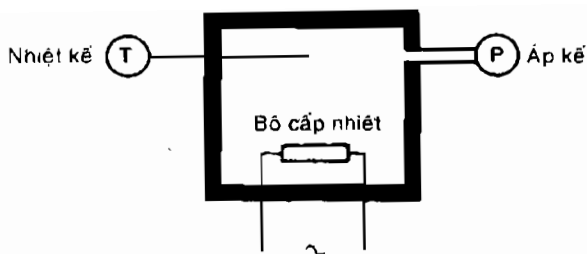
Áp suất và thể tích quan hệ theo định luật Boyle (Hình 1-24), thể tích khí  $V_1$  ở áp suất  $P_1$  (hãy nhớ là đơn vị tuyệt đối) được nén đến thể tích  $V_2$ , kết quả sẽ tăng áp suất lên  $P_2$ . Do đó:

$$P_1V_1 = P_2V_2 \quad (1.17)$$

Nhiệt độ của khí không đổi trong suốt quá trình nén. Việc giảm áp suất sẽ dẫn đến tăng thể tích và ngược lại.



Hình 1-24 Định luật Boyle



Hình 1-25 Quan hệ giữa nhiệt độ và áp suất

Trong thực tế, nén chất khí luôn luôn kèm theo tăng nhiệt độ, và giảm áp suất sẽ làm nhiệt độ giảm xuống (nguyên lý làm lạnh). Khi áp dụng biểu thức 1.17, khí này phải được đưa trở về nhiệt độ ban đầu.

Nhiệt độ của thể tích khí không đổi được điều khiển bằng bộ cấp nhiệt (Hình 1-25). Tăng nhiệt độ từ  $T_1$  đến  $T_2$  sẽ làm áp suất tăng từ  $P_1$  đến  $P_2$ . Do đó:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} \quad (1.18)$$

Một lần nữa bạn cần nhớ áp suất và nhiệt độ là các đại lượng tuyệt đối. Trong máy nén khí, nhiệt độ khí nén ở ngõ ra tăng do tăng áp suất, kết quả là máy nén cần gắn thêm bộ làm nguội khí. Kết hợp các biểu thức 1.17 và 1.18 dẫn đến định luật chất khí tổng quát:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (1.19)$$

Trong đó  $P_1, V_1, T_1$  là các điều kiện đầu và  $P_2, V_2, T_2$  là các điều kiện cuối. Các biểu thức 1.17, 1.18, và 1.19 chỉ đúng đối với khí lý tưởng, không có nhiệt tổn thất hoặc nhiệt nhận được từ môi trường xung quanh.

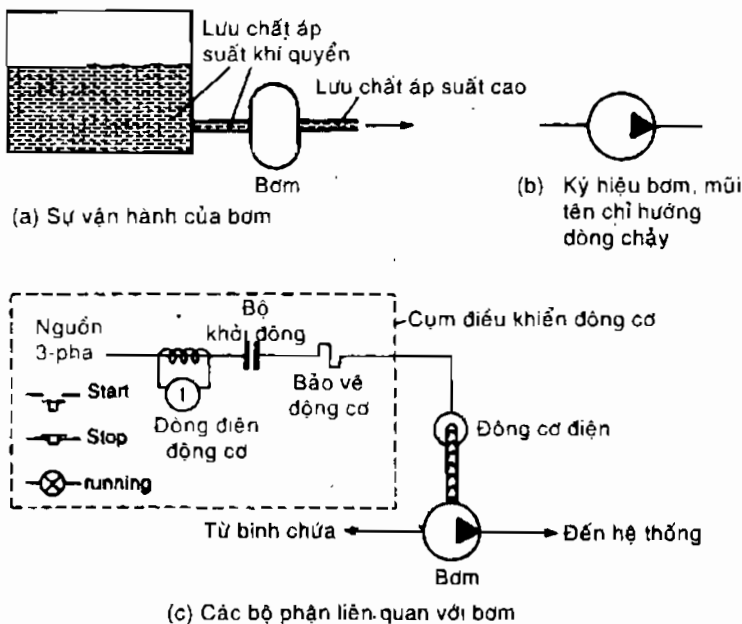
# 2

## BƠM THỦY LỰC VÀ ĐIỀU CHỈNH ÁP SUẤT

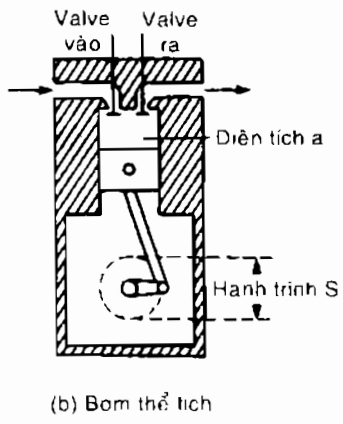
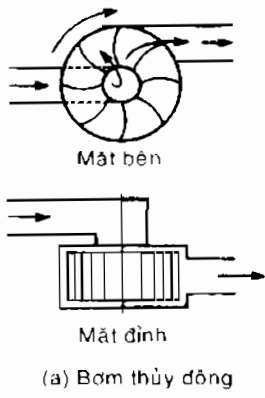
Bơm thủy lực (Hình 2-1) lấy dầu từ thùng chứa và phân phối đến phần còn lại của mạch thủy lực bằng cách tăng áp suất dầu đến mức yêu cầu (Hình 2-1a). Trên sơ đồ mạch thủy lực, bơm được biểu diễn bằng ký hiệu trên Hình 2-1b, với mũi tên chỉ hướng lưu động.

Bơm thủy lực thường được dẫn động với tốc độ không đổi nhờ động cơ cảm ứng xoay chiều AC ba pha, tốc độ 1500 vòng/phút (nguồn 50Hz) và 1200 hoặc 1800 vòng/phút (nguồn 60 Hz). Nói chung, bơm và động cơ được cung cấp theo một cụm liên kết (Hình 2-1c).

Có hai loại bơm thông dụng (cho chất lỏng) hoặc máy nén (cho chất khí) (Hình 2-2). Loại thứ nhất là bơm li tâm (Hình 2-2a). Chất lỏng được hút vào trục bơm, và đẩy ra chu vi nhờ lực li tâm. Dòng chất lỏng đi vào tải duy trì áp suất tại ngõ thoát của bơm. Tuy nhiên, nếu bơm ngừng sẽ có một đường trực tiếp từ cổng ra đi ngược về phía cổng nạp, và áp suất nhanh chóng giảm xuống. Rò rỉ chất lỏng cũng sẽ xảy ra qua các valve, vì thế sự phân phối của bơm sẽ thay đổi, tùy thuộc vào áp suất cổng ra. Loại bơm đẩy lưu chất đi xa với áp suất không cao, chẳng hạn bơm ly tâm, bơm bánh răng,... được gọi là bơm thủy động (Hình 2-2a).



Hình 2-1 Bơm thủy lực



Hình 2-2 Các loại bơm thủy lực

Hình 2-2b trình bày bơm piston đơn giản, được gọi là bơm thể tích, thuộc nhóm bơm thủy tĩnh. Khi piston đi xuống, valve nạp mở và thể tích chất lỏng (xác định bằng diện tích bề mặt piston và khoảng hành trình) được hút vào cylinder. Kế tiếp, piston đi lên, valve nạp đóng lại và valve xả mở ra, đưa thể tích chất lỏng này ra công xả của bơm.

Nếu bơm ngừng, một trong hai valve sẽ luôn luôn đóng lại, vì thế không có đường cho chất lỏng trở về, áp suất cửa ra sẽ không thay đổi do không có đường hồi lưu.

Tuy nhiên, điều quan trọng là bơm phân phối thể tích chất lỏng cố định từ cổng nạp đến cổng xả ở mỗi chu kỳ, bất kể áp suất ở công xả. Khác với bơm thủy động, bơm piston không có áp suất cực đại được xác định do rò rỉ của bơm; nếu không có đường trở về (có thể xảy ra trong hệ thống thủy lực nếu đóng tất cả các valve) áp suất tăng liên tục qua từng kỳ bơm cho đến khi cả ống dẫn và bơm đều bị hỏng.

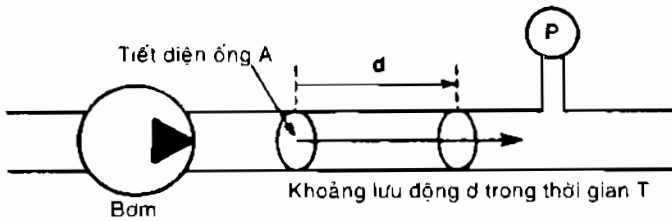
Bơm thủy lực hầu hết đều là thủy tĩnh, do đó cần vài phương pháp điều khiển áp suất hệ thống để tránh hư hỏng cho bơm hoặc ống.

Bơm thủy lực được chuyên biệt theo lưu lượng phân phối (thường được cho bằng lít/phút hoặc galông/phút) và áp suất cực đại, thường được gọi là công suất bơm (hoặc dung lượng bơm) và áp suất danh định.

Bảng dữ liệu kỹ thuật bơm phải ghi rõ tốc độ dẫn động (1200, 1500 hoặc 1800 vòng/phút, tương ứng với tốc độ của động cơ cảm ứng ba pha). Công suất bơm liên quan trực tiếp với tốc độ dẫn động; khi giảm tốc độ, công suất bơm giảm, và hiệu suất bơm giảm do rò rỉ chất lỏng tăng. Mặt khác, không thể tăng công suất bơm bằng cách tăng tốc độ dẫn động, vì những tác động của lực li tâm, lực ma sát, và sự tạo bọt sẽ làm giảm tuổi thọ của bơm.

Cũng như mọi thiết bị năng lượng khác, hiệu suất của bơm luôn luôn nhỏ hơn 100%. Hiệu suất của bơm có thể ghi rõ bằng hai cách. Thứ nhất, hiệu suất thể tích, có quan hệ với thể tích thực được phân phối với thể tích lý thuyết cực đại. Ví dụ, bơm piston đơn giản (Hình 2-2b) có thể tích





Hình 2-3 Nguồn công suất bơm

lý thuyết là  $A \times s$  được phân phối theo mỗi chu kỳ, nhưng thực tế, một phần chổng lên nhau khi cả hai valve nạp và xả đều đóng sẽ giảm thể tích.

Thứ hai, hiệu suất có thể được xác định theo công suất thủy lực ngõ ra và công suất cơ ngõ vào (tại trục dẫn động) hoặc công suất điện (tại các cực động cơ).

Hiệu suất bơm thường trong khoảng 90% (với bơm bánh răng) đến 98% với bơm piston chất lượng cao. Cần xác định khoảng dung sai hiệu suất bơm khi chọn công suất bơm hoặc động cơ dẫn động.

Công suất động cơ cần thiết để dẫn động bơm được xác định theo công suất bơm và áp suất làm việc. Từ biểu thức 1.6:

$$\text{Công suất} = \frac{\text{công lực} \times \text{khoảng cách}}{\text{thời gian}}$$

Trên Hình 2-3, bơm đẩy chất lỏng dọc theo ống có tiết diện  $A$  nhờ áp suất  $P$ , mang chất lỏng đi được khoảng cách  $d$  trong thời gian  $T$ . Lực là  $PA$ , thay vào biểu thức 2.1:

$$\text{Công suất} = \frac{P \times A \times d}{T}$$

Nhưng  $A \times d/T$  là lưu lượng, do đó:

$$\text{Công suất} = \text{áp suất} \times \text{lưu lượng} \quad (2.2)$$

Biểu thức 2.2 được chuyên biệt theo các đơn vị SI tương đối khó áp dụng (áp suất đo bằng pascal, thời gian đo bằng giây, dòng đo bằng mét khối), do đó cần sửa lại biểu thức này để áp dụng các đơn vị có tính thực tế hơn (áp suất đo bằng bar, lưu lượng đo bằng lít/phút) bằng biểu thức sau:

$$\text{Công suất} = \frac{\text{Áp suất} \times \text{lưu lượng}}{600} \text{ Kw} \quad (2.3)$$

Với hệ đo lường Anh (áp suất là psig, lưu lượng là gallon/phút), biểu thức trở thành:

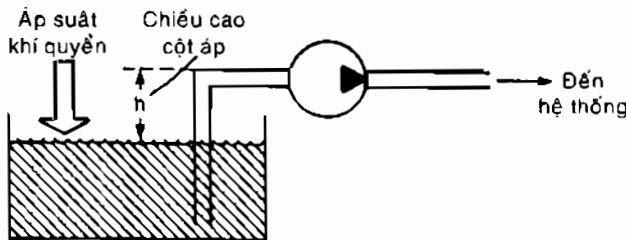
$$\text{Công suất} = \frac{\text{Áp suất} \times \text{lưu lượng}}{1915} \text{ Kw} \quad (2.4)$$

Với những hệ thống hoàn toàn theo hệ đo lường Anh, công suất động cơ là mã lực có thể xác định theo:

$$\text{Mã lực} = 0.75 \times \text{công suất (Kw)} \quad (2.5)$$

Các bơm thủy lực kiểu như bơm trên Hình 2-1 không cần môi, dòng chất lỏng đi vào cổng nạp của bơm do lực hút trọng trường, được gọi là bơm tự môi.

Bơm trên Hình 2-4 nằm phía trên lưu chất trong thùng chứa. Bơm tạo một áp suất âm (thấp hơn áp suất khí quyển) ở cổng nạp, chất lỏng bị đẩy vào ống hút dưới tác dụng của áp suất khí quyển. Hiện tượng này tạo ra chiều cao cột áp mà thường không được mô tả chính xác khi tăng sự hút của bơm. Thực tế chất lỏng bị đẩy vào bơm.



Hình 2-4 Chiều cao cột nước bơm

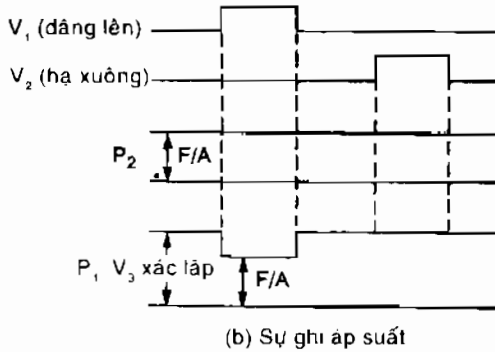
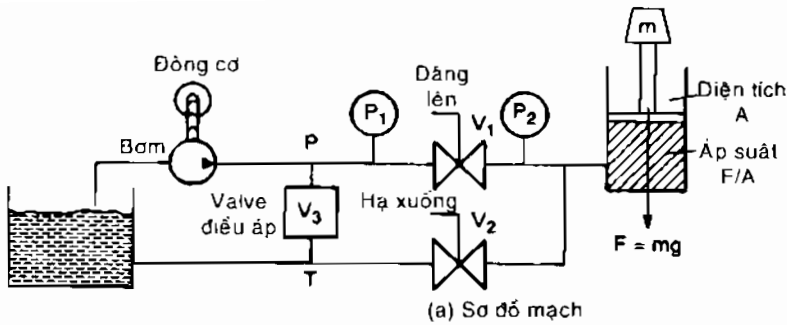
Chiều cao cột áp cực đại được xác định bằng áp suất không khí và được tính theo các biểu thức 1.3 và 1.4. Theo lý thuyết, cột áp khoảng 8 m là khả thi, nhưng trong thực tế thường kèm theo các hiệu ứng phụ, chẳng hạn sự tạo bọt (hình thành và phá vỡ bọt khí do một phân chất lỏng bốc hơi). Cột áp nên càng nhỏ càng tốt và khoảng 1 m là giới hạn thực tế thông dụng.

Dòng chất lỏng ở đường nạp luôn luôn chiếm chỗ nơi áp suất âm, và cần vận tốc dòng tương đối thấp để giảm những tác dụng phụ này. Thiết kế phải hướng đến vận tốc dòng khoảng 1 m/s. Nói chung, trong hệ thống thủy lực, đường ống nạp vào bơm luôn luôn có đường kính lớn hơn đường ống ra khỏi bơm.

## ĐIỀU CHỈNH ÁP SUẤT

Hình 2-5a trình bày hệ thống nâng/hạ tải bằng cylinder thủy lực. Khi valve  $V_1$  mở, dòng chất lỏng từ bơm đến cylinder, cả hai đồng hồ đo áp suất  $P_1$  và  $P_2$  đều chỉ cùng giá trị áp suất  $F/A$ . Khi valve  $V_1$  đóng và  $V_2$  mở, tải hạ xuống với chất lỏng được đưa trở về bình chứa. Khi tái hạ xuống, đồng hồ  $P_2$  vẫn chỉ áp suất  $F/A$ , nhưng tại  $P_1$  bơm bị tắc, do đó áp suất tăng liên tục khi bơm phân phối chất lỏng vào ống.

Cần có phương pháp để giữ  $P_1$  ở mức an toàn. Để đạt được điều này, cần sử dụng valve điều chỉnh áp suất  $V_3$ . Valve này thường đóng (không nối giữa P và T) khi áp suất dưới định mức (áp suất an toàn). Khi đạt đến



Hình 2-5 Hoạt động điều chỉnh áp suất

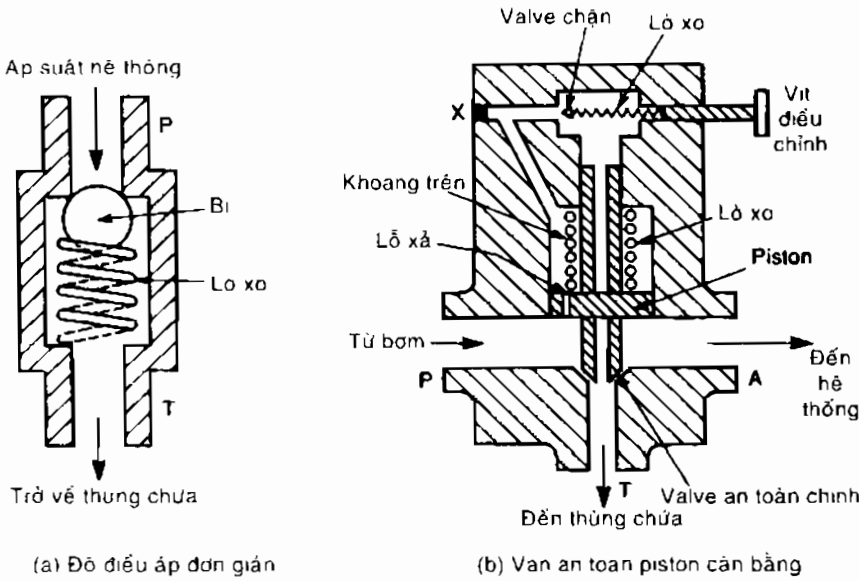
mức áp suất an toàn, valve  $V_1$  bắt đầu mở, đưa chất lỏng trở về thùng chứa. Khi áp suất tăng, valve  $V_3$  mở rộng dần cho đến khi áp suất đạt đến giá trị ngưỡng, valve mở hoàn toàn. Với valve  $V_1$  đóng, toàn bộ chất lỏng từ bơm trở về thùng chứa qua valve điều chỉnh áp suất và  $P_1$  giảm xuống điểm nào đó giữa mức áp suất an toàn và mức áp suất ngưỡng.

Áp suất an toàn của valve an toàn phải cao hơn áp suất làm việc của hệ thống, dẫn đến áp suất hệ thống giảm khi valve  $V_1$  mở và công việc bên ngoài được thực hiện. Các vị trí valve và số đo áp suất tương ứng được trình bày trên Hình 2-5b.

Dạng đơn giản nhất của valve điều chỉnh áp suất (valve điều áp) là lò xo - bi (Hình 2-6a). Áp suất hệ thống trong ống tác dụng lực  $P \times a$  vào viên bi. Khi lực này lớn hơn lực nén của lò xo, valve sẽ mở rộng để chất lỏng đi qua valve trở về thùng chứa. Áp suất ống càng cao, valve càng mở lớn. Áp suất an toàn được xác định theo độ nén của lò xo, và trong thực tế có thể điều chỉnh để phù hợp với từng ứng dụng.

Sự chênh lệch giữa áp suất an toàn và áp suất ngưỡng được gọi là không chế áp suất. Áp suất hệ thống ổn định (không làm việc) sẽ trong khoảng không chế áp suất, với giá trị thực được xác định theo kích thước ống và đặc tính của valve điều áp.

Nếu phải xác định chính xác áp suất tĩnh, cần sử dụng áp suất không chế nhỏ. Áp suất này phụ thuộc vào sức căng lò xo trong valve an toàn đơn giản. Valve an toàn piston cân bằng (Hình 2-6b) được sử dụng khi cần có áp suất không chế nhỏ và chính xác.



Hình 2-6 Điều chỉnh áp suất

Piston trong valve này chuyển động tự do, nhưng thường được giữ ở vị trí thấp nhất bằng lò xo, chặn dòng chảy trở về thùng chứa. Lưu chất được phép đi qua khoang trên qua một lỗ nhỏ trong piston. Khoang này được làm kín bằng valve lò xo điều chỉnh. Trong trạng thái áp suất đủ thấp, lưu chất không đi qua valve này, do áp suất cân bằng ở cả hai bên piston và áp suất lò xo giữ cho valve đóng.

Khi áp suất lưu chất tăng, valve lò xo lùi lại, lưu chất đi từ khoang trên trở về thùng chứa qua lỗ ở tâm piston. Sự lưu động này tạo ra chênh áp qua piston, tác động lên lò xo. Toàn bộ piston dâng lên, giải phóng lưu chất bao quanh thân valve cho đến khi khôi phục điều kiện cân bằng.

Valve an toàn piston cân bằng còn được dùng làm valve giảm tải. Chốt X là nối kết thông hơi, nếu tháo chốt này, lưu chất sẽ đi từ đường chính đến xung quanh piston. Điều này làm cho piston dâng lên và lưu chất trở về thùng chứa. Có thể điều khiển tải/giảm tải bằng cách dùng valve vị trí giới hạn nối với phần nối kết thông hơi.

Khi không thực hiện công hữu ích, toàn bộ lưu chất từ bơm bị nén đến áp suất cao sau đó được đưa trở về thùng chứa (áp suất khí quyển) qua valve điều áp. Điều này đòi hỏi xác định công suất động cơ theo biểu thức 2.3 và 2.4, biểu thị sự lãng phí công suất. Năng lượng đưa vào lưu chất, một phần sẽ chuyển thành nhiệt làm tăng nhiệt độ lưu chất. Công suất động cơ thường cao hơn khi không thực hiện công do áp suất an toàn cao hơn áp suất làm việc.

Sự lãng phí năng lượng này là rất lớn, có thể dẫn đến yêu cầu sử dụng bộ trao đổi nhiệt trong thùng chứa để loại bỏ phần nhiệt dư. Sẽ kinh tế hơn khi sử dụng các valve tải/giảm tải.

## CÁC LOẠI BƠM

Về cơ bản có ba loại bơm thể tích dịch chuyển dương được dùng trong hệ thống thủy lực.

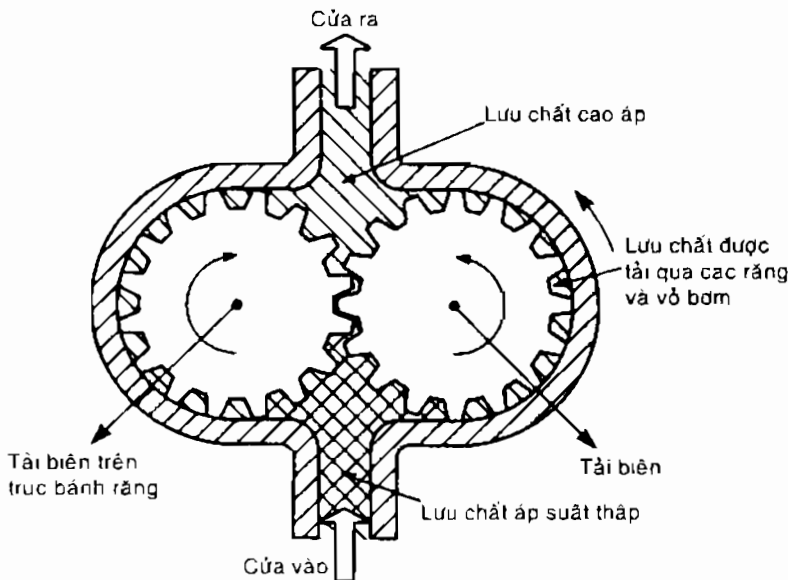
### Bơm bánh răng

Bơm thể tích đơn giản và mạnh nhất, chỉ có hai chi tiết chuyển động, là bơm bánh răng. Các chi tiết của bơm không chuyển động tịnh tiến, chỉ chuyển động với tốc độ không đổi và chịu lực đồng nhất. Cấu trúc bên trong (Hình 2-7) chỉ có hai bánh răng ăn khớp quay ngược chiều nhau.

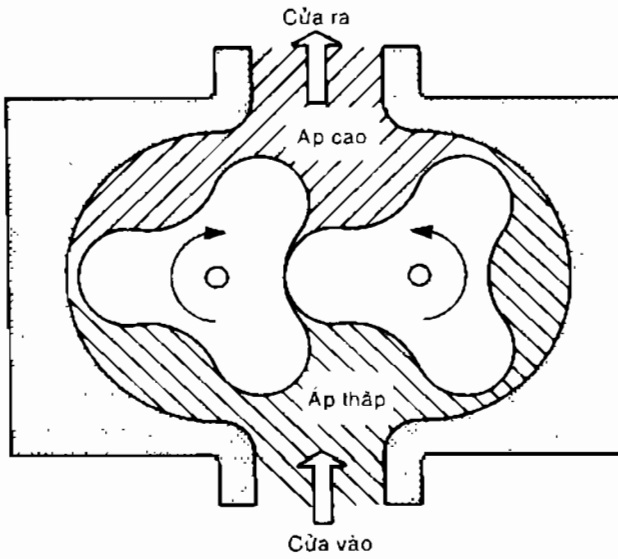
Khi các răng bắt đầu ăn khớp ở tâm, xuất hiện một phần chân không hút chất lỏng vào buồng nạp. Chất lỏng được giữ giữa các răng ở phía ngoài và vỏ bơm, tạo ra sự truyền chất lỏng liên tục từ buồng nạp đến buồng xả và đẩy vào hệ thống.

Dung lượng bơm được xác định bằng thể tích của chất lỏng giữa từng cặp răng, số răng, và tốc độ quay. Chú ý, bơm chỉ phân phối thể tích chất lỏng cố định từ cổng nạp đến cổng xả trong từng vòng quay; áp suất cổng xả chỉ được xác định do thiết kế phần còn lại của hệ thống.

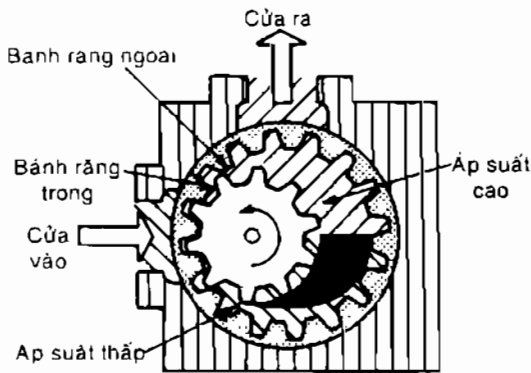
Hiệu suất của bơm bị giới hạn do rò rỉ và khả năng của bơm chịu áp suất chênh lệch giữa cổng nạp và cổng xả. Bơm bánh răng yêu cầu các răng ăn khớp chặt chẽ, độ hở tối thiểu giữa các răng và vỏ, giữa bề mặt răng và các tấm biên. Các tấm biên được thiết kế dưới dạng tấm chịu mài mòn và dễ thay thế. Sự mài mòn trong bơm bánh răng chủ yếu do các hạt tạp chất trong lưu chất, do đó độ sạch và lọc là các yếu tố rất quan trọng.



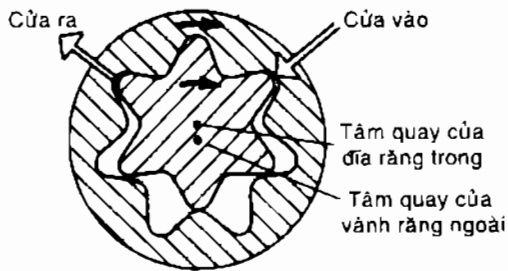
Hình 2-7 Bơm bánh răng



Hình 2-8 Bơm rotor (ba thùy)



(a) Bơm bánh răng trong



(b) Bơm bánh răng lệch tâm

Hình 2-9 Các dạng bơm bánh răng

Sự chênh lệch áp suất gây ra tải biên tác dụng vào trục bánh răng theo góc  $45^\circ$  đối với đường tâm. Nói chung, bơm bánh răng được dùng ở áp suất đến khoảng 150 bar và công suất khoảng 150 gallon/phút (575 lít/phút). Hiệu suất thể tích của bơm bánh răng khoảng 90%, thấp nhất trong ba loại bơm.

Có vài biến thể từ bơm bánh răng cơ bản. Hình 2-8 minh họa bơm rotor, bánh răng được thay thế bằng bánh ba thùy.

Hình 2-9a minh họa bơm bánh răng trong, bánh răng dẫn động bên ngoài ăn khớp với bánh răng bên trong nhỏ hơn, sự chia tách dòng chất lỏng khi các bánh răng không ăn khớp được thực hiện theo vành hình lưỡi liềm. Biến thể thứ ba (Hình 2-9b) là bơm đĩa răng quay, còn gọi là bơm bánh răng lệch tâm, đĩa răng trong có số răng nhỏ hơn vành răng ngoài một răng. Công suất và áp suất của bơm bánh răng trong tương đối thấp.

### **Bơm cánh gạt**

Nguồn rò rỉ chính ở bơm bánh răng là các khe hở nhỏ của bánh răng, khoảng hở giữa các răng và vỏ bơm. Bơm cánh gạt giảm rò rỉ này bằng cách đặt các cánh có tai lò xo (hoặc thùy lực) với các rãnh lên rotor được dẫn động (Hình 2-10).

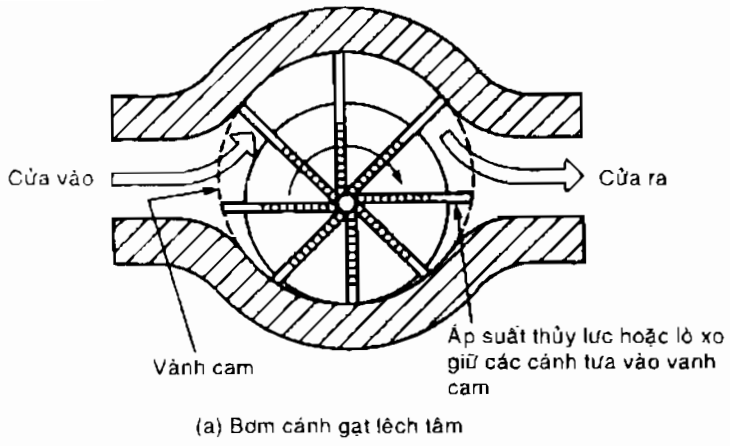
Với bơm trên Hình 2-10a, rotor được đặt lệch trong vỏ bơm, các cánh gạt bị giới hạn trong vành cam khi chúng đi ngang qua cửa vào và cửa ra. Đỉnh cánh gạt tựa vào vỏ bơm, rò rỉ tương đối nhỏ, các cánh này sẽ bù cho mức độ mài mòn lớn ở các đỉnh cánh và vỏ bơm. Tuy nhiên, vẫn có rò rỉ giữa bề mặt rotor và phần thân. Công suất bơm được xác định bằng khoảng xê dịch của cánh gạt, diện tích bề mặt cánh gạt, và tốc độ quay.

Sự chênh lệch áp suất giữa cửa vào và cửa ra tạo ra tải lớn trên cánh gạt và tải biên lớn trên trục rotor có thể làm hỏng ổ bi. Do đó, bơm trên Hình 2-10a được gọi là bơm cánh gạt không cân bằng (bơm lệch tâm). Hình 2-10b trình bày bơm cánh gạt cân bằng. Bơm này có vành cam ellip cùng với hai cửa vào và hai cửa ra. Tải áp suất vẫn xảy ra trên các cánh gạt, nhưng hai nửa bơm đồng nhất tạo các lực ngược chiều nhau cân bằng trên rotor, đưa đến hợp lực bằng không trên trục và ổ bi. Bơm cánh gạt cân bằng có tuổi thọ cao hơn bơm cánh gạt không cân bằng.

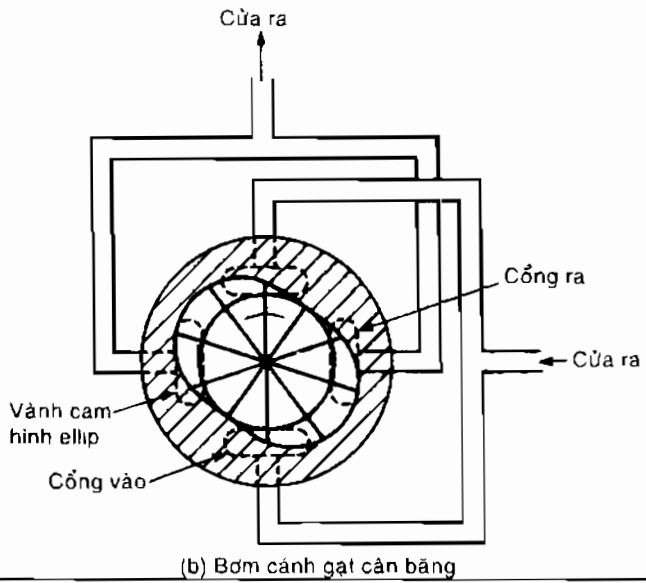
Công suất và áp suất danh định của bơm cánh gạt thường thấp hơn bơm bánh răng, nhưng ít rò rỉ, do đó có hiệu suất thể tích khoảng 95%.

Trong các điều kiện lý tưởng, công suất của bơm phải tương ứng chính xác với tải yêu cầu. Biểu thức 2.2 trình bày năng lượng cung cấp tỷ lệ với áp suất hệ thống và tốc độ lưu lượng thể tích. Bơm với công suất quá lớn sẽ lãng phí năng lượng (dẫn đến tăng nhiệt độ dòng chất lỏng) khi lưu lượng chất lỏng dư đi qua valve xả an toàn.

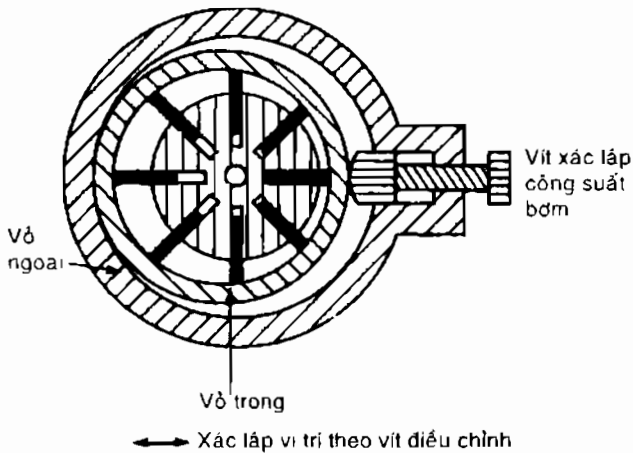
Bơm thường được bán với công suất danh định và người dùng phải chọn kích cỡ lớn nhất kế tiếp. Hình 2-11 trình bày bơm cánh gạt với công suất có thể điều chỉnh, xác lập theo quan hệ vị trí giữa rotor và mặt vỏ bên trong, vị trí mặt vỏ bên trong được điều chỉnh bằng vít bên ngoài.



**Hình 2-10**  
Các loại bơm  
cánh gạt



**Hình 2-11** Bơm  
cánh gạt có thể  
điều chỉnh công  
suất.

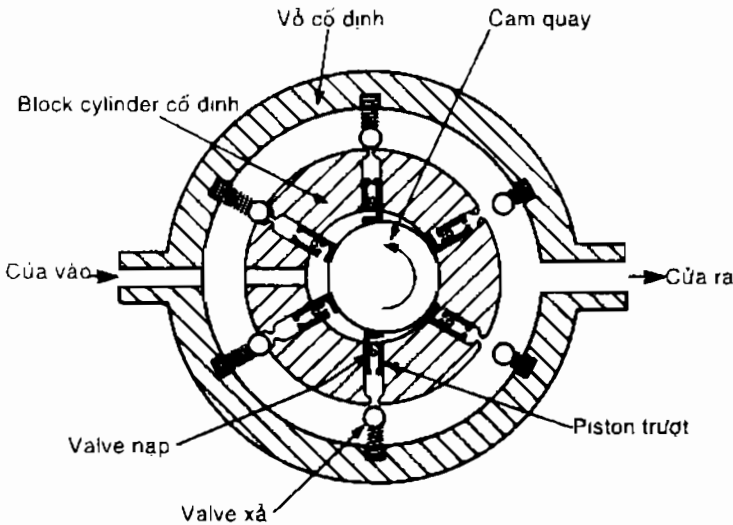




## Bơm piston

Bơm piston có dạng vẻ bên ngoài tương tự động cơ ô tô với một cylinder đơn gian (Hình 2-2b). Tuy nhiên, loại bơm đơn gian này phân phối một xung lưu chất trong từng vòng quay, tạo ra các xung áp suất quá lớn vào hệ thống. Vì thế bơm piston thực tế sử dụng nhiều cylinder và piston để làm êm dịu sự phân phối lưu chất, và thiết kế bơm nhiều cylinder gọn nhẹ với thể tích đủ nhỏ.

Hình 2-12 trình bày bơm piston hướng kính. Bơm gồm nhiều piston rỗng bên trong block cylinder đứng yên. Mỗi piston đều có các valve lò xo xả và nạp. Khi cam bên trong quay, chất lỏng được vận chuyển khá êm từ cửa vào đến cửa ra.

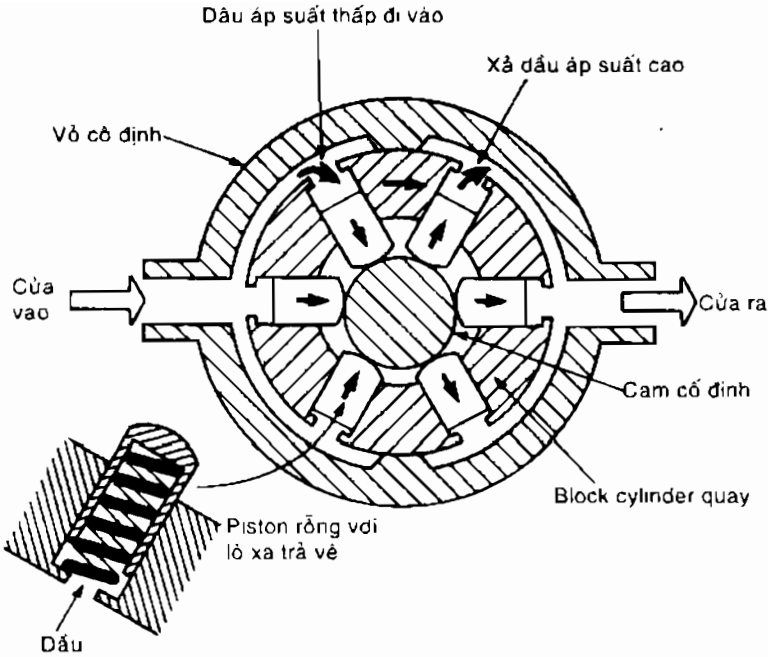


Hình 2-12 Bơm piston hướng kính

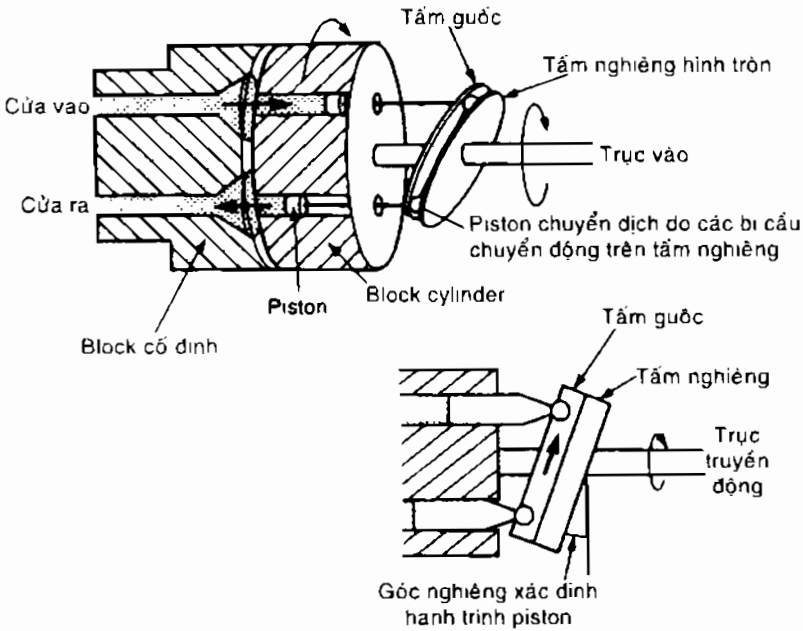
Bơm trên Hình 2-13 có cùng nguyên lý, nhưng sử dụng cam đứng yên và block cylinder quay. Việc bố trí này không yêu cầu nhiều valve nạp và valve xả, do đó đơn giản, hợp lý và rẻ tiền hơn. Hầu hết các bơm piston hướng kính đều có kết cấu này.

Biến thể khác của bơm piston có thiết kế hướng trục (Hình 2-14), nhiều piston được sắp xếp trong block cylinder quay. Piston chạy lên xuống nhờ một đĩa nghiêng được gọi là đĩa lắc rung. Mỗi piston có thể được giữ tiếp xúc với đĩa lắc rung bằng lò xo hoặc bằng đĩa guốc quay liên kết với đĩa lắc rung.

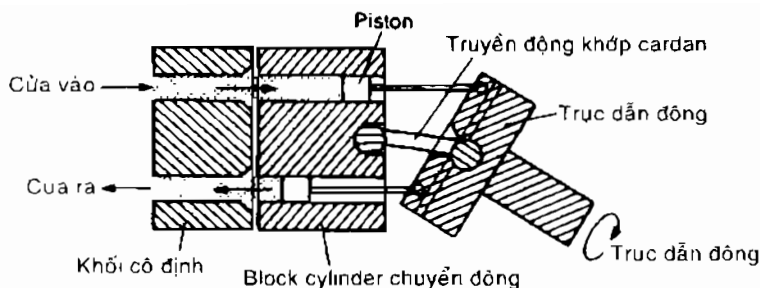
Công suất bơm được điều khiển bằng cách thay đổi góc nghiêng của đĩa lắc rung; góc càng lớn, công suất càng lớn. Với đĩa lắc rung thẳng đứng, công suất bằng zero, và dòng có thể được đảo chiều. Góc đĩa lắc rung (và công suất bơm) có thể dễ dàng điều khiển từ xa bằng cách bổ sung một cylinder thủy lực riêng.



Hình 2-13 Bơm piston với cam cố định và cylinder quay



Hình 2-14 Bơm hướng trục với đĩa lắc rung



Hình 2-15 Bơm piston trực lệch

Một dạng khác của bơm piston hướng trục là bơm trực lệch (Hình 2-15). Hành trình piston được thực hiện theo góc giữa trục dẫn động và block cylinder quay. Công suất bơm có thể điều chỉnh bằng cách thay đổi góc trục dẫn động.

Bơm piston có hiệu suất thể tích rất cao (trên 98%) và có thể được dùng với áp suất thủy lực cao nhất. Phức tạp hơn bơm bánh răng và bơm cánh gạt, do đó chúng đắt tiền hơn. Bảng 2-1 so sánh các loại bơm khác nhau.

Bảng 2-1 So sánh các loại bơm thủy lực

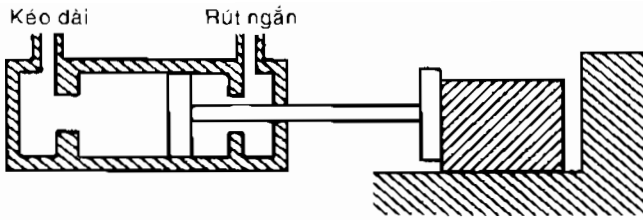
Loại	Áp suất tối đa (bar)	Lưu lượng tối đa (lít/phút)	Dịch chuyển thay đổi	Dịch chuyển tịnh tiến
Ly tâm	20	3000	Không	Không
Bánh răng	175	300	Không	Có
Cánh gạt	175	500	Có	Có
Piston hướng trục (đĩa lác)	300	500	Có	Có
Piston hướng trục (có valve)	700	650	Có	Có
Piston nội dòng	1000	100	Có	Có

Các bơm đặc biệt có thể đạt áp suất đến 7000 bar với lưu lượng thấp. Lưu lượng phân phối từ bơm ly tâm và bơm bánh răng có thể biến thiên nếu thay đổi tốc độ động cơ bơm bằng mạch điện biến tần (VF - variable frequency).

### Bơm tổ hợp

Nhiều ứng dụng thủy lực tương tự với Hình 2-16, chi tiết gia công được định vị nhờ piston trụ trượt. Về cơ bản có hai yêu cầu khác biệt cho hoạt động này. Khi cylinder kéo dài hay rút ngắn lại, cần thể tích lớn chất lỏng ở áp suất thấp (đủ để thắng lực ma sát). Khi chi tiết được kẹp chặt, yêu cầu áp suất cao nhưng thể tích lưu chất tối thiểu.

Loại vận hành này thường được thực hiện bằng hai bơm riêng biệt



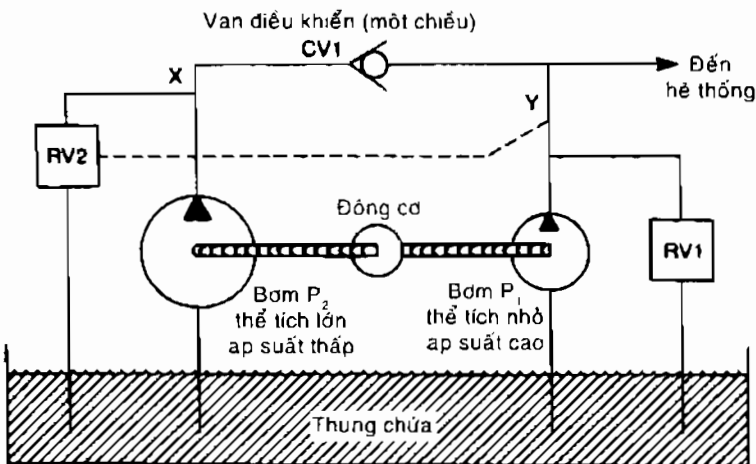
**Hình 2-16** Đồ gá kẹp chặt bằng thủy lực, yêu cầu lưu lượng lớn với áp suất thấp khi piston tiến tới hoặc lùi lại, nhưng cần dòng bằng không và áp suất cao khi kẹp chặt.

dẫn động bằng động cơ điện thông thường (Hình 2-17). Bơm  $P_1$  là loại thể tích thấp áp suất cao, trong khi bơm  $P_2$  là loại áp suất thấp thể tích cao. Kết hợp với chúng là hai valve an toàn  $RV_1$  và  $RV_2$  và một valve điều khiển (hoặc valve một chiều) cho phép dòng đi từ trái qua phải, nhưng khóa dòng chảy về theo hướng ngược lại.

Valve an toàn bình thường (áp suất cao) được dùng tại vị trí  $RV_1$ , còn valve an toàn  $RV_2$  được vận hành không do áp suất tại điểm X, mà được điều khiển từ xa theo áp suất tại điểm Y. Điều này có thể đạt được bằng cách dùng valve piston cân bằng (Hình 2-6). Ở chế độ áp suất thấp, cả hai valve an toàn đều đóng và cả hai bơm  $P_1$  và  $P_2$  đều phân phối chất lỏng đến tải. Phần lớn chất lỏng đều từ bơm  $P_2$  đến tải do có công suất cao hơn.

Khi chi tiết được kẹp chặt, áp suất tại điểm Y tăng lên, và valve an toàn  $RV_2$  mở làm toàn bộ chất lỏng từ bơm  $P_2$  đi thẳng về thùng chứa và áp suất tại X giảm xuống giá trị thấp. Valve kiểm tra  $CV_1$  khóa đường chất lỏng từ bơm  $P_1$  trở về thùng chứa qua valve an toàn  $RV_1$ , do đó áp suất tại Y tăng đến mức được xác định theo valve an toàn  $RV_1$ .

Sự sắp xếp này tiết kiệm năng lượng khi lượng lớn chất lỏng từ bơm  $P_2$  đi trở về thùng chứa với áp suất thấp, và chỉ một thể tích nhỏ chất



**Hình 2-17** Bơm tổ hợp

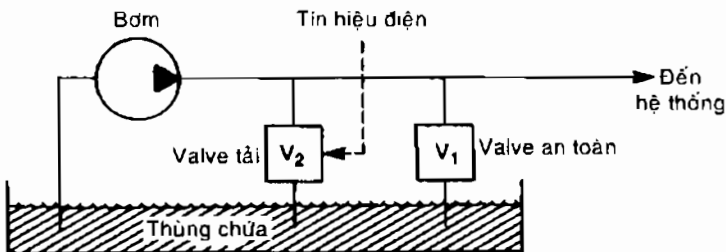
long từ bơm  $P_1$  trở về với áp suất cao. Cụm bơm được trình bày trên Hình 2-17 được gọi là bơm tổ hợp và được sản xuất theo bộ hoàn chỉnh với động cơ, bơm, valve kiểm tra, và valve an toàn.

## VALVE TẢI

Biểu thức 2.2 cho biết lượng chất lỏng dư từ bơm trở về thùng chứa thông qua valve xả an toàn là lãng phí năng lượng, và có thể làm tăng nhiệt độ chất lỏng khi năng lượng này chuyển thành nhiệt. Nói chung, không nên khởi động và dừng bơm theo yêu cầu tải, vì điều này có thể gây ra tải va đập đối với bơm, động cơ, và khớp nối.

Trên Hình 2-18,  $V_1$  là valve xả an toàn điều chỉnh áp suất và đưa chất lỏng dư về thùng chứa. Valve phụ  $V_2$  mở hoặc đóng theo tín hiệu thủy lực hoặc điện bên ngoài. Với valve  $V_2$  mở, toàn bộ lưu lượng ngõ ra của bơm đều trở về thùng chứa ở áp suất thấp với sự tiêu thụ năng lượng tối thiểu.

Khi hệ thống cần chất lỏng, tín hiệu điều khiển đóng valve  $V_2$ , áp suất tăng đến giá trị xác định của valve  $V_1$ , và hệ thống hoạt động bình thường. Valve  $V_2$  được gọi là valve tải hoặc valve dỡ tải bơm, tùy theo tín hiệu điều khiển.



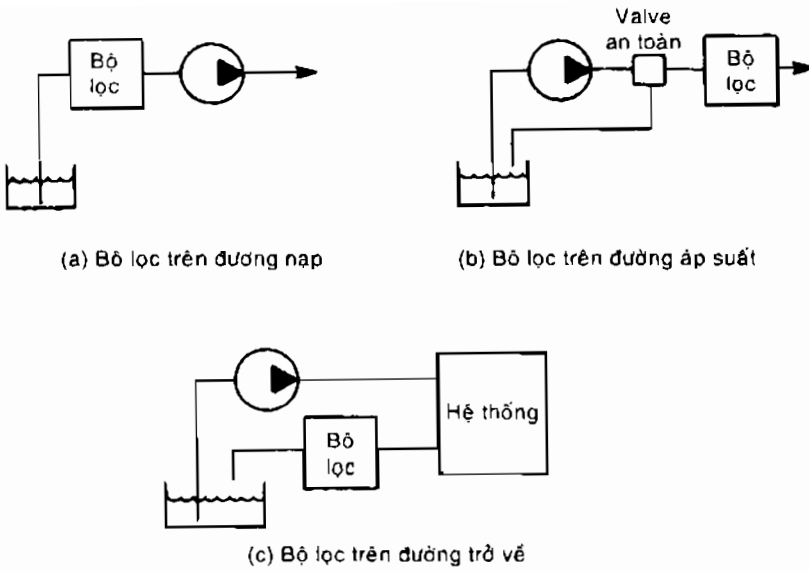
Hình 2-18 Valve tải.

## BỘ LỌC

Tạp chất trong hệ thống thủy lực làm tắc nghẽn valve, làm hư vòng đệm kín, và làm mòn nhanh. Ngay cả những hạt nhỏ khoảng  $20 \mu$  cũng có thể gây hư hại. Có thể dùng bộ lọc để ngăn tạp chất đi vào các bộ phận dễ bị hư hỏng của hệ thống và thường được chuyên biệt theo micron hoặc số lỗ lưới trên một inch.

Các đường ống nạp thường có bộ lọc thô (lọc sơ bộ) lắp bên trong thùng chứa, chỉ phù hợp với việc loại bỏ các hạt kim loại và tạp chất tương đối lớn. Cần có thêm các bộ lọc tinh để loại bỏ các hạt mịn, thường được lắp ở ba vị trí riêng biệt (Hình 2-19).

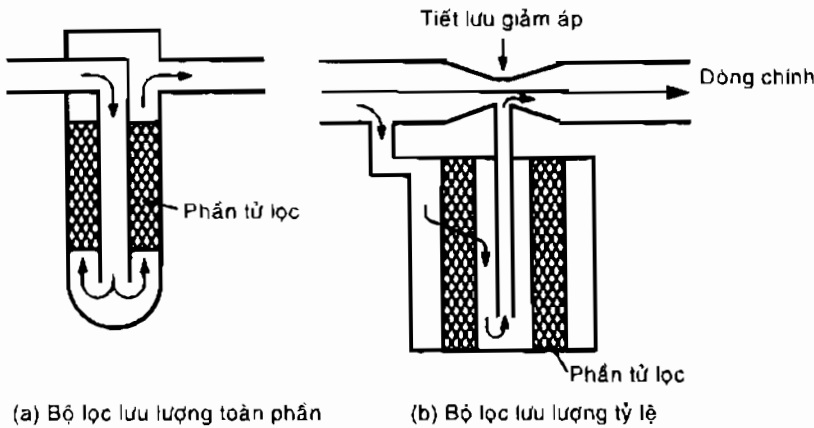
Các bộ lọc trên đường nạp sẽ bảo vệ bơm, nhưng phải được thiết kế với mức sụt áp suất thấp để bơm có thể bơm chất lỏng từ thùng chứa.



**Hình 2-19** Vị trí bộ lọc

Bộ lọc trên đường áp suất đặt ở phía sau bơm để bảo vệ các valve và các bộ tác động thường có cỡ lọc mịn hơn và nhỏ hơn, nhưng phải chịu được áp suất vận hành của toàn bộ hệ thống. Hầu hết các hệ thống đều dùng bộ lọc tinh trên đường áp suất.

Bộ lọc trên đường trở về có thể có độ sụt áp tương đối cao, và do đó, có thể rất mịn. Chúng được dùng để bảo vệ bơm bằng cách giới hạn kích thước các hạt trở về thùng chứa. Loại bộ lọc này chỉ phải chịu áp suất thấp. Các bộ lọc cũng có thể được phân loại theo lưu lượng tỷ lệ và lưu lượng toàn phần. Trên Hình 2-20a, toàn bộ lưu chất đều qua lọc. Điều này rất hiệu quả về mặt lọc, nhưng chịu độ sụt áp lớn. Độ sụt áp



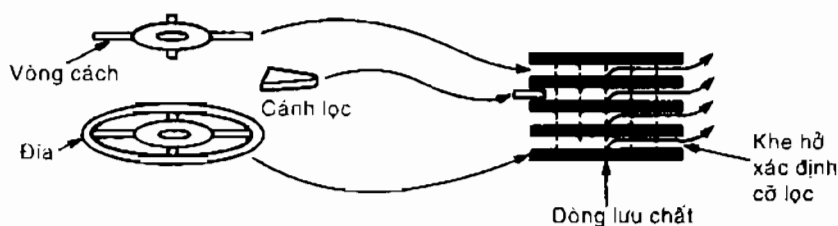
**Hình 2-20** Các loại lọc

suất này tăng khi bộ lọc bị nhiễm bẩn, vì thế bộ lọc lưu lượng toàn phần thường kết hợp với valve an toàn, mở khi bộ lọc bị nghẹt quá mức. Đây hoàn toàn là tính năng an toàn và cần thay bộ lọc trước khi đạt đến tình trạng này, vì chất lỏng bẩn không được lọc sẽ đi khắp hệ thống.

Trên Hình 2-20b, dòng chính đi qua ống tiết lưu, tạo ra vùng áp suất thấp cục bộ. Sự chênh áp qua các phân tử lọc sẽ hút một lượng chất lỏng tương ứng đi qua bộ lọc. Thiết kế này được gọi là bộ lọc lưu lượng tỷ lệ, vì chỉ lọc một phần dòng chính, do đó độ sụt áp suất thấp và không cần sự bảo vệ của valve xả an toàn.

Độ sụt áp qua phân tử lọc là thông số chính xác về độ sạch, nhiều bộ lọc có áp kế được chuẩn hóa với màu xanh (sạch), vàng (cảnh báo), và đỏ (lọc quá chậm). Loại này được gọi là bộ lọc chỉ thị.

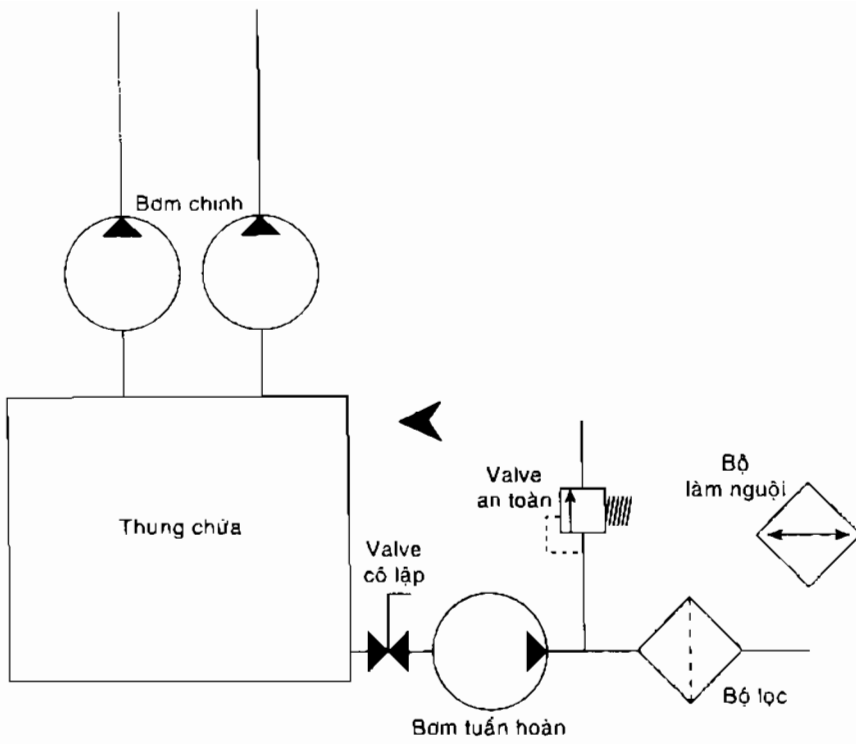
Vật liệu lọc được dùng trong bộ lọc có thể là cơ học hoặc chất hấp thụ. Loại cơ học khá thô, sử dụng lưới mịn hoặc bộ đĩa/màng (Hình 2-21). Loại hấp thụ dựa vào những vật liệu xốp, như giấy, cotton hoặc cellulose. Kích cỡ lọc trong bộ lọc hấp thụ có thể rất nhỏ do lọc qua các rỗ xốp trong vật liệu. Lọc cơ học thường có thể tháo, làm sạch và lắp lại; trong khi lọc hấp thụ thường là loại cần thay thế.



Hình 2-21 Bộ lọc đĩa

Trong nhiều hệ thống với yêu cầu sử dụng áp suất, sự hút thực sự từ thùng chứa hầu như không ảnh hưởng đến hiệu suất của các bộ lọc áp suất và bộ lọc trên đường trở về. Có thể dùng bơm tuần hoàn (Hình 2-22) để lọc và làm nguội dầu. Chỉ khi bơm này vận hành mới có thể khởi động các bơm chính. Bơm tuần hoàn phải có đủ công suất để xử lý toàn bộ thể tích thùng chứa theo chu kỳ 10-15 phút.

Cần lưu ý đến valve xả an toàn lắp trong đường trở về thùng chứa, nếu bộ lọc hoặc bộ làm nguội bị nghẹt. Trong hệ thống thực, cần lắp thêm valve cô lập đóng/mở bằng tay và các valve một chiều để có thể thay bộ lọc hoặc bộ làm nguội trong khi hệ thống đang vận hành. Công tắc giới hạn và công tắc áp suất được sử dụng để cung cấp tín hiệu cho hệ thống điều khiển khi mở các valve cô lập và làm sạch bộ lọc.



**Hình 2-22** Bơm tuần hoàn được dùng để lọc và làm nguội chất lỏng khi sức hút từ bơm chính nhỏ.



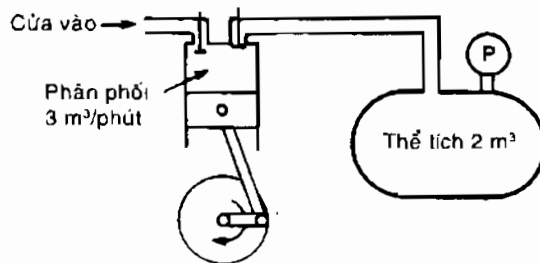
# 3

## MÁY NÉN KHÍ, XỬ LÝ KHÔNG KHÍ VÀ ĐIỀU CHỈNH ÁP SUẤT

Hầu hết các hệ thống khí nén dùng dùng không khí nén làm môi chất vận hành (một số hệ thống dùng nitơ thương mại từ các nhà cung cấp khí hóa lỏng). Khác với hệ thống thủy lực, hệ thống khí nén thường là “mở”; lưu chất sử dụng miễn phí, dùng xong sẽ xả ra khí quyển.

Hệ thống khí nén dùng khí nén được, hệ thống thủy lực dùng chất lỏng không nén được, và điều này dẫn đến vài khác biệt đáng kể. Áp suất chất lỏng có thể tăng đến mức cao hầu như tức thời, ngược lại, áp suất chất khí tăng tương đối chậm. Trên Hình 3-1a, bình chứa thể tích hai mét khối được nối với máy nén phân phối ba mét khối khí/phút (đo ở áp suất khí quyển). Dùng định luật Boyle (biểu thức 1.17) có thể thấy áp suất tăng theo băng trên Hình 3-1b.

Áp suất trong hệ thống thủy lực có thể điều khiển dễ dàng và nhanh chóng bằng những thiết bị như valve điều chỉnh áp suất và valve giảm áp. Do đó lưu chất được tích trữ ở áp suất khí quyển và nén đến áp suất



(a) Các bộ phận

t (phút)	Thể tích (tại NTP)	P tuyệt đối	P tương đối
0	2	1	0
1	5	2.5	1.5
2	8	4	3
3	11	5.5	4.5

(b) Đáp ứng

Hình 3-1 Khả năng nén của khí

yêu cầu khi cần. Trái lại, do đáp ứng chậm của máy nén khí, hệ thống khí nén đòi hỏi tích trữ khí nén ở áp suất yêu cầu trong bình chứa. Thể tích bình chứa được chọn sao cho có độ chênh áp tối thiểu phát sinh do các thay đổi lưu lượng, và máy nén được sử dụng để bổ sung phần khí đã dùng, lấy trung bình trên khoảng thời gian cho trước (ví dụ, vài phút).

Độ sai lệch áp suất khí thường là nhỏ, và điều khiển máy nén cũng dễ dàng hơn nếu bình chứa lớn dùng cho nhiều tải. Số lượng lớn các tải sẽ đưa đến sự lưu động không khí đều đặn hơn từ bình chứa, giúp duy trì áp suất ổn định hơn. Vì thế, ở nhiều nhà máy, khí nén được sản xuất tại một trạm trung tâm rồi phân phối khắp nhà máy, tương tự như điện, khí đốt, và nước.

Phương trình khí lý tưởng (biểu thức 1.19) có dạng:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} \quad (3.1)$$

Trong đó, P là áp suất tuyệt đối và nhiệt độ được đo bằng độ Kelvin.

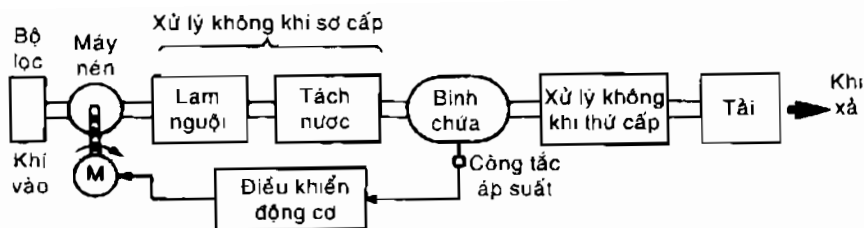
Máy nén tăng áp suất khí bằng cách giảm thể tích, kết quả sẽ làm tăng nhiệt độ. Vì thế, hệ thống khí nén phải có phương pháp thải lượng nhiệt dư. Với những hệ thống nhỏ, cánh quạt đơn giản trên máy nén sẽ đủ để làm nguội. Với những hệ thống lớn, cần có bộ làm nguội riêng.

Không khí có chứa hơi nước, lượng thực tế thay đổi từ ngày này qua ngày khác, tùy theo độ ẩm. Lượng hơi nước tối đa chứa trong một thể tích khí được xác định theo nhiệt độ, và lượng hơi nước dư sẽ ngưng tụ thành những giọt nước. Hiệu ứng tương tự xảy ra khi khí nén được làm nguội, và nếu để lại những giọt nước này, kết quả sẽ làm các valve bị kẹt và sự ăn mòn trong ống. Vì thế, buồng lạnh cuối phải được gắn thiết bị tách nước. Buồng lạnh cuối và thiết bị tách nước được gọi chung là bộ xử lý khí sơ cấp.

Không khí mát và khô được tích trữ trong bình chứa, với công tắc áp suất được dùng để khởi động và ngừng động cơ máy nén nhằm duy trì áp suất yêu cầu.

Một cách lý tưởng, không khí trong hệ thống có một ít dầu dưới dạng sương để làm giảm khả năng ăn mòn và bôi trơn những chi tiết chuyển động trong valve, cylinder. Dầu phun sương này không thể đưa trước vào bình chứa, vì sương sẽ hình thành giọt dầu trong không khí tương đối tĩnh trong bình chứa, vì thế, không khí thoát ra từ bình chứa được dẫn qua bộ cung cấp sương dầu bôi trơn cùng với bộ lọc và tách nước. Qui trình này thường được gọi là xử lý khí thứ cấp.

Nói chung, không khí trong bình chứa được giữ ở áp suất cao hơn giá trị yêu cầu để bù sự sụt áp suất trong đường ống. Bộ điều chỉnh áp suất cục bộ cùng với bộ xử lý khí thứ cấp được lắp gắn thiết bị sử dụng khí nén. Các thiết bị tổng hợp được gọi là thiết bị dịch vụ, gồm bộ tách nước, bôi trơn, và điều chỉnh áp suất được dùng để giám sát trực tiếp đường ống gần các valve và bộ tác động trong hệ thống khí nén.



Hình 3-2 Các bộ phận của hệ thống khí nén.

Hình 3-2 trình bày các bộ phận được dùng trong sản xuất nguồn khí nén.

## CÁC LOẠI MÁY NÉN

Cũng như bơm thủy lực, máy nén khí có thể được phân loại theo kiểu thay đổi thể tích (trong đó thể tích khí cố định được phân phối theo từng vòng quay của trục máy nén) và kiểu động lực, chẳng hạn quạt thổi hướng trục hoặc ly tâm. Loại máy nén thể tích được dùng nhiều trong hệ thống khí nén.

Máy nén được chọn theo áp suất yêu cầu làm việc và thể tích khí cần phân phối. Áp suất trong bình chứa thường cao hơn áp suất yêu cầu ở vị trí vận hành, với sự điều chỉnh áp suất cục bộ. Áp suất tại ngõ ra của máy nén (trong thực tế, tương đương với áp suất trong thùng chứa) được gọi là áp suất làm việc và được dùng để chuyên biệt thông số kỹ thuật cho máy nén. Áp suất tại điểm vận hành được gọi là áp suất vận hành và được dùng để xác định yêu cầu kỹ thuật cho các valve, bộ tác động và những thiết bị vận hành khác.

Nên cẩn thận khi chọn thể tích khí phân phối từ máy nén. Biểu thức 3.1 cho biết thể tích của khối khí phụ thuộc vào áp suất và nhiệt độ. Thể tích phân phối của máy nén được xác định theo các đại lượng chất khí ở điều kiện khí quyển chuẩn. Hai tiêu chuẩn, được gọi là nhiệt độ và áp suất tiêu chuẩn (STP - Standard Temperature and Pressure), thường được sử dụng, dù sự khác biệt giữa chúng là rất nhỏ khi áp dụng trong công nghiệp.

*Điều kiện kỹ thuật chuẩn là:*

$$P = 0.98 \text{ bar tuyệt đối, } T = 20^{\circ}\text{C}$$

*Và điều kiện vật lý chuẩn là:*

$$P = 1.01 \text{ bar tuyệt đối, } T = 0^{\circ}\text{C}$$

Thuật ngữ *áp suất và nhiệt độ chuẩn* (NTP) cũng được sử dụng.

Thể tích phân phối yêu cầu của máy nén ( $\text{m}^3/\text{phút}$  hoặc  $\text{ft}^3/\text{phút}$ ) cũng có thể tính toán cho bộ tác động tại những vị trí vận hành khác nhau (với ngưỡng rò rỉ an toàn) nhưng cần chuyển thể tích tổng này sang điều kiện SPT trước khi chuyên biệt thể tích phân phối của máy nén.

Thể tích phân phối của máy nén có thể được chuyên biệt dưới dạng thể tích lý thuyết (thể tích quét nhân với tốc độ quay) hoặc thể tích hiệu dụng bao gồm cả hao hụt. Tỷ số hai thể tích này là hiệu suất. Thể tích hiệu dụng thường được dùng để chọn máy nén (với ngưỡng rò rỉ an toàn).

Công suất yêu cầu đối với động cơ dẫn động máy nén tùy thuộc vào áp suất làm việc và thể tích phân phối, có thể xác định từ biểu thức 2.2 và 2.5. Giới hạn cho phép được chọn theo chu kỳ vận hành tắt/mở của máy nén, với công suất động cơ được xác định theo tải vận hành và không lấy trung bình trên một khoảng thời gian.

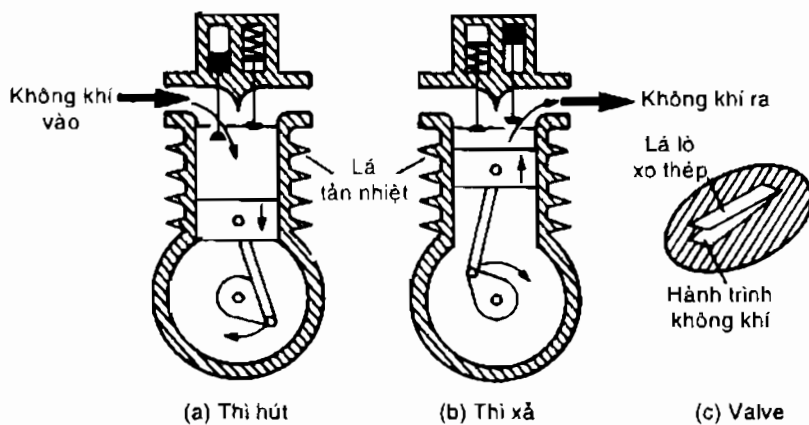
## Máy nén piston

Máy nén piston hầu hết là loại rất phổ biến và loại một cylinder cơ bản được trình bày trên Hình 3-3. Khi piston đi xuống trong thì hút (Hình 3-3a), valve hút mở và không khí được hút vào cylinder. Khi piston đi đến cuối hành trình, valve hút đóng lại, valve xả mở đẩy khí ra khi piston đi lên (Hình 3-3b).

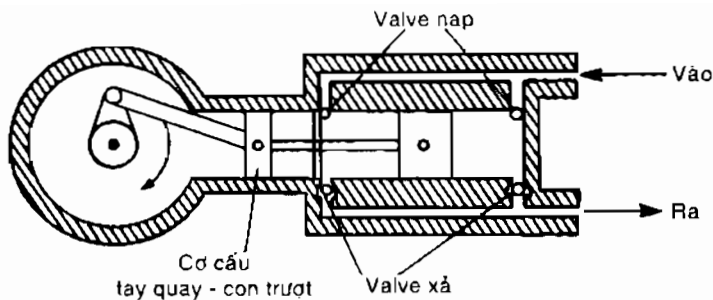
Hình 3-3 cho thấy các valve này tương tự loại dùng cho động cơ đốt trong. Thực tế thường dùng valve lò xo, mở và đóng theo tác động của áp suất khí đi qua. Loại phổ biến là lò xo thép “lá” di chuyển bên trên cổng nạp và cổng xả (Hình 3-3c).

Máy nén một cylinder tạo ra các xung áp suất ở cổng xả. Điều này có thể khắc phục bằng cách dùng bình chứa lớn, nhưng máy nén nhiều cylinder được dùng nhiều trong thực tế. Loại nhiều cylinder thường được phân loại dựa trên cách bố trí các cylinder theo hàng ngang hoặc hàng dọc và kết cấu gọn hơn kiểu X, Y hoặc W.

Máy nén tạo ra một xung khí trên mỗi hành trình của piston (Hình 3-3) được gọi là máy nén tác động đơn. Để giảm xung khí, có thể sử dụng máy nén tác động kép (Hình 3-4), với hai bộ valve và một cơ cấu tay quay - con trượt để thành piston luôn luôn vuông góc.



Hình 3-3 Máy nén một cylinder



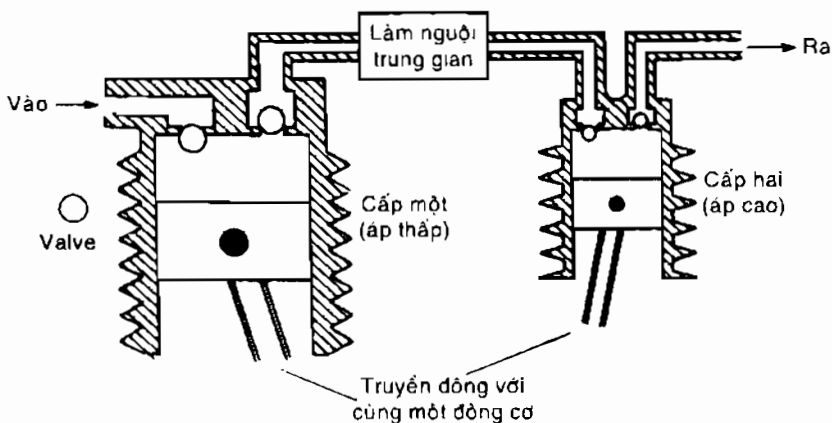
Hình 3-4 Máy nén tác động kép

Máy nén piston nêu trên nén khí trực tiếp từ áp suất khí quyển đến áp suất yêu cầu trong một hoạt động đơn, được gọi là máy nén một cấp. Theo định luật chất khí lý tưởng (biểu thức 1.19), khi áp suất khí tăng, thể tích sẽ giảm và nhiệt độ tăng. Nếu áp suất ngõ ra trên 5 bar trong máy nén tác động đơn, nhiệt độ khí nén có thể tăng trên  $200^{\circ}\text{C}$ , vì thế công suất động cơ cần thiết để dẫn động máy nén cũng tăng tương ứng.

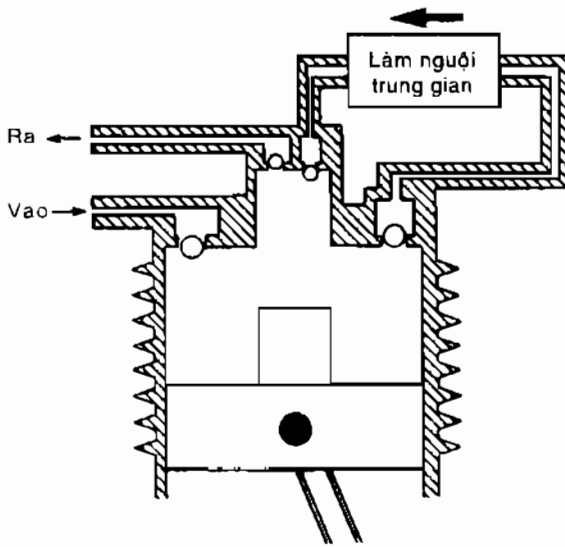
Đối với áp suất trên vài bar, sẽ kinh tế hơn nếu dùng máy nén nhiều cấp có làm nguội trung gian. Do làm nguội (bằng bộ làm nguội trung gian) thể tích khí đưa vào cấp kế tiếp sẽ giảm đáng kể, do đó cho phép tiết kiệm năng lượng. Thông thường, hai cấp được dùng cho áp suất nén khoảng 10 đến 15 bar, máy nén đa cấp hiện nay có thể nén đến áp suất khoảng 50 bar.

Máy nén đa cấp có thể được chế tạo với nhiều cylinder (Hình 3-5), hoặc gọn hơn với một cylinder và một piston hai đường kính (Hình 3-6).

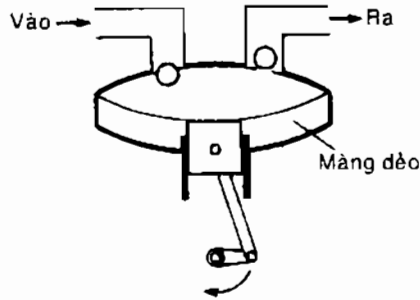
Piston và không khí luôn luôn tiếp xúc với nhau, trong máy nén piston tiêu chuẩn, có thể đưa một lượng nhỏ dầu bôi trơn từ vách piston vào không khí. Sự nhiễm bẩn rất nhỏ này có thể không được chấp nhận trong ngành hóa chất và thực phẩm. Hình 3-7 trình bày phương pháp phổ biến để tạo ra nguồn khí sạch hoàn toàn bằng cách kết hợp một màng dẻo giữa piston và khí.



Hình 3-5 Máy nén hai cấp



Hình 3-6 Máy nén hai cấp kết hợp



Hình 3-7 Máy nén kiểu màng, được dùng khi yêu cầu khí nén sạch.

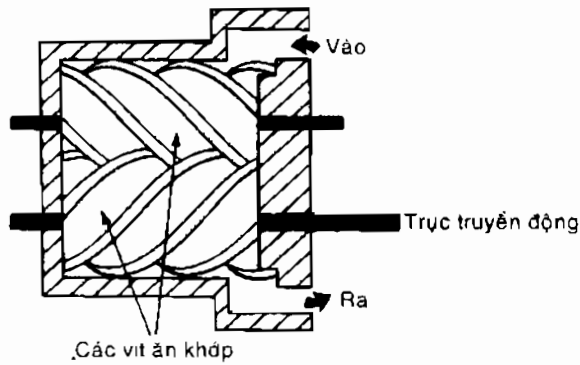
### Máy nén trục vít

Máy nén piston được sử dụng khi cần áp suất cao ( $>20$  bar) và lưu lượng tương đối thấp ( $<10.000$  m<sup>3</sup>/giờ), nhưng phần cơ khí tương đối phức tạp với nhiều chi tiết chuyển động. Nhiều ứng dụng chỉ yêu cầu áp suất trung bình ( $<10$  bar) và lưu lượng trung bình (khoảng 10.000 m<sup>3</sup>/giờ). Với những ứng dụng này, máy nén kiểu quay có ưu điểm đơn giản, với ít chi tiết chuyển động quay ở tốc độ không đổi, phân phối khí ổn định và không có xung áp suất.

Loại máy nén quay, được gọi là máy nén trục vít quay khô (Hình 3-8), gồm hai trục vít quay ăn khớp nhau với khe hở tối thiểu (khoảng 0.05 mm).

Khi trục vít quay, khí được hút vào vỏ, giữ lại ở giữa các trục vít và được đưa đến cửa ra để phân phối theo dòng ổn định.

Các trục vít trong máy nén có thể được đồng bộ hóa bằng các bánh răng thời chuẩn bên ngoài. Có thể chọn một trục vít dẫn, trục thứ hai



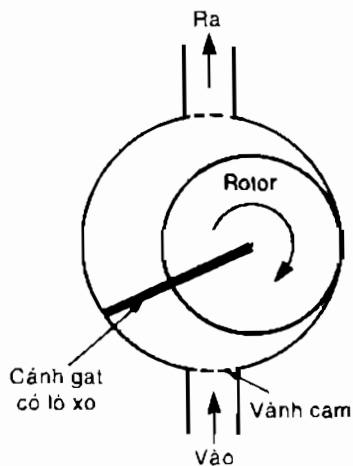
Hình 3-8 Máy nén trục vít quay khô

quay bằng cách tiếp xúc với trục vít dẫn động. Phương pháp này cần bôi trơn bằng dầu được phun vào khí nạp để giảm ma sát giữa các trục vít, do đó được gọi là máy nén trục vít quay ướt. Kết cấu trục vít ướt đưa dầu nhiễm bẩn vào không khí nén, phải được loại bỏ bằng bộ phân tách dầu.

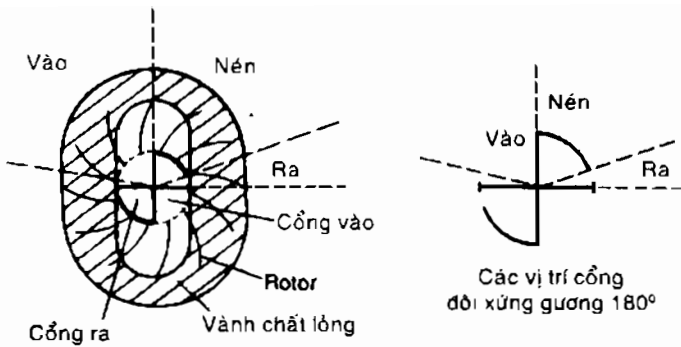
### Máy nén kiểu rotor

Máy nén cánh gạt (Hình 3-9) vận hành theo nguyên lý tương tự bơm cánh gạt thủy lực được mô tả ở Chương 2, máy nén khí thường có kích thước lớn hơn bơm thủy lực. Loại cánh gạt có thể là không cân bằng (lệch tâm) hoặc cân bằng. Cánh gạt có thể được ép ra ngoài bằng lò xo hoặc lực ly tâm.

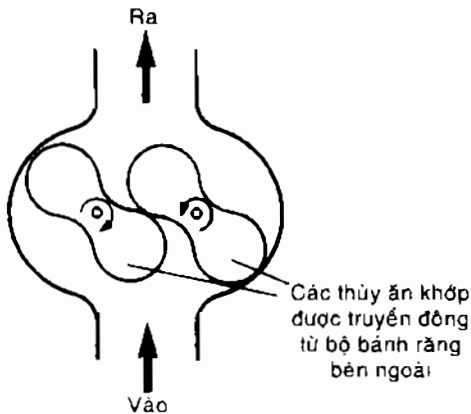
Máy nén cánh gạt một cấp có thể phân phối khí đến 3 bar, thấp hơn nhiều so với máy nén piston hoặc trục vít. Máy nén cánh gạt hai cấp với phần áp suất thấp lớn và phần áp suất cao nhỏ hơn liên kết qua bộ làm nguội trung gian cho phép áp suất đạt tới 10 bar.



Hình 3-9 Máy nén cánh gạt



Hình 3-10 Máy nén vành chất lỏng



Hình 3-11 Máy nén rotor.

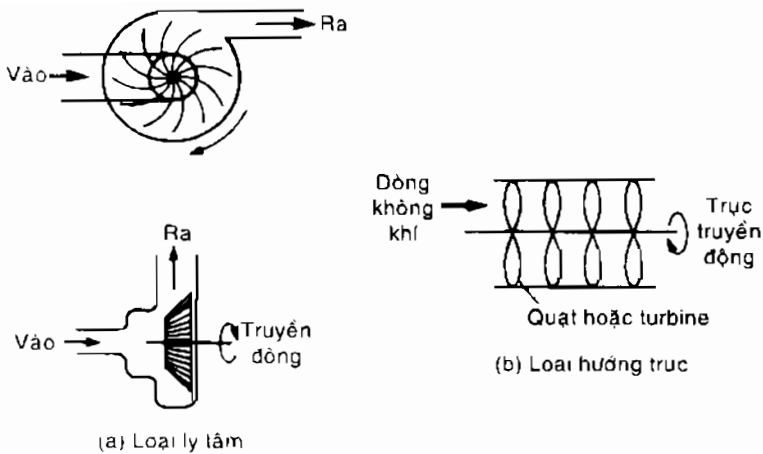
Hình 3-10 trình bày một biến thể của máy nén cánh gạt, được gọi là máy nén vành chất lỏng. Thiết bị này dùng nhiều cánh gạt quay bên trong vỏ lệch tâm và chứa chất lỏng (thường là nước). Chất lỏng được đẩy ra biên bằng lực ly tâm để hình thành vành chất lỏng theo đường viền của vỏ, tạo ra vòng đệm kín không rò rỉ và ma sát tối thiểu. Tốc độ quay phải cao (khoảng 3000 vòng/phút) để tạo vành. Áp suất phân phối tương đối thấp, khoảng 5 bar.

Máy nén rotor (Hình 3-11) (thường gọi là quạt kiểu Roots) được dùng khi cần máy nén thể tích lưu lượng phân phối cao và áp suất thấp (1-2 bar). Áp suất vận hành bị giới hạn chủ yếu do rò rỉ giữa rotor và vỏ. Để vận hành hiệu quả, khe hở phải rất nhỏ và sự mài mòn sẽ làm hiệu suất giảm nhanh chóng.

### Máy nén động lực

Lưu lượng khí lớn (đến 5.000 m<sup>3</sup>/phút) thường cần cho các ứng dụng như chuyển tải bằng khí nén (bột được tải trong dòng khí), thông gió, hoặc





**Hình 3-12** Loại máy nén không tĩnh tiến (quạt thổi)

nơi mà chính không khí là một bộ phận của qui trình. Áp suất trong những ứng dụng này tương đối thấp (vài bar) và không cần máy nén thể tích.

Không khí áp suất thấp, thể tích lớn thường được cung cấp bằng máy nén động lực được gọi là quạt thổi. Chúng có thể được chia thành loại hướng trục hoặc ly tâm (Hình 3-12). Quạt ly tâm (Hình 3-12a) hút khí vào rồi đẩy ra bằng lực ly tâm, yêu cầu tốc độ quay cao và thể tích để tỉ số công suất ngõ vào thấp hơn các loại máy nén khác.

Máy nén hướng trục có một bộ cánh quạt quay (Hình 3-12b). Những cánh quạt này tạo ra lưu lượng khí rất lớn, nhưng áp suất thấp (dưới 1 bar). Công dụng chính của chúng là thông gió, đốt cháy và xử lý không khí.

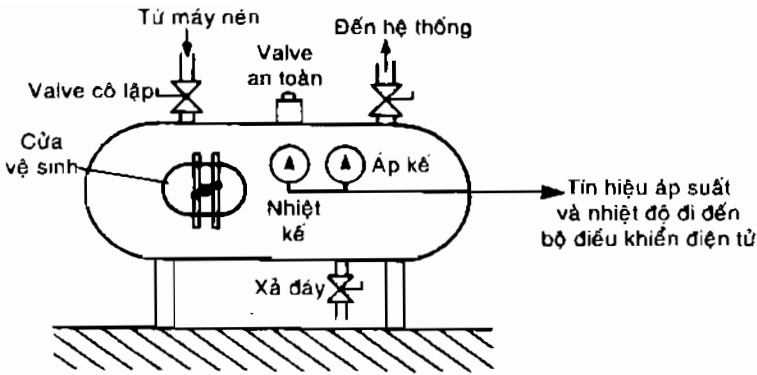
Áp suất đầu ra của cả hai loại máy nén động lực có thể được nâng lên bằng máy nén nhiều cấp với bộ làm nguội trung gian. Các tiết diện ống khuếch tán làm giảm vận tốc khí vào theo từng cấp kế tiếp, do đó chuyển đổi động năng khí thành áp năng.

Máy nén thể tích dùng dầu để bôi trơn những chi tiết cơ khí kín và để duy trì sự kín khí. Máy nén động học không cần bôi trơn, do đó phân phối khí rất sạch.

### **BÌNH CHỨA KHÍ VÀ ĐIỀU KHIỂN MÁY NÉN**

Bình chứa khí được dùng để lưu trữ khí áp suất cao từ máy nén. Thể tích bình chứa làm giảm sự dao động áp suất do tải thay đổi và sự chuyển mạch máy nén.

Không khí đến từ máy nén sẽ hơi ẩm hoặc nóng, diện tích bề mặt bình chứa lớn sẽ tỏa nhiệt này vào môi trường xung quanh. Hơi ẩm còn lại trong không khí từ máy nén sẽ ngưng tụ trong bình chứa, vì thế, khí sẽ được lấy ra từ phía cao của bình chứa (Hình 3-13).



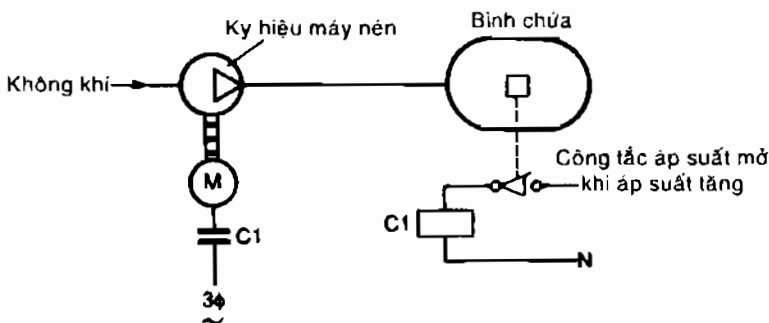
Hình 3-13 Bình chứa khí nén.

Bình chứa có kết cấu hình trụ, một valve xả an toàn để bảo vệ khi áp suất tăng cao do sự cố của hệ thống điều khiển áp suất, áp kế và nhiệt kế, với công tắc áp suất để điều khiển áp suất và công tắc nhiệt độ cao để bảo động từ xa.

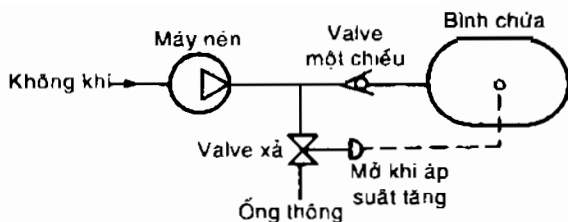
Bình chứa khí còn có cửa vệ sinh ở bên hông để làm sạch bên trong bình, và nút xả đáy. Không tháo nút xả này khi trong bình có áp suất cao.

Điều khiển máy nén là cần thiết để duy trì áp suất trong bình chứa. Phương pháp đơn giản nhất để đạt được điều này là khởi động máy nén khi áp suất bình chứa giảm xuống dưới áp suất tối thiểu, và ngừng máy nén khi áp suất tăng đến mức cho trước (Hình 3-14). Theo lý thuyết, cần hai công tắc áp suất (với áp suất khởi động động cơ thấp hơn áp suất dừng động cơ), nhưng trong thực tế, hiện tượng trễ bên trong công tắc cho phép chỉ cần sử dụng một công tắc áp suất. Áp suất trong bình chứa vận hành theo chu kỳ giữa các giá trị xác lập khởi động và dừng.

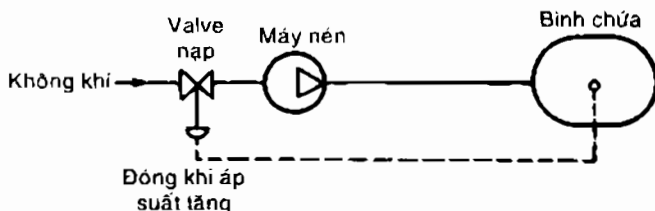
Phương pháp điều khiển áp suất kế tiếp (Hình 3-15) là máy nén chạy liên tục và valve xả được lắp vào cổng ra của máy nén. Valve này mở khi đạt đến áp suất yêu cầu. Valve một chiều ngăn cản không khí trở lại bình chứa. Kỹ thuật này được gọi là điều chỉnh khí xả.



Hình 3-14 Điều khiển áp suất bình chứa bằng chu kỳ khởi động và dừng động cơ



**Hình 3-15** Điều khiển áp suất bình chứa bằng valve trên cổng xả máy nén.



**Hình 3-16** Điều khiển áp suất bình chứa bằng valve trên cổng nạp máy nén.

Máy nén cũng có thể được điều khiển trên phía nạp (Hình 3-16), valve nạp được giữ ở vị trí mở để máy nén hoạt động và đóng khi bình chứa khí đạt đến áp suất yêu cầu, (rồi máy nén hình thành gần như chân không ở phía cổng nạp).

Các valve (Hình 3-15 và 3-16) có thể là loại solenoid được điều khiển bằng công tắc áp suất, hoặc có thể là valve khí nén được điều khiển trực tiếp bằng áp suất bình chứa.

Phương pháp điều khiển được xác định bằng vận tốc lưu động từ bình chứa đến tải và công suất máy nén. Nếu máy nén có công suất dư đáng kể, thường sử dụng chế độ điều khiển khởi động/dừng.

Mặt khác, nếu công suất máy nén và yêu cầu tải gần như tương hợp với nhau, chu kỳ tắt/mở ngắn có thể làm bộ khởi động điện của động cơ máy nén bị mòn nhanh chóng. Trong tình huống này cần sử dụng chế độ điều chỉnh cổng nạp hoặc xả.

Kích cỡ bình chứa khí nén được xác định theo yêu cầu tải, công suất máy nén, và dung sai áp suất cho phép trong bình chứa. Khi máy nén dừng, định luật Boyle (biểu thức 1.17) biểu thị áp suất giảm với thể tích khí đã biết phân phối từ bình chứa ở áp suất cho trước. Ví dụ, nếu bình chứa thể tích 10 mét khối và áp suất làm việc 8 bar phân phối 25 mét khối khí (ở STP) đến tải, áp suất trong bình chứa sụt xuống khoảng 5.5 bar.

Khi máy nén khởi động, áp suất khí tăng trở lại đến mức đã cho bởi biểu thức 1.17 (với khối lượng khí trong bình chứa tăng do sự chênh lệch giữa không khí do máy nén phân phối và không khí bị tải mang đi).

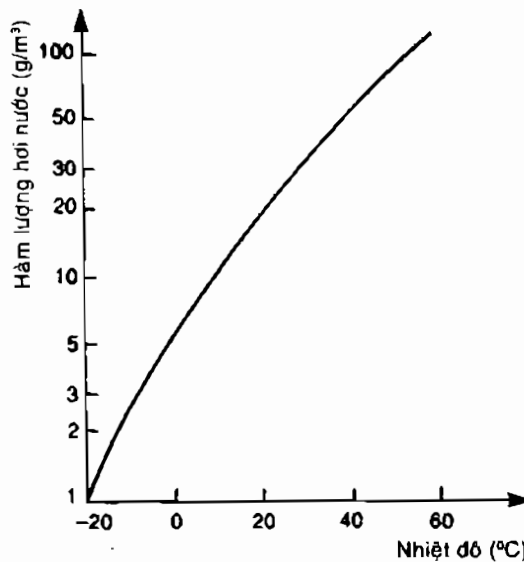
Hai tính toán này xác định chu kỳ thời gian của máy nén kết hợp với các xác lập công tắc áp suất đóng mạch và ngắt mạch. Nếu thời gian này quá ngắn, ví dụ dưới vài phút, cần sử dụng bình chứa lớn hơn. Nhà sản

xuất thiết bị khí nén luôn luôn cung cấp các đồ thị để đơn giản hóa tính toán.

Bình chứa khí thực chất là bình áp suất, do đó phải định kỳ kiểm tra áp suất, thể tích và lưu giữ các kết quả kiểm tra.

### XỬ LÝ KHÔNG KHÍ

Không khí trong khí quyển luôn luôn có độ ẩm dưới dạng hơi nước. Lượng hơi nước có thể chứa trong thể tích không khí cho trước tùy thuộc vào nhiệt độ nhưng *không* phụ thuộc vào áp suất không khí trong thể tích đó. Một mét khối không khí ở 20°C có thể chứa 17 gram hơi nước. Lượng hơi nước tối đa có thể chứa trong thể tích khí xác định luôn luôn tăng theo nhiệt độ (Hình 3-17).



Hình 3-17 Đường cong hơi ẩm.

Nếu thể tích không khí chứa lượng hơi nước tối đa có thể ở nhiệt độ không khí, không khí này được gọi là không khí *bão hòa*. Từ Hình 3-17 có thể nhận thấy một mét khối không khí chứa 50 gram hơi nước ở 40°C sẽ trở nên bão hòa.

Thành phần hơi ẩm của không khí chưa bão hòa được xác định theo độ ẩm tương đối:

$$\text{Độ ẩm tương đối} = \frac{\text{Hàm lượng nước / mét khối}}{\text{Hàm lượng nước cực đại / mét khối}} \times 100\% \quad (3.2)$$

Không khí chứa 5 gram hơi nước trên một mét khối khí ở 20°C có giá trị độ ẩm tương đối là 30% (Hình 3-17).

Độ ẩm tương đối phụ thuộc vào cả nhiệt độ và áp suất không khí. Giả sử không khí ở  $30^{\circ}\text{C}$  chứa 20 gram hơi nước. Từ Hình 3-17, không khí này tương ứng với độ ẩm 67%. Nếu không khí được làm nguội đến  $20^{\circ}\text{C}$ , chỉ có thể chứa 17 gram hơi nước và trở nên bão hòa (độ ẩm tương đối 100%), 3 gram hơi nước dư sẽ ngưng tụ thành nước. Nếu không khí được làm nguội thêm  $10^{\circ}\text{C}$  nữa, thêm 8 gram nước ngưng tụ.

Nhiệt độ mà không khí trở nên bão hòa được gọi là “điểm sương”. Ví dụ, không khí với 17.3 gram hơi nước trên một mét khối có điểm sương là  $20^{\circ}\text{C}$ .

Để xét ảnh hưởng của áp suất với độ ẩm tương đối, cần nhớ lượng hơi nước có thể chứa trong thể tích đã cho là không đổi (nếu nhiệt độ không đổi). Giả sử một mét khối không khí ở áp suất khí quyển (áp suất đo 0 bar hoặc áp suất tuyệt đối 1 bar) ở  $20^{\circ}\text{C}$  chứa 6 gram hơi nước (độ ẩm tương đối 34%). Nếu muốn tăng áp suất khí nhưng vẫn duy trì nhiệt độ ở  $20^{\circ}\text{C}$ , cần phải nén không khí đó. Khi áp suất đo là 1 bar (hoặc áp suất tuyệt đối là 2 bar) thể tích sẽ là 0.5 mét khối, có thể chứa 8.6 gram hơi nước, tương ứng độ ẩm 68%. Ở áp suất đo 2 bar (áp suất tuyệt đối là 3 bar) thể tích là 0.33 mét khối, có thể chứa 5.77 gram hơi nước. Với 6 gram hơi nước trong không khí, có thể gần đạt đến trạng thái bão hòa và sự ngưng tụ bắt đầu xảy ra.

Độ ẩm tương đối sẽ tăng nhanh khi tăng áp suất, dù độ ẩm tương đối của khí quyển có giá trị nhỏ vẫn có thể dẫn đến không khí bão hòa ẩm và ngưng tụ tại các áp suất phổ biến trong hệ thống khí nén (8-10 bar). Các giọt nước ngưng tụ có thể gây ra nhiều vấn đề. Rỉ sét hình thành trên các bề mặt thép không được bảo vệ, nước có thể pha trộn với dầu bôi trơn tạo thành nhũ màu trắng làm cho các valve bị kẹt, làm tắc các ống nhỏ trong hệ thống khí nén, thậm chí tạo ra các hốc nước trong đường ống.

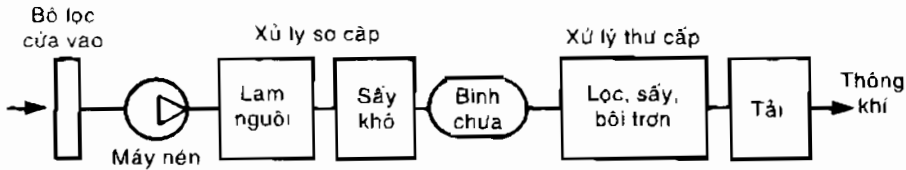
Khi khí nén đột ngột giãn nở, nhiệt độ giảm nhanh (biểu thức 1.19). Nếu khí nén chứa nhiều nước, sự giãn nở nhanh tại các cửa xả có thể kèm theo sự hình thành băng tuyết do nước ngưng tụ và đóng băng.

### **Các giai đoạn xử lý không khí**

Không khí trong hệ thống khí nén phải được làm sạch và khô để giảm sự ăn mòn và kéo dài chu kỳ bảo dưỡng. Khí quyển chứa nhiều tạp chất có hại (khói, bụi, hơi nước) và cần được xử lý trước khi sử dụng.

Sự xử lý này được thực hiện theo ba giai đoạn (Hình 3-18). Thứ nhất là lọc không khí nạp để loại bỏ các hạt có thể làm hại máy nén khí. Thứ hai là làm khô không khí để giảm độ ẩm và hạ thấp điểm sương. Điều này thường được thực hiện giữa máy nén và bình chứa, được gọi là xử lý không khí sơ cấp.

Giai đoạn thứ ba được thực hiện cục bộ theo yêu cầu tải, tiếp tục loại bỏ hơi ẩm, tạp chất, và cung cấp màn sương dầu mịn để giúp bôi trơn, được gọi là xử lý không khí thứ cấp.



Hình 3-18 Ba giai đoạn xử lý không khí.

## Bộ lọc

Bộ lọc ngõ vào được sử dụng để loại bỏ tạp chất và các bụi khói nhằm bảo vệ máy nén khí, được phân loại theo bộ lọc khô với các ống lọc có thể thay thế và bộ lọc ướt, khí đi vào bị hút vào bể dầu rồi đi qua lưới lọc. Bụi dính vào những giọt dầu trong quá trình nổi bong bóng và do đó được lưới lọc loại bỏ.

Cả hai loại bộ lọc đều cần phải bảo dưỡng định kỳ, thay mới phần tử lọc đối với bộ lọc khô, chùi rửa đối với bộ lọc ướt. Nếu muốn làm sạch bộ lọc cần dùng chất tẩy rửa phù hợp. Dùng xăng hoặc dầu có thể làm hư hại máy nén khí một cách nghiêm trọng.

Bộ lọc có thể được phân loại theo cỡ hạt được lọc. Kích cỡ hạt được đo bằng micromét trong hệ SI. Bụi thường lớn hơn  $10\ \mu\text{m}$ , trong khi phần tử khói và dầu khoảng  $1\ \mu\text{m}$ . Bộ lọc được chuyên biệt theo định mức tương đối (lọc 98% số hạt có kích thước đã định) hoặc định mức tuyệt đối (lọc 100% số hạt có kích thước đã định).

Các bộ lọc tinh với những ống lọc có thể thay thế, không khí đi qua từ trong lõi ra phía ngoài ống lọc sẽ loại bỏ 99.9% số hạt dưới  $0.01\ \mu\text{m}$ , giới hạn lọc bình thường. Bộ lọc thô, sử dụng lưới dây, thường được dùng để lọc ở ngõ vào. Loại bộ lọc này được chuyên biệt theo cỡ lưới tương ứng kích thước hạt tính theo micromét như sau:

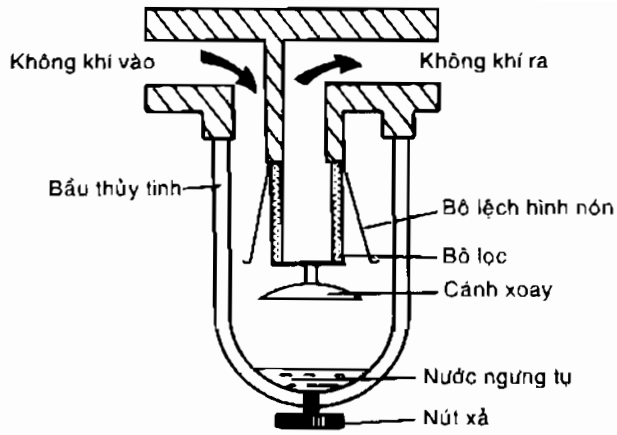
Cỡ lưới	$\mu\text{m}$
325	30
550	10
750	6

## Sấy khô không khí

Trước khi sử dụng, không khí phải được sấy để giảm độ ẩm và điểm sương đến mức cho phép.

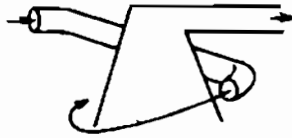
Trong các hệ thống lớn, có lẽ chỉ cần bộ làm nguội, tương tự bộ làm nguội trung gian, bộ tách nước ngưng tụ và đường xả đáy.

Hình 3-19a trình bày bộ thu gom và tách nước. Dòng không khí đi qua thiết bị này bị đảo chiều đột ngột và bộ lệch hình nón làm xoáy không khí (Hình 3-19b). Hai điều này làm cho các giọt nước nặng bị đẩy

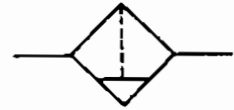


**Hình 3-19** Bộ lọc không khí và tách nước

(a) Kết cấu



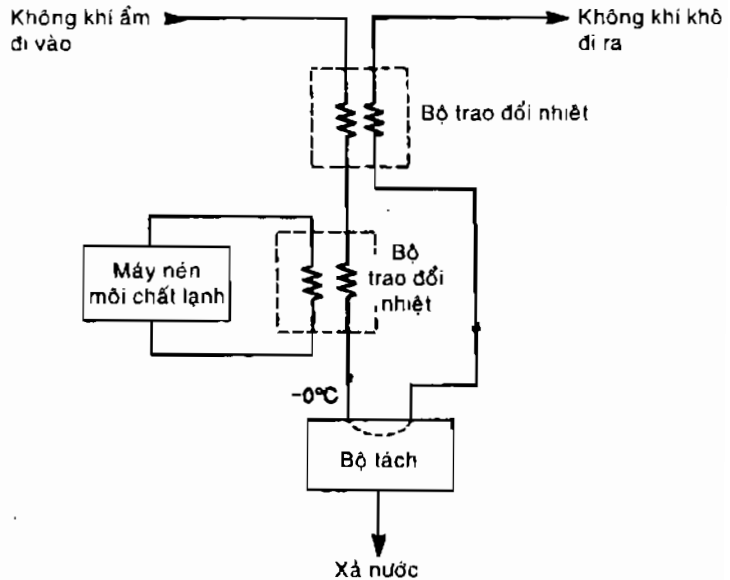
(b) Tạo xoáy do bộ lệch hình nón



(c) Ký hiệu

ra phía vách của bộ tách, tập trung xuống đáy bộ thu gom và được xả ra ngoài (Hình 3-19c).

Có thể giảm điểm sương bằng bộ sấy kiểu làm lạnh (Hình 3-20). Thiết kế này làm lạnh không khí hơi cao hơn  $0^{\circ}\text{C}$ , ngưng tụ hầu hết hơi nước và thu gom nước ngưng tụ trong bộ tách. Hiệu suất của bộ này được

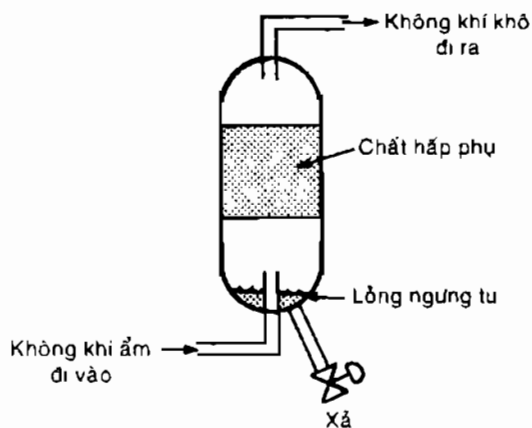


**Hình 3-20** Bộ sấy kiểu làm lạnh.

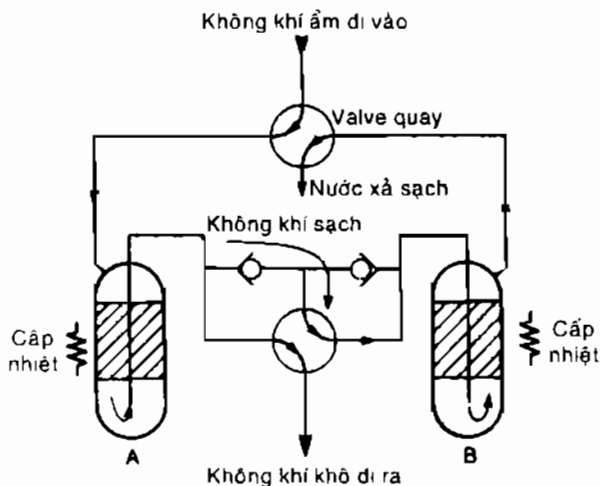
cải tiến bằng thiết bị trao đổi nhiệt thứ hai, trong đó không khí khô mát đi ra khỏi bộ sấy sẽ làm nguội không khí đi vào. Không khí đi ra khỏi bộ sấy có điểm sương tương ứng nhiệt độ trong thiết bị trao đổi nhiệt chính.

Bộ sấy kiểu lam lạnh sấy không khí đến điểm sương đủ thấp cho hầu hết các qui trình. Khi cần không khí khô tuyệt đối, có thể sử dụng bộ sấy với các hóa chất thích hợp. Hơi ẩm có thể được loại khỏi không khí theo phương pháp hóa học bằng hai qui trình.

Quy trình thứ nhất (Hình 3-21) sử dụng tác nhân hóa học là chất hút ẩm. Chất này hút hơi nước và dần dần phân rã thành chất lỏng tập trung ở đáy bộ sấy và được xả ra ngoài. Chất hút ẩm bị phân rã dần trong quá trình này, cần đều đặn bổ sung chất hút ẩm mới. Loại này còn được gọi là sấy hấp phụ, không nên nhầm lẫn với sấy hấp thụ.



Hình 3-21 Bộ sấy hấp phụ



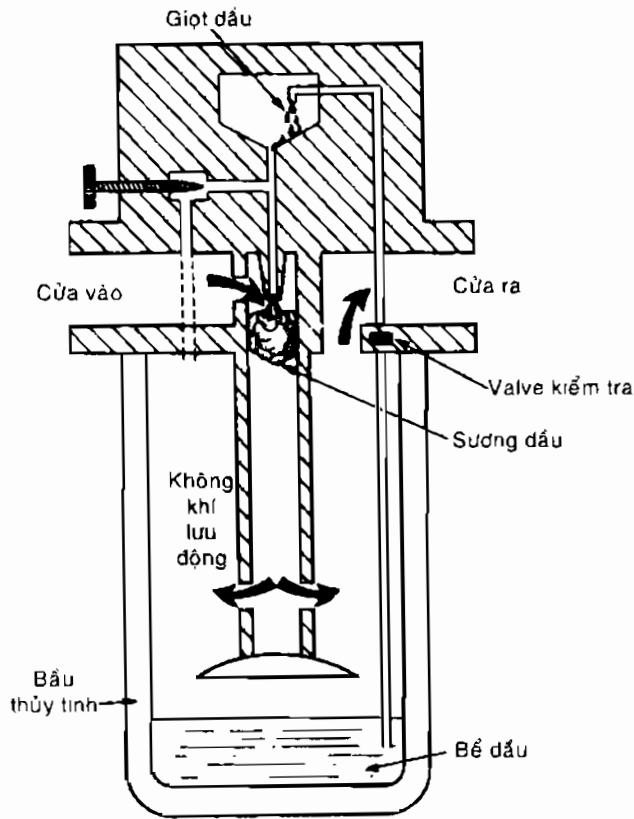
Hình 3-22 Bộ sấy hấp thụ



Bộ sấy hấp thụ (Hình 3-22) thu thập hơi ẩm trên bề mặt vật liệu dạng hạt, chẳng hạn  $\text{SiO}_2$ , hoặc vật liệu có thể tồn tại trong trạng thái hydrate hóa và khử hydrate. Có thể dùng nhiệt để khử hơi ẩm trong vật liệu hấp thụ, do đó có thể sử dụng hai cột. Vào thời điểm bất kỳ, một cột sấy không khí còn cột kia được phục hồi bằng nhiệt và là đường dẫn dòng không khí có độ sạch thấp. Các valve quay vận hành một cách tự động đồng bộ với đồng hồ thời chuẩn.

### Bộ bôi trơn

Lượng dầu được kiểm soát cẩn thận thường được đưa vào không khí ngay trước khi sử dụng để bôi trơn các chi tiết chuyển động (qui trình điều khiển khí nén là ngoại lệ, vì chúng thường yêu cầu không khí khô không



Hình 3-23 Bộ bôi trơn

(a) Kết cấu



(b) Ký hiệu bộ bôi trơn

bôi trơn). Dầu này được cấp vào dưới dạng sương gồm các giọt dầu rất mịn, nhưng chỉ có thể được thêm vào không khí hoàn toàn khô và sạch. Sự bổ sung dầu bôi trơn thường được thực hiện như một phần trong quy trình xử lý không khí thứ cấp.

Cấu trúc của bộ bôi trơn được trình bày trên Hình 3-23. Sự vận hành tương tự nguyên lý hòa trộn không khí và xăng trong bộ chế hòa khí của xe ô tô. Khi không khí đi vào bộ bôi trơn, vận tốc sẽ tăng lên qua ống khuếch tán gây giảm áp suất cục bộ ở buồng phía trên. Sự chênh lệch áp suất giữa buồng phía trên và buồng phía dưới sẽ hút dầu lên ống đứng, xuất hiện tia phun sương trộn vào không khí. Valve kim điều chỉnh sự chênh lệch áp suất qua tia dầu và do đó định lượng dầu.

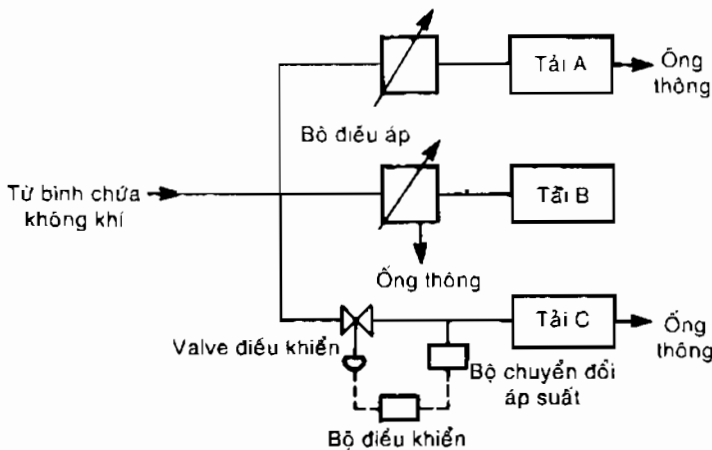
Hỗn hợp khí - dầu này bị cuộn xoáy khi rời khỏi cylinder ở giữa đây các hạt dầu lớn quá mức ra khỏi dòng không khí.

## ĐIỀU CHỈNH ÁP SUẤT

Vận tốc lưu động trong hệ thống khí nén có thể khá cao, dẫn đến sự sụt áp suất tùy thuộc lưu lượng giữa bình chứa khí và tải.

Nói chung, áp suất khí trong bình chứa được xác lập cao hơn áp suất tải yêu cầu và việc điều chỉnh áp suất được thực hiện cục bộ đối với tải để duy trì áp suất ổn định không lệ thuộc vào lưu lượng.

Có ba phương pháp cơ bản điều khiển áp suất cục bộ (Hình 3-24). Tải A thông liên tục với không khí bên ngoài. Áp suất khí được điều khiển bằng bộ điều áp, hạn chế dòng không khí đến tải. Loại điều chỉnh này yêu cầu lưu lượng tối thiểu để hoạt động. Nếu được dùng với tải không hút khí ra ngoài, áp suất không khí sẽ tăng đến áp suất ống góp chính. Loại điều áp với không khí đi qua tải được gọi là bộ điều áp không giảm tải.

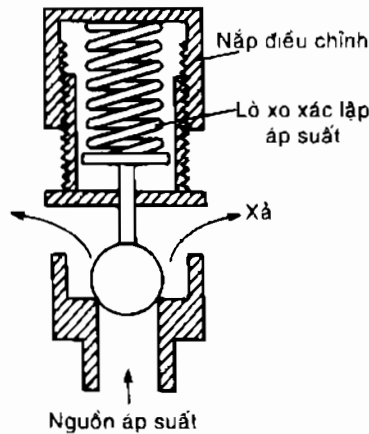


Hình 3-24 Ba loại điều chỉnh áp suất

Tải B là một tải cắt, sử dụng bộ điều áp thông với không khí bên ngoài để làm giảm áp suất. Loại điều áp này được gọi là điều áp 3-cổng (cho 3 khớp nối) hoặc giảm tải. Cuối cùng, tải C là tải công suất lớn với yêu cầu thể tích khí vượt quá công suất của một bộ điều chỉnh cùng tuyến. Do đó vòng điều khiển áp suất được xây dựng gồm bộ chuyển đổi áp suất, bộ điều khiển điện và valve thông khí riêng biệt. Kỹ thuật này cũng có thể được dùng nếu valve điều chỉnh áp suất không thể gắn cục bộ tại điểm điều khiển áp suất.

### Valve an toàn

Thiết bị điều chỉnh áp suất đơn giản nhất là valve an toàn (Hình 3-25), loại này ít được dùng để điều chỉnh áp suất, thường chỉ sử dụng dưới dạng thiết bị dự phòng khi thiết bị điều khiển áp suất chính bị sự cố. Ví dụ, chúng thường được lắp ở bình chứa khí.



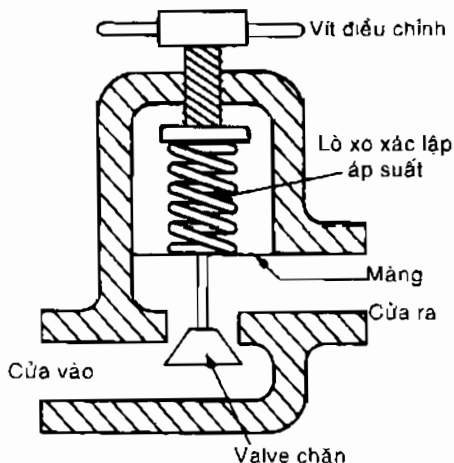
Hình 3-25 Valve an toàn

Valve bị đóng kín nhờ lực lò xo, có thể điều chỉnh để xác lập áp suất an toàn. Khi lực do áp suất khí vượt quá lực lò xo, valve mở ra giải phóng một phần không khí và làm giảm áp suất. Tốc độ lưu động là hàm của áp suất, tăng áp suất dẫn đến tăng lưu tốc. Valve an toàn được chuyên biệt theo khoảng áp suất vận hành, khoảng giá trị giữa lưu lượng ban đầu và lưu tốc toàn phần. Cần cẩn thận khi chuyên biệt thông số valve an toàn, nếu bị lỗi valve, toàn bộ khí từ máy nén có thể bị xả ra ngoài.

Valve an toàn có quan hệ lưu lượng/áp suất và tự đóng kín mỗi khi áp suất hạ xuống dưới áp suất ngưỡng. Valve an toàn thuần túy vận hành theo cơ chế khác. Mỗi lần mở, valve an toàn luôn luôn mở hoàn toàn để xả toàn bộ lượng khí trong đường ống hoặc bình chứa, và không tự động đóng lại, cần chỉnh lại bằng tay trước khi tái sử dụng hệ thống.

## Bộ điều chỉnh áp suất không giảm tải

Hình 3-26 trình bày kết cấu bộ điều áp không giảm tải. Áp suất ngõ ra được cảm biến bằng màng chịu tải xác lập trước từ lò xo điều chỉnh áp lực. Nếu áp suất ngõ ra quá thấp, lực lò xo đẩy màng và valve chặn hình non di xuống, valve này mở để nhận thêm không khí và tăng áp suất ngõ ra.



Hình 3-26 Bộ điều chỉnh áp suất không giảm tải

Nếu áp suất ngõ ra quá cao, áp suất không khí đẩy màng dâng lên, giảm lưu lượng không khí và gây ra sụt áp khi không khí thoát ra ngoài qua tải. Trong trạng thái ổn định, valve sẽ cân bằng với lực trên màng từ áp suất ngõ ra cân bằng với lực xác định trước trên lò xo.

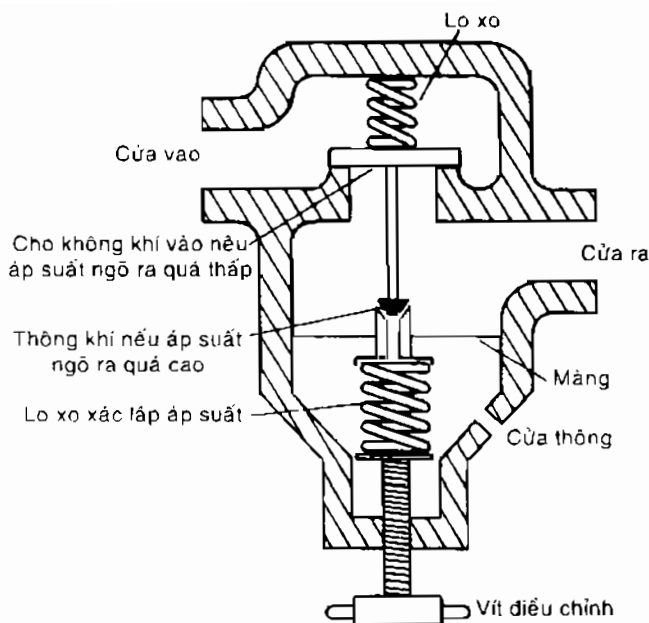
## Bộ điều chỉnh áp suất giảm tải

Bộ điều chỉnh áp suất giảm tải được trình bày trên Hình 3-27. Áp suất ngõ ra được cảm biến bằng màng chịu tải xác lập trước từ lò xo điều chỉnh áp lực. Nếu áp suất ngõ ra cao, màng ngăn dâng lên, và hạ xuống khi áp suất quá thấp.

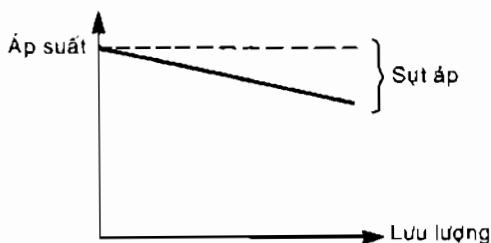
Nếu áp suất ngõ ra giảm xuống, valve cổng nạp mở và nhận thêm không khí để tăng áp suất. Nếu áp suất ngõ ra tăng, màng hạ xuống, đóng valve nạp và mở valve thông ở giữa để không khí dư thoát khỏi tải, do đó làm giảm áp suất.

Trong trạng thái ổn định, valve sẽ cân bằng; dao động giữa lưu lượng khí nhỏ nạp vào và thoát ra sẽ duy trì áp suất tải theo giá trị đã xác lập.

Cả hai bộ điều chỉnh (Hình 3-26 và 3.27) đều có cấu tạo đơn giản và có tính đáp ứng tương tự loại được nêu trên Hình 3-28, áp suất ngõ ra giảm nhẹ theo lưu lượng. Sự giảm áp này có thể được khắc phục bằng cách dùng bộ điều chỉnh vận hành nhờ valve dẫn hướng (Hình 3-29).



Hình 3-27 Bộ điều chỉnh áp suất giảm tải.



Hình 3-28 Đáp ứng của bộ điều chỉnh áp suất đơn giản

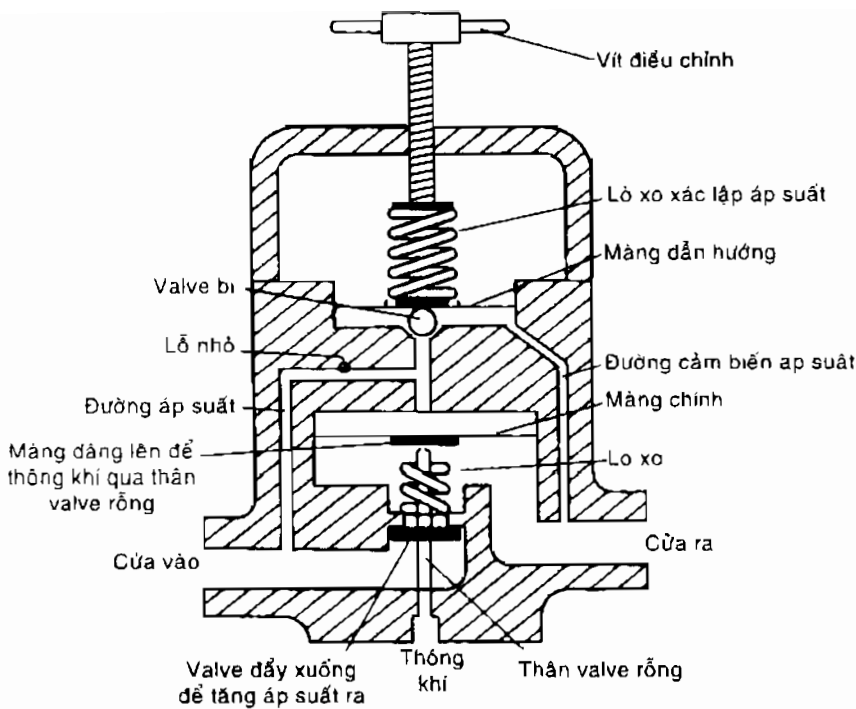
Áp suất ngõ ra được cảm biến bằng màng valve dẫn hướng, so sánh áp suất ngõ ra với giá trị được xác lập theo lực lò xo. Nếu áp suất ngõ ra thấp, màng đi xuống; ngược lại, áp suất ngõ ra cao, màng dâng lên.

Không khí nạp thoát qua khe tiết lưu và tác dụng vào đỉnh của màng chính. Tuy nhiên, không gian này có thể được thông với phía thoát của valve bằng valve bi nhỏ.

Nếu áp suất ngõ ra thấp, màng dẫn hướng đóng valve bi làm cho màng chính bị đẩy xuống và tăng lượng không khí đi đến tải.

Nếu áp suất ngõ ra cao, màng dẫn hướng mở valve bi và không gian phía trên màng chính giảm áp. Điều này làm cho màng chính dâng lên, mở lỗ thông ở giữa, cho phép khí thoát khỏi tải và áp suất giảm xuống.

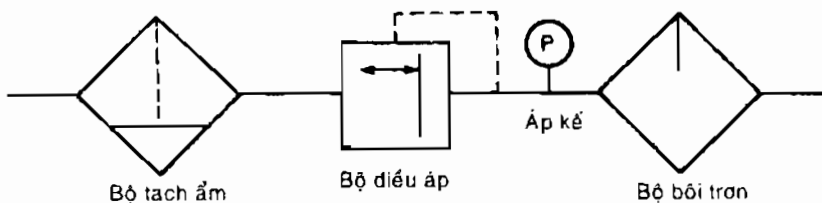
Hoạt động của màng dẫn hướng và không khí nạp thoát ra tương tự chế độ điều khiển tích phân, do đó, đây là kiểu điều khiển tỷ lệ - tích phân (PI). Trong trạng thái ổn định, áp suất ngõ ra cân bằng với áp suất xác lập và không có sụt áp khi lưu lượng tăng.



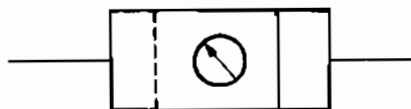
Hình 3-29 Bộ điều chỉnh vận hành bằng valve dẫn hướng

## BỘ PHỤ TÙNG

Trong hệ thống khí nén, luôn luôn sử dụng bộ tách hơi ẩm, bộ điều chỉnh áp suất, áp kế, bộ bôi trơn, và bộ lọc. Các bộ phận này trong hệ thống khí nén được gọi chung là bộ phụ tùng (Hình 3-30).



(a) Ký hiệu các bộ phận trong bộ phụ tùng của hệ thống khí nén



(b) Ký hiệu tổng thể

Hình 3-30 Bộ phụ tùng.

# 4

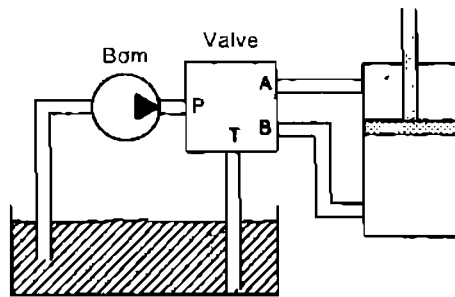
## VALVE ĐIỀU KHIỂN

Hệ thống khí nén và thủy lực cần valve điều khiển để định hướng và điều chỉnh lưu lượng lưu chất từ máy nén hoặc bơm đến các thiết bị tải khác nhau. Mặc dù thực tế có những khác biệt đáng kể giữa các thiết bị của hệ thống thủy lực và khí nén (chủ yếu phát sinh từ sự khác biệt về mức áp suất vận hành và loại vòng đệm kín cần cho khí hoặc chất lỏng), nhưng nguyên lý vận hành khá giống nhau.

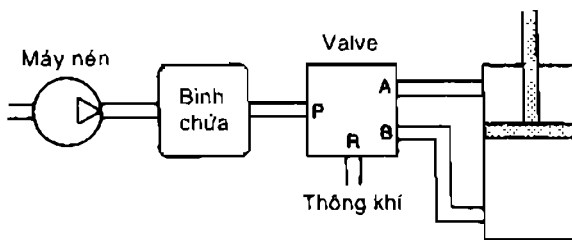
Mặc dù valve được dùng cho nhiều mục đích, nhưng về cơ bản chỉ có hai loại valve. Valve vị trí không xác định có thể chiếm vị trí bất kỳ giữa mở và đóng, do đó có thể được dùng để điều chỉnh lưu lượng hoặc áp suất. Valve an toàn là valve vị trí không xác định đơn giản.

Tuy nhiên, hầu hết các valve điều khiển chỉ được dùng để thông hoặc khóa dòng lưu chất, được gọi là valve vị trí xác định. Tính tương tự giữa hai loại valve này được so sánh với bộ điều chỉnh độ sáng đèn điện và công tắc tắt/mở đơn giản. Các nối kết với valve được gọi là “cổng”. Vì thế valve tắt/mở đơn giản có hai cổng. Tuy nhiên, hầu hết các valve điều khiển đều có bốn cổng (Hình 4-1).

Trong cả hai hệ thống thủy lực và khí nén, tải được nối vào các cổng A, B, và nguồn áp suất (từ bơm hoặc máy nén) đến cổng P. Trong valve

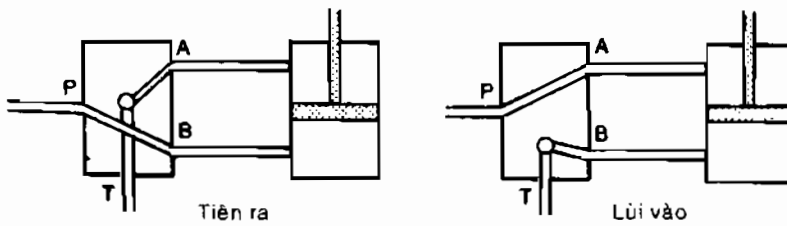


(a) Hệ thống thủy lực



(b) Hệ thống khí nén

Hình 4-1 Các valve trong hệ thống thủy lực và khí nén



Hình 4-2 Ván hành bên trong valve.

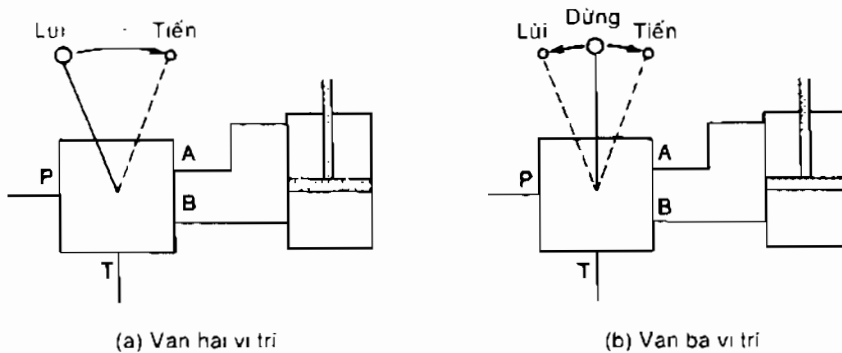
thủy lực, chất lỏng trở về thùng chứa từ cổng T. Trong valve khí nén, không khí trở về được xả ra ngoài từ cổng R.

Hình 4-2 trình bày hoạt động bên trong valve. Để kéo dài piston trượt, các cổng P và B được nối để phân phối lưu chất, cổng A và T được nối để thu lưu chất về. Để thu ngắn piston trượt, cổng P và A được nối để phân phối lưu chất và cổng B và T để thu lưu chất trở về.

Điều kế tiếp cần xem xét là số vị trí điều khiển. Hình 4-3 trình bày hai sơ đồ điều khiển. Trên Hình 4-3a, piston trượt được điều khiển bằng thanh đòn bẩy đến hai vị trí, đẩy ra hoặc thu về. Valve này có hai vị trí điều khiển (và piston trượt đơn giản đi từ đầu này đến đầu kia trên hành trình). Valve trên Hình 4-3b có ba vị trí: đẩy ra, dừng, thu về. Hình 4-3a minh họa valve hai vị trí và Hình 4-3b minh họa valve ba vị trí.

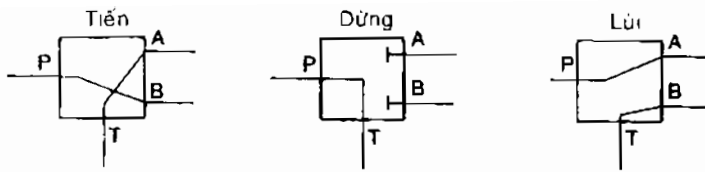
Các valve vị trí xác định thường được xác định theo cổng/vị trí; trong đó *cổng* là số cổng và *vị trí* là số vị trí điều khiển. Hình 4-3a minh họa valve 4/2 và Hình 4-3b trình bày valve 4/3, loại valve khóa/thông đơn giản là valve 2/2.

Tuy nhiên, số cổng và vị trí không hoàn toàn đặc trưng cho valve, điều quan trọng là chế độ vận hành của valve. Hình 4-4 trình bày chế độ vận hành của valve 4/3 trên Hình 4-3b. Các nối kết tiến ra và lùi lại của piston là như nhau, nhưng ở vị trí đóng, các cổng P và T được nối kết – đưa tải từ bơm trở về thùng chứa mà không cần valve tải riêng. Phương



Hình 4-3 Các vị trí điều khiển của valve





Hình 4-4 Chế độ vận hành của valve 4/3.

pháp này chỉ có thể được sử dụng với bơm cung cấp cho một tải. Sự bố trí khác có thể khóa cả bốn cổng ở vị trí đóng (để duy trì áp suất), hoặc nối cổng A, B và T (để piston trượt tự do ở vị trí đóng). Do đó, khi trình bày valve điều khiển cần nêu rõ số cổng, số vị trí, và chế độ điều khiển.

### KÝ HIỆU TRÊN SƠ ĐỒ

Ký hiệu valve đơn giản được dùng để mô tả các hoạt động điều khiển một cách đơn giản thay cho kết cấu thực của valve.

Bộ ký hiệu này trình bày chức năng bộ phận, không trình bày kết cấu vật lý của từng thiết bị. Valve ống cuộn 3/2 và valve quay 3/2 với chức năng tương đương có cùng ký hiệu, mặc dù chúng có kết cấu hoàn toàn khác nhau.

Các ký hiệu được mô tả trong nhiều tiêu chuẩn kỹ thuật: DIN24300, BS2917, ISO1219 và tiêu chuẩn mới ISO5599, CETOP RP3 kết hợp với ký hiệu trong tiêu chuẩn JIC Mỹ và ANSI, tuy khác nhau nhưng không quan trọng.

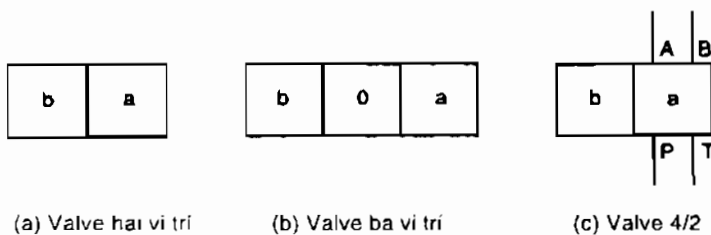
Valve được trình bày bằng một hình vuông cho từng vị trí chuyển đổi tương ứng. Do đó, Hình 4-5a trình bày ký hiệu valve hai vị trí, và Hình 4-5b là valve 3 vị trí. Các vị trí valve có thể được trình bày bằng chữ a, b, c..., với 0 được dùng cho vị trí trung hòa chính giữa.

Cổng valve được trình bày phía ngoài ô vuông ở vị trí bình thường không vận hành hoặc vị trí ban đầu. Bốn cổng được ghi trong ký hiệu valve hai vị trí được trình bày trên Hình 4-5c. Các cổng có ý nghĩa và ký hiệu như sau:

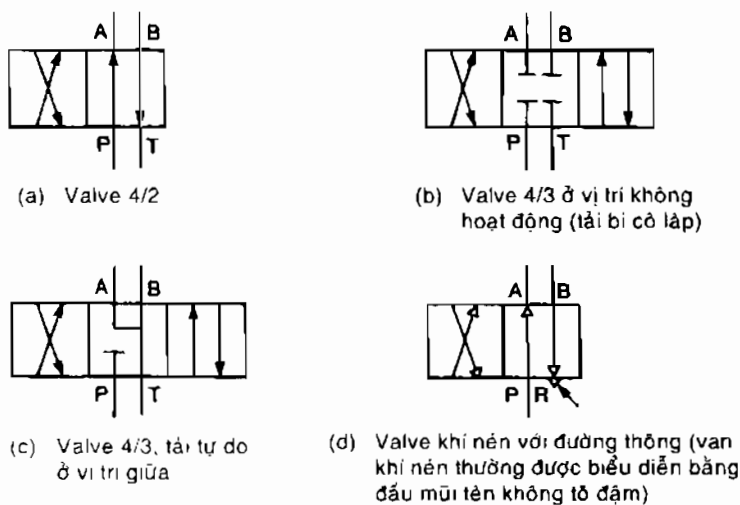
Cổng	Ký hiệu
Đường ống làm việc	A, B, C...
Nguồn áp suất (công suất)	P
Xả/trở về	R, S, T... (T dùng cho hệ thống thủy lực, R và S dùng cho hệ thống khí nén)
Đường điều khiển (dẫn hướng)	Z, X, Y...

ISO 5599 đề xuất thay các chữ này bằng số.

Các đường đầu có mũi tên biểu thị hướng lưu động. Hình 4-6a minh



Hình 4-5 Các ký hiệu cơ bản của valve điều khiển.



Hình 4-6 Ký hiệu valve.

họa lưu chất được phân phối từ cổng P đến cổng A và trở về từ cổng B đến cổng T khi valve ở trạng thái a bình thường. Ở trạng thái b, dòng đảo chiều. Ký hiệu valve này tương ứng với valve được nêu trên các Hình 4-2 và 4.3a.

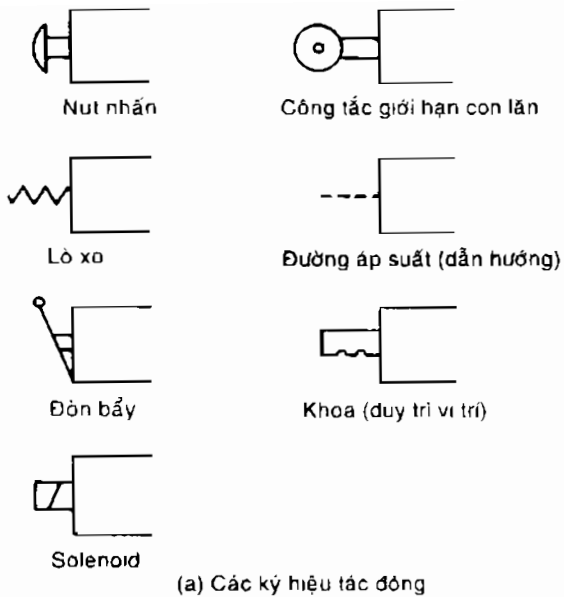
Vị trí ngắt được trình bày bằng ký hiệu T, tương ứng vị trí giữa của valve trên Hình 4-6b, và các đường dẫn bên trong có thể được trình bày như trên Hình 4-6c. Tình cờ valve sau này thông với tải ở vị trí không hoạt động.

Trong hệ thống khí nén, đường ống thường thông với khí quyển một cách trực tiếp tại valve, chẳng hạn cổng R trên Hình 4-6d.

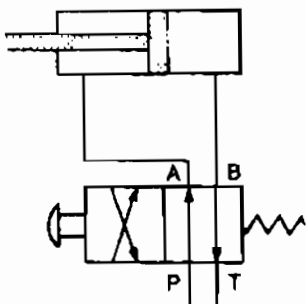
Hình 4-7a trình bày ký hiệu về các phương pháp vận hành valve. Hình 4-7b trình bày valve 4/2 vận hành bằng nút nhấn. Khi nhấn nút này, piston trụ trượt kéo dài. Buồng nút ra, lò xo đẩy valve đến vị trí a và piston trụ trượt rút về.

Có thể kết hợp các ký hiệu tác động trên một valve điều khiển. Hình 4-7c trình bày valve 4/3 vận hành bằng solenoid, với lò xo trả về giữa.

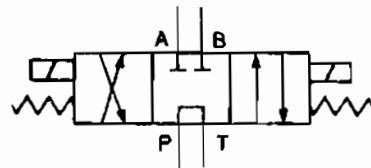
Các ký hiệu valve vị trí không xác định được trình bày trên Hình 4-8. Valve cơ bản được trình bày bằng ô vuông (Hình 4-8a) với valve đang ở vị trí bình thường, hoặc không hoạt động. Điều khiển được trình bày bằng



(a) Các ký hiệu tác động



(b) Nút nhấn đi ra, lò xo co lại khi buông nút nhấn



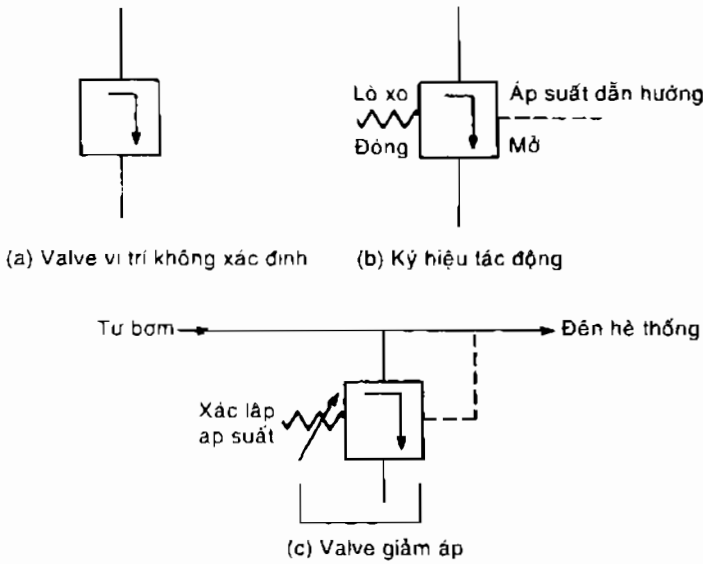
(c) Valve 4/3, solenoid hoạt động, lò xo trả về giữa. Đường áp suất đỡ tải về thùng chứa và tải được giữ ở vị trí giữa

• Hình 4-7 Ký hiệu đầy đủ của valve điều khiển.

các ký hiệu tác động bình thường: trên Hình 4-8b, lò xo đẩy valve về bên phải làm giảm lưu lượng, và áp suất dẫn hướng đẩy valve về bên trái làm tăng lưu lượng, biểu thị valve giảm áp nối vào hệ thống thủy lực như trên Hình 4-8c.

## CÁC LOẠI VALVE ĐIỀU KHIỂN

Về cơ bản có ba loại valve điều khiển: valve đĩa, valve ống cuộn, và valve xoay.

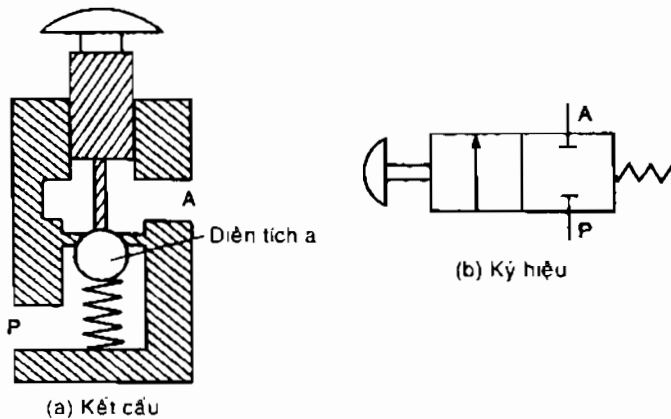


Hình 4-8 Ký hiệu valve vị trí không xác định

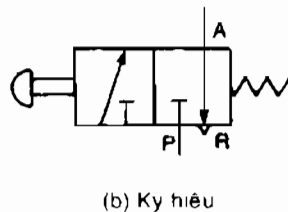
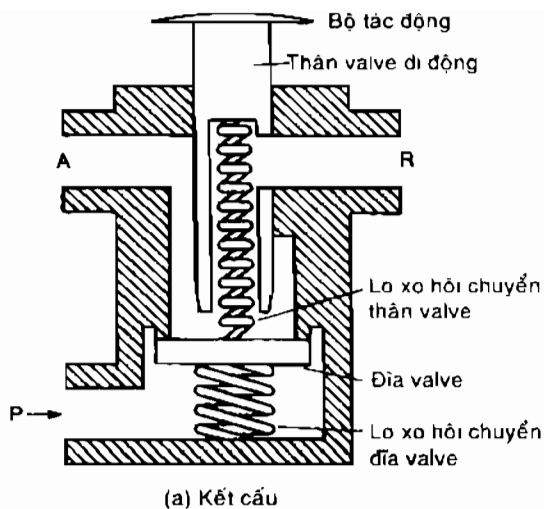
### Valve đĩa

Trong valve đĩa, các đĩa đơn giản, côn hoặc bi, được dùng chung với đế valve đơn giản để điều khiển dòng chảy. Hình 4-9 trình bày kết cấu và ký hiệu của valve thường đóng 2/2 đơn giản, nhấn nút sẽ nhắc viên bi khỏi đế và cho phép lưu chất đi từ cổng P đến cổng A. Khi nhả nút, lò xo và áp suất chất lỏng đẩy viên bi đóng valve lại.

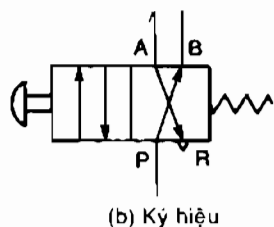
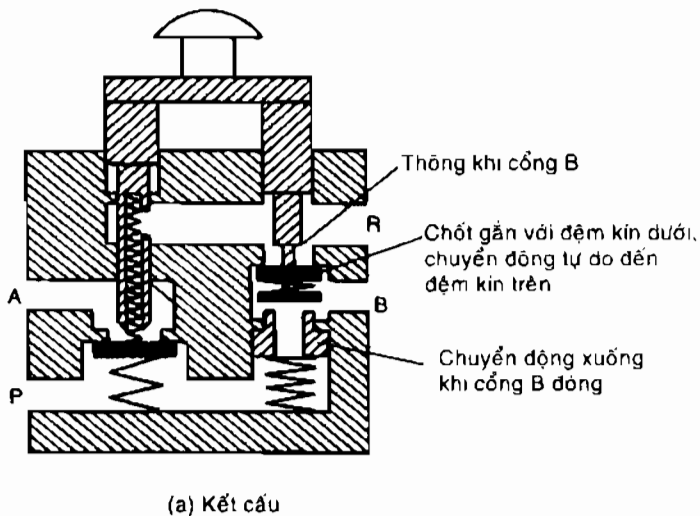
Hình 4-10 trình bày kết cấu và ký hiệu của valve đĩa 3/2. Khi nhấn nút nhân, các cổng A và R được nối qua thân nút nhấn rỗng. Nếu nhấn nút này, cổng R được đóng kín, đĩa valve được đẩy xuống để mở valve, nối cổng P và A, lò xo và áp suất lưu chất từ cổng P sẽ đóng valve.



Hình 4-9 Valve đĩa 2/2 đơn giản



Hình 4-10 Valve đĩa 3/2



Hình 4-11 Valve đĩa 4/2

Kết cấu và ký hiệu được trình bày trên Hình 4-11 là valve đĩa thay đôi 4/2 có hai đĩa và hai thân valve. Khi buồng nút nhấn, cổng A và R nối

qua thân rỗng bên trái, cổng P và B nối qua valve đĩa thường mở bên phải. Khi nhấn nút, đường thông giữa cổng A và R bị đóng lại trước, rồi đóng đường thông giữa P và B. Kế tiếp, đường thông giữa cổng A và P mở ra, và cuối cùng đường thông giữa B và R mở. Khi buông nút nhấn, áp lực không khí và lò xo đẩy valve trở về vị trí ban đầu.

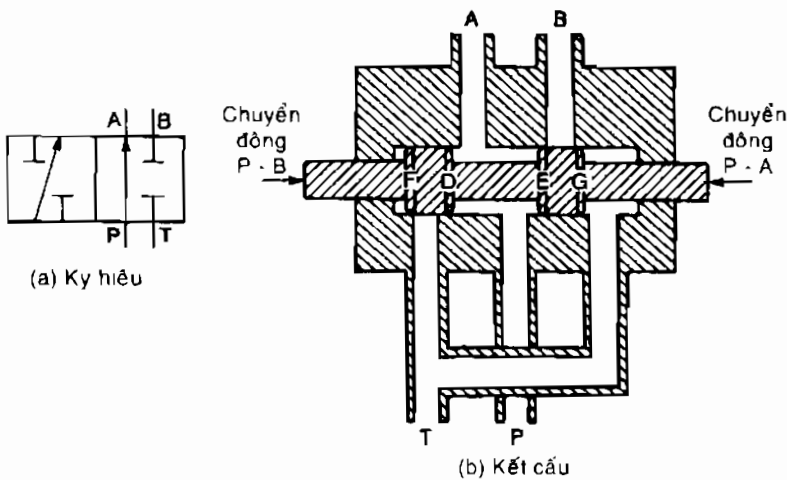
Valve đĩa đơn giản, rẻ tiền và mạnh, nhưng thường chế tạo đơn giản hơn các valve được nêu trên Hình 4-11. Hơn nữa, khuyết điểm chính của valve đĩa là lực cần để vận hành chúng. Trong valve đĩa (Hình 4-10), lực yêu cầu trên nút nhấn để vận hành valve là  $P \times a$  Newton. Valve công suất lớn cần diện tích valve lớn, dẫn đến lực vận hành valve lớn. Do đó, áp suất cao trong hệ thống thủy lực có xu hướng cản trở khả năng sử dụng loại valve đĩa đơn giản này, vì thế chúng thường được dùng trong hệ thống khí nén áp suất thấp.

### Valve ống cuộn

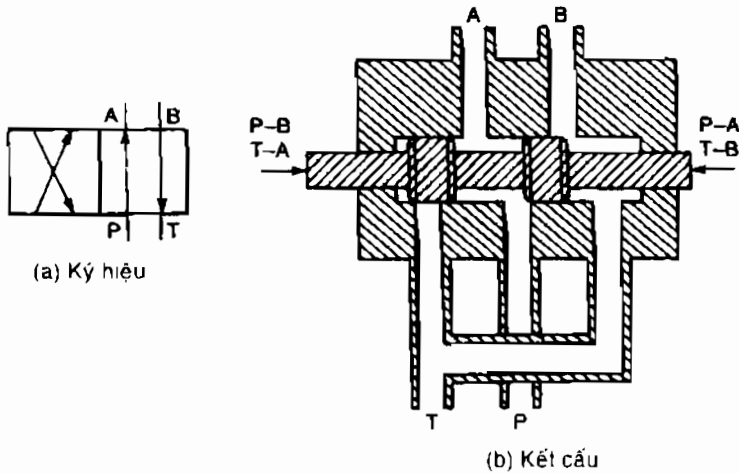
Valve ống cuộn (hoặc valve trượt) có kết cấu gồm một ống cuộn di chuyển theo phương ngang trong thân valve, chẳng hạn valve 4/2 trên Hình 4-12. Diện tích nhỏ lên được gọi là khối "mô" hoặc cổng mở để vận hành theo yêu cầu.

Hoạt động của valve ống cuộn thường cân bằng. Trong kết cấu valve trên Hình 4-12b, áp suất tác động vào các mặt đối diện D và E, và áp suất bình chứa thấp tác động vào các mặt F và G. Không có lực tổng hợp trên ống cuộn từ áp suất hệ thống, do đó ống cuộn di chuyển dễ dàng.

Hình 4-13 minh họa valve ống cuộn 4/2 đổi chiều. So sánh với các valve trên Hình 4-12 và 4.13 cho thấy chúng có kết cấu thân tương tự nhau, sự khác nhau duy nhất là kích cỡ và vị trí mô trên ống cuộn. Đây là ưu điểm tiết kiệm chính của valve ống cuộn; nhiều chế độ vận hành khác



Hình 4-12 Valve ống cuộn hai ngã



Hình 4-13 Valve ống cuộn bốn ngã

nhau có thể đạt được với thân valve chung và các ống cuộn khác nhau. Điều này làm giảm chi phí sản xuất.

Hình 4-14 trình bày các dạng khác nhau của valve đổi chiều ba vị trí; loại valve này dùng một thân với nhiều chức năng khác nhau, đạt được bằng các hình dạng mô khác nhau.

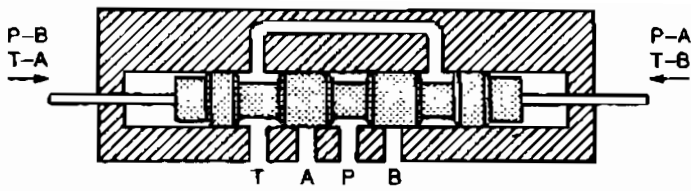
Valve ống cuộn vận hành bằng cách dịch chuyển ống cuộn. Điều này có thể thực hiện bằng nút nhấn, cần hoặc bộ gõ, hoặc điều khiển từ xa bằng solenoid. Nếu lắp lò xo ở cuối trục ống cuộn, valve có thể dễ dàng tự định tâm.

Valve solenoid thường làm việc với nguồn 24V DC hoặc 110V AC, với các ưu và nhược điểm riêng. Nguồn DC phải được cấp cho cuộn solenoid 24V DC, tiêu thụ nhiều điện năng trong các hệ thống lớn. Dòng vận hành cuộn solenoid 24V cao hơn so với cuộn solenoid 110V. Phải cẩn thận khi nối dây điện để tránh sụt điện áp trên các nhánh trở về nếu chỉ dùng một đường trở về chung.

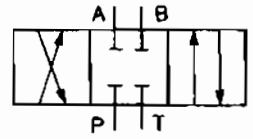
Dòng qua cuộn solenoid DC được xác lập theo điện trở dây quấn. Dòng trong cuộn solenoid AC được xác lập theo độ tự cảm của cuộn dây, thường được thiết kế để có dòng kích từ cao, tiếp theo là dòng điện duy trì thấp. Điều này đạt được bằng cách dùng lõi cuộn solenoid (nối với ống cuộn) để nâng điện cảm cuộn dây khi ống cuộn di chuyển. Tác hại của điều này có thể là ống cuộn duy trì dòng cao, có thể làm hư hại cuộn dây hoặc mạch điện truyền động. Mỗi cuộn solenoid AC được bảo vệ bằng một cầu chì riêng. Cuộn solenoid DC có thể không cần cầu chì bảo vệ, do hầu như không bị cháy.

Sẽ rất hữu ích khi sử dụng cuộn solenoid bất kỳ kèm theo bộ chỉ báo sự cố điện. Điều này cho phép nhanh chóng phát hiện sự cố có nguồn gốc là thủy lực hay điện, giúp chẩn đoán và xử lý sự cố một cách dễ dàng.

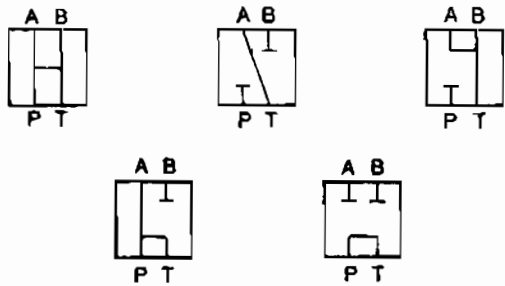
Cuộn solenoid thông dụng có thể tác dụng lực kéo hoặc đẩy khoảng 5



(a) Kết cấu ở giữa valve



(b) Ký hiệu



(c) Các kết nối ở vị trí trung tâm thông thường

**Hình 4-14** Valve bốn cổng ba vị trí

đến 10 kg, đủ cho hầu hết các valve ống cuộn khí nén, nhưng quá thấp để vận hành trực tiếp valve thủy lực công suất lớn, do đó thường sử dụng loại valve dẫn hướng.

**Valve quay**

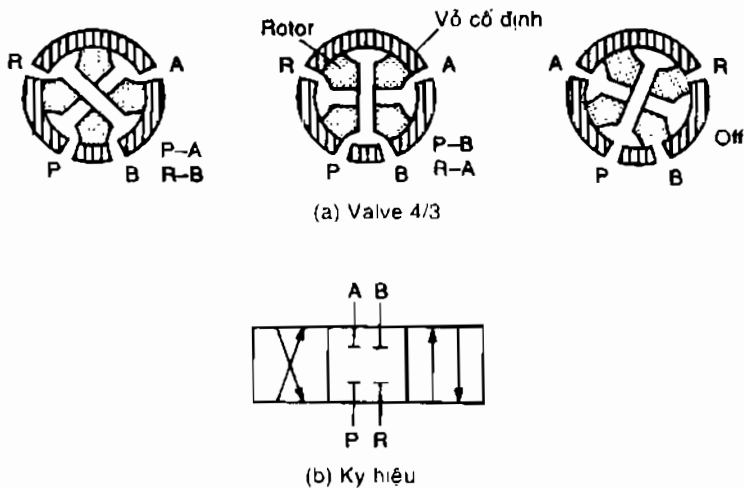
Valve quay gồm ống cuộn quay thẳng hàng với các lỗ trong vỏ valve để vận hành theo yêu cầu. Hình 4-15 trình bày kết cấu và ký hiệu của loại valve điển hình, với vị trí dừng ở giữa.

Valve quay gọn, đơn giản và có lực vận hành thấp. Tuy nhiên, chúng là những thiết bị áp suất thấp, do đó chủ yếu được vận hành bằng tay trong hệ thống khí nén.

**VALVE VẬN HÀNH DẪN HƯỚNG**

Các valve khí nén công suất lớn (đặc biệt là valve đĩa) và hầu hết các valve thủy lực đều yêu cầu lực vận hành valve khá lớn. Nếu lực yêu cầu quá lớn để có thể vận hành bằng tay hoặc solenoid, có thể phải sử dụng quy trình hai giai đoạn vận hành nhờ valve dẫn hướng.

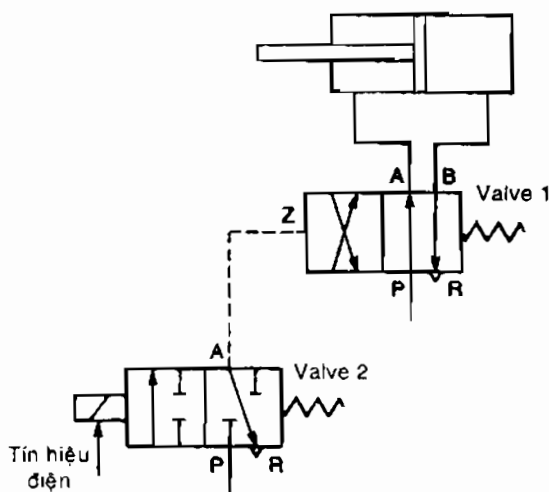




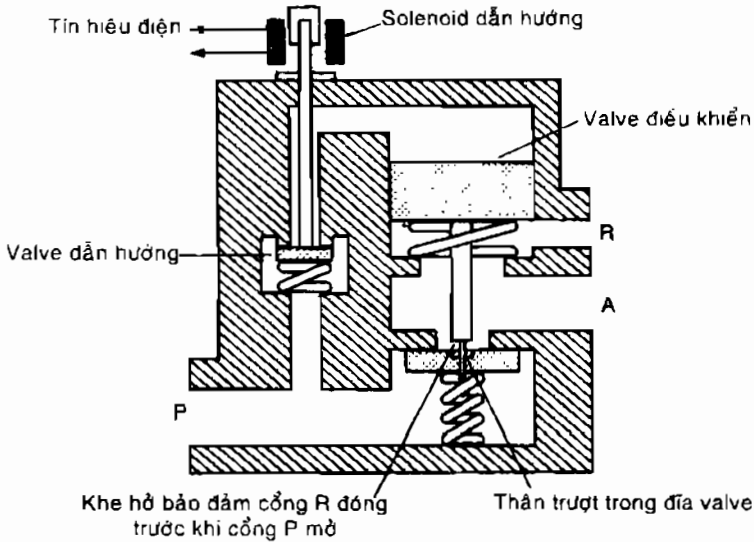
**Hình 4-15** Valve quay

Nguyên tắc vận hành hai giai đoạn được trình bày trên Hình 4-16. Valve 1 là valve vận hành chính dùng để di chuyển piston trụ trượt. Tuy nhiên, lực di chuyển valve quá lớn, vượt quá khả năng vận hành trực tiếp bằng solenoid, vì thế cần lắp thêm valve 2 nhỏ hơn, được gọi là valve dẫn hướng, để hỗ trợ valve chính hoạt động với áp suất hệ thống. Đường áp suất dẫn hướng thường được trình bày bằng đường nét đứt trong sơ đồ mạch, và cổng dẫn hướng trên valve chính được biểu thị bằng chữ Z, Y, X...

Trên Hình 4-16, cổng dẫn hướng Z được giảm áp với cuộn solenoid ngắt mạch và piston trụ trượt được rút về. Khi cuộn solenoid có điện, valve 2 đổi chiều, tăng áp Z, kích hoạt valve 1 và piston trụ trượt đẩy ra.



**Hình 4-16** Valve vận hành nhờ valve dẫn hướng

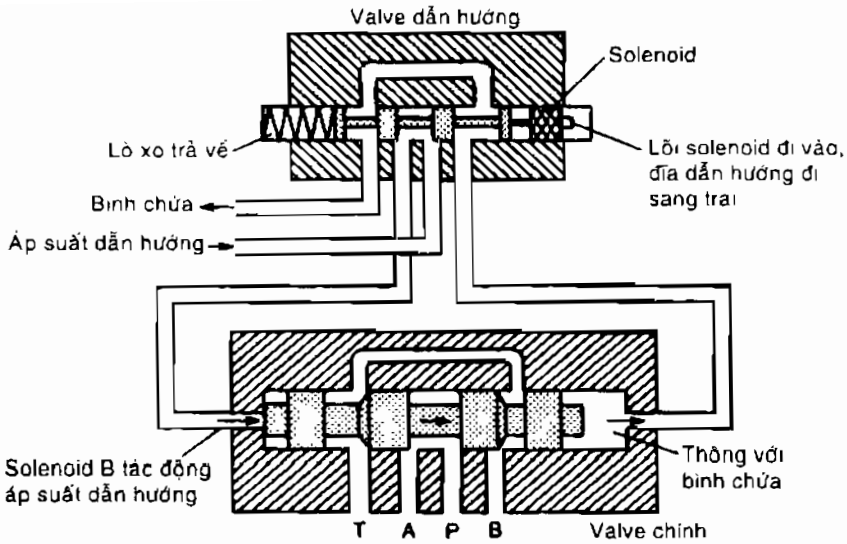


**Hình 4-17** Kết cấu valve 3/2 vận hành nhờ valve dẫn hướng.

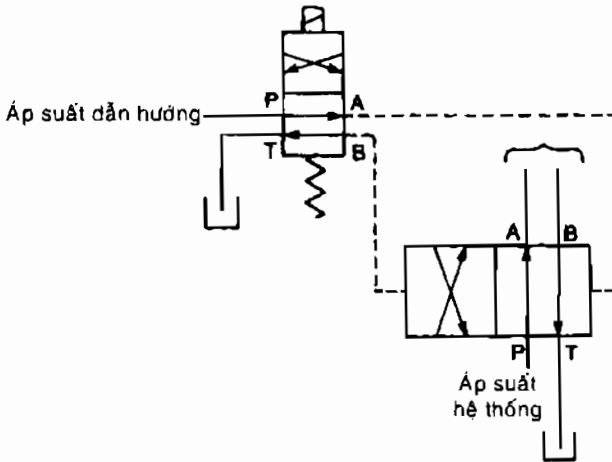
Mặc dù vận hành dẫn hướng có thể đạt được với các valve riêng biệt, nhưng trong thực tế thường sử dụng cụm valve chính/dẫn hướng hoàn chỉnh. Hình 4-17 trình bày hoạt động của valve khí nén 3/2 vận hành nhờ valve dẫn hướng. Cuộn solenoid vận hành valve dẫn hướng nhờ một cách trực tiếp. Do có diện tích nhỏ, valve này chỉ cần lực tác động thấp. Valve dẫn hướng tác động vào đường áp suất đến đỉnh valve điều khiển làm cho valve này đi xuống, đóng cổng xả lại. Khi tiếp xúc với đĩa valve chính, sẽ có hai lực tác động lên thân valve. Valve dẫn hướng tác dụng lực đi xuống  $P \times D$ ,  $P$  là áp suất đường ống và  $D$  là diện tích valve điều khiển. Áp suất đường ống cũng tác dụng lực hướng lên  $P \times E$  với thân valve,  $E$  là diện tích của valve chính. Diện tích  $D$  của valve điều khiển lớn hơn diện tích  $E$  của valve chính, vì thế lực hướng xuống lớn hơn và valve mở ra.

Khi cuộn solenoid bị ngắt, không gian phía trên valve điều khiển thông. Đường ống và áp suất lò xo trên valve chính làm thân valve nâng trở lại, thông với cổng A.

Valve ống cuộn thủy lực vận hành nhờ valve dẫn hướng 4/2 (Hình 4-18). Các đầu ống cuộn dẫn hướng trong hầu hết các valve vận hành nhờ valve dẫn hướng thủy lực có thể thấy được từ phía ngoài valve. Theo quan điểm bảo dưỡng, đây là điều có ích, cho phép kiểm tra valve đang hoạt động. Trong nhiều trường hợp, có thể kiểm tra valve bằng cách đẩy ống cuộn dẫn hướng trực tiếp bằng thanh bất kỳ có kích cỡ phù hợp. Phải kiểm tra cẩn thận các trạng thái của cuộn solenoid trên valve solenoid tác động kép trước khi thử vận hành bằng tay. Cuộn solenoid AC được kích thích tạo ra dòng điện lớn, có thể làm hư hỏng cuộn dây hoặc nổ cầu chì nếu cuộn solenoid có mạch bảo vệ.



(a) Kết cấu: Điện năng tác động vào solenoid đẩy cuộn dẫn hướng về bên trái. Điều này tác dụng áp suất dẫn hướng lên đầu bên trái của ống cuộn chính, đẩy ống cuộn sang phải để nối các cổng P và B.

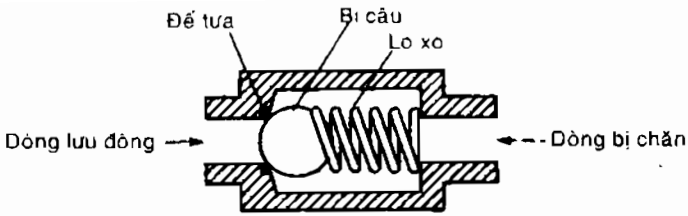


(b) Ký hiệu

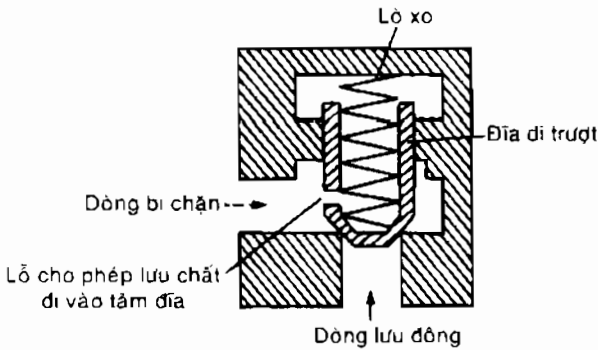
Hình 4-18 Valve vận hành nhờ valve dẫn hướng

## VALVE ĐIỀU KHIỂN

Valve điều khiển chỉ cho phép dòng lưu động đi theo một chiều, tương tự hoạt động của diode điện tử. Kết cấu đơn giản nhất là viên bi và sự bố trí để valve (Hình 4-19a) thường được dùng trong hệ thống khí nén. Kết cấu thẳng góc (Hình 4-19b) phù hợp với áp suất cao trong hệ thống thủy lực. Hướng lưu động tự do thường được đánh dấu bằng mũi tên trên vỏ valve.



(a) Valve điều khiển đơn giản

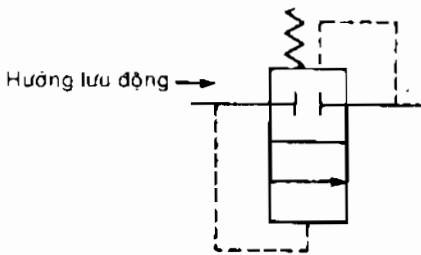


(b) Van điều khiển thẳng góc

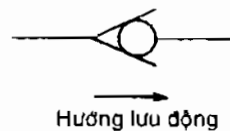
**Hình 4-19** Valve điều khiển

Valve điều khiển được biểu diễn bằng ký hiệu trên Hình 4-20. Ký hiệu trên Hình 4-20a hơi phức tạp, ký hiệu đơn giản trên Hình 4-20b thông dụng hơn.

Hình 4-21 minh họa các ứng dụng phổ biến của valve điều khiển. Hình 4-21a trình bày bơm tổ hợp, được sử dụng khi có yêu cầu thể tích lớn và áp suất thấp hoặc thể tích nhỏ và áp suất cao. Trường hợp điển hình là bàn kẹp yêu cầu kẹp nhanh (thể tích lớn và áp suất thấp) rồi kẹp chặt (thể tích nhỏ và áp suất cao). Bơm 1 là loại thể tích lớn và áp suất



(a) Ký hiệu chức năng

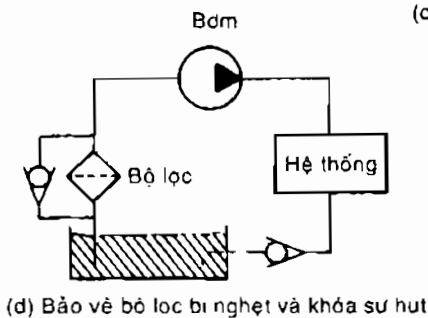
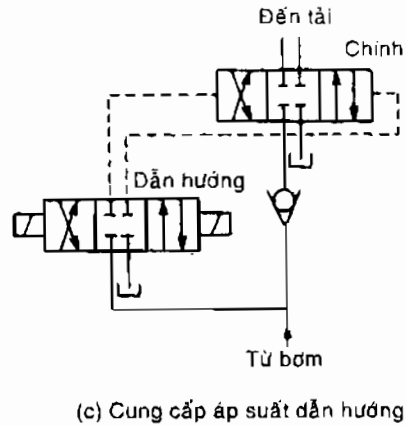
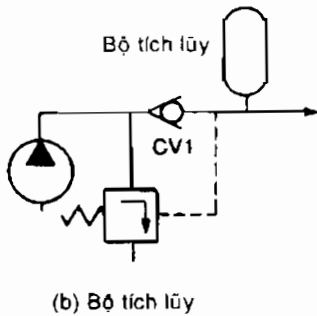
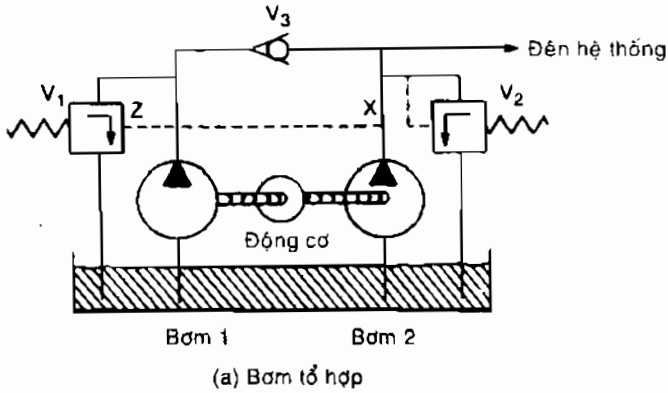


(b) Ký hiệu quy ước

**Hình 4-20** Các ký hiệu valve điều khiển

thấp, và bơm 2 là loại áp suất cao. Ở chế độ thể tích lớn cả hai bơm đều phân phối đến hệ thống, bơm 1 phân phối qua valve điều khiển  $V_3$ . Khi yêu cầu áp suất cao, đường áp suất tại X tăng để vận hành valve đỡ tải  $V_1$  qua cổng dẫn hướng Z, bơm 1 tách khỏi tải. Bơm 2 phân phối áp suất yêu cầu được xác định theo valve an toàn  $V_2$ , với valve điều khiển ngăn dòng lưu chất trở về bơm 1 và  $V_1$ .

Hình 4-21b trình bày mạch thủy lực với thiết bị tích trữ áp suất, được gọi là bộ tích lũy. Ở đây, một valve điều khiển cho phép bơm đỡ tải qua



**Hình 4-21** Ứng dụng valve điều khiển

valve điều khiển áp suất, trong khi hệ thống vẫn duy trì áp suất từ bộ tích lũy.

Valve điều khiển lò xo yêu cầu áp suất nhỏ để mở (áp suất vận hành tối thiểu) và hoạt động tương tự valve an toàn áp suất thấp. Đặc tính này có thể được xem là ưu điểm. Trên Hình 4-21c, áp suất dẫn hướng được phân phối trước valve điều khiển, và trên Hình 4-21d, valve điều khiển được dùng để bảo vệ bộ lọc bị nghẹt bằng cách chuyển hướng dòng lưu chất, bỏ qua bộ lọc khi áp suất tăng. Valve điều khiển cũng được gắn vào đường trở về thùng chứa để ngăn chất lỏng bị hút ra khỏi bình chứa khi tắt bơm.

### Valve điều khiển vận hành nhờ valve dẫn hướng

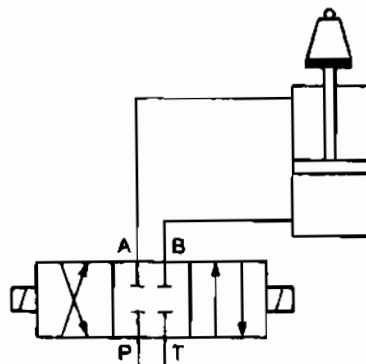
Theo lý thuyết, cylinder trong hệ thống trên Hình 4-22 phải duy trì vị trí ngắt khi valve điều khiển ở chính giữa. Trong thực tế, cylinder này có khuynh hướng trượt do rò rỉ ở valve điều khiển.

Valve điều khiển rất kín trong vị trí đóng, nhưng không thể sử dụng valve điều khiển đơn giản trong hệ thống trên Hình 4-22, bởi vì dòng được yêu cầu lưu động theo cả hai hướng. Valve điều khiển vận hành nhờ valve dẫn hướng tương tự valve điều khiển cơ bán, nhưng có thể được giữ ở vị trí mở thường xuyên bằng cách dùng tín hiệu áp suất dẫn hướng bên ngoài.

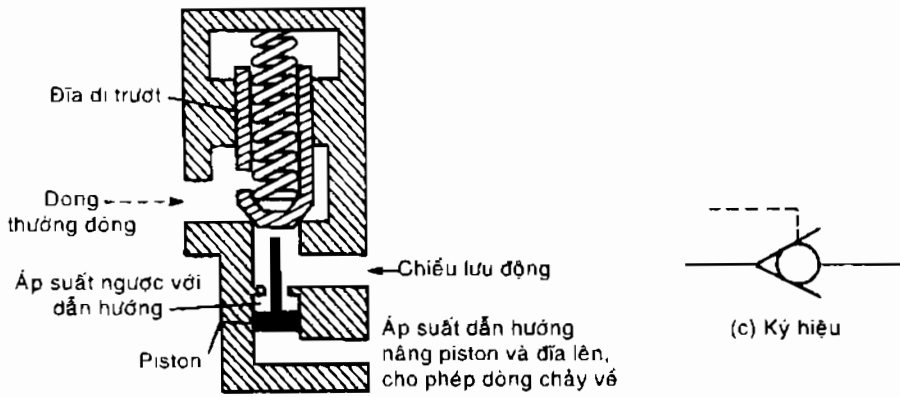
Valve điều khiển vận hành nhờ valve dẫn hướng có hai dạng cơ bản (Hình 4-23). Chúng vận hành tương tự cách thức của valve điều khiển cơ bán, nhưng với áp suất dẫn hướng làm mở valve một cách trực tiếp. Với valve 4C trên Hình 4-23a, áp suất ngõ vào trợ giúp dẫn hướng.

Ký hiệu của valve điều khiển vận hành nhờ valve dẫn hướng được nêu trên Hình 4-23c.

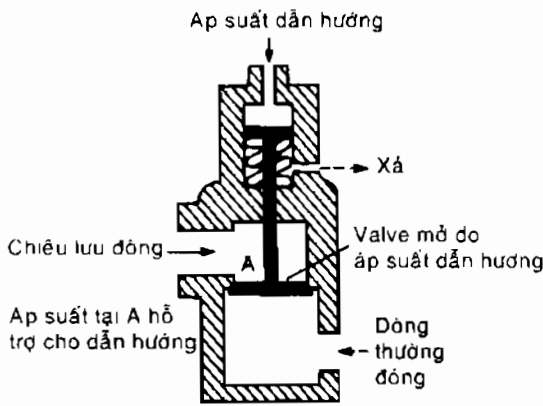
Cylinder (Hình 4-22) rút vào bằng các valve điều khiển vận hành nhờ valve dẫn hướng (Hình 4-23d). Các đường dẫn hướng nối với đường áp suất cấp vào phía bên kia của cylinder. Với sự di chuyển bất kỳ của cylinder, một valve điều khiển được giữ ở vị trí mở bằng lưu lượng (vận



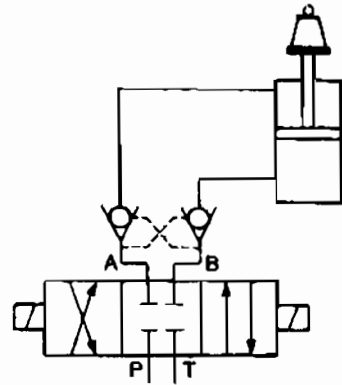
Hình 4-22 Hệ thống yêu cầu một valve điều khiển.



(a) Valve điều khiển 4C



(b) Valve điều khiển 2C



(d) Valve điều khiển dẫn hướng với cylinder nâng

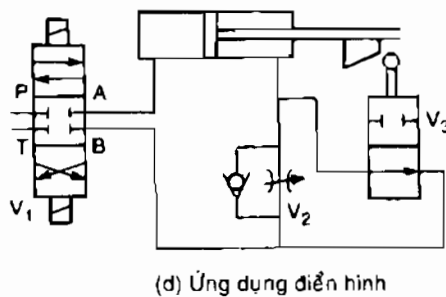
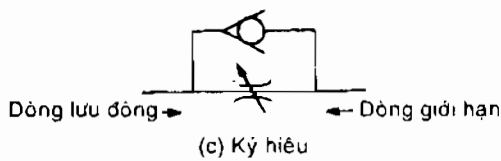
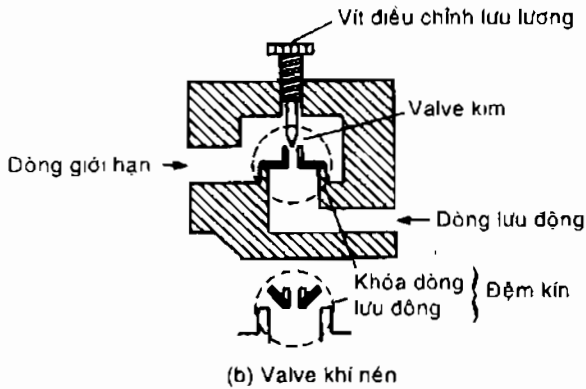
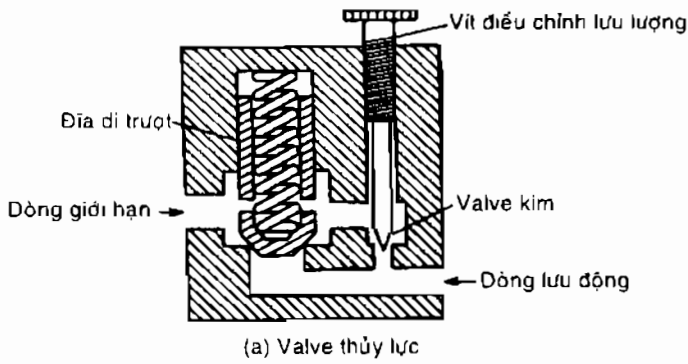
**Hình 4-23** Valve điều khiển vận hành nhờ valve dẫn hướng

hành như valve điều khiển thông thường) và valve kia được giữ ở vị trí mở bằng áp suất dẫn hướng. Khi không có yêu cầu di chuyển, cả hai valve điều khiển đều đóng lại và cylinder bị khóa ở vị trí đó.

### Valve điều khiển hạn chế

Tốc độ của bộ tác động khí nén hoặc thủy lực có thể được điều khiển bằng cách điều chỉnh tốc độ lưu chất đi vào hoặc ra khỏi thiết bị. Điều khiển tốc độ phải bảo đảm đúng chiều lưu động, thường sử dụng valve điều khiển.

Valve điều khiển hạn chế (valve tiết lưu an toàn trong hệ thống khí nén) cho phép dòng toàn phần lưu động theo một hướng và giảm dòng trong hướng khác. Hình 4-24a minh họa valve thủy lực đơn giản và Hình 4-24b là valve khí nén. Cả hai valve này đều có valve đĩa giới hạn dòng đến valve yêu cầu. Ký hiệu valve điều khiển hạn chế (tiết lưu) được nêu trên Hình 4-24c.



**Hình 4-24** Valve điều khiển hạn chế

Hình 4-24d trình bày một ứng dụng điển hình, trong đó cylinder kéo ra với vận tốc toàn phần cho đến khi công tắc giới hạn hoạt động, tiếp tục kéo dài xa hơn ở tốc độ thấp. Thu lại với tốc độ toàn phần.

Valve điều khiển hạn chế  $V_2$  được lắp vào một nhánh cylinder. Khi



cylinder thu lại, valve điều khiển giới hạn  $V_3$  mở, cho phép dòng chất lỏng lưu động tự do từ cylinder khi piston trụ trượt tiến ra. Khi tấm va đập trên piston trụ trượt chạm vào cỡ giới hạn, valve  $V_3$  đóng lại và dòng ra khỏi cylinder bị giới hạn theo xác lập valve kim của valve  $V_2$ . Theo hướng ngược lại, valve điều khiển trên valve  $V_2$  mở, piston rút vào với tốc độ toàn phần.

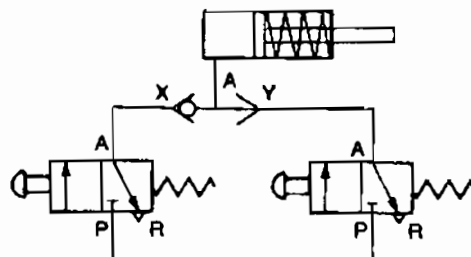
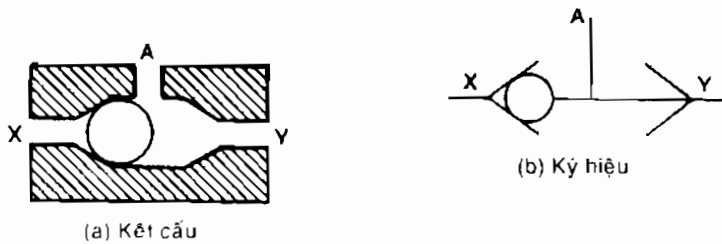
### VALVE TỊNH TIẾN ĐẢO CHIỀU VÀ VALVE XẢ NHANH

Valve tịnh tiến đảo chiều, còn gọi là valve điều khiển tác động kép, cho phép áp suất trong đường ống đạt được từ nguồn tùy chọn, thường là thiết bị khi nén sơ cấp và ít được dùng trong mạch thủy lực.

Kết cấu rất đơn giản, gồm một viên bi bên trong cylinder (Hình 4-25a). Nếu áp suất tác động vào cổng X, viên bi được đẩy về phía phải, khóa công Y, nối cổng X và A. Tương tự, áp suất đến cổng Y sẽ nối cổng Y và A đồng thời khóa công X. Ký hiệu của valve tịnh tiến đảo chiều được nêu trên Hình 4-25b.

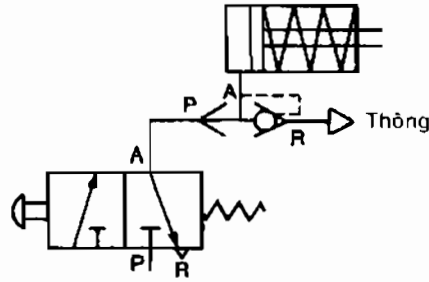
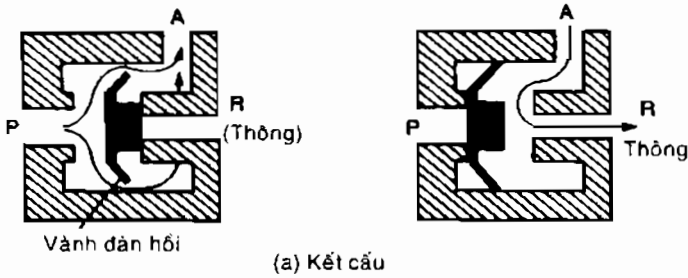
Ứng dụng điển hình được trình bày trên Hình 4-25c, cylinder có lò xo trả về được vận hành từ một trong hai vị trí bằng tay. Sự cô lập giữa hai vị trí này được thực hiện nhờ valve tịnh tiến đảo chiều. Chú ý, không sử dụng khớp nối chữ T đơn giản vì mỗi valve đều có cổng A riêng thông với công xả.

Valve xả nhanh (Hình 4-26) được dùng để thông các cylinder một cách nhanh chóng. Loại này chủ yếu được sử dụng với cylinder khí nén



(c) Ứng dụng điển hình

Hình 4-25 Valve tịnh tiến đảo chiều khí nén



**Hình 4-26** Valve xả nhanh

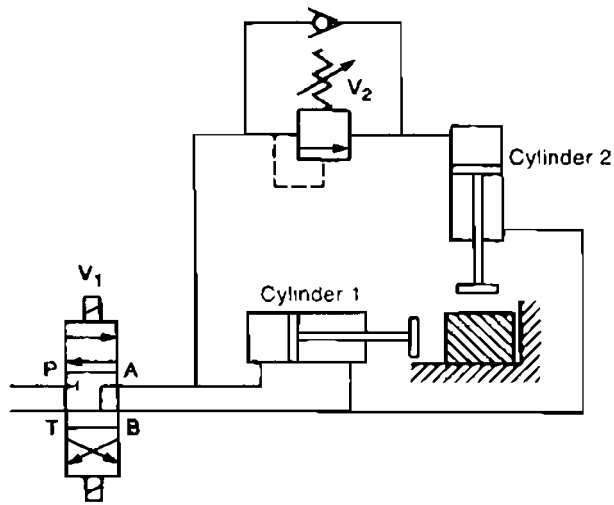
có lò xo trở về (tác động đơn). Linh kiện này (Hình 4-26a) gồm một đĩa di trượt cho phép cổng A nối với áp suất cổng B hoặc cổng xả lớn R. Chế độ vận hành và ký hiệu của valve xả nhanh tương tự valve tịnh tiến đảo chiều.

Valve xả nhanh thường được lắp cục bộ hoặc lắp trực tiếp lên cylinder và tăng tốc độ đáp ứng bằng cách tránh sự trễ từ đường ống trở về và valve điều khiển. Chúng còn cho phép sử dụng các valve điều khiển đơn giản hơn.

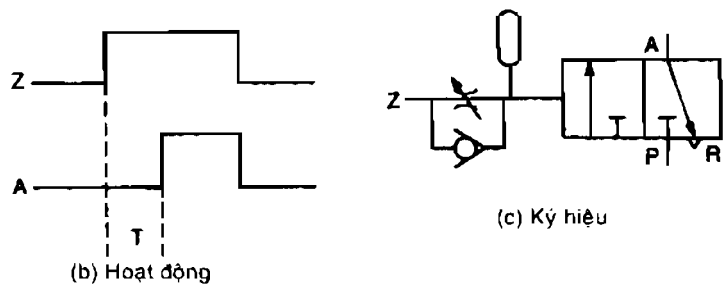
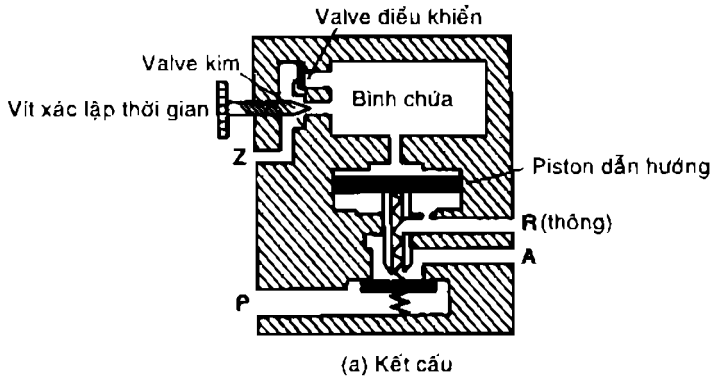
## VALVE CHUỖI THỨ TỰ

Valve chuỗi thứ tự có quan hệ gắn gũi với valve xả an toàn và được sử dụng cho tập hợp các thao tác được điều khiển theo chuỗi thứ tự các áp suất. Hình 4-27 trình bày một ví dụ, chi tiết được đẩy vào vị trí bằng cylinder 1 và kẹp chặt bằng cylinder 2.

Valve thứ tự  $V_2$  được nối với đường kéo dài của cylinder 1. Khi cylinder này di chuyển chi tiết gia công, áp suất đường ống giảm, nhưng tăng lên khi chi tiết chạm vào cữ chặn cuối. Valve thứ tự mở khi áp suất ngõ vào vượt quá giá trị cho trước. Cylinder 2 vận hành để kẹp chi tiết. Valve kiểm tra qua  $V_2$  cho phép cả hai cylinder cùng rút lại.



Hình 4-27 Valve chuỗi thứ tự



Hình 4-28 Valve tác động trễ khi nén

## VALVE TÁC ĐỘNG TRỄ

Valve tác động trễ khí nén (Hình 4-28) được dùng để trì hoãn các hoạt động khi có yêu cầu thứ tự thời gian. Hình 4-28a trình bày kết cấu của

loại valve này, tương tự kết cấu của valve vận hành nhờ valve dẫn hướng 3/2, nhưng không gian phía trên valve chính tương đối lớn và khí dẫn hướng chỉ được đi vào qua valve kim tiết lưu. Do đó có thời gian trễ giữa lúc áp suất dẫn hướng tác động lên cổng Z và hoạt động của valve, theo biểu đồ thời gian trên Hình 4-28b. Thời gian trì hoãn được xác lập bằng cách điều chỉnh valve kim.

Valve điều khiển gắn liền làm không gian bình chứa phía trên valve thông nhanh chóng khi áp suất tại Z bị loại bỏ để duy trì thời gian trễ.

Valve được minh họa trên Hình 4-28 là valve trễ thường đóng. Hiện có nhiều loại valve tác động trễ, chẳng hạn trì hoãn tắt, trì hoãn mở/tắt, thường mở, chúng đều theo nguyên tắc cơ bản chung gồm bình chứa khí và valve kim.

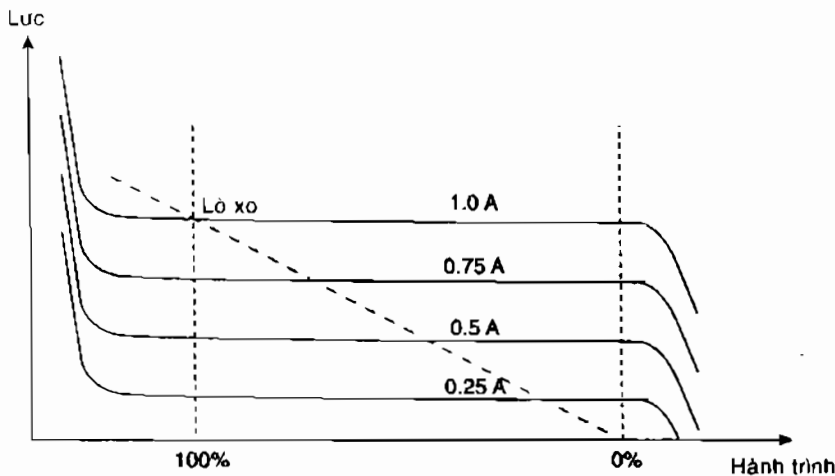
Ký hiệu valve tác động trễ thường đóng được nêu trên Hình 4-28c.

## VALVE CÂN BẰNG

Valve solenoid có nguyên lý vận hành tương tự công tắc điện, nghĩa là chúng có thể *tắt* hoặc *mở*. Trong nhiều ứng dụng, valve này được dùng để điều khiển tốc độ từ xa, áp suất hoặc lực thông qua tín hiệu điện. Chức năng này do valve cân bằng thực hiện.

Cuộn solenoid hai vị trí chỉ di chuyển ống cuộn giữa 0 và 100% hành trình dựa vào lực phục hồi của lò xo. Để bảo đảm có thể dự đoán sự dịch chuyển giữa hai vị trí đầu và cuối của cuộn solenoid, cần tăng dần lực tác dụng khi ống cuộn di chuyển nhằm bảo đảm lực của solenoid luôn luôn lớn hơn lực ngược chiều của lò xo.

Valve cân bằng có yêu cầu thiết kế riêng. Ống cuộn có thể đặt ở vị trí bất kỳ giữa 0% và 100% hành trình bằng cách thay đổi dòng điện đi vào



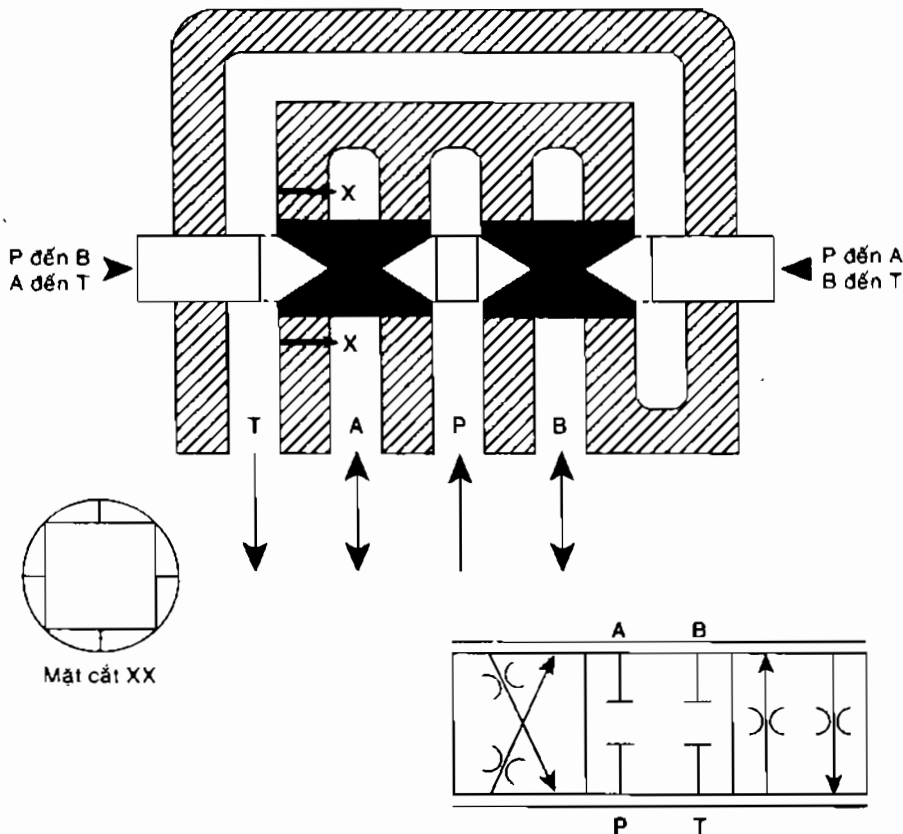
**Hình 4-29** Quan hệ giữa lực dòng điện cuộn dây và hành trình của cuộn solenoid valve cân bằng. Chú ý phần bằng phẳng của đường cong và quan hệ tuyến tính giữa dòng điện và lực.

cuộn solenoid. Để có đáp ứng trong dự đoán, lực do cuộn solenoid tạo ra phải chỉ phụ thuộc vào dòng điện và không phụ thuộc vào vị trí ống cuộn; nghĩa là lực của dòng điện cho trước phải là hằng số trên toàn bộ hành trình. Hơn nữa, lực này phải tỷ lệ với dòng điện.

Hình 4-29 trình bày sự đáp ứng của valve cân bằng. Lực từ cuộn solenoid ngược chiều với lực phục hồi của lò xo, và ống cuộn sẽ di chuyển đến vị trí cân bằng giữa hai lực này. Ví dụ, với dòng 0.75 A, ống cuộn sẽ di chuyển 75% hành trình.

Sự di chuyển của ống cuộn trong valve cân bằng thường rất nhỏ, chỉ vài mm. Vì thế, valve rất dễ bị dính, vấn đề này có thể hạn chế bằng cách dùng thiết kế "ướt", nhúng cuộn solenoid và lõi của nó vào dầu thủy lực.

Valve cân bằng tạo ra dòng lưu chất cân bằng với dịch chuyển của ống cuộn. Vì thế, ống cuộn có bốn vết khía định lượng V trong các mô ống cuộn (Hình 4-30). Khi ống cuộn di chuyển về bên phải, cổng A sẽ dần dần thông với thùng chứa và cổng B thông với đường áp suất.



**Hình 4-30** Cấu trúc và ký hiệu valve cân bằng. Khi được dùng với cylinder có tỷ số giữa đường kính trong của cylinder và phân vành khuyên là 2:1, một nửa số khía định lượng V sẽ ở trên một trong các mô P.

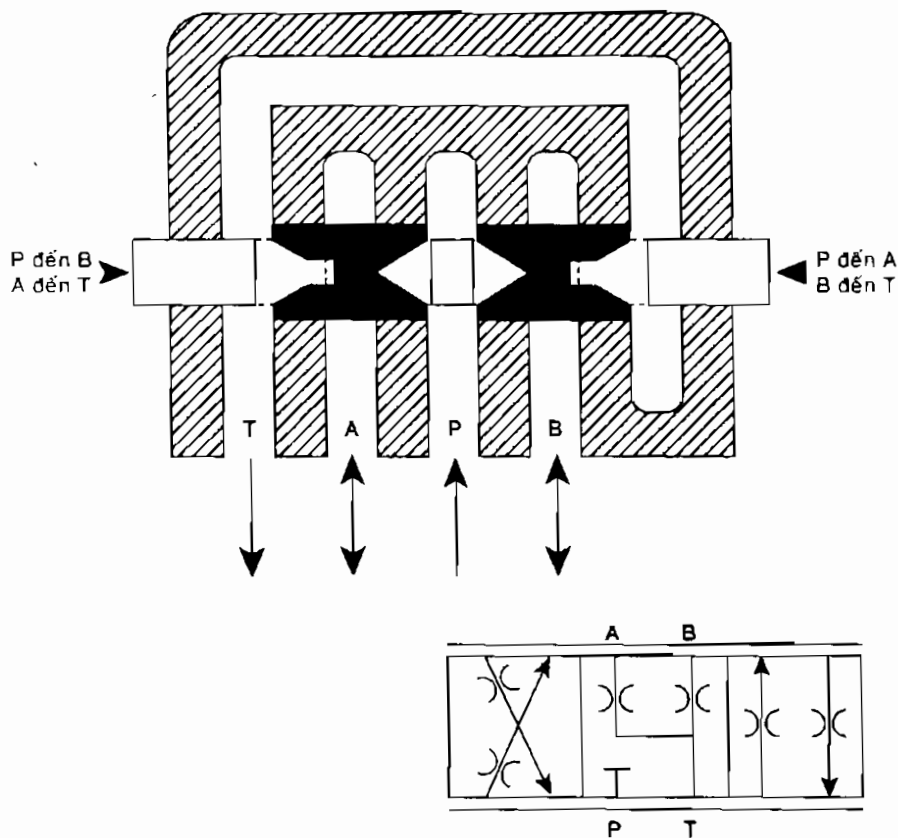
Trên sơ đồ, valve cân bằng được vẽ bằng các đường song song trên các phía nối kết của thân valve.

Hình 4-30 minh họa các lưu tốc bằng nhau đến cả hai cổng A và B. Các cylinder có diện tích khác nhau giữa đường kính trong và phần vành khuyết (Hình 5-4). Để đạt được tốc độ cân bằng trong cả hai hướng, vết khía V trên mô phải có diện tích khác nhau. Với cylinder có tỉ số này là 2:1, mỗi phía sẽ có một nửa số khía định lượng.

Hình 4-31 trình bày kết cấu và ký hiệu của valve vị trí giữa bị hạn chế. Ở đây các vết khía giới hạn (khoảng 3%) dòng đến thùng chứa từ các cổng A và B khi valve ở vị trí chính giữa.

Về lý thuyết, vị trí ống cuộn được xác định bằng sự cân bằng giữa lực từ cuộn solenoid và lực phục hồi của lò xo. Khi valve ống cuộn làm việc với những ứng dụng đơn giản, các yếu tố, chẳng hạn áp suất thủy lực trên ống cuộn và sự lão hóa lò xo, dần dần làm giảm tính lặp lại. Sự cân bằng lò xo/solenoid trực tiếp cũng không khả thi với valve ống cuộn chính/dẫn hướng, do đó cần có biện pháp điều khiển vị trí ống cuộn.

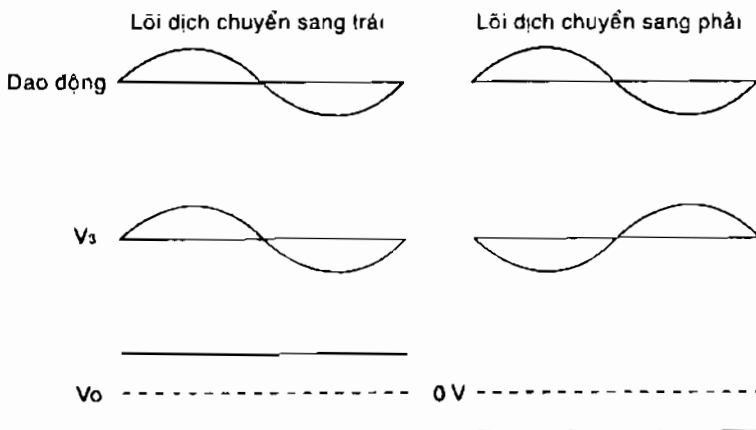
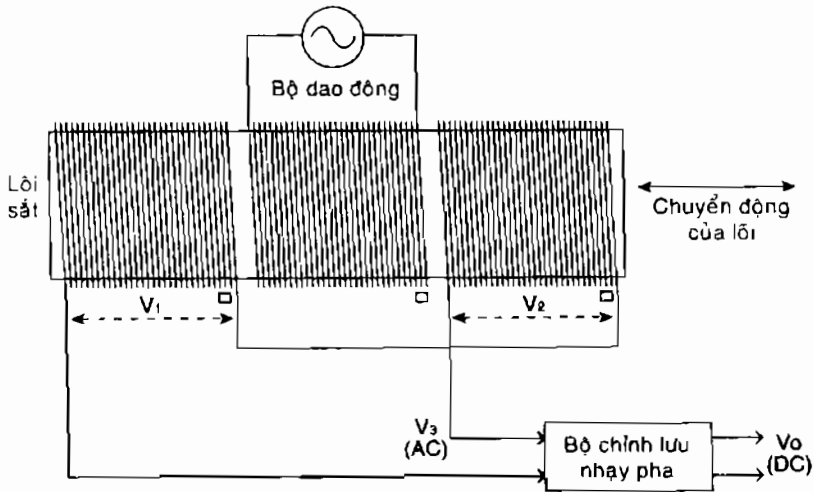
Để đạt được điều này, cần phải đo vị trí ống cuộn. Hầu hết các valve



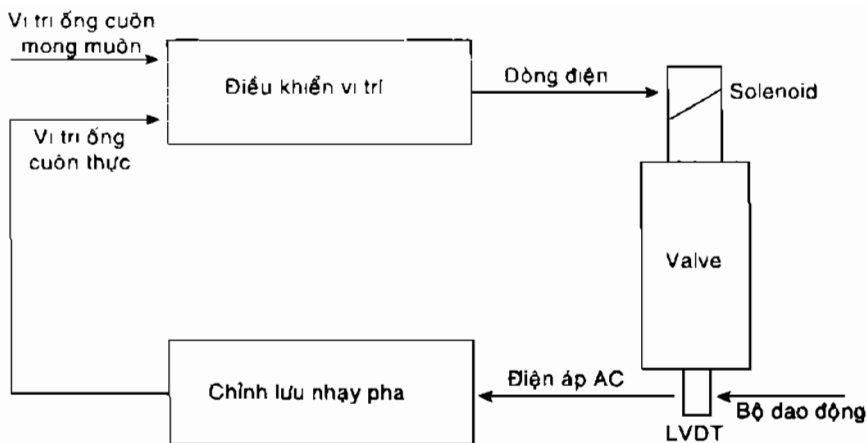
Hình 4-31 Kết cấu và ký hiệu của valve cân bằng với cổng A và B nối với bốn chứa ở vị trí không tác dụng.

đều có thiết bị được gọi là Biến áp Vi sai Biến thiên Tuyến tính (*Linear Variable Differential Transformer - LVDT*) (Hình 4-32a). LVDT gồm một lõi sắt mềm bên trong ba cuộn dây điện. Tín hiệu AC tần số cao (khoảng vài kHz) tác dụng vào cuộn dây ở giữa tạo ra điện áp trong hai cuộn dây còn lại. Khi lõi ở chính giữa,  $V_1$  và  $V_2$  bằng nhau nhưng ngược pha do đó có điện áp zero tại  $V_3$ .

Nếu lõi di chuyển khỏi vị trí giữa, ví dụ về phía trái,  $V_2$  sẽ giảm nhưng  $V_1$  không thay đổi. Do đó  $V_3$  (hiệu giữa  $V_1$  và  $V_2$ ) tăng và cùng pha với tín hiệu điều khiển dao động (Hình 4-32b). Nếu lõi đi về bên phải,  $V_3$  cũng tăng nhưng ngược pha với tín hiệu điều khiển. Biên độ của  $V_3$  tỷ lệ với khoảng dịch chuyển lõi, và pha tùy thuộc vào chiều dịch chuyển.  $V_3$



**Hình 4-32** Công dụng của LVDT là điều khiển vị trí của valve ống cuộn. LVDT có thể nối với ống cuộn dẫn hướng hoặc ống cuộn chính. (a) Mạch LVDT và chỉnh lưu nhạy pha (b) Tín hiệu ngõ ra khi lõi dịch chuyển qua trái và phải.



**Hình 4-33** Vị trí ống cuộn trong valve cân bằng với LVDT và bộ chỉnh lưu nhảy pha. Trong nhiều hệ thống, bộ tạo dao động, LVDT, và bộ chỉnh lưu nhảy pha hiện nay được gộp chung với valve.

được nối với bộ chỉnh lưu nhảy pha để cung cấp tín hiệu ngõ ra DC lưỡng cực  $V_0$  tỷ lệ với độ dịch chuyển của lõi.

Hệ thống điều khiển vị trí được minh họa trên Hình 4-33. Vị trí thực và vị trí yêu cầu của ống cuộn có thể được so sánh bằng bộ điều khiển vị trí, dòng điện cuộn solenoid tăng hoặc giảm một cách tự động cho đến khi sai lệch vị trí bằng không. Trong valve chỉnh/dẫn động, sự hồi tiếp vị trí sẽ được lấy từ ống cuộn chính.

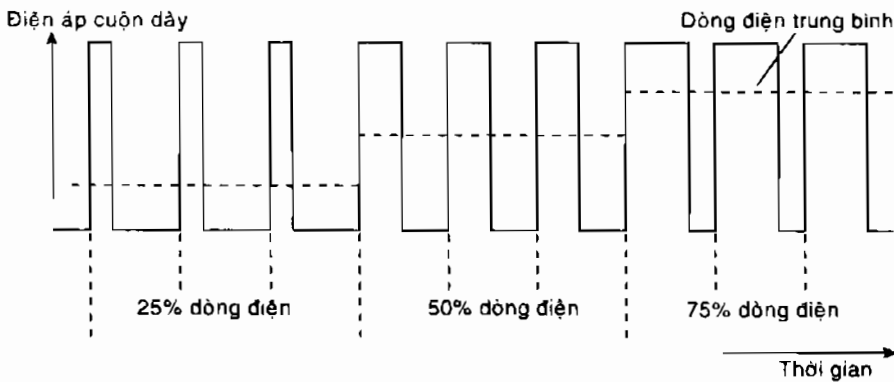
Vị trí ống cuộn được xác định bằng dòng điện cuộn solenoid. Cuộn solenoid có cường độ dòng điện trong khoảng 0 đến 1 amp. Tiêu thụ công suất trong bộ điều khiển dòng là  $V \times I$  watt, trong đó  $V$  là độ sụt áp và  $I$  là dòng điện. Mức tiêu thụ cực đại xảy ra ở nửa dòng (0.5 A) với nguồn 24 V, tương ứng 12 watt, nghĩa là phải sử dụng transistor công suất đủ lớn.

Điều khiển dòng điện thường được thực hiện với sự điều biến chiều rộng xung (*Pulse Width Modulation - PWM*) (Hình 4-34). Tại đây dòng điện chuyển mạch giữa On và Off một cách nhanh chóng với tỉ số On/Off xác định dòng điện trung bình. Mạch điều khiển cũng đóng mạch hoàn toàn (sụt điện áp thấp, dòng điện cao nhưng tiêu thụ công suất thấp) hoặc ngắt mạch hoàn toàn (sụt điện áp cao, dòng điện bằng không, tiêu thụ công suất thấp). Do tiêu thụ công suất tương đối thấp, có thể sử dụng các transistor rẻ và nhỏ hơn.

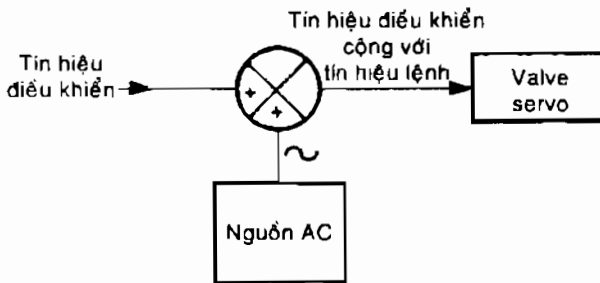
Valve cân bằng hoạt động với lực nhỏ từ cuộn solenoid và dựa vào độ lệch nhỏ của ống cuộn. Do đó chúng dễ bị kẹt, không nhạy với các yêu cầu thay đổi vị trí ống cuộn tương đối nhỏ. Chất bẩn trong dầu cũng tạo ra ma sát, những hạt bụi nhỏ sẽ làm tăng khả năng kẹt ống cuộn.

Tần số cao (vài kHz), do đó tín hiệu được cộng vào tín hiệu lệnh (Hình 4-35). Điều này là quá nhanh để valve đáp ứng, nhưng sự di chuyển





**Hình 4-34** Sự điều biến chiều rộng xung (PWM) được dùng để điều khiển dòng điện solenoid với công suất tiêu thụ tối thiểu ở transistor ngõ ra.



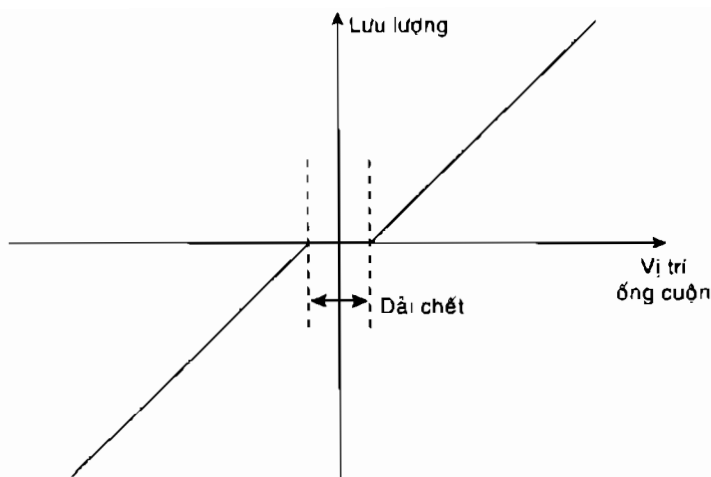
**Hình 4-35** Dùng sự lay động để giảm ma sát nghỉ. Tần số lay động và biên độ thường được xác lập trước ở nhà máy trên thẻ mạch điều khiển điện tử.

nhỏ ngăn cản ống cuộn ở lại vị trí cố định. Hoạt động này, gọi là rung, thường do nhà chế tạo xác lập trên thẻ mạch điều khiển điện tử.

Valve cân bằng không thể ngắt toàn bộ dòng lưu động ở vị trí giữa, vị trí không tác dụng, trừ khi ống cuộn được chế tạo với một dải chết nhỏ (Hình 4-36). Kết quả là đáp ứng không tuyến tính giữa vị trí ống cuộn được yêu cầu và dòng lưu động. Trong nhiều trường hợp, điều này không đáng kể, nhưng nếu cần chế độ điều khiển đảo chiều toàn phần, dải chết có thể là vấn đề.

Do đó, hầu hết các thẻ mạch điều khiển điện tử đều có chế độ bù dải chết, bổ sung độ lệch có thể điều chỉnh cho tín hiệu quy chiều trong từng hướng, cho phép điều khiển độ rộng của vùng dải chết một cách hiệu quả.

Sự thay đổi tốc độ đột ngột đưa đến gia tốc lớn, tạo ra lực lớn vì  $F = ma$ , trong đó  $F$  là lực,  $m$  là khối lượng, và  $a$  là gia tốc. Ở mức độ thấp, sự thay đổi tốc độ đột ngột sẽ gây ra tiếng ồn trong hệ thống. Tuy nhiên, những lực bậc này thường gây ra sự cố và hỏng hóc cho ống, bơm, và bộ tác động. Vì thế, hầu hết các mạch điều khiển valve cân bằng đều có phương pháp điều khiển gia tốc và giảm tốc (Hình 4-37a và b). Đây là bốn tốc độ bậc, hai để gia tốc và hai để giảm tốc, làm dịu tác động của tín



**Hình 4-36** Để chặn dòng lưu động ở vị trí không tác dụng (giữa), hầu hết các valve cân bằng đều có một dải chết nhỏ. Điều này có thể được bù bằng sự điều chỉnh dải chết trên thẻ mạch điều khiển.

hiệu ngõ vào được yêu cầu theo bậc. Các tốc độ này có thể được xác định trước, thường bằng chiết áp trên thẻ mạch điều khiển điện tử.

Hình 4-37 minh họa sự điều khiển độc lập gia tốc và giảm tốc ở cả bốn góc phần tư (A, B, C và D). Đơn giản hơn (do đó rẻ hơn) là bố trí hai tốc độ piston trụ trượt có thể điều chỉnh để gia tốc và giảm tốc (A và D là tương đương; B và C là tương đương), hoặc tốc độ hai piston trụ trượt theo kiểu chéo (A và C là tương đương; B và D là tương đương). Trong trường hợp đơn giản nhất, chỉ có một tốc độ piston trụ trượt có thể điều chỉnh (nghĩa là A, B, C và D đều như nhau).

Valve cân bằng được dùng chung với mạch điều khiển điện tử, với một thẻ mạch cho từng valve (Hình 4-38).

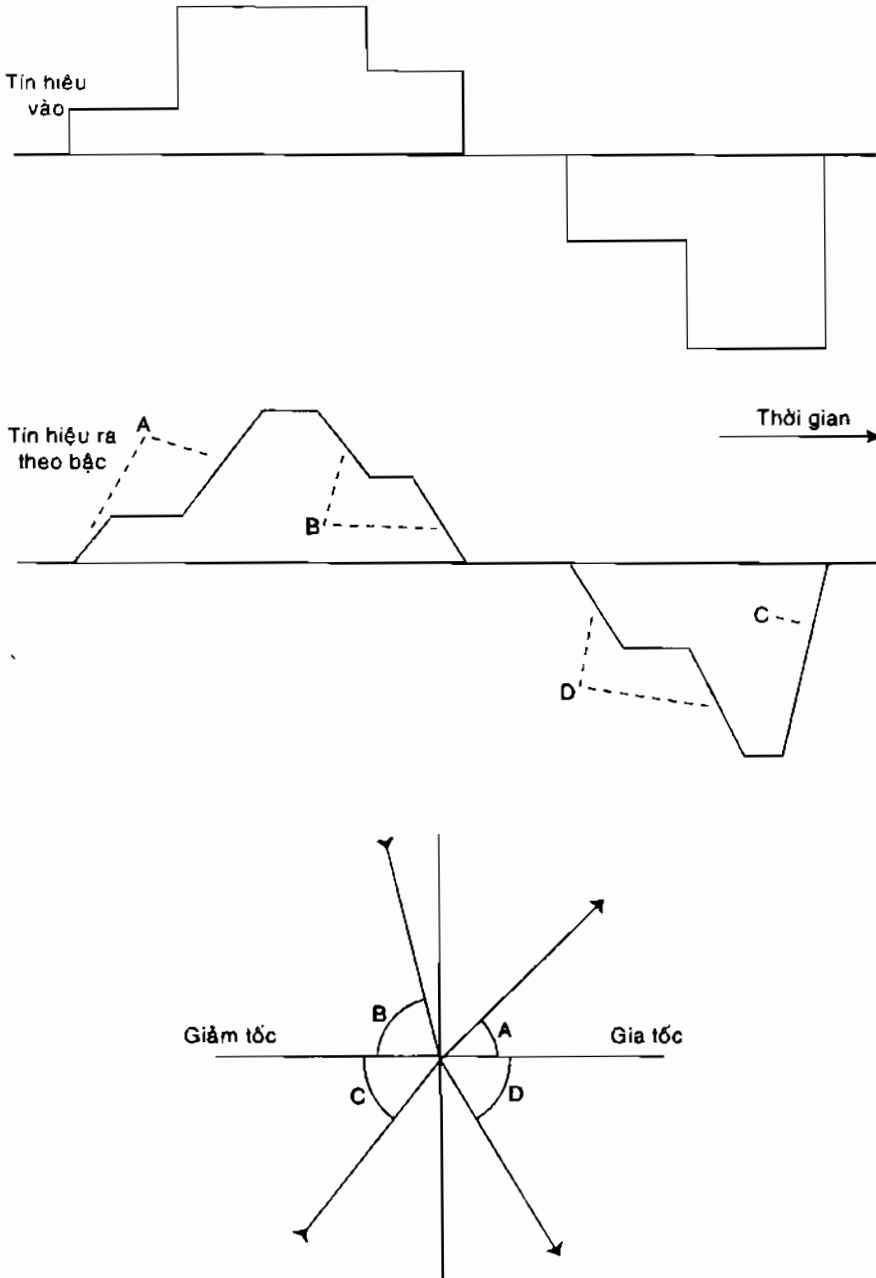
Thẻ mạch điện tử dùng cho valve cân bằng thường sử dụng nguồn điện 24 V, và cần dòng điện 1 đến 2 ampe. Dung sai trên điện áp nguồn khá rộng, 20 đến 30V. Diode  $D_1$  bảo vệ tránh sự đấu ngược nguồn.

Nguồn trên bản mạch cho phép tạo ra các mức điện áp +15V, +10V, -10V và -15V cung cấp cho mạch điện, với 5V trên các thẻ mạch dựa vào bộ vi xử lý. Nguồn +10V và -10V được đưa đến chân thẻ mạch để cấp điện cho chiết áp kế điều khiển có thể điều chỉnh bằng tay.

Ngõ vào kích hoạt cho phép dòng điện đi qua cuộn solenoid của valve. Để kích hoạt thẻ mạch, ngõ vào này phải được nối với nguồn +24V, có thể dùng cho các chức năng an toàn thiết yếu, chẳng hạn ngừng khẩn cấp, quá giới hạn hành trình, cố gắng an toàn v.v...

Sự quy chiếu valve có thể thực hiện dưới nhiều hình thức; thẻ mạch nêu trên sử dụng 3 dạng quy chiếu. Đầu tiên là tín hiệu điện áp trong khoảng +10V (cuộn solenoid A mở hoàn toàn) đến -10V (cuộn solenoid B mở hoàn toàn). Khoảng tín hiệu này thường được dùng với chiết áp điều khiển bằng tay. Tín hiệu thứ hai chấp nhận tín hiệu dụng cụ đo tiêu

chuẩn 4-20 mA bao quát cùng một khoảng valve. Tín hiệu dòng ít bị nhiễu trên dây cáp dài từ nguồn đến thẻ mạch, nếu valve được điều



**Hình 4-37** Đáp ứng theo bậc. Sự vận hành theo bốn góc phần tư thông dụng nhất là chế độ một tốc độ piston trượt và vận hành theo hai góc phần tư.  
 (a) Hiệu ứng áp dụng đáp ứng bậc và đặc tính bốn góc phần tư.  
 (b) Xác định bốn góc phần tư

khiến từ xa bằng PLC hoặc máy tính. Quy chiếu cuối cùng từ ba xác lập cố định trên các chiết áp  $P_1$  đến  $P_3$  lắp trên chính thẻ mạch đó. Chúng được chọn bằng tín hiệu số kích hoạt các relay  $R_1$  đến  $R_3$ . Kết quả quy chiếu là tổng của cả ba quy chiếu nêu trên. Trong thực tế, chỉ sử dụng một quy chiếu, và hai quy chiếu còn lại là bằng 0. Trên một số thẻ mạch, nguồn được chọn bằng các công tắc nhỏ trên thẻ đó.

Kết quả quy chiếu được điều chỉnh đối với tốc độ piston trượt, độ lợi (mạch này sử dụng hai góc phần tư, nhưng cũng có thể dùng một hoặc cả bốn góc) và dải chết. Kết quả là có thể giám sát vị trí ống cuộn được yêu cầu bằng volt kế trên TP1.

So sánh giá trị này với vị trí ống cuộn thực tế, có thể theo dõi trên TP2, và sai số được bộ điều khiển ba số hạng (tỉ lệ, tích phân, đạo hàm, PID) sử dụng để điều chỉnh dòng điện đến các solenoid A và B.

Vị trí ống cuộn được giám sát bằng LVDT nhận tín hiệu từ bộ tạo dao động trên thẻ mạch. Tín hiệu từ LVDT được chuyển thành tín hiệu DC thông qua bộ chỉnh lưu nhạy pha và cấp trở lại bộ điều khiển vị trí ống cuộn PID.

Các mạch chẩn đoán và giám sát được gắn với thẻ mạch. Các vị trí ống cuộn thực tế và mong muốn là điểm kiểm tra để xác định xem valve có đáp lại tín hiệu quy chiếu không. Đây là điểm quyết định trong chẩn đoán, cho biết mạch có đang nhận quy chiếu hay không.

Những điểm kiểm tra hữu ích kế tiếp là các LED  $I_a$  và  $I_b$ . Các đèn này phát sáng với cường độ tương ứng dòng điện solenoid. Ví dụ, nếu valve bị kẹt, một đèn LED sẽ sáng, vì bộ điều khiển PID gửi dòng điện toàn phần để cố di chuyển valve và giảm sai lệch giữa TP1 và TP2.

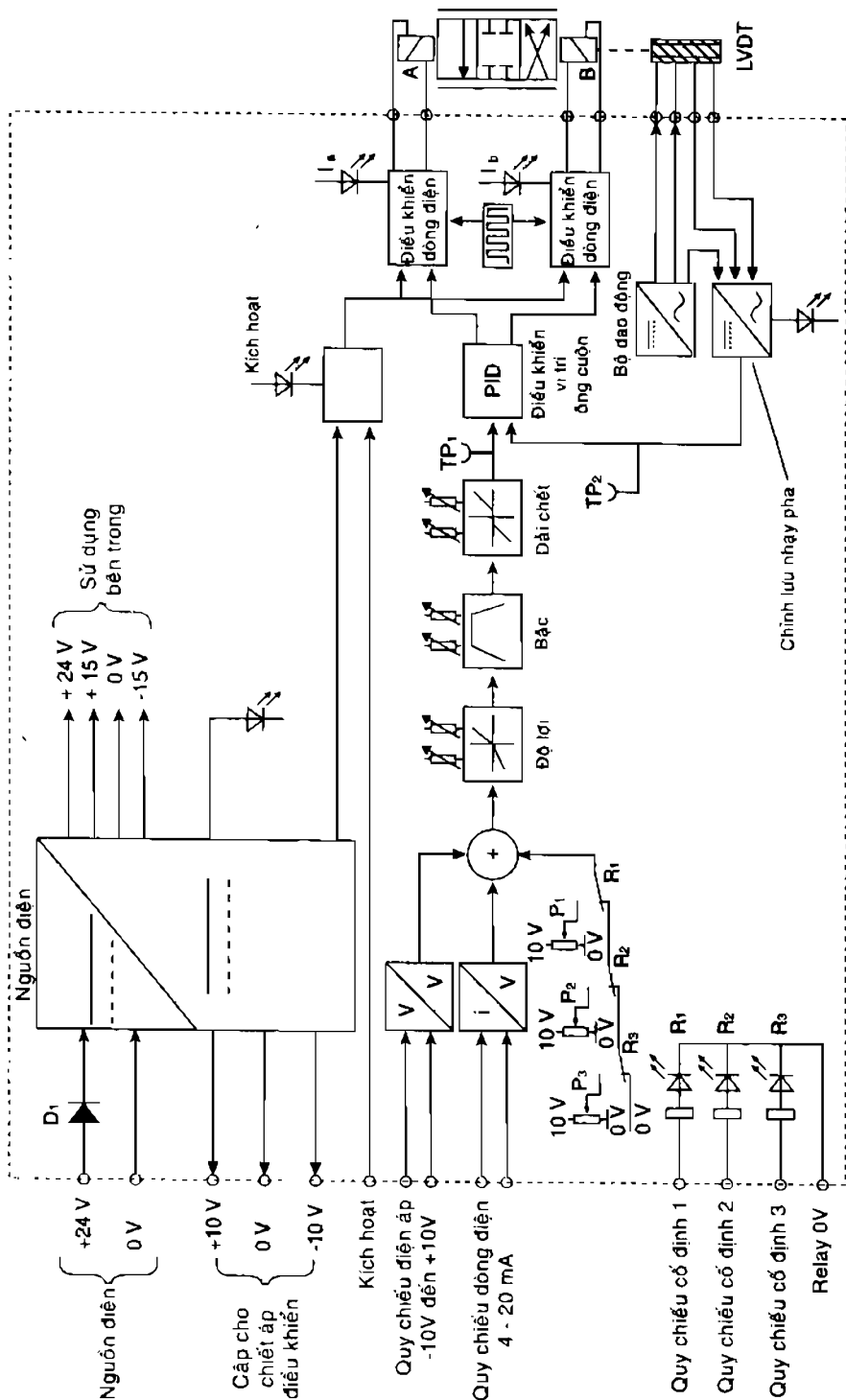
Sự hiển thị của đèn LED biểu thị nguồn điện hoạt động đúng, trạng thái của tín hiệu kích hoạt, tốc độ cố định đã chọn (nếu có), và lỗi đứt cáp từ LVDT.

Sơ đồ khối trên Hình 4-38 dựa trên bộ khuếch đại điện tử. Hiện nay, bộ vi xử lý được sử dụng ngày càng rộng rãi, và dù có chức năng vận hành như nhau, nhưng chúng được thực thi bằng phần mềm. Các cổng nối tiếp (RS232, RS485, hoặc tiêu chuẩn Fieldbus, chẳng hạn Profibus) trở nên phổ biến để điều chỉnh tín hiệu quy chiếu và ghi nhận trạng thái valve. Các xác lập tốc độ piston, độ lợi, quy chiếu cố định,... có thể được xác lập từ xa và dễ dàng thay đổi bằng máy tính hoặc hệ thống điều khiển PLC.

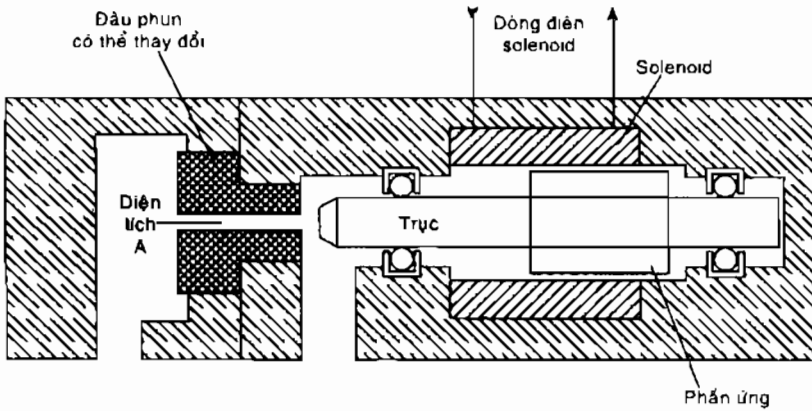
Với các thẻ mạch có bộ vi xử lý, động cơ bước thường được sử dụng để định vị valve thông qua ren vít. Điều này loại bỏ yêu cầu cân bằng giữa lực solenoid và lực lò xo, đồng thời kết hợp bộ tác động vị trí valve và bộ hồi tiếp chung với nhau.

Do mạch điện tử ngày càng nhỏ, hiện có xu hướng chuyển bộ điều khiển PID, điều khiển dòng điện, và mạch LVDT vào đầu valve, ví dụ bên phải TP1. Thẻ mạch chỉ cung cấp tín hiệu quy chiếu và nguồn 24V cho valve.

Các valve nêu trên thuộc loại định hướng, cho phép điều khiển dòng



**Hình 4-38** Sơ đồ khối của thể mạch điện tử dùng cho valve cân bằng. Trong nhiều hệ thống, bộ tạo dao động, LVDT, và bộ chỉnh lưu nhạy pha được gộp chung với valve.



**Hình 4-39** Valve điều khiển áp suất cân bằng. Áp suất được tính theo tỷ số giữa lực cuộn solenoid và diện tích.

lưu động đến và đi ra khỏi tải. Valve cân bằng cũng có thể được dùng để điều khiển áp suất (Hình 4-39).

Trục quay solenoid đồng trục tâm với đầu phun nối với đường áp suất. Để dầu đi qua đường áp suất trở về thùng chứa, lực do áp suất lưu chất tạo ra phải cao hơn lực solenoid. Do đó, valve an toàn sẽ để lưu chất đi qua và trở về thùng chứa nếu có áp lực lớn hơn lực solenoid, và áp suất sẽ được duy trì theo công thức:

$$\text{Áp suất} = \frac{\text{Lực solenoid}}{\text{Diện tích đầu phun}}$$

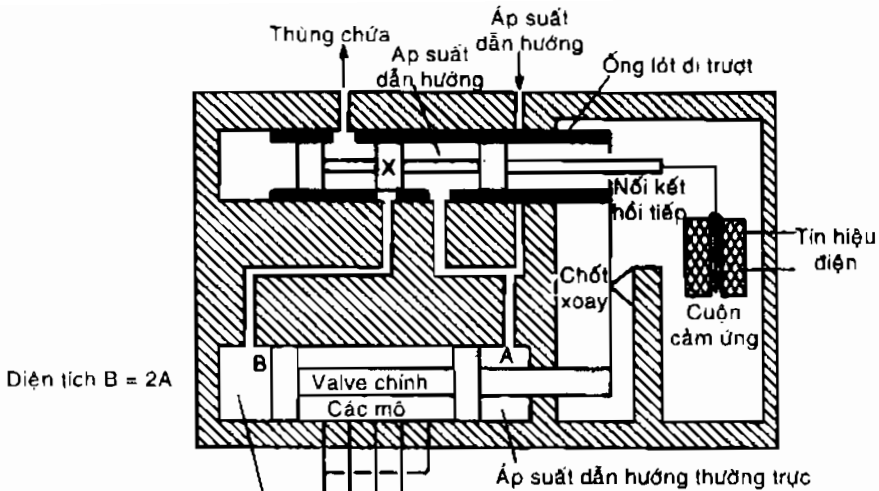
Lực solenoid tỷ lệ thuận với dòng điện solenoid, vì thế áp suất cũng tỷ lệ thuận với dòng điện. Khoảng của valve an toàn được xác lập theo diện tích đầu phun, và nhà sản xuất cung cấp các đầu phun với nhiều diện tích khác nhau.

Mạch trên Hình 4-39 chỉ có thể xử lý dòng lưu động nhỏ, vì thế valve thực tế thường gồm hai cấp, thứ nhất là cấp dẫn hướng valve cân bằng liên kết với cấp chính theo cách thức tương tự kiểu lò xo xác lập bằng tay vận hành valve an toàn (Hình 2-6b).

## VALVE TRỢ ĐỘNG

Valve trợ động có nguyên lý vận hành tương tự valve cân bằng, dựa trên động cơ điện tạo ra độ lệch nhỏ tỷ lệ với dòng điện đi qua cuộn dây. Chúng thường sử dụng thông tin phản hồi giữa ống cuộn chính và ống cuộn dẫn hướng để bảo đảm điều khiển chính xác (Hình 4-40). Valve này có một ống dẫn hướng nhỏ nối trực tiếp với động cơ. Ống cuộn dẫn hướng đi trượt trong ống lót, liên kết cơ học với ống cuộn chính.

Đầu bên phải của ống cuộn chính được nối thường xuyên với đường áp suất dẫn hướng, nhưng diện tích của thanh nối kết làm giảm phần diện tích vành A. Áp suất ở đầu bên trái ống cuộn được điều khiển bằng valve



Mô X tác dụng áp suất dẫn hướng hoặc bình chứa cho B. Các cổng valve chính  
 Áp suất dẫn hướng đẩy cuộn chính sang phải do diện tích B > diện tích A, nối B với thùng chứa sẽ đẩy cuộn chính sang trái

**Hình 4-40** Valve trợ động hai cấp

dẫn hướng. Đầu này không bị giới hạn diện tích, và valve được thiết kế với ống cuộn có diện tích  $2A$ .

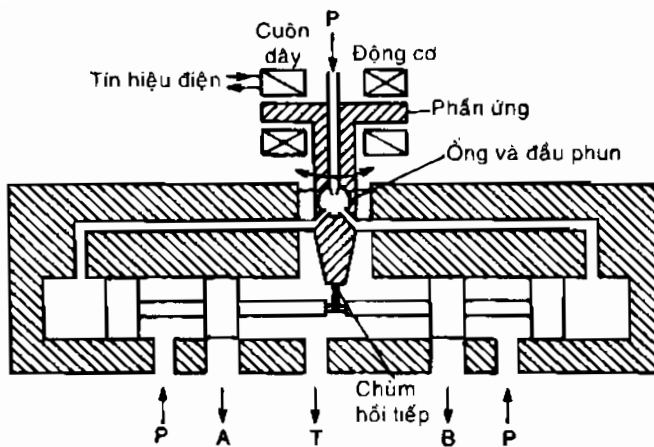
Nếu cùng một áp suất  $P$  tác dụng vào cả hai đầu, ống cuộn chịu lực hướng về bên trái  $P \times A$  và lực hướng về bên phải  $2P \times A$ , do đó hợp lực hướng về bên phải  $P \times A$  sẽ đẩy ống cuộn sang phải.

Nếu tác động áp suất  $P$  vào đầu bên phải và  $0.5P$  vào đầu bên trái, kết quả là các lực ngược chiều và bằng nhau,  $P \times A$ , ống cuộn của valve đứng yên.

Nếu áp suất  $P$  trên đầu phải và áp suất nhỏ hơn  $0.5P$  trên đầu trái, hợp lực sẽ hướng về trái và ống cuộn valve di chuyển sang trái.

Do đó, với cách thức có điều khiển, valve dẫn hướng có thể di chuyển ống cuộn chính theo một trong hai hướng bằng cách thay đổi áp suất ở đầu bên trái ống cuộn chính từ 0 đến áp suất dẫn hướng toàn phần.

Nối kết cơ học giữa ống cuộn chính và ống lót dẫn hướng điều khiển dòng lưu chất giữa valve dẫn hướng và valve chính cho phép điều khiển áp suất ở đầu bên trái của ống cuộn chính. Giả sử tín hiệu điều khiển làm ống cuộn dẫn hướng đi về phía trái. Điều này làm tăng áp suất, làm valve chính đi về phía phải, đẩy ống lót về bên trái. Valve chính ngừng di chuyển khi lỗ trong ống lót dẫn hướng trùng khớp với mô trên ống cuộn dẫn hướng. Sự thay đổi tín hiệu điện di chuyển ống cuộn dẫn hướng về bên phải, làm giảm áp suất ở đầu bên trái ống cuộn chính bằng cách đưa lưu chất trở về thùng chứa. Điều này làm ống cuộn chính di chuyển về bên trái cho đến khi ống lót dẫn hướng và mô dẫn hướng lại thẳng

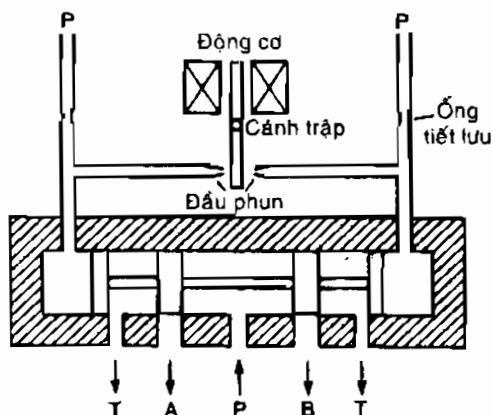


Hình 4-41 Valve trợ động ống phun

hàng. Do đó, ống cuộn valve chính đi theo ống cuộn dẫn hướng với chuyển động tương đương nhưng ngược chiều.

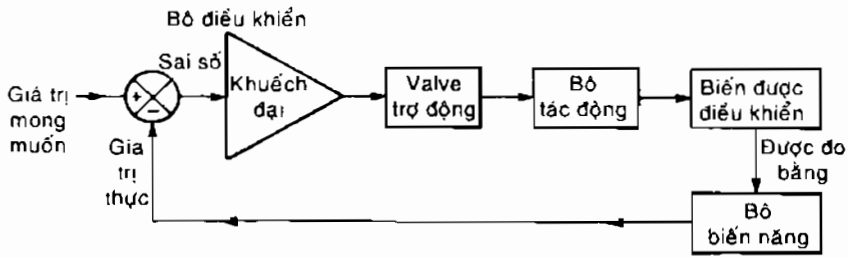
Hình 4-41 minh họa kết cấu của kiểu valve trợ động khác, được gọi là trợ lực ống phun. Áp suất dẫn hướng tác dụng vào ống phun, với 50% tín hiệu điều khiển, sẽ định hướng một dòng tương đương vào hai đường ống dẫn hướng. Sự thay đổi tín hiệu điều khiển làm lệch hướng dòng tia, dẫn đến dòng không bằng nhau, do đó áp suất không cân bằng ở các đầu ống cuộn chính. Ống cuộn chính được nối cơ học với ống phun, để ống này di chuyển ngược với tín hiệu điện. Ống cuộn dừng lại khi ống phun lại định vị ở giữa hai ống dẫn hướng. Điều này xảy ra khi sự di chuyển ống cuộn valve chính cân bằng chính xác với tín hiệu điều khiển.

Valve trợ động (Hình 4-42) được gọi là trợ động cánh trập và hoàn toàn ngược với trợ động ống phun. Ở đây, áp suất dẫn hướng tác động vào cả hai đầu ống cuộn chính và nối kết bằng các lỗ hẹp để các tia nhỏ phun vào cánh trập di chuyển nhờ tín hiệu điện điều khiển. Áp suất tại mỗi đầu ống cuộn



Hình 4-42 Valve trợ động cánh trập





Hình 4-43 Hệ thống điều khiển hồi tiếp.

chính (và di chuyển ống cuộn) được xác định bằng dòng ra của từng đầu phun, dòng này được xác định bằng vị trí cánh trập và tín hiệu điện điều khiển.

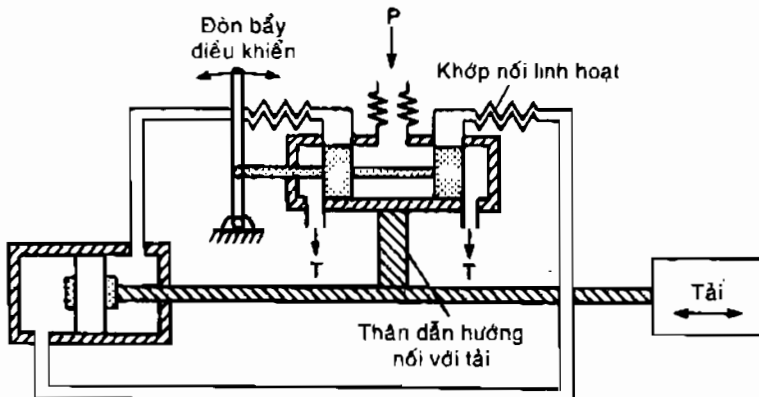
Valve trợ động thường được dùng như một phần của vòng điều khiển phía ngoài của hệ thống điều khiển hồi tiếp.

Hệ thống điều khiển hồi tiếp (Hình 4-43) có vài biến số (ví dụ, vận tốc hoặc vị trí) có thể điều khiển. Các biến này được đo bằng bộ chuyển đổi thích hợp, và được so sánh với giá trị yêu cầu để có tín hiệu sai số. Tín hiệu này được khuếch đại và dùng làm tín hiệu điều khiển valve trợ động.

Có thể nhận xét rằng, với sự di chuyển nhỏ của ống cuộn dẫn hướng (Hình 4-40) và tia phun nhỏ (Hình 4-41 và 4-42), valve trợ động rất dễ nhiễm bẩn. Độ sạch là rất quan trọng đối với mọi thành phần thủy lực và khí nén, nhưng với valve trợ động còn quan trọng hơn nhiều. Nói chung, nên dùng cỡ lọc 10  $\mu\text{m}$  (so với cỡ lọc thông thường 25  $\mu\text{m}$  dùng cho các hệ thống valve vị trí xác định).

Các valve trợ động đứng yên trong thời gian dài có thể bị kẹt tại vị trí đó do sự hình thành lớp vàng xung quanh ống cuộn. Tác hại của hiện tượng này có thể là dải chết, nghĩa là cần có sự thay đổi lớn của tín hiệu điều khiển trước khi valve đáp ứng.

Hình 4-44 minh họa bộ trợ động cơ khí được dùng làm bộ đẩy phụ để cho phép di chuyển tải lớn với lực tối thiểu. Thân valve dẫn hướng được

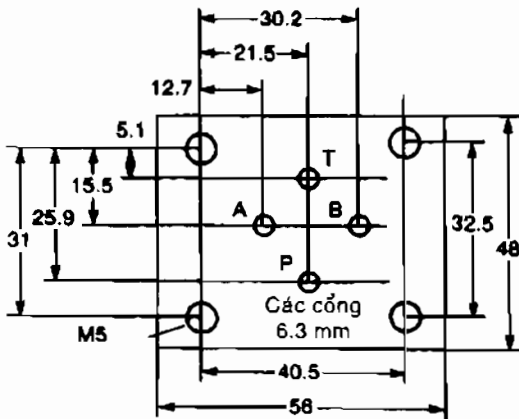


Hình 4-44 Trợ lực bằng valve trợ động cơ khí

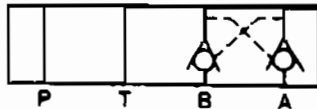
nối với tải, hướng dòng lưu chất đi đến cylinder chính cố định. Cylinder, và tải, di chuyển cho đến khi ống cuộn dẫn hướng và cylinder lại thẳng hàng. Các biến thể của hệ thống trên Hình 4-44 được dùng cho tay lái trợ lực của xe ô tô.

### VALVE ĐIỀU KHIỂN MODULE VÀ BỘ GÓP

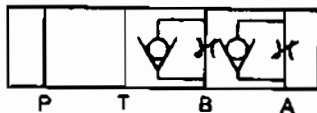
Valve thường được lắp trên một tấm trượt valve với các ống ở phía sau, hoặc bên dưới, để có thể thay mới một cách nhanh chóng khi cần bảo dưỡng. Tuy nhiên, có thể hoàn toàn không sử dụng đường ống bằng cách lắp các valve lên khối bộ góp - nối với nhau bằng những đường khoan trong khối đặc hoặc bằng cách cắt trên bộ góp dạng tấm.



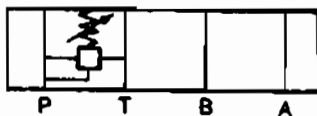
(a) Valve CETOP với mặt lắp ráp. Chú ý sự không đối xứng để tránh lắp sai.



(b) Valve điều khiển vận hành nhờ valve dẫn hướng tác động kép.



(c) Các bộ tiết lưu với dòng đổi chiều toàn phần.



(d) Valve giảm áp.

Hình 4-45 Một số loại valve module CETOP.

Các bộ valve kiểu module cho phép giảm rõ rệt hệ thống ống. Các bộ valve này tuân theo tiêu chuẩn của Ủy ban Châu Âu về Truyền động Thủy lực và Khí nén (*Comité European des Transmission Oleohydrauliques et Pneumatiques - CETOP*).

Valve module gồm một tấm đế (Hình 4-45a) với nhiều biến thể module lắp vào mặt trên tấm đế. Ở mặt trên của khối module có lắp một valve ống cuộn hoặc tấm nối. Các bộ valve tinh vi có thể được xây dựng với hệ thống ống tối thiểu.

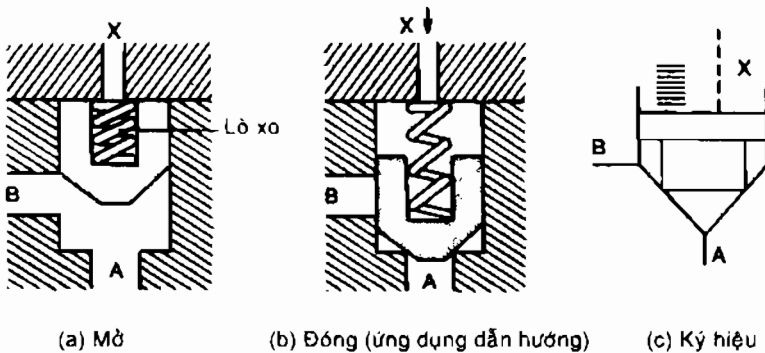
### VALVE LOGIC KIỂU HỘP

Đây là loại valve hai vị trí mở/đóng đơn giản, chỉ gồm thanh hình côn và đế tựa. Hình 4-46 trình bày kết cấu và ký hiệu của valve thường mở (dẫn hướng để đóng). Valve thường đóng (dẫn hướng để mở) có thể được thiết kế như trên Hình 4-47.

Do valve kiểu hộp là loại hai vị trí, cần bốn valve để có thể điều khiển hướng. Hình 4-48 minh họa mạch điều khiển cylinder. Chú ý, những valve này vận hành theo cặp nhờ một valve hai vị trí vận hành bằng solenoid; 2 và 4 làm cylinder kéo dài và 1 và 3 làm cylinder thu lại, cylinder sẽ dẫn động đến vị trí kéo dài hoàn toàn hoặc thu về hoàn toàn. Nếu cylinder được yêu cầu duy trì vị trí trung gian, valve solenoid hai vị trí sẽ được thay bằng valve ba vị trí khóa ở giữa với một solenoid để kéo dài và một để thu lại.

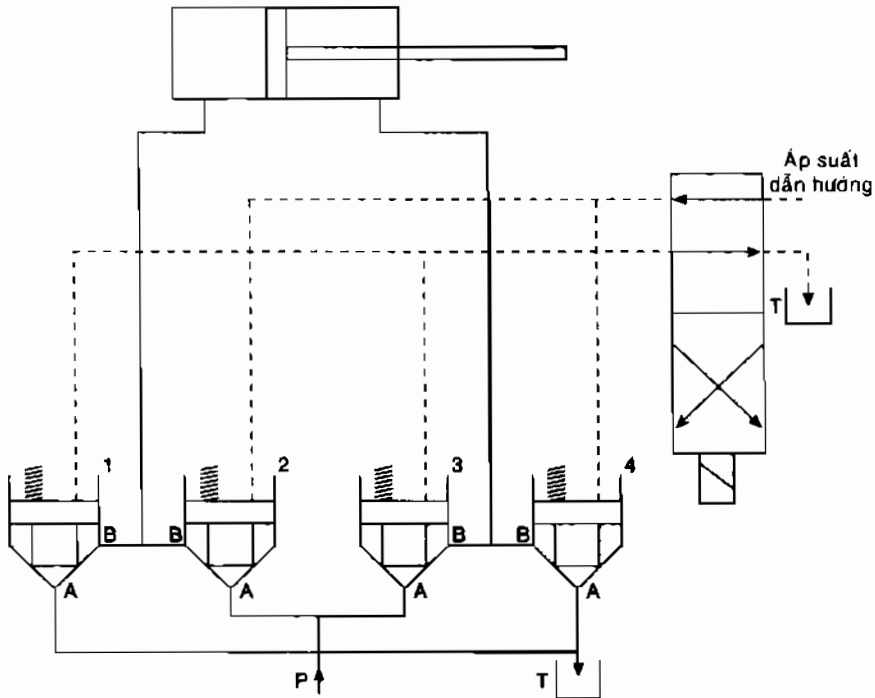
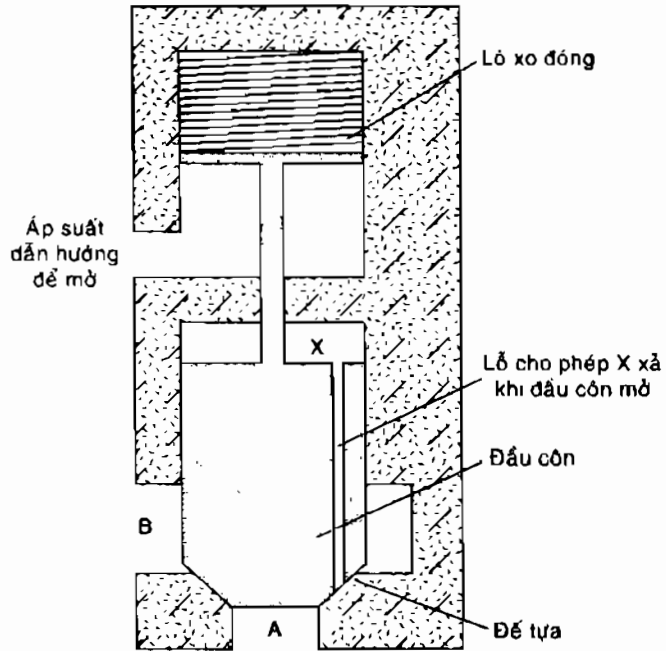
Thoạt đầu, điều này có vẻ quá phức tạp khi so sánh với mạch valve ống cuộn tương đương, nhưng valve hộp có vài ưu điểm riêng.

Do kết cấu, chúng có mức độ rò rỉ rất thấp và có thể hoạt động với lưu lượng cao hơn valve ống cuộn có cùng kích cỡ. Chúng cũng là kiểu module và được nối bằng vít vào bộ góp có các lỗ khoan sẵn. Điều này làm tăng độ tin cậy, dễ chẩn đoán hỏng hóc và thay thế. Chúng thường được dùng trên các thiết bị di động và với lưu chất là nước; ở đó sự rò rỉ có thể là vấn đề.



Hình 4-46 Valve logic kiểu hộp.

**Hình 4-47** Valve hộp thường đóng, dẫn hướng để mở.



**Hình 4-48** Điều khiển hướng với bốn valve hộp. Cylinder sẽ kéo dài hoặc thu lại hoàn toàn. Nếu dùng hai valve solenoid, một để mở và một để đóng, cylinder có thể duy trì vị trí trung gian.

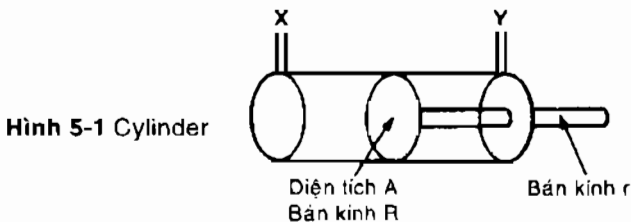
Hệ thống thủy lực hoặc khí nén thường liên quan đến chuyển động, kẹp chặt hoặc tác dụng lực vào đối tượng. Những thiết bị thực hiện điều này được gọi là bộ tác động và có thể chia thành ba loại cơ bản.

Bộ tác động tuyến tính, được dùng để di chuyển đối tượng hoặc tác dụng lực theo đường thẳng. Bộ tác động quay là thiết bị khí nén và thủy lực tương đương với động cơ điện.

Loại bộ tác động thứ ba được dùng để vận hành valve điều khiển lưu lượng đối với điều khiển xử lý khí, chất lỏng, hoặc hơi nước. Những bộ tác động này thường được vận hành bằng khí nén.

### BỘ TÁC ĐỘNG TUYẾN TÍNH

Bộ tác động tuyến tính cơ bản là cylinder, hoặc piston trượt, được nêu trên (Hình 5-1). Cylinder (Hình 5-1) gồm một piston, bán kính  $R$ , di chuyển trong lòng cylinder. Piston được nối với một thanh bán kính  $r$  dẫn động tải. Nếu áp suất tác dụng vào cổng X (với cổng Y thông), piston kéo dài. Tương tự, nếu áp suất tác dụng vào cổng Y (với cổng Z thông), piston rút lại.



Lực tác dụng của piston phụ thuộc vào diện tích và áp suất tác dụng. Với hành trình kéo dài, diện tích  $A$  bằng  $\pi R^2$ . Với áp suất  $P$  tác dụng vào cổng X, lực kéo dài được tính theo:

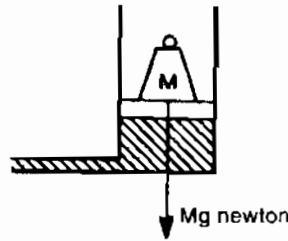
$$F_c = P\pi R^2 \quad (5.1)$$

Đơn vị của biểu thức 5.1 tùy thuộc vào hệ đơn vị tiêu chuẩn. Nếu dùng đơn vị SI, lực là newton

Biểu thức 5.1 biểu thị lực cực đại có thể đạt được với cylinder ở trạng thái nghỉ, ví dụ, kẹp chặt chi tiết gia công.

Trên Hình 5-2, vật có khối lượng  $M$  được nâng với tốc độ không đổi. Do không có gia tốc, lực hướng lên tương đương với  $Mg$  newton (đơn vị SI), từ biểu thức 5.1 có thể tính áp suất trong cylinder. Áp suất này thấp

Hình 5-2 Cylinder chịu một khối lượng



hơn áp suất cực đại của hệ thống; sự sụt áp suất xảy ra qua valve điều khiển lưu lượng và đường ống.

Khi áp suất tác động vào cổng Y, piston thu lại. Tổng diện tích piston ở đây giảm do tiết diện thanh đẩy, còn lại là diện tích  $A_a$ :

$$A_a = A - \pi r^2$$

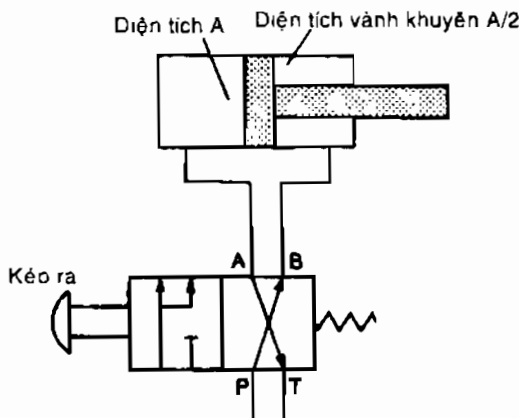
$r$  là bán kính thanh đẩy. Lực tối đa thực tế là:

$$F_r = PA_a = P(A - \pi r^2) \quad (5.2)$$

Lực này thấp hơn lực kéo dài cực đại. Trên Hình 5-3 áp suất đồng nhất tác dụng vào cả hai phía của piston. Áp suất này tạo ra lực kéo dài  $F_c$  theo biểu thức 5.1 và lực thu lại  $F_r$  theo biểu thức 5.2. Do  $F_c$  lớn hơn  $F_r$ , cylinder kéo dài ra.

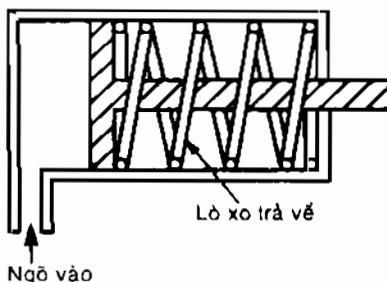
Thông thường tỉ số  $A/A_a$  khoảng 6/5. Với cylinder trên Hình 5-4, tỉ số  $A/A_a$  là 2:1, do thanh đẩy có đường kính lớn, được áp dụng để có lực kéo

Hình 5-3 Áp suất tác dụng vào cả hai phía piston



Hình 5-4 Cylinder với lực kéo dài và rút về bằng nhau

**Hình 5-5** Cylinder tác động đơn



dài và rút về bằng nhau khi được nối kết (valve trợ động trên Hình 4-40 cũng áp dụng nguyên lý này).

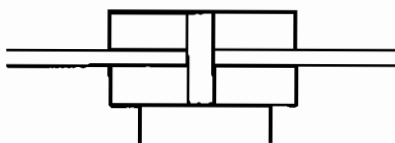
Loại cylinder nêu trên được gọi là tác động kép, do áp suất lưu chất được dùng để kéo dài và rút piston lại. Trong một số ứng dụng, cần lực kéo dài cao (để kẹp chặt hoặc tạo hình sản phẩm) nhưng lực rút lại tối thiểu. Trong trường hợp này, có thể dùng loại cylinder tác động đơn (Hình 5-5) được kéo dài bằng áp suất lưu chất lỏng và thu lại bằng lò xo. Nếu cylinder được dùng để nâng tải, chính tải có thể làm piston thu lại.

Truyền động cylinder tác động đơn tương đối đơn giản (đặc biệt với cylinder khí nén có valve xả nhanh (Chương 4)) nhưng lực kéo dài giảm, đối với cylinder có lò xo trả về, cần tăng hành trình phù hợp với lò xo.

Cylinder thanh đẩy kép (Hình 5-6a) có diện tích lưu chất bằng nhau ở cả hai phía piston, do đó có thể tạo ra các lực bằng nhau ở cả hai hướng. Nếu kết nối theo sơ đồ trên Hình 5-3, piston không chuyển động (nếu không có lực bên ngoài). Cylinder hai thanh đẩy thường được dùng trong những ứng dụng tương tự như sơ đồ trên Hình 5-6b, móc di chuyển nhờ tác động của cylinder thanh đẩy kép thông qua xích.

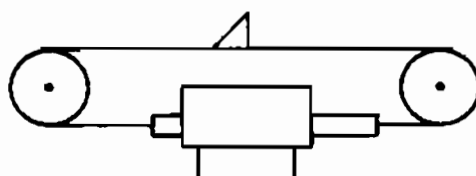
Tốc độ cylinder được xác định bằng thể tích của lưu chất phân phối cho cylinder. Trên Hình 5-7, piston diện tích  $A$  di chuyển một khoảng cách  $d$ , do đó cần có thể tích lưu chất  $V$ :

$$V = A d \quad (5.3)$$

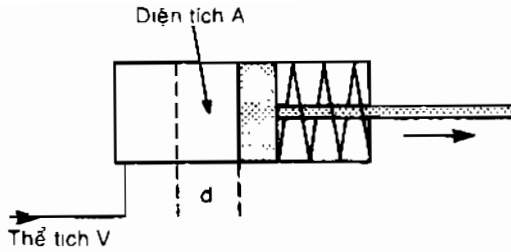


(a) Kết cấu

**Hình 5-6** Cylinder thanh đẩy kép (với lực thu về và kéo ra bằng nhau)



(b) Ứng dụng



Hình 5-7 Đạo hàm tốc độ cylinder

Nếu di chuyển với tốc độ  $v$ , piston sẽ đi hết khoảng cách  $d$  trong thời gian  $t$ .

$$t = d/v$$

Lưu lượng  $V_r$  để đạt được tốc độ  $v$  là:

$$V_r = \frac{A d}{t} = A v \quad (5.4)$$

Đơn vị lưu lượng ở biểu thức 5.4 tùy thuộc vào hệ đơn vị được sử dụng. Nếu  $d$  là mét,  $v$  là mét/phút, và  $A$  là mét vuông, lưu lượng là  $m^3$ /phút.

Trong hệ thống khí nén, lưu lượng thường được tính theo STP (Chương 3). Biểu thức 5.4 tính toán lưu lượng thể tích lưu chất để đạt được tốc độ yêu cầu ở áp suất làm việc. Áp suất này phải được chuẩn hóa theo áp suất khí quyển bằng cách dùng định luật Boyle (biểu thức 1.17).

Sự tiêu thụ không khí đối với cylinder khí nén cũng phải được chuẩn hóa theo STP. Với cylinder có hành trình  $S$  và diện tích piston  $A$ , không khí tiêu thụ tiêu chuẩn là:

$$\text{Thể tích/hành trình} = S A \frac{(P_a + P_w)}{P_a} \quad (5.5)$$

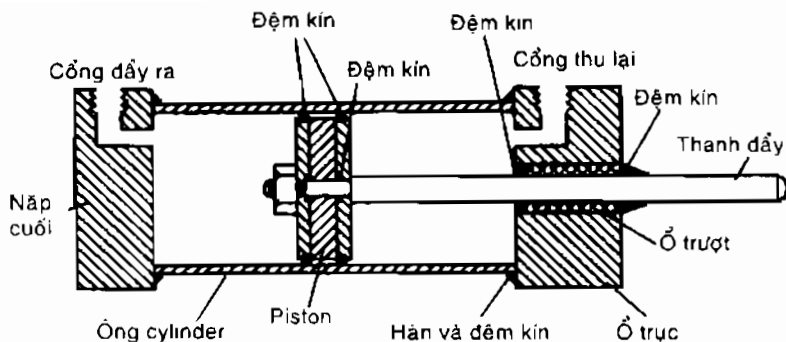
$P_a$  là áp suất khí quyển;  $P_w$  là áp suất làm việc. Tốc độ lặp (ví dụ 5 hành trình/phút) phải được xác định để tính tốc độ tiêu thụ khí.

Chú ý, áp suất lưu chất không ảnh hưởng đến tốc độ piston (chỉ ảnh hưởng đến gia tốc). Tốc độ được xác định bằng diện tích piston và lưu lượng. Giá trị lực cực đại khả dụng không liên quan đến lưu lượng, thay vào đó được xác định bằng áp suất đường ống và diện tích piston. Nếu tăng gấp đôi diện tích piston trong khi vẫn giữ lưu lượng và áp suất đường ống không đổi, kết quả là tốc độ giảm còn phân nửa, nhưng lực cực đại gấp đôi.

## Kết cấu

Bộ tác động tuyến tính thủy lực và khí nén có kết cấu tương tự nhau, chỉ khác về áp suất vận hành (khoảng 100 bar với hệ thống thủy lực và 10 bar với hệ thống khí nén).





Hình 5-8 Kết cấu cylindr.

Hình 5-8 trình bày kết cấu cylinder tác động kép. Có ít nhất năm vị trí cần lắp vòng đệm kín để tránh rò rỉ. Trong chừng mực nào đó, nghệ thuật thiết kế cylinder là sự lựa chọn vòng đệm kín.

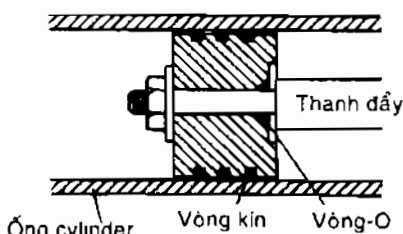
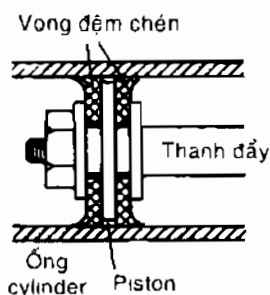
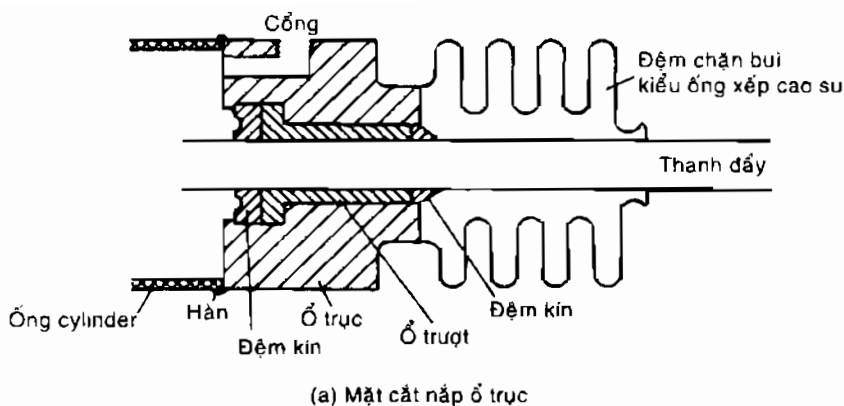
Có năm chi tiết cơ bản trong cylinder: hai nắp đầu (đế và ổ trục) với các khớp nối cổng, một ống cylinder, một piston, và thanh dẫn. Kết cấu cơ bản này cho phép chế tạo khá đơn giản khi các nắp và piston là chung cho các cylinder có cùng đường kính, chỉ cần thay ống cylinder và thanh dẫn phù hợp với chiều dài cylinder. Các nắp được ghép vào ống cylinder bằng phương pháp hàn, thanh chữ T, hoặc bằng ren. Chi tiết kết cấu cơ bản được trình bày trên Hình 5-9.

Bề mặt trong của ống cylinder phải có độ bóng cao để giảm mài mòn và rò rỉ, thường là ống thép cán hoặc kéo không hàn được gia công (mài) tinh chính xác. Trong các ứng dụng mà cylinder không được dùng thường xuyên, hoặc có thể tiếp xúc với các chất ăn mòn, có thể sử dụng thép không gỉ, hợp kim nhôm hoặc đồng.

Piston thường được làm bằng gang đúc hoặc thép. Piston không chỉ truyền lực đến thanh dẫn mà còn hoạt động như ổ trượt trong ống cylinder (có thể với lực biên nếu có thành phần lực ngang) và tạo ra sự kín khít giữa phía áp suất cao và thấp. Vòng đệm kín của piston thường được lắp giữa piston và ống cylinder. Đôi khi có thể cho phép rò rỉ với mức thấp và không cần sử dụng đệm kín. Bề mặt bạc trượt (đồng thau) tựa lên bề mặt piston được mài tinh tương tự mặt trong của ống cylinder.

Bề mặt thanh dẫn tiếp xúc với khí quyển khi piston kéo dài, do đó chịu ảnh hưởng của chất bẩn, hơi ẩm và ăn mòn. Khi thu vào, các tạp chất này có thể bị kéo vào bên trong ống cylinder gây ra vấn đề nghiêm trọng. Thép hợp kim hóa bằng Cr đã qua nhiệt luyện được sử dụng do có độ bền cao và ít bị ăn mòn.

Các vòng đệm kín chất lượng cao được lắp ở phía thanh dẫn rút vào cylinder để loại bỏ các hạt bụi. Với môi trường nhiều bụi, có thể sử dụng đệm chặn bụi kiểu ống xếp cao su bên ngoài (Hình 5-9a), nhưng loại này dễ bị thủng và nứt, cần kiểm tra thường xuyên. Bề mặt ổ trượt thường bằng đồng thau, được lắp phía sau vòng đệm gạt dầu.

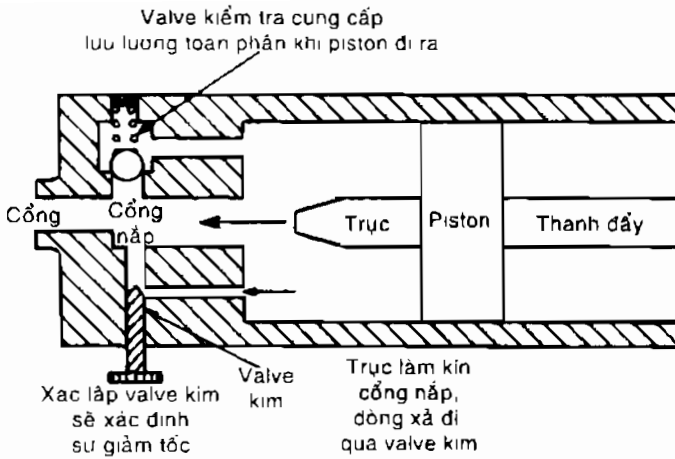


Hình 5-9 Chi tiết kết cấu cylinder.

Vòng đệm kín bên trong được lắp phía sau ổ trượt để ngăn lưu chất áp suất cao rò rỉ dọc theo thanh dầy. Vòng đệm gạt dầu, ổ trượt, và vòng đệm kín đôi khi được kết hợp theo cụm để dễ bảo trì. Thanh dầy thường được gắn với piston bằng đầu có ren (Hình 5-9b và c). Rò rỉ có thể xảy ra chung quanh thanh dầy, do đó cũng cần vòng đệm. Những vòng đệm này có thể là vòng đệm kín nắp (Hình 5-9b) kết hợp vai trò của vòng đệm piston và vòng đệm thanh dầy, hoặc vòng đệm O cố định bao quanh thanh dầy (Hình 5-9c).

Các nắp thường được đúc (gang hoặc nhôm) và kết hợp với cổng vào có ren. Nắp đầu phai chịu được tải va đập khi piston đến cuối hành trình. Những tải này không chỉ phát sinh do áp suất lưu chất, mà còn do động năng của các chi tiết chuyển động.

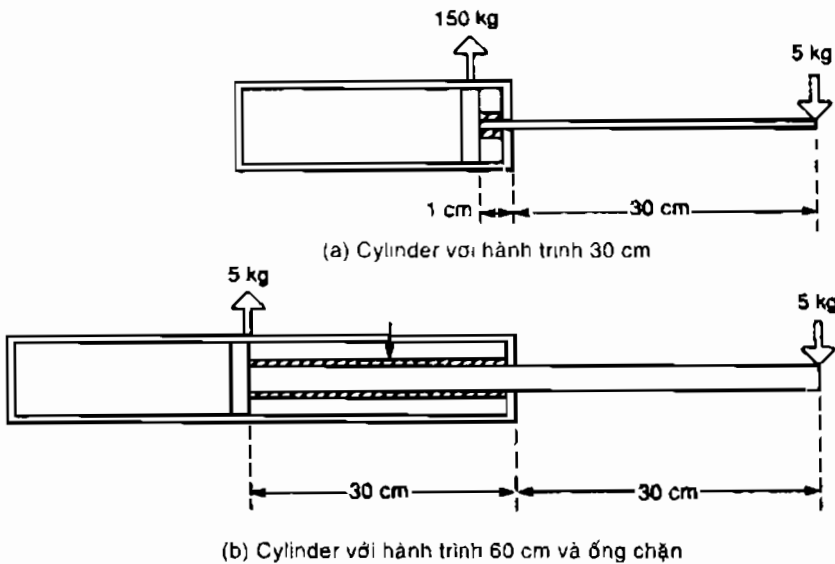
Có thể giảm tải va đập cuối hành trình piston bằng valve đệm lắp vào nắp đầu. Ví dụ, trong cylinder được nêu trên Hình 5-10, lưu chất xả không hạn chế cho đến khi trụ piston đi vào nắp. Đường xả lưu chất lúc này thông qua valve giảm tốc, do đó giảm tốc độ và sự va chạm ở cuối hành trình. Valve giảm tốc được điều chỉnh để tốc độ giảm theo giá trị xác định. Valve kiểm tra cũng được lắp vào nắp cuối để tạo thành mạch rẽ cho valve giảm tốc và cho dòng gas đẩy khi cylinder kéo ra.



Hình 5-10 Giảm chân cylinder

Cylinder có thể bị hư do tải biến, đặc biệt khi kéo dài hoàn toàn. Hình 5-11a minh họa cylinder với hành trình 30 cm được kéo dài hoàn toàn và chịu tải biến 5 kg. Khi kéo dài sẽ có khoảng cách 1 cm giữa piston và ổ trượt. Lực đòn bẩy đơn giản sẽ tác động tải biến 155 kg lên ổ trượt và 150 kg lên vòng đệm kín piston. Tải biến này làm tăng tốc độ mài mòn cylinder. Có thể giảm tác hại này bằng cách dùng cylinder có hành trình dài hơn, và giới hạn bằng ống chặn bên trong (Hình 5-11b).

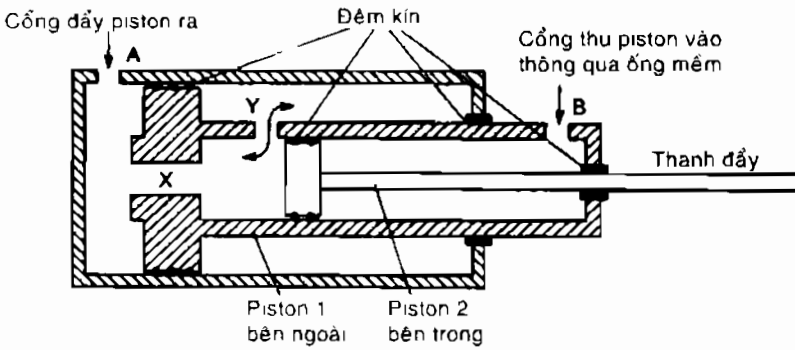
Hành trình của cylinder đơn giản phải ngắn hơn chiều dài ống cylinder, tỉ số kéo ra/thu vào tốt nhất là 2:1. Ở nơi không gian bị hạn chế, có thể dùng cylinder kiểu ống lồng.



(b) Cylinder với hành trình 60 cm và ống chặn

Hình 5-11 Tải biến và ống chặn

**Hình 5-12**  
Piston kiểu  
ống lồng  
hai cấp



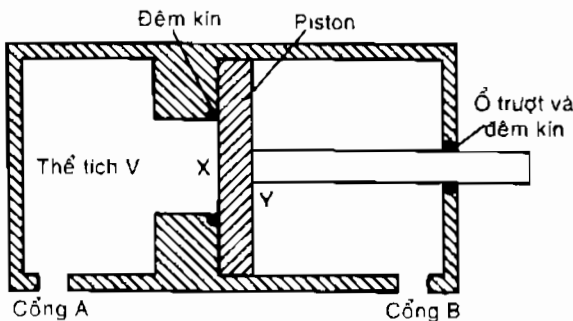
tác động kẹp với hai piston. Để kéo ra, lưu chất được nạp vào cổng A. Lưu chất được đưa vào cả hai phía của piston 1 qua các cổng X và Y, nhưng chênh lệch diện tích giữa các phía của piston 1 làm cho piston di chuyển về bên phải.

Đê thu vào, lưu chất được nạp vào cổng B, khớp nối linh hoạt A được dùng cho cổng này. Khi piston 2 được đẩy hoàn toàn về bên trái, cổng Y nối với cổng B, tác dụng áp suất vào phía bên phải của piston 1 làm piston này thu vào.

Kết cấu cylinder ống lồng yêu cầu nhiều vòng đệm kín, do đó có chế độ bảo dưỡng phức tạp hơn. Chúng cũng có lực nhỏ hơn với đường kính và áp suất cho trước, và chỉ có thể chịu được tải biên nhỏ.

Các cylinder khí nén được dùng để tạo hình kim loại, yêu cầu lực lớn. Áp suất trong hệ thống khí nén thấp hơn hệ thống thủy lực, nhưng có thể đạt được các tải va đập lớn bằng cách gia tốc búa đến vận tốc cao và va đập vào chi tiết gia công.

Loại thiết bị này được gọi là cylinder va đập, vận hành theo nguyên lý được minh họa trên Hình 5-13. Áp suất ban đầu tác dụng vào cổng B đê thu cylinder về, sau đó tác động vào cả hai cổng A và B, nhưng cylinder vẫn duy trì trạng thái thu về do diện tích X nhỏ hơn diện tích Y. Cổng B thông mạch cách nhanh chóng. Ngay khi đó, toàn bộ diện tích piston chịu áp suất cổng A. Với thể tích khí lớn phía sau, piston tăng tốc một cách nhanh chóng đến vận tốc cao (khoảng 10 m/s).

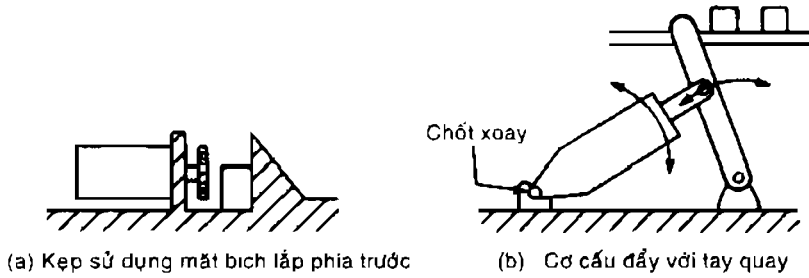


**Hình 5-13** Cylinder dập

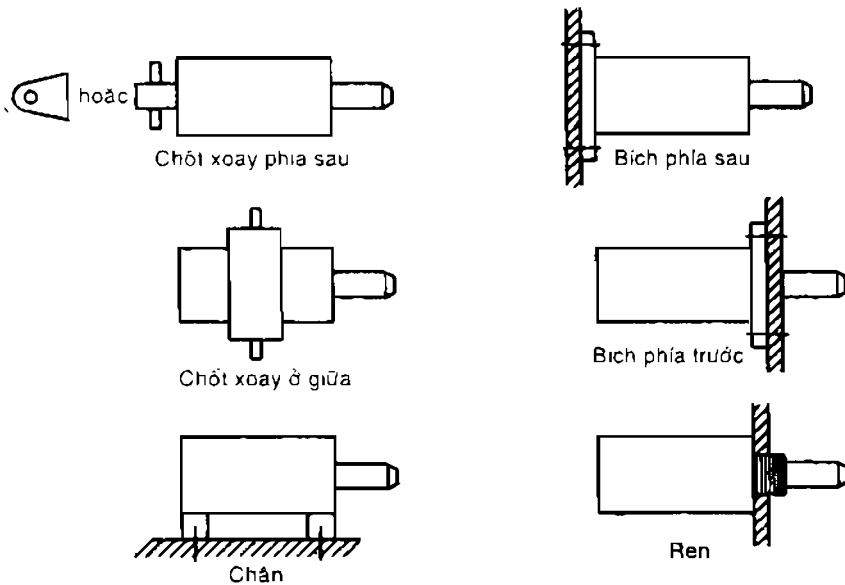
## Bố trí lắp đặt

Lắp đặt cylinder được xác định tùy theo ứng dụng. Hai loại cơ bản được trình bày trên Hình 5-14. Đồ gá kẹp chặt (Hình 5-14a) yêu cầu phương pháp định vị đơn giản. Cơ cấu đẩy (Hình 5-14b) đòi hỏi kiểu tay quay.

Hình 5-15 trình bày các phương pháp lắp cylinder khác nhau ứng dụng hai kiểu nêu trên. Cần xem xét tác hại của tải biên khi lắp lệch tâm.



Hình 5-14 Các kiểu lắp ráp cơ bản.

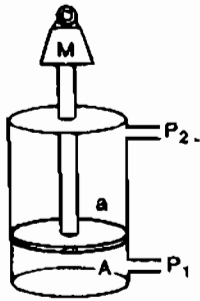


Hình 5-15 Phương pháp lắp cylinder.

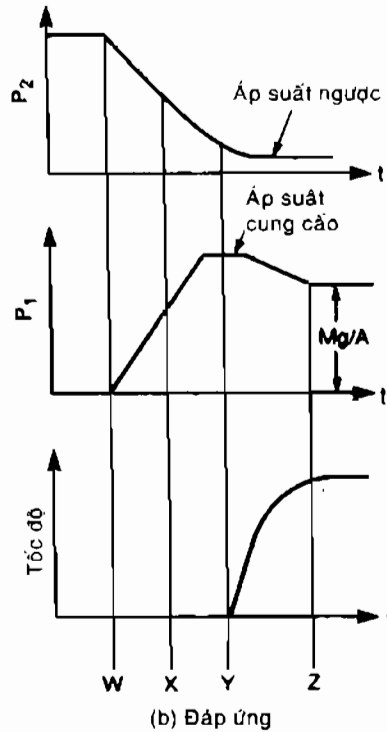
## Động lực học cylinder

Cylinder (Hình 5-16a) được dùng để nâng tải khối lượng  $M$ . Khi cylinder thu vào, phần đỉnh của cylinder có áp suất. Lực kéo ra được tính theo biểu thức:

$$F = P_1A - P_2a \quad (5.6)$$



(a) Hệ thống đơn giản



Hình 5-16 Động lực học cylinder

Để nâng tải hoàn toàn,  $F > Mg + f$ , với  $M$  là khối lượng và  $f$  là lực ma sát tĩnh.

Đáp ứng của hệ thống đơn giản này được nêu trên Hình 5-16b. Tại thời điểm  $W$ , phía thanh đẩy của cylinder thông và áp suất tác dụng vào phía kia của piston, áp suất ở cả hai phía của piston thay đổi theo hàm mũ, khi giảm áp suất  $P_2$  thay đổi chậm hơn áp suất cung cấp  $P_1$ , do có thể tích lớn hơn. Tại thời điểm  $X$ , lực kéo dài  $P_1A$  lớn hơn lực  $P_2a$  nhưng chuyển động chưa bắt đầu cho đến thời điểm  $Y$ ; khi đó lực, được tính theo hình thức 5.6, vượt quá khối lượng và lực ma sát.

Tải tăng tốc với gia tốc được tính theo định luật Newton:

$$\text{Gia tốc} = \frac{F_a}{M} \quad (5.7)$$

Trong đó  $F_a = P_1A - P_2a - Mg - f$

Chú ý,  $F_a$  không phải là hằng số, vì cả hai lực  $P_1$  và  $P_2$  đều thay đổi. Ngay cả khi tải đạt đến vận tốc ổn định ở thời điểm  $Z$ . Vận tốc này được xác định bằng lưu lượng ngõ vào cực đại hoặc lưu lượng ngõ ra cực đại (tùy theo lưu lượng nào thấp hơn). Áp suất ngõ ra  $P_2$  được xác định bằng

áp suất trả về từ đường xả đến thùng chứa hoặc khí quyển, và áp suất công nạp được tính theo biểu thức sau:

$$P_1 = \frac{Mg + f + P_2 a}{A}$$

Thời gian từ W đến Y, trước khi cylinder bắt đầu di chuyển, được gọi là “thời gian chuẩn bị” hoặc “thời gian đáp ứng”. Trước hết cần xác định sự sụt áp suất ở phía cửa ra, và có thể giảm bằng cách giảm áp phía cửa ra trước hoặc (với hệ thống khí nén) bằng cách dùng valve xả nhanh (Chương 4).

Gia tốc này được xác định trước nhờ áp suất công nạp và diện tích phía nạp của piston ( $P_1 A$  trong biểu thức 5.6). Tuy nhiên, diện tích tương tác với thời gian chuẩn bị - diện tích lớn sẽ tăng gia tốc đồng thời tăng thể tích của cylinder, do đó kéo dài thời gian thông lưu chất trên phía thoát.

## VÒNG ĐỆM KÍN

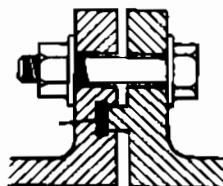
Rò rỉ từ hệ thống khí nén hoặc thủy lực có thể là vấn đề lớn, dẫn đến tổn thất hiệu suất, tăng năng lượng tiêu thụ, nhiệt độ tăng, gây hại môi trường, và những rủi ro an toàn.

Rò rỉ nhỏ bên trong (ví dụ, xung quanh piston trong cylinder tác động kép) chỉ gây ra hậu quả không đáng kể, thậm chí còn cung cấp dầu bôi trơn cho các chi tiết chuyển động.

Trái lại, rò rỉ bên ngoài luôn luôn nghiêm trọng. Trong hệ thống khí nén, rò rỉ bên ngoài gây ồn; với hệ thống thủy lực, tổn thất dầu ra bên ngoài sẽ tăng chi phí do phải bổ sung dầu, và các vũng dầu có thể gây nguy hiểm và dơ bẩn.

Các bộ phận cơ khí (piston và cylinder) không thể chế tạo với dung sai đủ thấp để tránh rò rỉ (và ngay cả khi có thể, ma sát sẽ rất cao). Vì thế, vòng đệm kín được dùng để ngăn chặn rò rỉ (hoặc rò rỉ dưới mức cho phép). Suy cho cùng, nghệ thuật thiết kế bộ tác động thực chất là nghệ thuật chọn dùng vòng đệm kín.

Vòng đệm kín đơn giản nhất là “vòng đệm kín tĩnh” (Hình 5-17) dùng để làm kín giữa các chi tiết đứng yên. Loại đệm kín này thường chỉ được lắp một lần (Hình 5-17a). Vòng đệm kín O (Hình 5-17b) có lẽ là vòng đệm tĩnh thông dụng nhất, gồm một vòng chất dẻo tổng hợp với tiết diện



Hình 5-17  
Vòng đệm kín tĩnh.



(b) Vòng đệm kín O

(a) Vòng đệm kín tĩnh đơn giản

tron khi không có tai. Vòng đệm kín O thường được chuyên biệt theo đường kính trong (ID) để lắp lên trục, hoặc đường kính ngoài (OD) để lắp vào lỗ.

Khi lắp, vòng đệm kín O được nén theo một hướng. Dưới tác dụng của áp suất, vòng đệm kín được ép theo góc vuông để có vòng đệm kín tựa vào hai bề mặt hình khuyên và một bề mặt phẳng. Vòng đệm kín O có tác dụng làm kín ở áp suất rất cao.

Vòng O chủ yếu được dùng làm vòng đệm kín tĩnh do chuyển động sẽ làm xoay vòng đệm kín và gây ra rò rỉ.

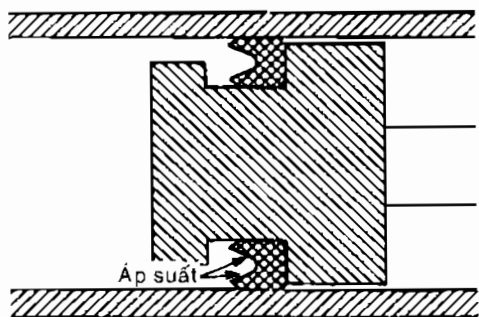
Khi làm kín giữa các bề mặt chuyển động, cần sử dụng vòng đệm kín động, ví dụ, ở đầu cylinder, hoặc vòng đệm kín hình chén (Hình 5-9a). Áp suất trong cylinder giữ mép của vòng đệm kín tựa vào lòng trong cylinder để ngăn cản sự rò rỉ (được gọi là “vòng đệm kín thuận”). Hiệu quả của vòng đệm kín tăng theo áp suất, và rò rỉ có xu hướng xảy ra ở áp suất thấp.

Vòng đệm kín chữ U (Hình 5-18) có nguyên lý tương tự như vòng đệm kín hình chén. Áp suất lưu chất đẩy hai mép ra xa để có một vòng đệm kín thuận. Hiệu quả của vòng đệm kín tăng theo áp suất. Biến thể của kỹ thuật này là vòng đệm kín tổng hợp (Hình 5-19), có kết cấu tương tự vòng đệm kín chữ U, nhưng không gian giữa các mép được điền đầy bằng một vòng riêng. Tác dụng áp suất sẽ đẩy các mép ra xa để có vòng đệm kín thuận.

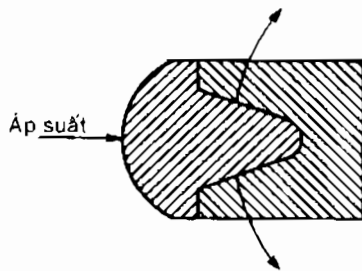
Tại các áp suất cao, vòng đệm kín động có xu hướng bị đẩy dần vào khe hở bán kính (Hình 5-20a) làm kẹt vòng đệm kín và mòn nhanh. Có thể tránh điều này bằng cách gắn thêm một vòng chống dùn phía sau vòng đệm kín (Hình 5-20b).

Vòng đệm kín được chế tạo từ nhiều loại vật liệu khác nhau, tùy theo lưu chất, áp suất vận hành, và khoảng nhiệt độ. Vật liệu đầu tiên là da thuộc, gỗ bản; nhưng những vật liệu này đã được thay thế bằng chất dẻo và cao su nhân tạo. Cao su thiên nhiên không thể dùng trong hệ thống thủy lực vì có khuynh hướng đàn nỡ và hóa già nhanh chóng trong môi trường dầu.

Vật liệu vòng đệm kín nhân tạo đầu tiên là neoprene, nhưng vật liệu này có khoảng nhiệt độ giới hạn (dưới  $65^{\circ}\text{C}$ ). Vật liệu thông dụng hiện

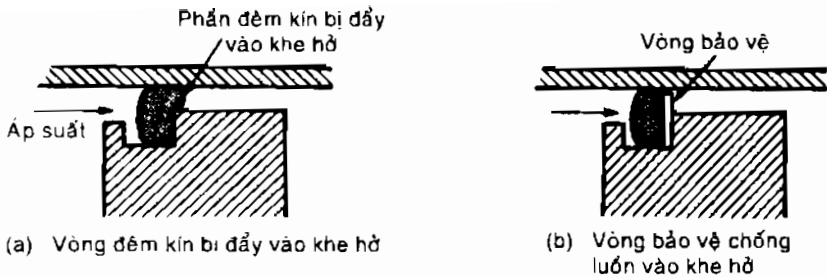


Hình 5-18 Vòng đệm kín chữ U.



Hình 5-19 Vòng đệm kín tổng hợp





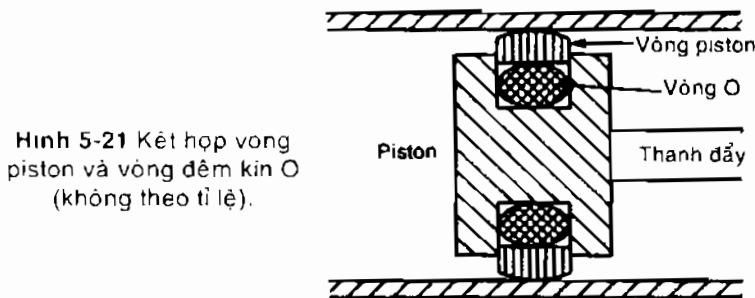
Hình 5-20 Vòng bảo vệ đệm kín

nay là nitrile (buna-N) có khoảng nhiệt độ rộng hơn ( $-50^{\circ}\text{C}$  đến  $100^{\circ}\text{C}$ ). Silicone có khoảng nhiệt độ cao nhất ( $-100^{\circ}\text{C}$  đến  $+250^{\circ}\text{C}$ ) nhưng đắt tiền và có xu hướng bị rách.

Trong hệ thống khí nén, viton ( $-20^{\circ}\text{C}$  đến  $190^{\circ}\text{C}$ ) và teflon ( $-80^{\circ}\text{C}$  đến  $+200^{\circ}\text{C}$ ) là vật liệu phổ biến nhất. Những vật liệu này cứng hơn và thường được dùng làm vòng đệm gạt dầu trên cylinder.

Các loại vòng đệm từ vật liệu tổng hợp không được sử dụng trong các ứng dụng với piston đi qua lỗ tiết lưu, do có thể làm rách phần biên của vòng đệm, chỉ có thể dùng vòng đệm kín kim loại tựa trên vòng đệm kín O (Hình 5-21).

Vòng đệm kín tương đối mỏng manh và phải được lắp cẩn thận. Bụi bắn trên trục hoặc lòng cylinder có thể dễ dàng làm méo vòng đệm kín khi lắp ráp. Những hư hỏng như thế rất khó thấy bằng mắt nhưng có thể gây rò rỉ nghiêm trọng. Những cạnh bén cũng có thể gây hư hại tương tự, vì thế phần đầu trục được vật cạnh và vát mép các cạnh của rãnh.

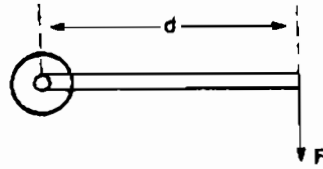


Hình 5-21 Kết hợp vòng piston và vòng đệm kín O (không theo tỉ lệ).

## BỘ TÁC ĐỘNG QUAY

Bộ tác động quay là thiết bị thủy lực hoặc khí nén có tính năng tương tự động cơ điện. Với moment hoặc công suất cho trước, bộ tác động quay gọn hơn động cơ điện, không bị hư do dừng đột ngột, và có thể an toàn trong môi trường dễ cháy, nổ. Đối với các ứng dụng tốc độ biến thiên, tính phức tạp và yêu cầu bảo dưỡng của bộ tác động tương tự bộ truyền động DC điều khiển thyristor, nhưng với tốc độ cố định, động cơ cảm ứng AC dễ lắp đặt và bảo dưỡng đơn giản hơn.

Hình 5-22 Định nghĩa moment



Bộ tác động quay (hoặc động cơ điện) có thể được xác định theo moment và tốc độ quay, tính theo số vòng quay trên phút (vòng/phút). Định nghĩa moment được minh họa trên Hình 5-22, chuyển động quay được tạo ra do lực  $F$  newton tác dụng tại khoảng cách hướng kính  $d$  mét tính từ tâm trục, moment  $T$  được tính theo biểu thức:

$$T = Fd \text{ (Nm)}. \quad (5.8)$$

Trong hệ đo lường Anh,  $F$  là pound lực và  $d$  là in. hoặc ft, do đó đơn vị của  $T$  sẽ là lbf ins hoặc lbf ft, với hệ số chuyển đổi  $1 \text{ Nm} = 8.85 \text{ lbf ins}$ .

Moment của bộ tác động quay có thể được chuyên biệt theo ba đại lượng. Moment khởi động là moment khả dụng để dịch chuyển tải từ trạng thái đứng yên. Moment dừng do tải tác dụng để bộ tác động đang chuyển động chuyển sang trạng thái đứng yên, và moment vận hành là moment khả dụng tại tốc độ bất kỳ, giá trị của moment này giảm khi tăng tốc độ (Hình 5-23). Giá trị moment phụ thuộc vào áp suất tác dụng; tăng áp suất sẽ tăng moment.

Công suất ngõ ra của bộ tác động phụ thuộc vào giá trị moment và tốc độ quay được tính theo biểu thức:

$$P = \frac{T R}{9550} \text{ kw} \quad (5.9)$$

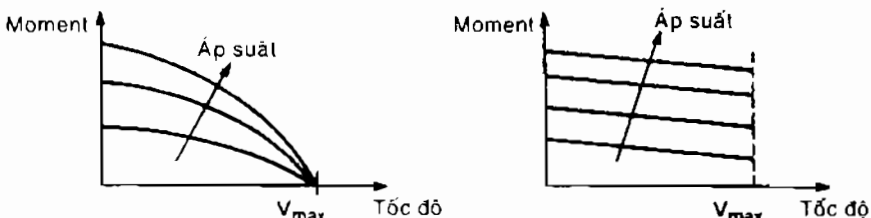
$T$  là moment bằng newton mét, và  $R$  là tốc độ vòng/phút. Trong hệ đo lường Anh, biểu thức có dạng:

$$P = \frac{T R}{5252} \text{ hp} \quad (5.10)$$

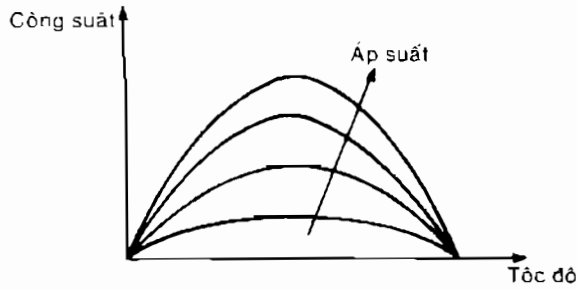
$T$  tính theo lbf ft (và  $R$  là vòng/phút), hoặc:

$$P = \frac{T R}{63024} \text{ hp} \quad (5.11)$$

với  $T$  tính theo lbf ins.



Hình 5-23 Đường cong moment/tốc độ của bộ tác động quay.



Hình 5-24 Đường cong tốc độ/công suất của bộ tác động quay khí nén.

Hình 5-23 minh họa moment vận hành giảm khi tăng tốc độ, do đó quan hệ giữa công suất và tốc độ có dạng như trên Hình 5-24, với công suất cực đại tương ứng tốc độ (xác định). Công suất cũng phụ thuộc vào áp suất tác dụng.

Moment do bộ tác động quay tạo ra có quan hệ với áp suất lưu chất; tăng áp suất sẽ tăng moment khả dụng cực đại. Các bộ tác động thường được chuyên biệt theo moment danh định, được xác định theo:

$$\text{Moment danh định} = \frac{\text{Moment}}{\text{Áp suất}}$$

Hệ đo lường Anh thường sử dụng áp suất 100 psi, và đơn vị moment là lbf ins.

Áp suất cho phép đối với bộ tác động được xác định dưới dạng áp suất danh định (áp suất hiệu dụng cực đại không gây ra nguy hiểm) và khoảng áp suất (khoảng áp suất giữa giá trị cực đại và cực tiểu xác định hiệu suất bộ tác động).

Lưu chất đi qua bộ tác động quay khí bộ này vận hành. Đối với bộ tác động thủy lực, độ dịch chuyển được xác định theo thể tích chất lỏng được dùng cho một vòng quay của động cơ. Với thiết kế động cơ cho trước, moment khả dụng tỷ lệ thuận với độ dịch chuyển. Đối với bộ tác động khí nén, lượng khí tiêu thụ trong một vòng quay ở áp suất chuyên biệt thường được tính theo STP (Chương 3).

Tốc độ quay được tính theo biểu thức:

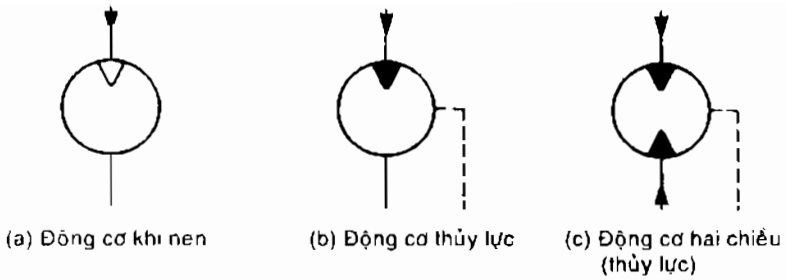
$$\text{Tốc độ quay} = \frac{\text{Tốc độ lưu động}}{\text{Độ dịch chuyển}}$$

Với tỷ suất moment và độ dịch chuyển cố định của động cơ đã chọn, người dùng có thể điều khiển moment khả dụng cực đại và tốc độ bằng cách điều chỉnh xác lập áp suất và lưu tốc của lưu chất đi đến bộ tác động.

### Chi tiết kết cấu

Nói chung, giữa động cơ thủy lực và bơm, động cơ khí nén và máy nén có nhiều điểm tương đồng. Tính tương đồng này được các nhà sản xuất tận

**Hình 5-25**  
Ký hiệu bố tác  
động quay

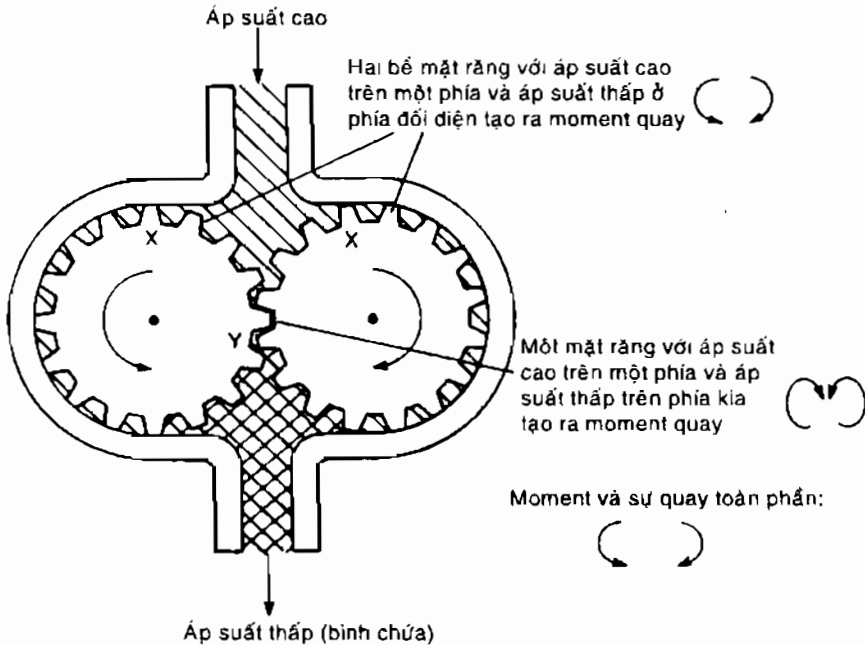


dụng. Họ chế tạo nhiều loại chi tiết chung cho bơm, máy nén, động cơ... để giảm chi phí và tạo thuận tiện cho người sử dụng.

Tính tương tự giữa bơm, máy nén, và động cơ được áp dụng cho các ký hiệu của chúng trên sơ đồ (Hình 5-25). Rò rỉ bên trong luôn luôn xảy ra trong động cơ thủy lực, và đường xả, được vẽ bằng đường nét đứt, được dùng để đưa lưu chất rò rỉ trở về thùng chứa. Nếu sự trở về của lưu chất rò rỉ bị cản trở, động cơ có thể bị khóa áp suất và ngừng quay, thậm chí có thể bị hư.

Có ba thiết kế bơm, máy nén cơ bản bao gồm: bơm bánh răng, bơm cánh gạt, và các thiết kế bơm piston hoặc máy nén khác (Chương 2). Những loại này cũng có thể được dùng làm cơ sở cho bộ tác động quay. Nguyên lý của thiết bị khí nén và thủy lực rất giống nhau, nhưng áp suất thủy lực cao hơn, do đó moment và công suất khá dụng lớn hơn, dù tốc độ quay thấp hơn.

Hình 5-26 trình bày kết cấu của động cơ bánh răng. Lưu chất đi vào



**Hình 5-26** Động cơ bánh răng.

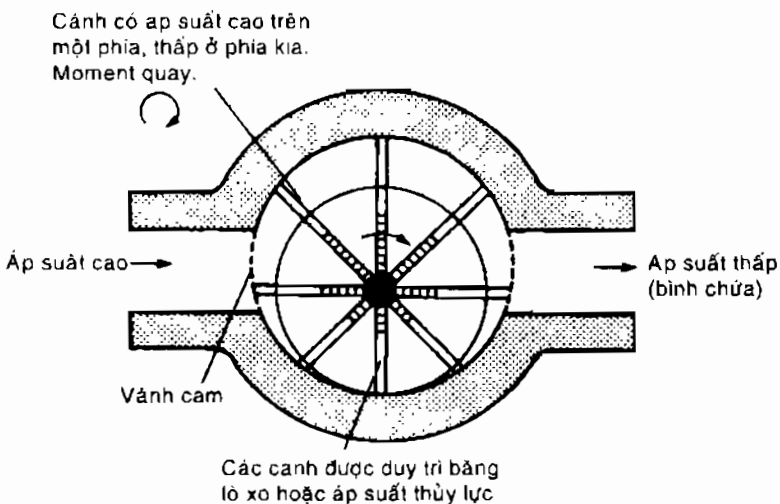
phía trên và làm tăng áp suất buồng trên. Áp suất này tác động vào bề mặt hai bánh răng tại X và Y, dẫn đến mất cân bằng lực trên các bánh răng, làm chúng quay ngược chiều nhau. Động cơ bánh răng bị rò rỉ ở tốc độ thấp; do đó, chúng thường được dùng cho những ứng dụng có tốc độ trung bình, moment thấp.

Kết cấu động cơ cánh gạt được minh họa trên Hình 5-27, tương tự kết cấu của bơm cánh gạt. Do ít rò rỉ hơn động cơ bánh răng, loại động cơ này được sử dụng với tốc độ thấp hơn. Tương tự bơm cánh gạt, tải biên xảy ra trên trục động cơ cánh gạt đơn. Những lực này có thể được cân bằng nếu áp dụng kiểu thiết kế đôi (Hình 2-10b). Với bơm cánh gạt, cánh gạt được duy trì nhờ tốc độ quay. Tuy nhiên, trong động cơ cánh gạt, tốc độ quay tương đối thấp, do đó các cánh gạt được duy trì bằng áp suất lưu chất. Valve điều khiển cùng dòng có thể được sử dụng (Hình 5-28) để tạo ra áp suất hơi cao hơn áp suất động cơ.

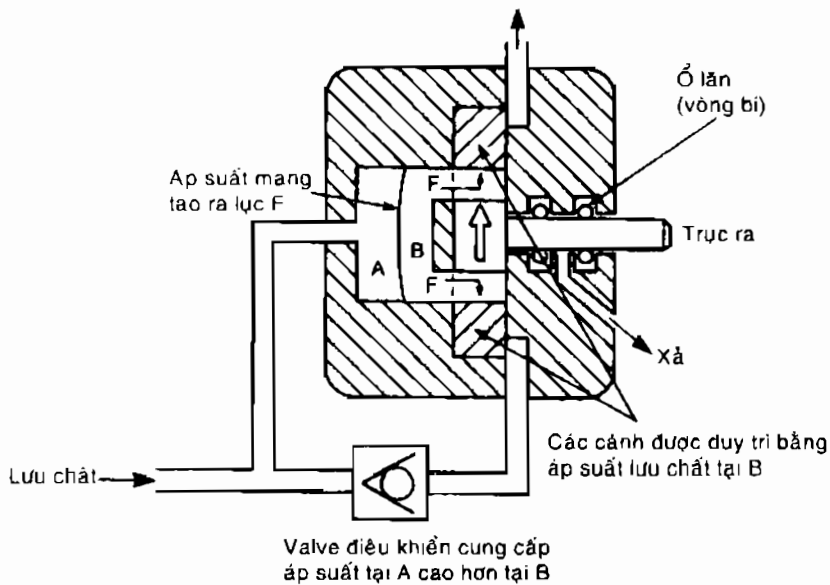
Động cơ piston thường có hiệu suất, moment, tốc độ, và công suất cao nhất. Chúng có thể được thiết kế hướng kính, tương tự như bơm trên các Hình 2-12 và 2-13, hoặc thiết kế nội dòng (hướng trục) tương tự như bơm trên các Hình 2-14 và 2-15. Động cơ piston hướng kính thường được sử dụng trong những ứng dụng khí nén, động cơ piston hướng trục rất thông dụng trong hệ thống thủy lực. Tốc độ của động cơ piston có thể thay đổi bằng cách điều chỉnh góc của đĩa lắc rung (tương tự cách thức điều khiển thể tích phân phối của bơm piston hướng trục).

Động cơ turbine cũng có thể được dùng trong khí nén khi yêu cầu tốc độ rất cao (đến 500.000 vòng/phút) nhưng moment thấp. Ứng dụng phổ biến của loại thiết bị này là mũi khoan tốc độ cao của nha sĩ.

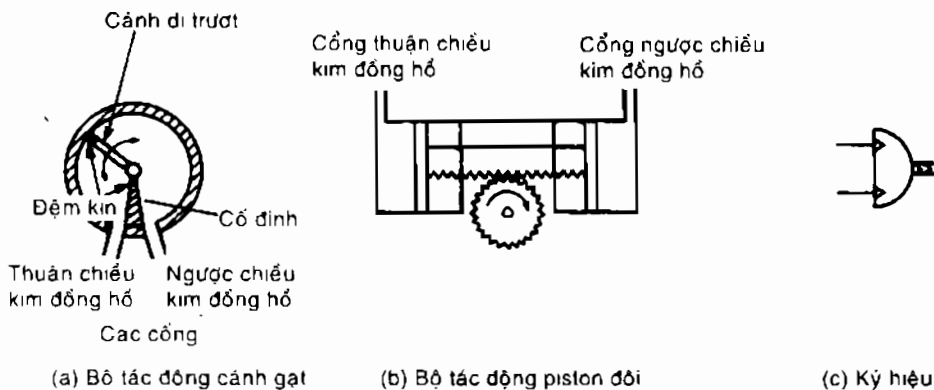
Tất cả các bộ tác động quay nêu trên đều là thiết bị thủy lực hoặc khí nén tương đương với động cơ điện. Tuy nhiên, bộ tác động quay với hành trình giới hạn ( $270^\circ$ ) thường được dùng để kích hoạt valve điều tiết hoặc



Hình 5-27 Động cơ cánh gạt



**Hình 5-28** Hoạt động cánh gạt trong động cơ thủy lực



**Hình 5-29** Bộ tác động quay chuyển động giới hạn.

valve điều khiển lớn (Hình 5-29). Bộ tác động trên Hình 5-29a được dẫn động bằng một cánh gạt nối với trục ra. Trong Hình 5-29b, piston tác động đôi được nối vào trục ra bằng cơ cấu thanh răng. Trong cả hai trường hợp, góc trục có thể được điều khiển chính xác theo áp suất lưu chất tác dụng đến các cổng. Ký hiệu của chúng được nêu trên Hình 5-29c.

## ỨNG DỤNG

### Điều khiển tốc độ

Tốc độ vận hành của bộ tác động được xác định bằng lưu tốc và diện tích bộ tác động (đối với cylinder) hoặc khoảng dịch chuyển (động cơ). Đối với

bộ tác động, kích thước vật lý thường là cố định, vì thế tốc độ được điều khiển bằng dòng lưu chất đến bộ tác động, hoặc tiết lưu từ bộ tác động. Cũng có thể điều khiển tốc độ bộ tác động quay bằng cách thay đổi góc đĩa lặc.

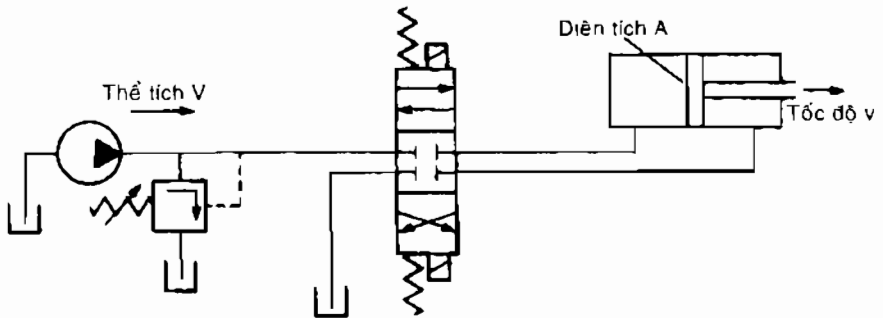
Tính chịu nén của không khí có ưu điểm là vận hành êm, nhưng điều khiển lưu lượng hệ thống khí nén khó hơn hệ thống thủy lực. Mặc dù có thể áp dụng những kỹ thuật điều khiển khí nén, nhưng điều khiển tốc độ chậm một cách chính xác cho bộ tác động khí nén là tương đối khó.

Về cơ bản, có bốn phương pháp điều khiển tốc độ lưu động. Thứ nhất (Hình 5-30), bơm phân phối thể tích lưu chất  $V$  trong một phút. Bởi vì bơm là thiết bị với độ dịch chuyển không đổi, thể tích lưu chất này *phải* trở về bình chứa hoặc đến bộ tác động. Khi valve điều khiển đi từ vị trí chính giữa, bộ tác động di chuyển với vận tốc:

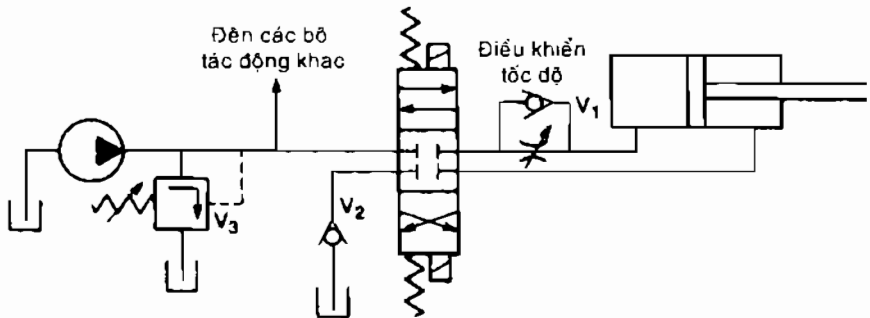
$$v = \frac{V}{A}$$

$A$  là diện tích piston. Nếu bơm phân phối thể tích  $V$  có thể điều chỉnh (chẳng hạn bằng cách thay đổi góc đĩa lặc) và bơm không cung cấp cho các thiết bị khác, sẽ không cần tiếp tục điều khiển tốc độ.

Tuy nhiên, hầu hết các hệ thống đều không đơn giản. Trong phương pháp điều khiển tốc độ thứ hai (Hình 5-31), bơm điều khiển nhiều thiết bị và được nạp tải bằng valve solenoid (Chương 2). Lưu chất dư trở về



Hình 5-30 Điều khiển tốc độ bằng thể tích bơm.

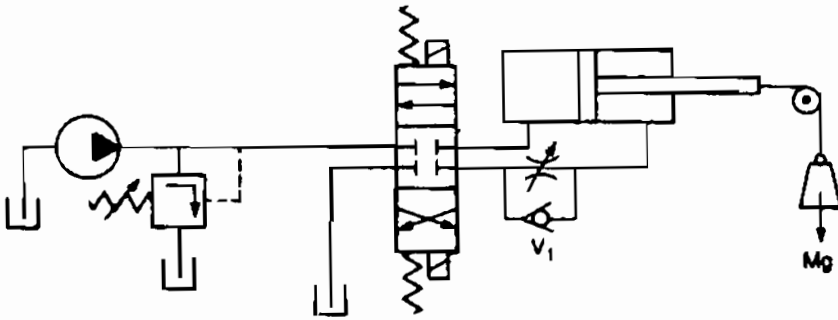


Hình 5-31 Bộ đồng hồ định lượng trong điều khiển tốc độ

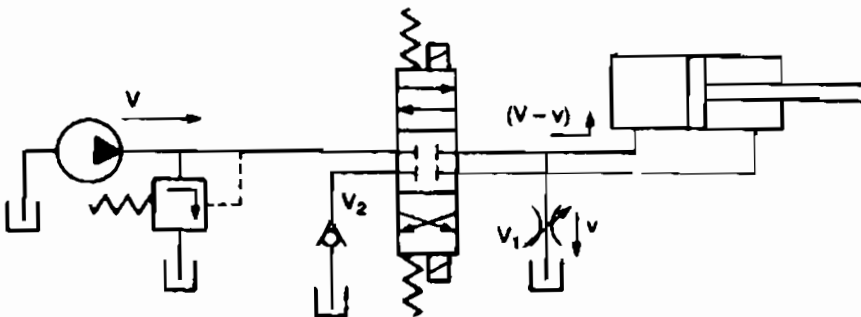
binh chứa qua valve an toàn  $V_1$ . Công suất bơm cao hơn yêu cầu của bộ tác động bất kỳ trong hệ thống, vì thế cần có bộ tiết lưu để xác lập dòng lưu động đến từng bộ tác động. Linh kiện này được gọi là mạch “đồng hồ định lượng bên trong”. và được dùng ở nơi cần lực di chuyển tải. Valve điều khiển  $V_1$  cung cấp sự thu vào của thanh đẩy piston theo tốc độ toàn phần, và valve điều khiển  $V_2$  cung cấp áp suất trở về nhỏ để duy trì tải. Sự phân phối của bơm với lưu lượng toàn phần được thực hiện khi áp suất đạt đến giá trị xác lập của valve an toàn  $V_3$ , dẫn đến lãng phí năng lượng và phát sinh nhiệt không cần thiết trong lưu chất.

Nếu tải có thể đi ra xa bộ tác động, có thể áp dụng phương pháp điều khiển tốc độ thứ ba, mạch “đồng hồ định lượng bên ngoài” (Hình 5-32), điều khiển tốc độ đi ra của thanh đẩy piston và tốc độ thu vào toàn phần (valve  $V_1$ ). Bơm cung cấp lưu chất theo giá trị áp suất của valve an toàn, do đó gây lãng phí năng lượng và phát sinh nhiệt vô ích trong lưu chất.

Cuối cùng, phương pháp điều khiển tốc độ thứ tư (Hình 5-33) sử dụng valve xả riêng phần  $V_1$ . Valve này trả thể tích  $v$  trở về thùng chứa, cho thể tích  $V - v$  đến bộ tác động ( $V$  là thể tích phân phối của bơm). Áp suất bơm lúc này được xác định theo áp suất yêu cầu của bộ tác động, thấp hơn áp suất valve an toàn. Năng lượng tiêu thụ của bơm thấp hơn và phát sinh nhiệt ít hơn. Tuy nhiên, mạch này chỉ có thể sử dụng với tải có chuyển động ngược chiều lưu động. Valve điều khiển  $V_2$  cung cấp áp suất trở về nhỏ.



Hình 5-32 Điều khiển tốc độ đồng hồ bên ngoài với tải kiểm tra.



Hình 5-33 Điều khiển tốc độ bằng valve xả riêng phần.

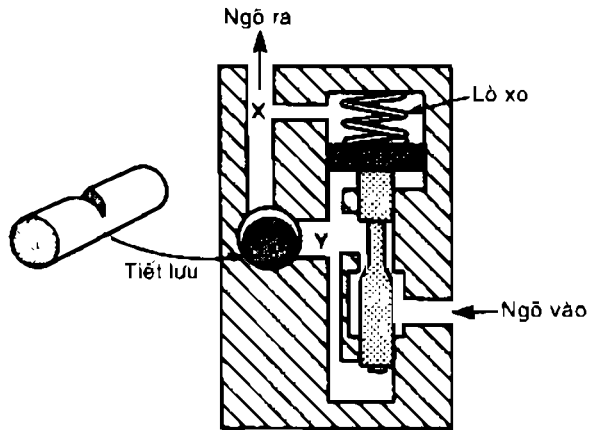


Lưu chất từ bơm trở về thùng ở áp suất cao luôn luôn dẫn đến lãng phí năng lượng; ngay cả với mạch xả hiệu suất cao. Vì thế, không nên sử dụng bơm có thể tích phân phối lớn hơn nhu cầu.

Các Hình 5-31 đến 5-33 đều minh họa sự lưu động và tốc độ được xác lập theo chế độ tiết lưu đơn giản trong ống dẫn đến bộ tác động. Tuy chế độ tiết lưu đơn giản có thể giảm lưu lượng và tốc độ, nhưng trong thực tế cần sử dụng valve điều khiển lưu lượng để phân phối lưu lượng cố định, bất kể áp suất đường ống và nhiệt độ lưu chất.

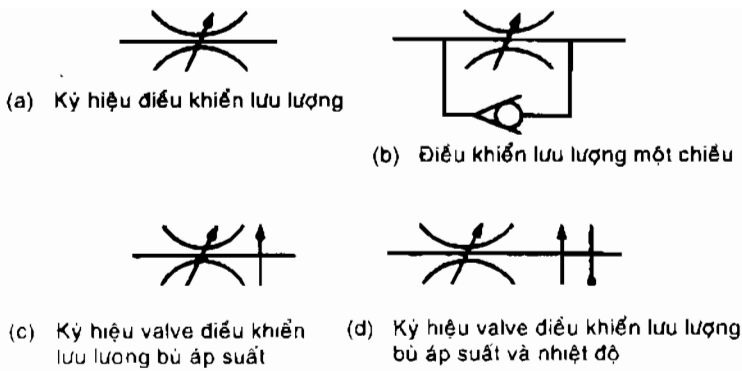
Bộ điều khiển lưu lượng lý tưởng vận hành bằng cách duy trì độ sụt áp suất không đổi qua đoạn tiết lưu trong đường ống. Tốc độ được điều chỉnh bằng cách thay đổi kích cỡ đoạn tiết lưu (Hình 5-34). Đoạn tiết lưu là phần ống với trục có rãnh trên bề mặt, góc quay của trục này sẽ xác lập lưu lượng. Sự sụt áp suất qua đoạn tiết lưu là chênh lệch áp suất giữa điểm X và Y và được áp dụng với mô di động. Áp suất tại X kết hợp với lực lò xo tạo ra lực hướng xuống; áp suất tại Y tạo ra lực hướng lên. Nếu mô đi lên, lưu lượng giảm; nếu mô đi xuống, lưu lượng tăng. Do đó piston di chuyển lên và xuống cho đến khi áp suất chênh lệch giữa X và Y tương hợp với lực nén lò xo. Do đó thiết bị duy trì giá trị sụt áp suất không đổi qua đoạn tiết lưu cung cấp lưu lượng ổn định qua valve, được gọi là valve điều khiển lưu lượng bù áp suất.

Hình 5-34 Valve điều khiển lưu lượng bù áp suất.

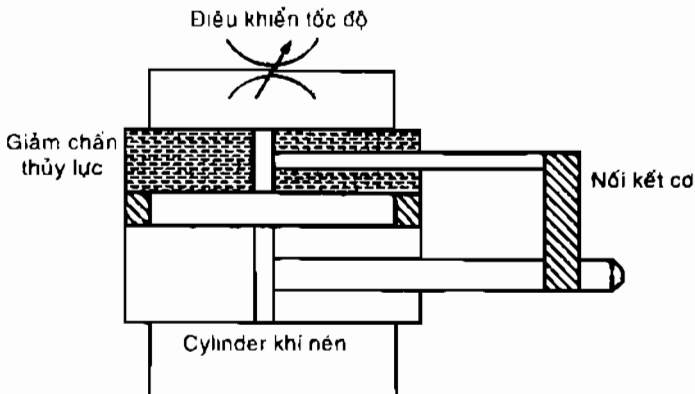


Valve điều khiển lưu lượng cũng có thể chịu ảnh hưởng của sự thay đổi nhiệt độ, do thay đổi độ nhớt của dầu. Vì lý do này, valve điều khiển lưu lượng phức hợp thường có cơ cấu bù nhiệt độ. Hình 5-35 trình bày các ký hiệu của valve điều khiển lưu lượng.

Phần này chủ yếu đề cập đến hệ thống thủy lực, do tính chịu nén của không khí, sự điều khiển tốc độ của bộ tác động khí nén có phần thô thiển. Nếu cần bộ tác động khí nén vận hành với tốc độ chậm có điều khiển, có thể sử dụng bộ giảm xóc thủy lực bên ngoài (Hình 5-36). Dầu chuyển động từ một phía của piston thủy lực đến phía khác qua valve điều khiển lưu lượng có thể điều chỉnh. Tốc độ thấp khoảng vài milimét/phút có thể được điều khiển chính xác, nhưng thiết bị khá cồng kềnh.



Hình 5-35 Valve điều khiển lưu lượng

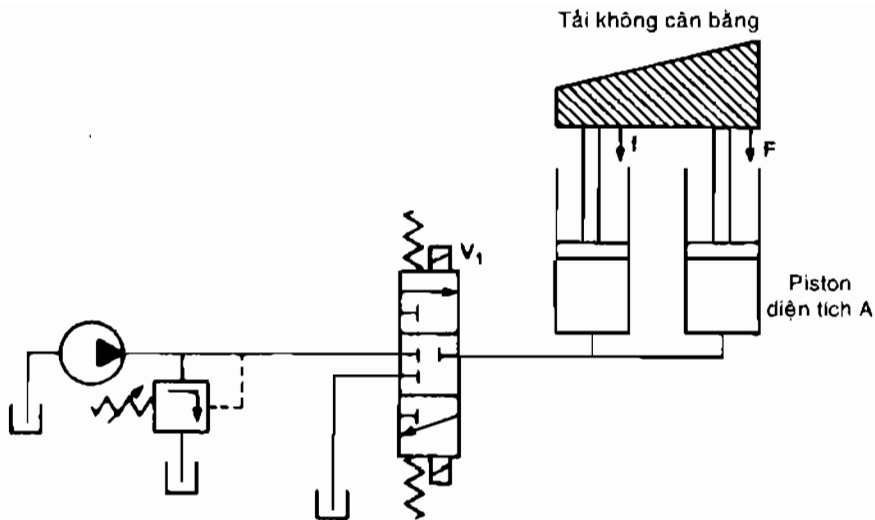


Hình 5-36 Điều khiển tốc độ cylinder khí nén

### Đồng bộ hóa bộ tác động

Hình 5-37 minh họa vấn đề khá phổ biến, tải không cân bằng được nâng bằng hai cylinder. Cylinder bên phải chịu lực  $F$  lớn, cylinder bên trái chịu lực  $f$  nhỏ hơn. Piston bên phải yêu cầu áp suất  $F/A$  để nâng, trong khi piston bên trái chỉ cần  $f/A$ . Khi áp lực nâng đặt trên valve  $V_1$ , áp suất tăng đến giá trị  $f/A$ , và chỉ piston bên trái di chuyển. Tải không cân bằng sẽ vận hành sai. Kết quả tương tự cũng có thể xảy ra nếu hai hoặc nhiều cylinder vận hành trong điều kiện các lực ma sát không rõ ràng.

Giải pháp đơn giản là sử dụng các valve điều chỉnh lưu lượng. Valve điều chỉnh lưu lượng có thể xác lập và duy trì lưu lượng với dung sai  $\pm 5\%$  giá trị danh định, sai lệch vị trí hành trình sẽ không quá  $10\%$ . Điều này có thể hoặc không thể chấp nhận, Hình 5-37 minh họa ví dụ về các cylinder, trong nhiều trường hợp chúng sẽ tự chỉnh thẳng hàng ở cuối hành trình. (Khi tải quá nhẹ và piston di chuyển nhanh đến cuối hành trình, áp suất hệ thống sẽ tăng). Giải pháp này không được chấp nhận nếu yêu cầu độ chính xác vị trí cao hoặc bộ tác động quay mà không có cữ chặn cuối được dẫn động.



Hình 5-37 Các cylinder liên kết với tải không cân bằng.

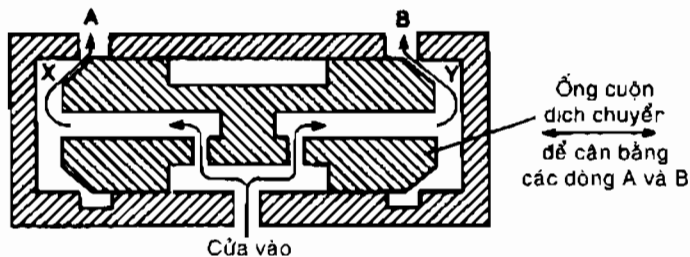
Valve phân chia dòng (Hình 5-38) làm việc theo nguyên lý tương tự, chia dòng ngõ vào bằng nhau (đến vài phần trăm) giữa hai cổng ra. Ống cuộn di chuyển để duy trì sự sụt áp cân bằng qua các đoạn tiết lưu X và Y, do đó chúng có lưu lượng bằng nhau.

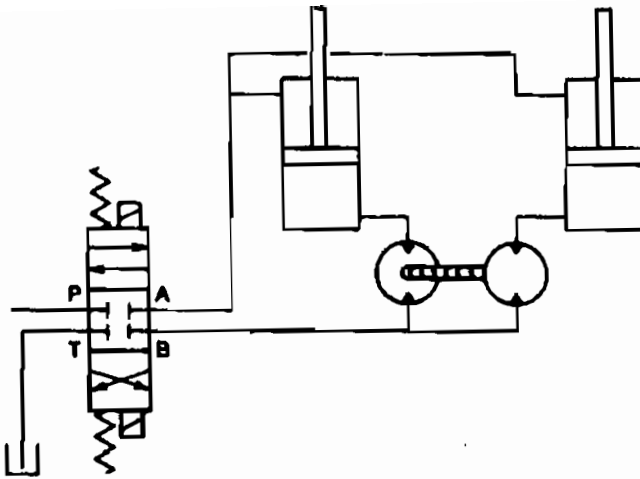
Sự dịch chuyển của động cơ khí nén hoặc thủy lực có thể được chuyên biệt một cách chính xác, đây là cơ sở của mạch chia dòng được minh họa trên Hình 5-39. Tại đây lưu chất dùng cho hai cylinder đi qua hai động cơ nối kết cơ khí. Khớp nối cơ khí đảm bảo hai động cơ quay cùng tốc độ, và do đó, dòng cân bằng đi qua từng cylinder.

Hai cylinder (Hình 5-40) xếp nối tiếp một cách hiệu quả với lưu chất từ vành xuyên của cylinder 1 đi đến phía lòng cylinder toàn phần của cylinder 2. Tuy nhiên, các cylinder này được chọn để diện tích toàn phần của lòng cylinder 2 bằng diện tích vành xuyên của cylinder 1. Khi thanh piston đi ra, lưu chất thoát ra khỏi cylinder 1 làm cho thanh piston của cylinder 2 đi ra. Hai cylinder chuyển động với cùng tốc độ do có diện tích bằng nhau.

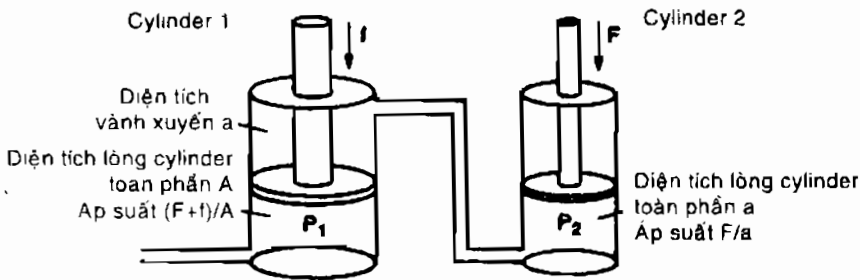
Tuy nhiên, ở đây có hiệu ứng phụ không mong muốn. Áp suất  $P_2$  trong cylinder 2 là  $F/a$ . Lưu chất ở phía lòng cylinder toàn phần của cylinder 1 phải nâng piston chống lại lực  $f$  cộng với lực từ hoạt động của

Hình 5-38  
Valve chia dòng





Hình 5-39 Sự đồng bộ cylinder với các động cơ thủy lực liên kết



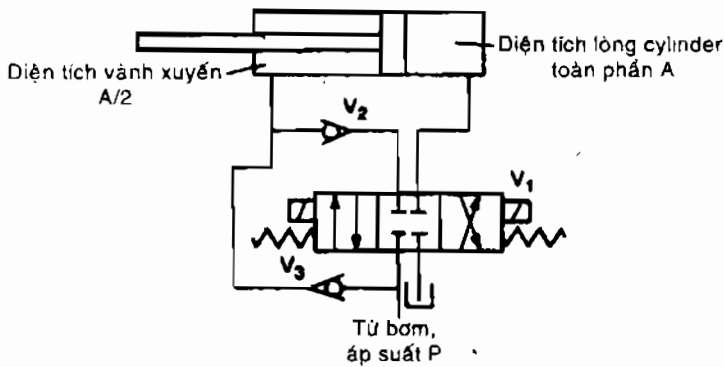
Hình 5-40 Sự đồng bộ cylinder với kết cấu nối tiếp.

$P_2$  trên phía vành xuyên của piston. Áp suất  $P_1$  là  $(F+f)/A$ ; cao hơn áp suất yêu cầu khi hai cylinder độc lập tác động song song. Tốc độ quay của động cơ với độ dịch chuyển bằng nhau có thể đồng bộ hóa bằng cách nối chúng liên tiếp nhau. Tuy nhiên, áp suất cổng nạp của động cơ thứ nhất cao hơn cần thiết để dẫn động hai động cơ riêng biệt hoặc song song.

Các phương pháp này không thể đồng bộ hóa một cách tuyệt đối, và nếu các bộ tác động không tự chỉnh thẳng hàng ở cuối hành trình, có thể phải áp dụng phương pháp dẫn động các bộ tác động một cách riêng rẽ để cho phép chỉnh thẳng hàng bằng tay. Tuy nhiên, giải pháp tốt nhất thường là áp dụng cơ cấu liên kết để đảm bảo các bộ tác động chịu tải cân bằng và luôn luôn thẳng hàng.

### Cải tiến

Cylinder có thể tác dụng lực tiến ra lớn hơn lực thu thành piston trở về do sự khác nhau giữa diện tích lòng cylinder toàn phần và diện tích vành xuyên bao quanh thanh đẩy piston. Hệ thống trên Hình 5-41 sử dụng



Hình 5-41 Mạch cải tiến.

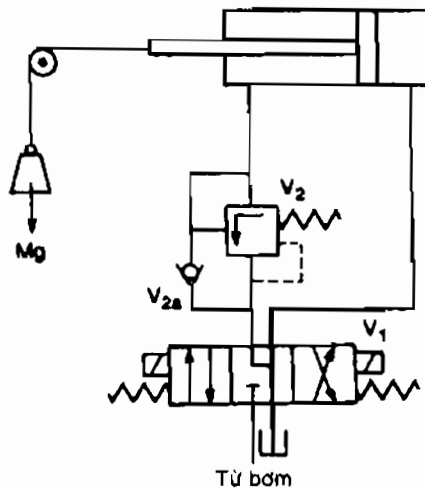
cylinder có tỷ số diện tích lòng cylinder và diện tích vành xuyên là 2:1, và được gọi là cylinder vi sai.

Khi thanh piston đi ra, áp suất đường ống P tác dụng vào phần bên phải piston với lực  $P \times A$ ; phần bên trái piston trả dầu về qua valve  $V_3$ , ngược chiều áp suất đường ống P, tạo ra lực ngược chiều  $P \times A/2$ . Do đó xuất hiện hợp lực  $P \times A/2$  hướng về bên trái. Khi piston thu về, lực  $P \times A/2$  tác dụng vào phần bên trái, lưu chất từ phần bên phải trở về bồn chứa ở áp suất tối thiểu. Do đó lực khi piston đi ra và thu lại là bằng nhau,  $P \times A/2$ .

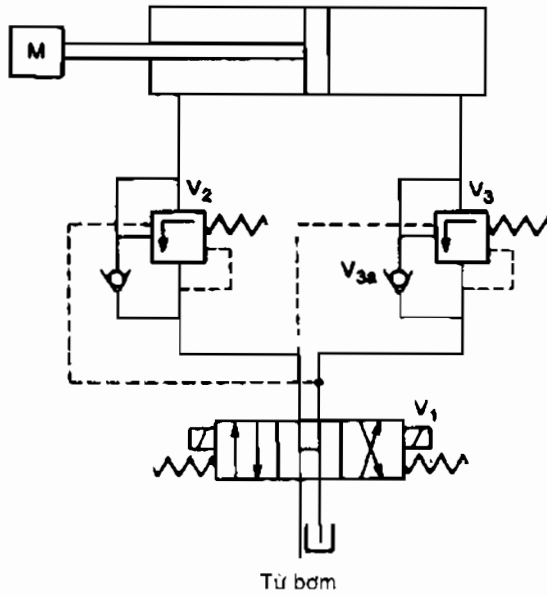
### Hãm động và đối trọng

Cylinder trên Hình 5-42 chịu tải có thể ra xa khi hạ xuống. Valve  $V_2$ , được gọi là valve đối trọng, là valve xả an toàn với áp suất cao hơn  $F/2$  (áp suất tải trong lưu chất trên phía vành xuyên piston). Trong trạng thái tĩnh, valve  $V_2$  đóng và tải duy trì vị trí tĩnh.

Khi tải được hạ xuống, áp suất đường ống tác động vào phía lòng



Hình 5-42  
Mạch đối trọng



Hình 5-43  
Thăng tải quán tính cao

cylinder toàn phần của piston qua valve  $V_1$ . Áp suất tăng làm valve  $V_2$  mở và tải hạ xuống. Valve điều khiển  $V_{2a}$  cho lưu chất đi qua để nâng tải.

Valve đối trọng cũng có thể được dùng để thăng tải với quán tính cao. Hình 5-43 trình bày hệ thống cylinder di chuyển tải với quán tính cao. Các valve đối trọng  $V_2$  và  $V_3$  gắn trên đường ống ở hai đầu cylinder. Đường dẫn hướng liên kết chéo (đường nét đứt) duy trì valve  $V_2$  mở khi piston kéo dài và valve  $V_3$  mở khi piston rút lại. Khi tốc độ cylinder không đổi, các valve  $V_2$  và  $V_3$  hầu như không có tác động.

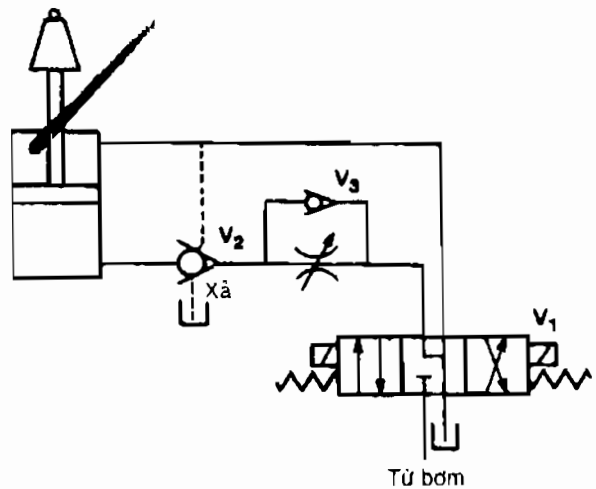
Đê dừng tải, valve  $V_1$  được đưa đến vị trí giữa (không hoạt động), bơm dỡ tải đến thùng chứa và áp suất dẫn hướng bị mất, làm valve  $V_2$  và  $V_3$  đóng lại. Tuy nhiên quán tính vẫn duy trì cylinder di chuyển trong thời gian ngắn. Ví dụ, nếu cylinder được kéo dài, quán tính làm cho thanh piston đi về bên trái – tăng áp suất trên phía vành xuyên của piston cho đến khi valve  $V_2$  đạt đến giá trị áp suất đã định và mở ra. Lực giảm tốc không đổi Pa ( $P$  là áp suất xác lập của valve  $V_1$  và  $a$  là diện tích vành xuyên) tác dụng vào tải. Khi giảm tốc, lưu chất đi qua phía lòng cylinder toàn phần thông qua valve điều khiển  $V_{3a}$ .

### Valve điều khiển vận hành nhờ valve dẫn hướng

Valve điều khiển hướng và valve giảm tốc có rò rỉ nhỏ, nhưng xác định, và chỉ có thể được dùng để duy trì vị trí tải trong thời gian ngắn (tính theo phút), hầu như không bị tổn thất năng lượng do áp suất tác dụng vào cylinder thường xuyên.

Valve điều khiển có thể được thiết kế với mức rò rỉ bằng 0. Valve điều khiển vận hành nhờ valve dẫn hướng (Chương 4) có thể được dùng để

**Hình 5-44** Valve điều khiển vận hành nhờ valve dẫn hướng dùng để duy trì tải lớn.



khóa bộ tác động ở vị trí nào đó (Hình 5-44). Valve  $V_2$  thường cho lưu chất đi qua khi piston kéo ra, nhưng đóng lại khi valve  $V_1$  ở vị trí giữa (đóng). Trong trạng thái này, năng lượng được tiết kiệm bằng cách đỡ tải từ bơm vào thùng chứa. Áp suất đường dẫn hướng mở valve  $V_2$  khi tải được hạ xuống. Valve đối trọng  $V_3$  cung cấp sự hạ thấp tải có điều khiển nhưng cũng bảo đảm đủ áp suất hiện diện ở phía vành xuyên của cylinder, tạo ra áp suất dẫn hướng cần thiết để mở valve  $V_2$ .

### **Biến dầy trước và giảm nén**

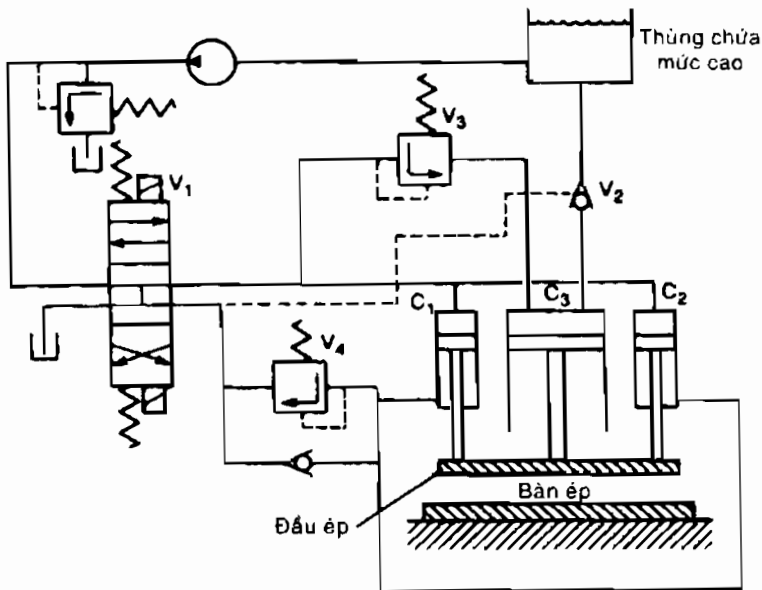
Hình 5-45 minh họa mạch thủy lực trong máy ép cỡ lớn. Để có lực yêu cầu phải dùng cylinder đường kính lớn, và nếu được dẫn động trực tiếp, phải sử dụng bơm công suất lớn. Mạch này (còn được gọi là mạch điện dầy trước) sử dụng bình chứa mức cao và valve điều khiển vận hành nhờ valve dẫn hướng để giảm kích cỡ bơm.

Đầu máy ép nâng lên và hạ xuống nhờ hai cylinder nhỏ  $C_1$  và  $C_2$ . Khi valve  $V_1$  chuyển mạch để hạ đầu máy ép xuống, áp suất phía lòng cylinder toàn phần của cylinder  $C_1$  và  $C_2$  thấp và valve  $V_3$  đóng. Valve  $V_4$  là valve đối trọng cung cấp chế độ hạ xuống có điều khiển. Khi cylinder  $C_1$  và  $C_2$  kéo ra, cylinder  $C_3$  cũng kéo ra do được nối cơ học, rút lưu chất trực tiếp từ bình chứa mức cao qua valve dẫn hướng  $V_2$ .

Khi đầu máy ép tiếp xúc với tải, áp suất trên phía lòng cylinder toàn phần của cylinder  $C_1$  và  $C_2$  tăng. Điều này làm cho valve  $V_3$  mở, áp suất toàn phần tác dụng vào cylinder  $C_3$  và valve điều khiển  $V_2$  đóng. Lực vận hành toàn phần tác dụng vào tải qua cylinder  $C_3$ .

Khi đầu máy ép nâng lên, áp suất tác dụng vào phía vành xuyên của cylinder  $C_1$  và  $C_2$ . Áp suất này mở valve điều khiển  $V_2$ , lưu chất trong cylinder  $C_3$  trở về thùng.

Mạch thủy lực áp suất cao có yêu cầu cao về thiết kế và bảo dưỡng.

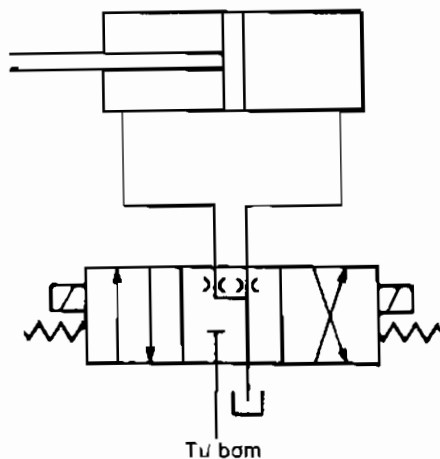


Hình 5-45 Mạch điện đẩy trực.

Với hầu hết các mục đích thực tiễn, lưu chất thủy lực có thể xem là không nén được. Trong thực tế, độ nén khoảng 0.8% với áp suất tác dụng 100 bar. Khi đồng thời có áp suất cao và thể tích dầu lớn, sự giảm áp suất đột ngột có thể gây nổ. Vì thế, thiết kế phải bảo đảm giảm từ từ áp suất và thể tích lưu chất.

Do đó các valve thể tích lớn, áp suất cao được lắp với khối giảm chấn (Hình 5-46) để trả lưu chất về thùng chứa với tốc độ chậm.

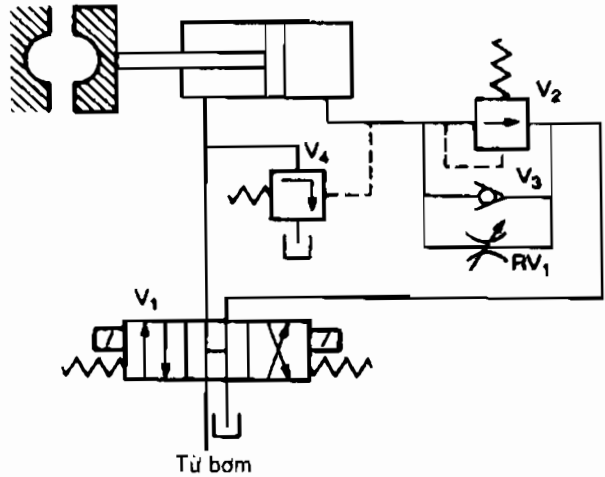
Hình 5-47 trình bày mạch giải nén thông dụng. Khi thanh piston kéo ra, lưu chất đi qua phía lòng cylinder toàn phần thông qua valve điều khiển  $V_3$ , với áp suất lưu chất tăng khi tiếp xúc với tải. Việc tăng áp suất này duy trì valve  $V_2$  đóng. Khi valve  $V_1$  trở về vị trí giữa (đóng), áp suất



Hình 5-46 Valve với khối giảm chấn ở giữa



Hình 5-47 Mạch giải nén có điều khiển

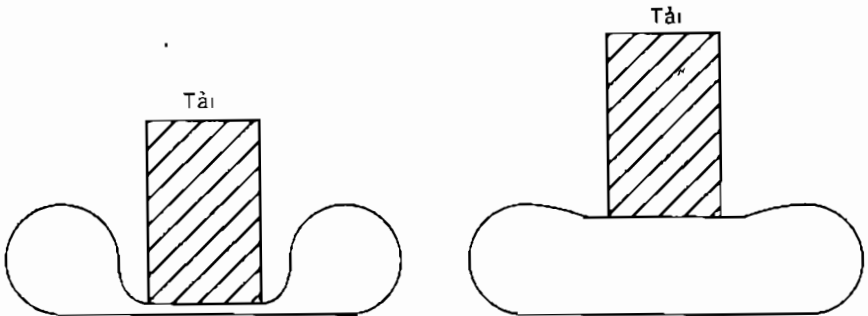


giảm qua valve tiết lưu  $RV_1$ . Khi áp suất giảm đến mức an toàn, xác lập tại valve  $V_2$ , valve này mở, cho phép áp suất giảm hoàn toàn.

Valve  $V_4$  được dùng để bảo vệ sự thay đổi nhanh chóng từ áp suất cao khi piston kéo dài đến khi thu ngắn lại, đồng thời bảo đảm áp suất giảm liên tục. Khi có áp suất ở phía lòng cylinder toàn phần, valve  $V_4$  duy trì trạng thái mở để bơm dỡ tải về thùng chứa, nếu yêu cầu piston thu lại trước khi giải nén hoàn tất. Khi áp suất ở phía lòng cylinder toàn phần giảm, valve  $V_3$  đóng và cylinder có thể rút về.

### BỘ TÁC ĐỘNG KIỂU HỘP XẾP

Nhiều ứng dụng chỉ yêu cầu chức năng nâng đơn giản, ví dụ nâng cữ chặn bị lệch trên bộ trục lăn. Chức năng này thường do cylinder khí nén thực hiện, nhưng phải có đủ không gian và đồ gá chuyên dùng. Một lựa chọn đơn giản là kiểu hộp xếp (Hình 5-48). Trong trạng thái giảm áp suất, hộp xếp được xả hơi và tải rơi xuống do trọng lực. Khi không khí đi vào hộp xếp, áp suất trong hộp tăng lên cho phép nâng tải lên cao. Bộ tác động này chỉ cần không gian nhỏ và lắp ráp đơn giản. Khuyết điểm cơ bản là tải rơi xuống do trọng lực và không được dẫn động xuống.



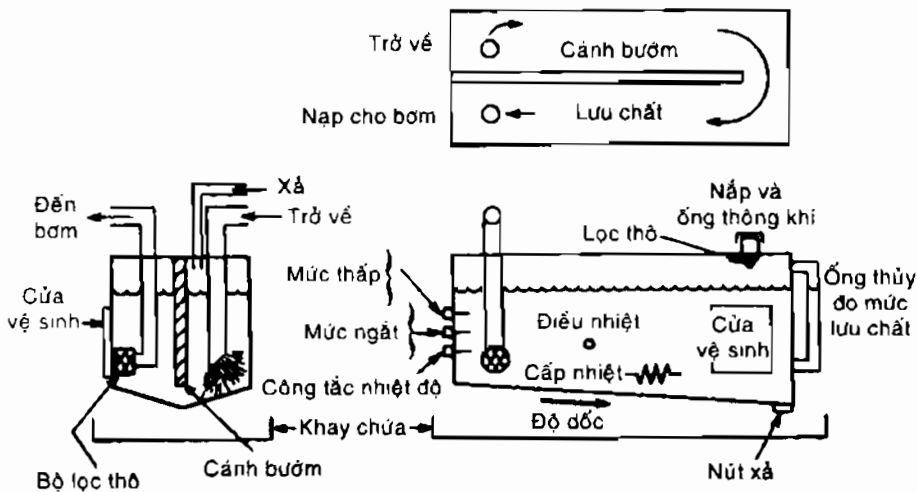
Hình 5-48 Sử dụng hộp xếp khí nén cho phép nâng và hạ tải một cách đơn giản.

## BÌNH CHỨA THỦY LỰC

Hệ thống thủy lực là hệ thống kín và dầu thủy lực đã dùng được tích trữ trong thùng chứa (két dầu) để tái sử dụng. Tuy đây có thể là bộ phận đơn giản nhất của hệ thống, nhưng để hoạt động tin cậy, thiết kế và bảo dưỡng thùng chứa là hết sức quan trọng (Hình 6-1).

Thể tích lưu chất trong thùng chứa thay đổi theo nhiệt độ và trạng thái của bộ tác động trong hệ thống, tối thiểu ở nhiệt độ thấp với tất cả các thanh piston đi ra và cực đại ở nhiệt độ cao với tất cả các thanh piston thu lại. Thông thường, thể tích thùng chứa được xác định lớn hơn bốn lần sức hút của bơm trong một phút hoặc hai lần thể tích hệ thống bên ngoài. Không gian phía trên bề mặt lưu chất phải đủ lớn cho lưu chất giãn nở và ngăn chặn văng bắn trên bề mặt tràn ra ngoài.

Bình chứa cũng làm việc như một bộ trao đổi nhiệt để giải nhiệt cho lưu chất. Để đạt được sự làm nguội tối đa, lưu chất buộc phải đi theo vách thùng chứa từ đường trở về đến cổng hút của bơm thông qua cánh bướm hướng xuống đường tâm thùng. Tấm ngăn này cũng làm cho chất bẩn rơi xuống đáy thùng trước khi đến cổng hút của bơm và cho phép không khí thoát lên trên bề mặt lưu chất. Dòng trở về chính nên đi vào từ đỉnh thùng chứa để có thể không cần sử dụng valve điều khiển, đầu ống trở về phải ở dưới mức dầu tối thiểu trong thùng chứa để ngăn chặn không khí



Hình 6-1 Kết cấu bình chứa dầu thủy lực.

bị hút vào dầu. Dòng trở về nên đi vào thùng chứa qua ống khuếch tán với vận tốc thấp, khoảng 0.3 m/giây, để tránh tạo ra các cuộn xoáy khuấy động cặn bẩn ở đáy thùng chứa, và hướng thẳng vào vách thùng chứa để tăng khả năng giải nhiệt.

Nếu các bộ phận bên ngoài thấp hơn mức dầu trong thùng chứa, trên đường dầu trở về cần lắp nút chặn xiphông có thể tháo ra. Nút này cần được tháo ra để cho phép không khí đi vào đường ống trở về trước khi tháo nối kết các bộ phận bên ngoài. Nếu không có sự phòng ngừa này, dòng ngược xiphông có thể xảy ra, rất khó ngăn chặn.

Sự trở về áp suất thấp (ví dụ, xả từ động cơ hoặc valve) phải được trả về phía trên mức lưu chất để tránh áp suất ngược và hình thành khóa thủy lực.

Mức lưu chất là rất quan trọng, nếu quá thấp, các cuộn xoáy sẽ hình thành phía trên ngõ vào của bơm, và không khí được hút vào bơm. Khí này sẽ gây vận hành sai chức năng, và có thể làm hư bơm.

Ống thủy đo mức dầu là rất cần thiết để kiểm tra, bảo dưỡng. Đường duy nhất để dầu thoát ra khỏi hệ thống thủy lực là rò rỉ, do đó cần nghiên cứu các nguyên nhân gây tổn thất dầu thủy lực. Trong hệ thống đơn giản nhất và nhỏ nhất, hai công tắc phao điện thường được gắn vào đồng hồ cảnh báo từ xa (mức thấp) và một tín hiệu báo động (mức rất thấp) để tự động tắt bơm trước khi hư hỏng có thể xảy ra.

Nhiệt độ lưu chất trong thùng chứa cũng cần được theo dõi, có thể sử dụng nhiệt kế đơn giản. Khoảng nhiệt độ lý tưởng là 45 đến 50°C và vấn đề là duy trì nhiệt độ dưới mức này. Lý tưởng là sử dụng công tắc quá nhiệt điện tử để báo hiệu khi nhiệt độ dầu quá cao.

Khi hệ thống được sử dụng không liên tục, hoặc khởi động lúc trời lạnh, nhiệt độ dầu có thể quá thấp, dẫn đến vận hành chậm chạp và bị mòn sớm. Bộ điều nhiệt thấp và bộ cấp nhiệt được dùng để duy trì dầu ở nhiệt độ tối ưu khi hệ thống tạm ngưng hoạt động.

Bình chứa được thiết kế để thu gom tất cả các hạt bụi và chất bẩn trong hệ thống, và có cấu trúc với tiết diện hình chữ V tạo thành bình hứng dầu. Độ dốc tương đối nhỏ bảo đảm các tạp chất tập trung ở phía thấp, nơi có nút xả đáy. Thường sử dụng nút xả đáy từ tính để thu thập các hạt kim loại.

Thùng chứa cần được xả định kỳ để làm sạch và có cửa vệ sinh để làm sạch bên trong.

Dầu được châm thêm qua nắp bộ lọc trên đỉnh thùng chứa. Nắp này có ống thông hơi cho không khí vào/ra thùng chứa khi thể tích lưu chất thay đổi. Bộ lọc thô phía dưới ống thông hơi sẽ lọc bớt tạp chất khi rót lưu chất vào thùng chứa.

Các bộ lọc không khí của thùng chứa thường bị bỏ quên trong quy trình bảo dưỡng. Dầu trong thùng thay đổi đáng kể trong khi vận hành do nhiệt độ thay đổi và chế độ vận hành của bộ tác động. Sự thay đổi thể tích này phản ánh sự thay đổi không khí cả bên trong và bên ngoài thùng chứa. Đường duy nhất cho dòng khí này là đi qua các bộ lọc. Nếu

bộ lọc không khí bị nghẹt, áp suất trong thùng chứa tăng rõ rệt dẫn đến các sự cố khó lường.

Thùng chứa thường được chế tạo bằng tấm thép hàn với vách bên hông mong để giải nhiệt nhanh. Bên trong thùng được phun cát, xử lý bằng lớp sơn bảo vệ để tránh rỉ sét.

Trong thời gian hoạt động, dầu của hệ thống thủy lực có thể chảy ra xung quanh thùng chứa do rò rỉ, quá đầy, hoặc bảo dưỡng không cẩn thận. Vì thế nên đặt các khay bên dưới bơm thùng chứa và các valve kết hợp để tránh dầu loang ra khi xảy ra sự cố.

## BỘ TÍCH LŨY THỦY LỰC

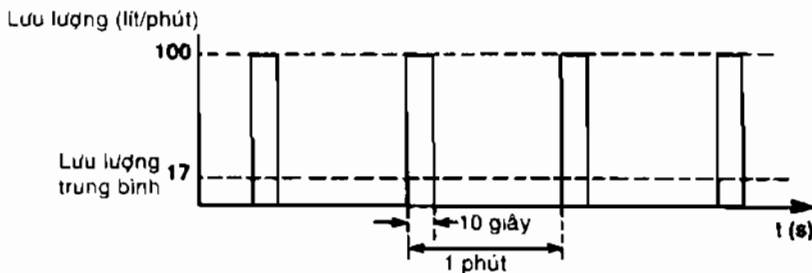
Trong hệ thống thủy lực đơn giản, kích cỡ bơm được xác định (tốc độ phân phối và công suất động cơ) theo các yêu cầu tối đa của bộ tác động. Hình 6-2 minh họa hệ thống hoạt động không liên tục với áp suất khoảng 150 và 200 bar, lưu lượng 100 lít/phút trong 10 giây với tốc độ lặp 1 phút. Với hệ thống đơn giản (bơm, bộ điều chỉnh áp suất, và valve đặt tải) yêu cầu bơm 200 bar, 100 lít/phút (dẫn động bằng động cơ 50 Hp) tốn khoảng 85% thời gian chờ tải đến thùng chứa.

Hình 6-3a minh họa thiết bị tích trữ được gọi là bộ tích lũy được đưa vào hệ thống. Thiết bị này có thể tích trữ và xả khối lượng lưu chất theo áp suất yêu cầu của hệ thống, tương tự sự hoạt động của tụ điện trong nguồn điện (Hình 6-3b).

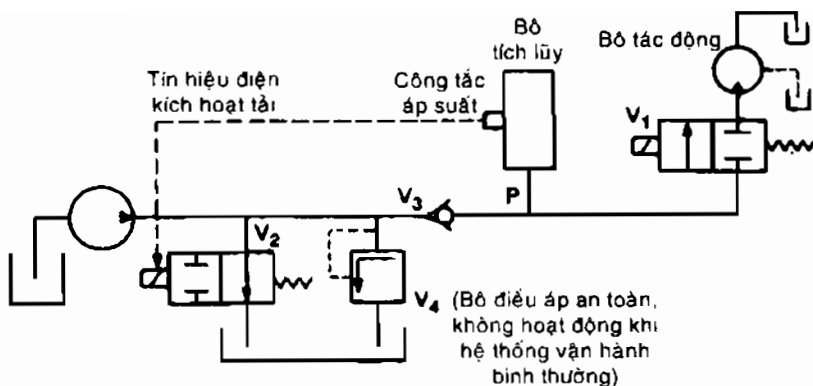
Tại thời điểm A, hệ thống khởi động và tải bơm làm áp suất tăng khi lưu chất đi đến bộ tích lũy qua valve một chiều  $V_3$ . Ở thời điểm B, áp suất đạt đến giá trị làm việc và công tắc áp suất trên bộ tích lũy sẽ vận hành để bơm dỡ tải. Trạng thái này được duy trì trong suốt thời gian valve một chiều  $V_3$  duy trì áp suất hệ thống.

Bộ tác động hoạt động giữa thời điểm C và D. Thiết bị này hút lưu chất từ bộ tích lũy làm giảm áp suất hệ thống. Công tắc áp suất trên bộ tích lũy làm bơm có tải trở lại cho đến thời điểm E, trước khi bộ tích lũy được nạp đủ cho sự di chuyển kế tiếp của bộ tác động ở thời điểm F.

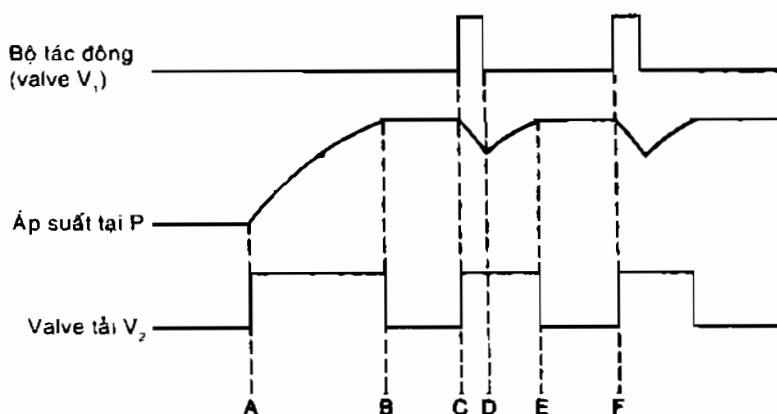
Bộ tích lũy làm giảm các yêu cầu bơm. Hệ thống gốc cần dùng bơm



**Hình 6-2** Hệ thống đơn giản với nhu cầu không đều. Để đáp ứng điều này nếu không có bộ tích lũy, cần có lưu lượng 100 l/phút dù lưu lượng trung bình chỉ 17 l/phút.



(a) Sơ đồ mạch



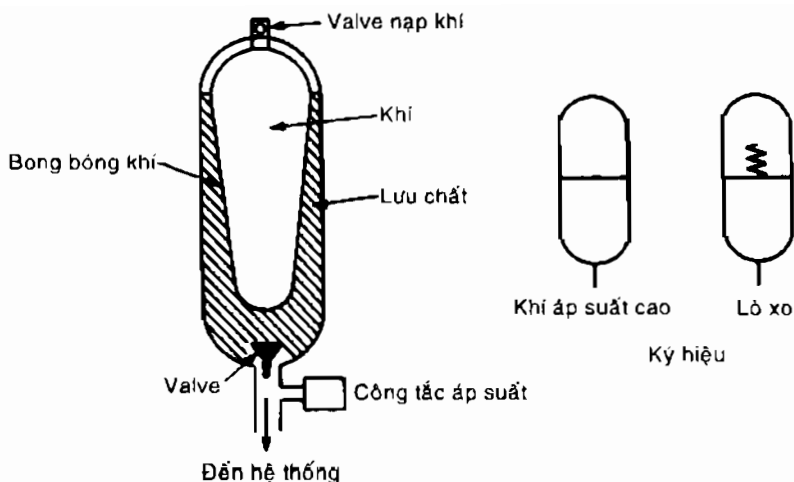
(b) Biểu đồ thời gian

Hình 6-3 Hệ thống với bộ tích lũy

100 lít/phút. Nhưng với bộ tích lũy, bơm chỉ cần cung cấp 17 lít/phút (100 lít/phút cho 10 giây trong từng phút). Kích cỡ bơm và kích cỡ động cơ giảm với hệ số 1/6, do đó tiết kiệm chi phí và không gian, cộng thêm độ lợi trong các thiết bị phụ, chẳng hạn bộ khởi động động cơ và dây cáp. Năng lượng tiêu thụ không giảm, với hệ thống đơn giản, động cơ 50 hp có chu kỳ tải 17% thời gian, với bộ tích lũy động cơ 10 hp tải khoảng 90% thời gian.

Hầu hết các bộ tích lũy hoạt động bằng cách nén khí (mặc dù các bộ tích lũy nhỏ hoặc đời cũ có thể làm việc bằng cách nén lò xo hoặc nâng đối trọng bằng cylinder). Dạng phổ biến nhất là bộ tích lũy có bong bóng khí (Hình 6-4). Khí được nạp trước đến áp suất nhất định, với bộ tích lũy rỗng (không chứa lưu chất), toàn bộ bộ tích lũy sẽ chứa đầy khí. Valve nắm ở để bộ tích lũy ngăn chặn bong bóng khí lọt vào đường ống.

Bộ tích lũy được định cỡ bằng định luật Boyle và các yêu cầu của bộ tác động. Với hệ thống trên Hình 6-2, giả sử được nạp trước 120 bar, áp



Hình 6-4 Bộ tích lũy.

suất bộ tích lũy đã nạp 180 bar và giảm xuống 160 bar trong khi cấp 17 lít lưu chất cho hệ thống;  $V$  là thể tích của bộ tích lũy. Điều này dẫn đến ba trạng thái (Hình 6-5) có thể áp dụng định luật Boyle để tìm thể tích yêu cầu của bộ tích lũy.

Từ Hình 6-5b và c, áp dụng định luật Boyle:

$$160v = 180 (v - 17)$$

suy ra  $v = 153$  lít

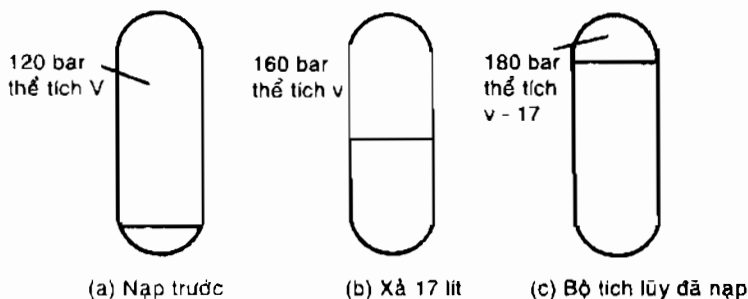
từ Hình 6-5a:  $120V = 160 \times 153$

hoặc:  $V = 204$  lít

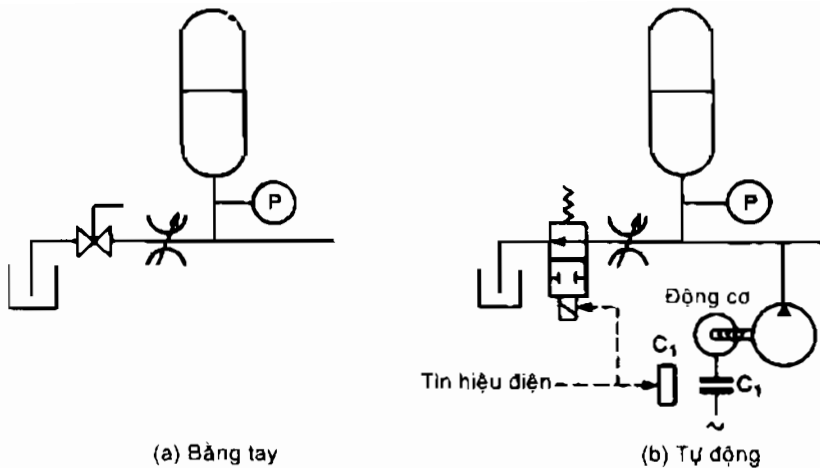
Do đó, cần sử dụng bộ tích lũy có thể tích khoảng 250 lít, với áp suất nạp trước 120 bar và công tắc áp suất 180 bar.

Bộ tích lũy cũng có thể được dùng để hoạt động theo kiểu “bộ đệm” trên hệ thống để hấp thụ va đập và các đỉnh áp suất.

Tuy nhiên, bộ tích lũy có thể làm tăng nguy hiểm trong hệ thống, do có thể có áp suất cao trong mạch ngay cả khi bơm đã ngừng. Nếu mở khớp nối trong tình huống này, bộ tích lũy sẽ xả toàn bộ lưu chất bên trong với áp suất làm việc.



Hình 6-5 Kích cỡ bộ tích lũy



**Hình 6-6** Mạch xả bộ tích lũy, dòng từ bộ tích lũy phải đi qua valve tiết lưu để tránh nổ trong khi xả.

Vì thế hãy hết sức cẩn thận khi làm việc với mạch thủy lực có bộ tích lũy. Có thể lắp valve xả nhanh tự động hoặc bằng tay để cho phép xả áp suất bộ tích lũy một cách nhanh chóng. Quan sát áp kế trong khi xả và không tiến hành công việc cho đến khi chắc chắn toàn bộ áp suất đã được xả (Hình 6-6).

Khi hệ thống bắt đầu vận hành ổn định, cần kiểm tra nhanh trạng thái của bộ tích lũy. Luôn luôn có sự chênh nhiệt độ đáng kể giữa khí và dầu thủy lực, mặt phân chia dầu/khí có thể được nhận thấy do sự thay đổi nhiệt độ trên thân của bộ tích lũy. Nếu toàn bộ thân có cùng nhiệt độ, có lẽ có sự cố trong bong bóng khí.

Bộ tích lũy là loại bình áp suất, phải được kiểm nghiệm nếu vượt quá 250 bar.lít.

## BỘ TRAO ĐỔI NHIỆT VÀ LÀM NGUỘI THỦY LỰC

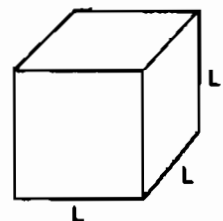
Vấn đề với nhiệt độ dầu thường là duy trì nhiệt độ này không quá 50°C. Trong hệ thống nhỏ, nhiệt thoát qua các vách thùng chứa đủ để làm nguội dầu, nhưng với các hệ thống lớn, cần có chế độ làm nguội dầu. Bảng 6-1 trình bày sự thoát nhiệt từ các bình chứa có kích cỡ khác nhau. Nên nhớ, quan hệ giữa thể tích và sự thoát nhiệt (diện tích bề mặt) là không tuyến tính, do diện tích bề mặt tăng theo bình phương kích thước, còn thể tích tăng theo hàm bậc ba.

**Ghi chú:** Bảng 6-1 dựa trên thùng khối lập phương, với:

Thể tích thùng  $L^3 = v$

Diện tích bề mặt =  $5 \times L^2$  (khoảng hở không khí phía trên và truyền nhiệt kém ở đáy).

Thoát nhiệt khoảng  $0.3 \text{ kW/m}^2$

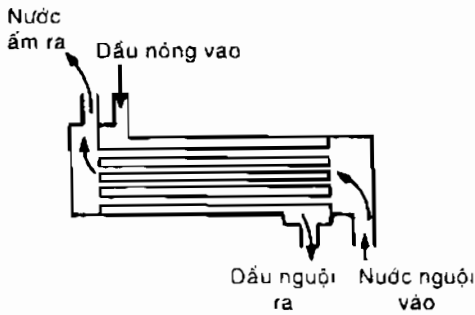


**Bảng 6-1 Sự thoát nhiệt từ các thể tích bình chứa khác nhau.  
(Giá trị gần đúng tính theo khối lập phương)**

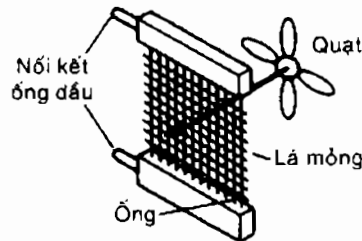
Thể tích (lit)	L (m)	Diện tích bề mặt (m <sup>2</sup> )	Tổn thất nhiệt (kW)
250	0.63	1.98	0.5
500	0.8	3.2	1.0
1.000	1.0	5.0	1.5
2.000	1.25	7.8	2.5
10.000	2.15	23.1	15.0

Hình 6-7 trình bày hai loại bộ làm nguội và ký hiệu của chúng. Môi chất tải nhiệt thường là nước, Hình 6-7a trình bày hình dạng thông dụng của vỏ và bộ trao đổi nhiệt kiểu ống được lắp trên đường trở về thùng chứa. Chú ý, nước làm nguội chảy ngược chiều với dầu (được gọi là bộ làm nguội nghịch lưu).

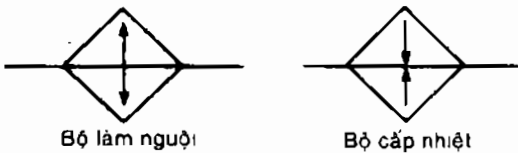
Sự làm nguội bằng không khí cũng thường được dùng với quạt gió (Hình 6-7b) qua dàn ống, tương tự bộ giải nhiệt trên xe ô tô (nhưng thường với định mức áp suất cao hơn). Làm nguội bằng không khí thường gây ồn và chiếm nhiều không gian hơn làm nguội bằng nước, nhưng không bị nhiễm bẩn do rò rỉ.



(a) Vỏ và bộ trao đổi nhiệt dạng ống



(b) Bộ làm nguội bằng không khí



(c) Ký hiệu

**Hình 6-7 Bộ làm nguội và bộ trao đổi nhiệt**



## LƯU CHẤT THỦY LỰC

Lưu chất trong hệ thống thủy lực, thông dụng là dầu thủy lực, được dùng để chuyển đổi năng lượng và tạo lực yêu cầu ở bộ tác động. Những hệ thống kiểu cũ sử dụng nước làm lưu chất, nhưng có rất nhiều nhược điểm. Hiện nay nước đã được thay thế hoàn toàn bằng các loại lưu chất tổng hợp dựa trên dầu khoáng hoặc dầu thực vật.

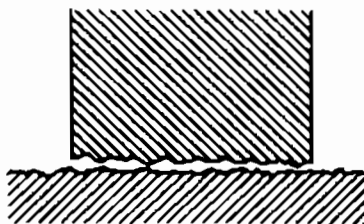
Lưu chất chuyển tải năng lượng trong mạch thủy lực phải có các tính chất đặc thù. Trong hệ thống thủy lực, lưu chất phải bảo đảm tính bôi trơn cao để giảm ma sát và giảm tổn thất năng lượng, đồng thời phải được làm kín để tránh rò rỉ (Hình 6-8).

Nhiệt độ của lưu chất thủy lực tăng dần trong khi vận hành, nhiệt độ vận hành lý tưởng là khoảng  $50^{\circ}\text{C}$  (có thể kiểm tra bằng cách chạm tay vào ống trên hệ thống: bàn tay có thể để lại lâu trên kim loại ở  $40^{\circ}\text{C}$ , có thể sờ vào kim loại ở  $50^{\circ}\text{C}$  nhưng tiếp xúc lâu sẽ gây khó chịu, và không thể để lâu hơn một giây trên kim loại ở  $60^{\circ}\text{C}$ . Nếu bạn không thể sờ vào ống, dầu quá nóng!). Lưu chất phải có khả năng tải nhiệt từ nơi phát sinh nhiệt (valve, bộ tác động, ma sát trong ống) và không bị tác động do thay đổi nhiệt độ.

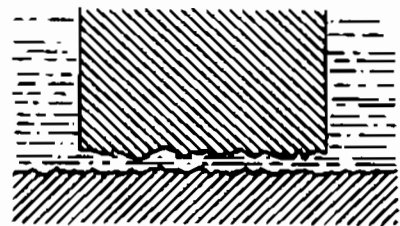
Lưu chất có thể làm cho các bộ phận bị xuống cấp trong quá trình sử dụng. Vài lưu chất tổng hợp tương tác với nitrile và neopren. Đối với một số lưu chất, cần có lớp sơn đặc biệt phía trong thùng chứa. Lưu chất phải được lựa chọn cẩn thận để tương thích với hệ thống.

Lưu chất bị oxy hóa trong không khí. Sự oxy hóa (thường dựa trên phân tử cacbon và hydro) đưa đến sự xuống cấp các đặc tính của lưu chất, đồng thời hình thành cặn hoặc chất dính ở những điểm vận tốc thấp trong hệ thống. Các sản phẩm oxy hóa có tính axit, đưa đến ăn mòn. Lưu chất phải ổn định về mặt hóa học và không bị oxy hóa. Nhiệt độ của lưu chất ảnh hưởng mạnh đến tốc độ oxy hóa, tăng nhanh khi tăng nhiệt độ.

Chất lỏng thủy lực hầu hết đều có nguồn gốc từ dầu mỏ cùng với các chất phụ gia để tăng khả năng bôi trơn, giảm sùi bọt, và ngăn chặn rỉ sét. Với phụ gia thích hợp, dầu thủy lực đáp ứng mọi yêu cầu và không phản ứng bất lợi với vật liệu thông thường.



(a) Không bôi trơn, kim loại tiếp xúc với kim loại



(b) Bôi trơn, tạo ra đệm dầu phân chia các bề mặt

Hình 6-8 Nhu cầu bôi trơn từ lưu chất thủy lực.

Nhược điểm chính của dầu thủy lực tổng hợp là dễ cháy. Mặc dù vài hệ thống thủy lực (nếu có) vận hành ở nhiệt độ có thể làm cháy dầu, nhưng sự rò rỉ thường là nguyên nhân chính dẫn đến hỏa hoạn.

Nếu quy định an toàn yêu cầu sử dụng chất lỏng chống cháy, dầu và nhũ nước thường được dùng (nhưng sẽ tăng thêm chi phí). Loại thông dụng nhất là nhũ tương nước trong dầu (40% nước, 60% dầu). Nhũ tương dầu trong nước đôi khi cũng được sử dụng, nhưng tính bôi trơn kém. Cả hai loại hỗn hợp này đều có khuynh hướng hình thành rỉ sét và tạo bọt, nhưng có thể khắc phục bằng phụ gia thích hợp. Cả hai loại đều cần kiểm tra định kỳ để duy trì đúng tỷ lệ dầu/nước.

Loại lưu chất không bắt lửa khác là hỗn hợp nước/glycol. Hỗn hợp này có tỷ lệ nước và glycol tương đương cộng thêm phụ gia để tăng độ nhớt, tránh tạo bọt và rỉ sét. Lưu chất chứa glycol thường tương tác với nhiều vật liệu, vì thế các bộ phận hệ thống phải được chọn rất cẩn thận.

Các lưu chất có thành phần nước cao (HWCF), đến 95% nước với 5% phụ gia, hầu như hoàn toàn không bắt lửa. Chúng thường được gọi là nhũ loãng 95/5. Khi dùng chúng cần cẩn thận do độ nhớt thấp, dễ gây ra rò rỉ tại các khớp nối và vòng đệm kín. Khác với các lưu chất dựa trên dầu tổng hợp, rất khó phát hiện sự rò rỉ của loại nhũ loãng 95/5, do phần rò rỉ bay hơi khá nhanh ở nhiệt độ vận hành khoảng 40 - 50°C.

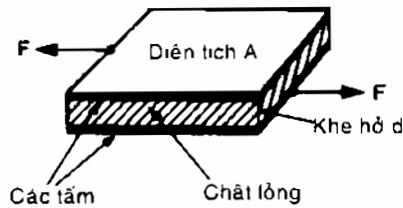
Valve ống cuộn dễ bị rò rỉ và điều này là vấn đề với lưu chất độ nhớt thấp như HWCF. Valve kiểu hộp (Chương 4) thường được dùng với HWCF.

Thành phần nước cao dễ dẫn đến rỉ sét. Lưu chất 95/5 khi xả khỏi hệ thống phải được bảo vệ để không phơi ra không khí. Vài nhà sản xuất không cam kết bảo hành khi tái sử dụng lưu chất 95/5.

Lưu chất tổng hợp dựa trên hóa chất, chẳng hạn phosphate este, cũng không bắt lửa và có thể sử dụng ở nhiệt độ rất cao. Loại lưu chất này có trọng lượng riêng cao, giới hạn chiều cao cho phép giữa thùng chứa và cổng nạp của bơm phải bảo đảm không hình thành các khoang (hốc) không khí, và không hoạt động tốt ở nhiệt độ thấp. Hệ thống với lưu chất tổng hợp thường cần bộ cấp nhiệt trong thùng chứa để đưa lưu chất đến nhiệt độ vận hành. Lưu chất tổng hợp là dạng dầu thủy lực đắt tiền nhất.

Tính chất của lưu chất được xác định chủ yếu bằng trở lực lưu động, được gọi là độ nhớt. Chất lỏng độ nhớt thấp dễ dàng lưu động và tổn ít năng lượng, nhưng tăng hao hụt do rò rỉ. Chất lỏng độ nhớt cao làm kín tốt, nhưng chậm chạp, dẫn đến tổn thất năng lượng và áp suất xung quanh hệ thống. Chất lỏng thủy lực phải ở khoảng trung bình giữa các đặc tính này, do đó cần xác định độ nhớt.

Có hai kỹ thuật cơ bản để xác định độ nhớt. Phương pháp khoa học tuyệt đối đo lực trượt giữa hai tấm phẳng phân cách bằng màng dầu mỏng (Hình 6-9). Đơn vị thường dùng nhất là poise (đơn vị cgs) lực trượt đo theo dyne, với diện tích bề mặt 1 cm<sup>2</sup> phân chia bằng 1 cm chất lỏng. Centipoise (0.01 poise) là đơn vị thực tế hơn. Độ nhớt động lực xác định



Hình 6-9 Định nghĩa khoa học về độ nhớt dưới dạng lực trượt.

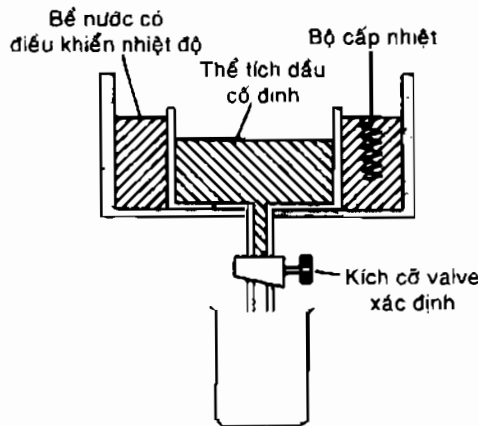
bằng đơn vị stoke, là tỷ số giữa độ nhớt tuyệt đối (poise) và trọng lượng riêng ( $g/cm^3$ ).

Đơn vị thực tế là centi-stoke; chất lỏng thủy lực có độ nhớt khoảng 40 centi-stoke, và chất lỏng độ nhớt thấp, ví dụ HWCF, khoảng 1 centi-stoke.

Poise và stoke là những đơn vị khoa học về độ nhớt. Trong thủy lực, điều cần thiết là so sánh độ nhớt giữa các chất lỏng khác nhau. Điều này đạt được với thực nghiệm được trình bày trên Hình 6-10, thể tích dầu cố định được đốt nóng đến nhiệt độ kiểm tra rồi xả qua valve có kích thước cố định. Thời gian xả đo bằng giây là số đo độ nhớt (cao với chất lỏng độ nhớt cao và thấp với chất lỏng độ nhớt thấp).

Thí nghiệm trên Hình 6-10 (thường thực hiện ở  $100^{\circ}F$  và  $210^{\circ}F$  với thể tích  $60\text{ cm}^3$ ) xác định độ nhớt theo đơn vị giây saybolt phổ dụng (SUS), được áp dụng rộng rãi ở Hoa Kỳ. Chất lỏng thủy lực thường có độ nhớt 150 đến 250 SUS xác định ở  $100^{\circ}F$ , dù giá trị cao hơn được dùng trong những ứng dụng có nhiệt độ cao hơn.

Độ nhớt giảm khi nhiệt độ tăng, được xác định bằng chỉ số độ nhớt, đơn vị dựa trên thang tỷ lệ từ zero (kém, biến thiên rộng với nhiệt độ) đến 100 (tốt, thay đổi nhỏ với nhiệt độ). Khoảng từ zero đến 100 được chọn liên quan đến các tiêu chuẩn có thể nhận được với chất lỏng thực tế thay vì sử dụng tiêu chuẩn đo tuyệt đối. Hầu hết dầu thủy lực có chỉ số độ nhớt khoảng 90.



Hình 6-10  
Định nghĩa thực  
tế về độ nhớt

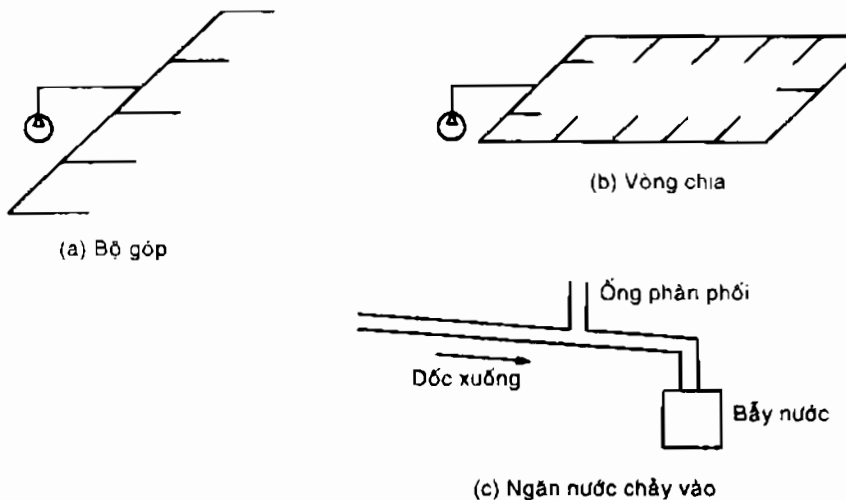
Độ tin cậy của hệ thống thủy lực lệ thuộc vào trạng thái lưu chất. Nhiễm bẩn do bụi, oxy hóa, và sự giảm khả năng bôi trơn sẽ dẫn đến mòn nhanh và hư hỏng.

### **BƯỜNG ỐNG KHÍ NÉN, ỐNG MỀM VÀ KHỚP NỐI**

Các bộ phận của hệ thống khí nén được nối với bình chứa không khí bằng ống kim loại, ống chất dẻo cứng và ống mềm. Trong nhiều hệ thống, nguồn cung cấp không khí được lắp đặt ở một trạm cố định tương tự đường điện chính. Thông thường, sự phân phối được sắp xếp theo kiểu bộ góp (Hình 6-11a) hoặc vòng chia (Hình 6-11b). Với các valve cô lập, vòng chia có thuận lợi là có thể cô lập từng phần để bảo dưỡng, thay thế hoặc sửa chữa mà không ảnh hưởng đến các phần còn lại của hệ thống.

Hệ thống khí nén dễ bị hư hại do độ ẩm, và để xả khí, ống thường được lắp với độ nghiêng khoảng 1% (1/100) từ bình chứa. Bẫy (chứa) nước được lắp cố định ở điểm thấp nhất của hệ thống để cho phép nước ngưng tụ chảy ra, và valve phân phối phải lắp phía trên ống để tránh nước tích tụ trong các ống nhánh (Hình 6-11c).

Kích cỡ ống được chọn để duy trì áp suất hợp lý không đổi trên toàn bộ hệ thống. Sự sụt áp suất tùy thuộc vào lưu lượng cực đại, áp suất làm việc, chiều dài ống, khớp nối trên đường ống (khuyết, chữ T, valve) và độ sụt áp cho phép. Mục đích là duy trì dòng khí lưu động không cuộn xoáy (chảy tầng hoặc xuôi dòng). Nhà chế tạo ống cung cấp bằng hoặc đồ thị xác định quan hệ giữa tổn thất áp suất với chiều dài ống và các đường kính ống khác nhau. Khớp nối ống thường chuyên biệt thông số kỹ thuật theo chiều dài ống tiêu chuẩn tương đương (ví dụ, khuyết 90 mm có tổn thất áp suất tương đương 1 m ống 90 mm). Nếu tải lớn không liên tục gây ra tổn thất áp suất cục bộ, lắp thêm bình chứa không khí cung cấp cho



**Hình 6-11** Ống khí nén.

tài có thể giảm ảnh hưởng của sụt áp cục bộ trên phần còn lại của hệ thống. Thùng chứa cục bộ áp dụng qui tắc tương tự tụ điện trong nguồn điện, hoặc bộ tích lũy trong mạch thủy lực.

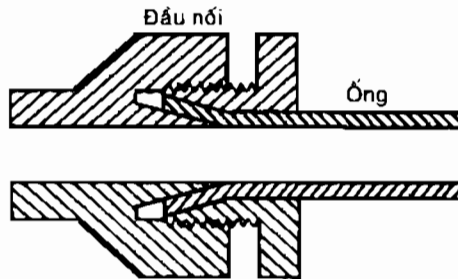
Nếu hệ thống khí nén được lắp theo kiểu trạm dịch vụ chung, khi chọn kích cỡ ống cần tính đến khả năng mở rộng trong tương lai. Nếu tăng gấp đôi đường kính ống, tiết diện ống sẽ tăng bốn lần, độ sụt áp sẽ giảm theo hệ số không nhỏ hơn 10. Lắp đường ống kích cỡ lớn, chi phí cao hơn nhiều so với lắp ống có kích cỡ theo yêu cầu hiện tại.

Ống thép đen chủ yếu được dùng cho đường ống chính, với các khớp nối khuy ở những nơi cần uốn cong (không như ống chất dẻo, ống thép rất khó uốn).

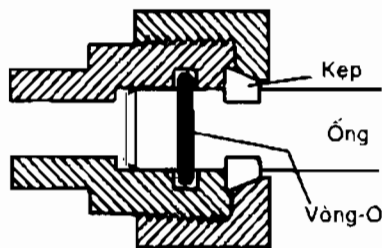
Khớp nối có thể hàn, nối ren, nối mặt bích hoặc ép nối ống (Hình 6-12).

Môi nối hàn không rò rỉ và khá bền, thường được chọn để lắp đường ống phân phối chính. Tuy nhiên, xỉ hàn có thể rơi vào bên trong ống, cần phải loại bỏ hoặc làm sạch ống trước khi sử dụng.

Nối kết ống ren hiển nhiên các ống phải có ren trên mặt ngoài, khả dụng với nhiều loại tiêu chuẩn, chẳng hạn NPT (Ren ống tiêu chuẩn quốc gia Mỹ), UNF (Ren ống tiêu chuẩn thống nhất), BSF (Ren ống tiêu chuẩn Anh) và ren ống hệ mét. Việc lựa chọn giữa các tiêu chuẩn này được xác định theo chuẩn ở nơi sử dụng. Ren côn có dạng côn và tạo ra độ kín cao



(a) Nối bích



(b) Vòng đệm kín O

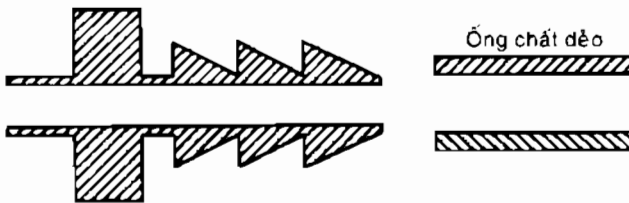
Hình 6-12 Mối nối ép

giữa những chi tiết dương và âm khi chúng được xiết chặt, có thể sử dụng thêm keo dán hoặc băng dán. Các ren song song có chi phí thấp, nhưng cần vòng đệm O để làm kín.

Đường ống có thể chịu tải va đập do áp suất thay đổi bên trong ống và cũng có thể do va chạm bên ngoài. Vì thế ống phải được lắp an toàn và bảo vệ ở nơi có nguy cơ gây hư hỏng. Các bộ nối kết đồng tuyến, chẳng hạn valve, bộ lọc, và bộ xử lý có chế độ lắp ráp riêng, không dựa vào ống.

Với áp suất tương đối thấp trong hệ thống khí nén (5 đến 10 bar), ống thường có ngưỡng an toàn thích hợp. Tuy nhiên, cần định kỳ kiểm tra độ bền của ống, vì đường dẫn khí nén nếu bị nổ sẽ tung ra các mảnh vỡ có tốc độ cao.

Ống chất dẻo được dùng cho đường áp suất thấp (khoảng 6 bar) ở nơi yêu cầu tính linh hoạt. Mỗi nối nhựa thường có dạng ngạnh dầy vào (Hình 6-13).



Hình 6-13 Mỗi nối có ngạnh dùng cho ống chất dẻo.

Nếu cần tính linh hoạt ở áp suất cao, có thể sử dụng ống mềm. Ống mềm khí nén gồm ba lớp đồng tâm; trong cùng là cao su tổng hợp, dây xoắn bằng thép không rỉ hoặc thép đàn hồi, và lớp chất dẻo.

Cần cẩn thận khi sử dụng các đầu nối kết ống mềm, chúng phải được kẹp chặt vào ống nhưng không quá chặt để tránh cắt vào lớp bên trong. Sử dụng đầu nối kết dễ tháo khi cần lắp và tháo ống mềm mà không dùng valve ngắt dòng.

## BƯỜNG ỐNG THỦY LỰC, ỐNG MỀM VÀ KHỚP NỐI

Sự khác nhau giữa đường ống thủy lực và khí nén chủ yếu là hệ thống thủy lực có áp suất vận hành cao hơn nhiều so với khí nén.

Hãy kiểm tra thật cẩn thận áp suất định mức của từng loại ống và khớp nối, đặc biệt là áp suất nổ. Hệ số an toàn được xác định như sau:

$$\text{Hệ số an toàn} = \frac{\text{Áp suất nổ}}{\text{Áp suất làm việc}}$$

Đến 60 bar, nên dùng hệ số an toàn bằng 8, từ 60 đến 150 bar nên dùng hệ số an toàn bằng 6, trên 150 bar yêu cầu hệ số an toàn bằng 4. Hệ số an toàn thông dụng trong hệ thống khí nén khoảng 40, với các bộ phận tiêu chuẩn đơn giản.

Lựa chọn ống thủy lực phải dựa vào định mức áp suất. Ống có thể

được chế tạo bằng phương pháp hàn hoặc kéo. (không có mối hàn). Ống hàn có điểm yếu dọc đường hàn, do đó ống hàn thường chỉ dùng trong hệ thống thủy lực áp suất thấp.

Ống thủy lực được chuyên biệt thông số kỹ thuật theo chiều dày vách ống (áp suất định mức) và đường kính ngoài (OD, xác định kích cỡ các đầu nối). Tiếp theo là xác định đường kính trong, ống áp suất cao hơn có đường kính trong nhỏ hơn (ID). Ống của Mỹ được chế tạo theo tiêu chuẩn của Viện Tiêu chuẩn Quốc gia Mỹ (ANSI), gồm 10 bộ chiều dày ống theo dãy số từ 10 đến 160. Số càng cao, áp suất càng cao. Ống “tiêu chuẩn” là 40.

Ống được xác định kích cỡ theo lưu tốc chuyên biệt phù hợp với lưu lượng mong muốn. Lưu tốc khoảng 7-8 m/giây với đường ống áp suất, và 3-4 m/giây với đường ống trả về. Dòng trở về có lưu tốc thấp để giảm nghịch áp. Với lý do tương tự, vận tốc trong đường hút của bơm nên trong phạm vi 1.5 - 2 m/giây. Ở điểm thoát từ ống khuếch tán trở về bình chứa, vận tốc phải rất thấp, dưới 0.3 m/giây, để tránh khuấy động chất bẩn lắng ở đáy thùng.

Cũng như ống khí nén, khớp nối có thể là hàn, khớp nối ép (tương tự khớp nối trên Hình 6-12 nhưng áp suất cao hơn), hoặc nối ren và mặt bích. Phải hết sức cẩn thận để tránh rò rỉ tại khớp nối; trong hệ thống khí nén, rò rỉ làm giảm áp suất thuận dòng; rò rỉ trong hệ thống thủy lực làm tổn thất lưu chất đắt tiền, tạo ra vũng dầu dễ cháy hoặc nguy hiểm.

Ống mềm linh hoạt được làm bằng nhiều lớp đồng tâm, với lớp bên trong được chọn phù hợp với lưu chất và nhiệt độ, kế tiếp là một (hoặc nhiều) lớp tăng bền bằng thép không gỉ hoặc thép đàn hồi. Lớp bên ngoài được thiết kế để chịu mài mòn và bảo vệ lớp bên trong. Ống mềm thường được chế tạo hoàn chỉnh có khớp nối. Ống mềm thủy lực, tương tự ống mềm khí nén, phải được lắp không bị xoắn (có thể làm hư ống).

Khớp nối nhanh thủy lực cũng khá dụng, nhưng ở áp suất cao, có thể bị nhiễm bụi hoặc rò rỉ, do đó ít được sử dụng.

# 7

## QUÁ TRÌNH ĐIỀU KHIỂN KHÍ NÉN

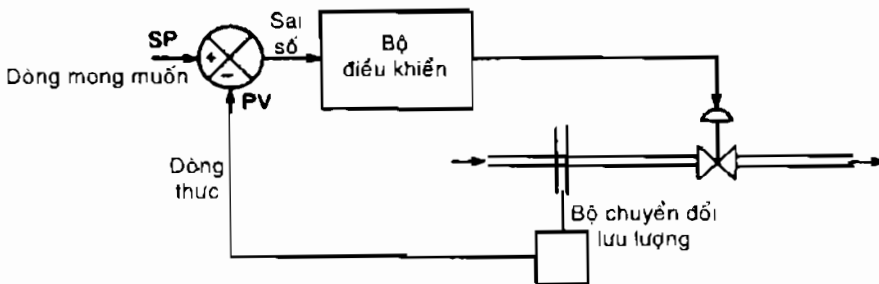
Nếu cần điều khiển quy trình công nghiệp một cách tự động, sẽ có nhiều biến quá trình (nhiệt độ, lưu lượng, áp suất, mức...) cần được đo và duy trì theo giá trị chính xác để vận hành kinh tế và an toàn. Hình 7-1 minh họa ví dụ lưu lượng nước trong ống được duy trì theo giá trị cho trước.

Trên Hình 7-1, lưu lượng được đo để biết giá trị hiện tại (ký hiệu là PV – process variable, là biến quá trình). Lưu lượng này được so sánh với lưu lượng yêu cầu (SP – set point, điểm xác lập), từ đó xác định sai số tín hiệu đi qua bộ điều khiển. Tín hiệu này điều chỉnh tín hiệu điều khiển bộ tác động để di chuyển valve theo hướng đạt đến lưu lượng yêu cầu (PV = SP, sai số bằng 0). Mạch trên Hình 7-1 được gọi là *điều khiển vòng kín*.

Ở nhiều nhà máy, điều khiển vòng kín được thực hiện bằng điện tử hoặc máy tính, các kỹ thuật với nhiều loại tín hiệu khác nhau tương ứng với các giá trị điện áp hoặc dòng điện. Cường độ dòng điện thường trong khoảng 4 đến 20 mA. Ví dụ, nếu khoảng này tương ứng với lưu lượng nước từ 0 đến 1500 l/phút, lưu lượng 1000 l/phút sẽ có dòng điện 14.67 mA.

Điều khiển quá trình bằng khí nén đã được áp dụng từ lâu, đặc biệt là trong động cơ hơi nước, bánh lái tàu thủy. Ngày nay, dù công nghệ vi xử lý và điện tử được sử dụng rộng rãi, điều khiển khí nén vẫn có chỗ đứng trong công nghiệp, đặc biệt là điều khiển quá trình trong công nghiệp hóa chất, hóa dầu,... do giảm nguy cơ cháy nổ, dễ bảo trì, và chi phí thấp.

Trong nhiều trường hợp, kỹ thuật khí nén là tốt nhất cho nhiều thiết bị trong mạch điều khiển vòng kín. Mặc dù hiện có nhiều loại bộ tác động điện, nhưng hầu hết các valve được truyền động bằng tín hiệu khí nén – kể cả khi bộ chuyển đổi và bộ điều khiển đều là điện tử.



Hình 7-1 Điều khiển vòng kín.

### TÍN HIỆU VÀ TIÊU CHUẨN

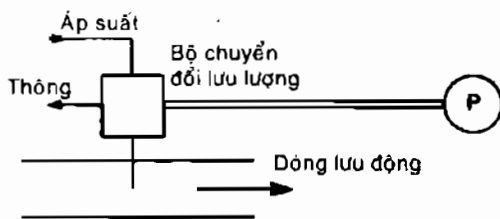
Tín hiệu trong quá trình điều khiển thường biểu thị áp suất biến thiên trong khoảng 0.2 đến 1.0 bar, tương đương 3 đến 15 psig. Nếu lưu lượng



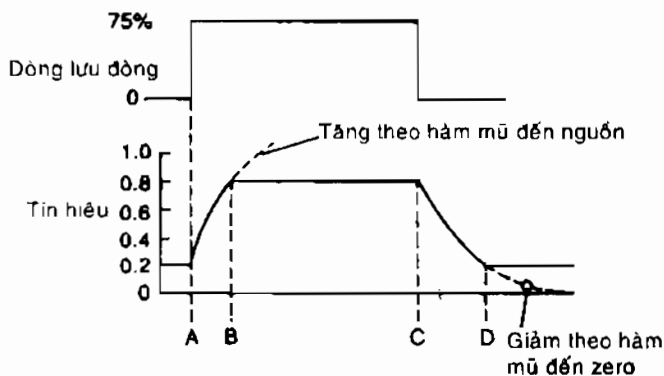
nước từ 0 đến 1500 lít/phút được biểu thị với khí nén, 0 l/phút tương ứng với áp suất 0.2 bar và 1500 l/phút là 1.0 bar, suy ra 1000 l/phút tương ứng với 0.733 bar.

Áp suất trong khoảng thấp, 0.2 bar (3 psig) được gọi là độ lệch 0 và được dùng cho hai mục đích. Thứ nhất là cảnh báo nguy hiểm đường tín hiệu liên kết với bộ truyền phát và bộ điều khiển hoặc dụng cụ đo (4 mA độ lệch 0 của hệ thống điện cũng cung cấp sự bảo vệ này). Trên Hình 7-2a, bộ truyền phát lưu lượng khí nén được nối với lưu lượng kế. Nguồn cung cấp khí nén (2 đến 4 bar) được nối với bộ truyền phát cho phép áp suất đường ống tăng lên. Bộ truyền phát cũng có thể thông đường ống để giảm áp suất (tương ứng với giảm lưu lượng). Nếu đường ống bị hư hỏng, có thể sẽ thông với khí quyển để có áp suất 0 bar, bất kể hoạt động của bộ truyền phát. Khi áp kế được chia độ 0.2 đến 1 bar, sự cố trên đường ống làm cho áp kế lệch khỏi thang đo. Việc mất nguồn áp suất cũng làm cho áp kế có sự cố tương tự.

Độ lệch 0 cũng làm tăng tốc độ đáp ứng. Trên Hình 7-2b, lưu lượng tăng đột ngột tác dụng vào bộ truyền phát ở thời điểm A. Bộ truyền phát lưu lượng nối nguồn vào đường ống, áp suất tăng theo hàm mũ (với hằng số thời gian xác định theo lưu lượng đường ống). Áp suất tăng về phía áp suất nguồn, nhưng ở thời điểm B áp suất đạt được chính xác 0.8 bar, và bộ truyền phát sẽ ngắt nguồn.



(a) Mạch



(b) Đáp ứng

Hình 7-2 Lưu điểm của độ lệch 0

Áp suất duy trì giá trị 0.8 bar cho đến thời điểm C, khi lưu lượng giảm nhanh xuống 0. Bộ truyền phát sẽ thông đường ống và áp suất giảm theo hàm mũ về phía 0 bar (với hằng số thời gian xác định theo lưu lượng đường ống). Ở thời điểm D, áp suất đạt đến 0.2 bar (tương ứng lưu lượng bằng 0) và bộ truyền phát ngừng thông đường ống. Với áp suất tăng, độ lệch 0 có ảnh hưởng không đáng kể, nhưng với áp suất giảm, bộ truyền phát cần thông hoàn toàn đường ống mà không có độ lệch 0 để giá trị hiển thị bằng 0. Với đáp ứng trễ bậc nhất, theo lý thuyết, điều này sẽ cần thời gian vô hạn, nhưng dù chấp nhận sai số thực tế, thời gian CD vẫn kéo dài đáng kể.

Trong mọi trường hợp, tốc độ đáp ứng là điểm yếu của tín hiệu khí nén. Với hằng số thời gian nhỏ vô hạn (khi lưu lượng đường ống bằng không), đáp ứng hợp lý nhất có thể chỉ là tốc độ âm thanh (330 m/s). Nếu đường tín hiệu là trên 100 mét, thời gian chuyển tiếp trễ sẽ khá lớn. Giá trị này được cộng thêm thời gian trễ bậc nhất do thể tích hữu hạn của đường ống, và lưu tốc hữu hạn khi không khí đi vào hoặc ra khỏi đường ống do bộ truyền phát điều khiển. Để có đáp ứng nhanh, thể tích đường ống phải nhỏ (rất khó đạt được với ống dài) và khả năng bộ truyền phát phân phối, hoặc thông với lưu tốc lớn. Trong thực tế, hằng số thời gian thường trong khoảng vài giây.

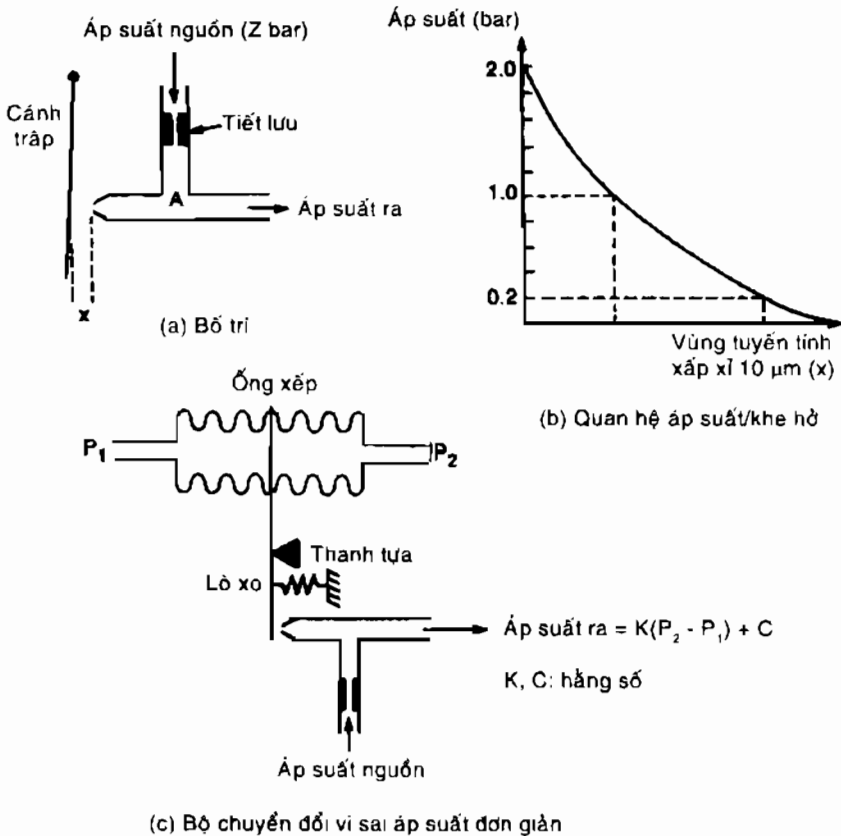
## **BẦU PHUN KIỂU CÁNH TRẬP**

Hầu hết các tính chất (lưu lượng, áp suất, mức, sai số, vị trí valve yêu cầu) đều có thể chuyển đổi thành sự di chuyển nhỏ. Trái tim của mọi thiết bị điều khiển quá trình nén khí là thiết bị chuyển đổi sự di chuyển nhỏ thành sự thay đổi áp suất, tương ứng với tính chất gây nên sự di chuyển đó. Điều này dựa trên đầu phun kiểu cánh trập được minh họa trên Hình 7-3.

Nguồn cung cấp khí (2 đến 4 bar) tác dụng vào đầu phun rất nhỏ thông qua đoạn ống tiết lưu (Hình 7-3a). Phía tín hiệu ra của đầu phun dẫn vào một tải kín (không thông), chẳng hạn bộ cảm biến hoặc đồng hồ đo. Khí thoát ra từ đầu phun có dạng dòng tia nhỏ, áp suất ở A thấp hơn áp suất nguồn cung cấp do sụt áp suất qua đoạn ống tiết lưu.

Không khí tổn thất từ tia phun (và do đó áp suất ở A) bị chi phối bởi khe hở x giữa đầu phun và cánh trập di trượt; khe hở càng nhỏ, lưu lượng không khí càng thấp và áp suất càng cao. Đáp ứng được trình bày trên Hình 7-3b minh họa khoảng dịch chuyển rất nhỏ và đáp ứng không tuyến tính. Tuy nhiên đáp ứng có thể được xem như tuyến tính trên một khoảng giới hạn, và thường được tuyến tính hóa bằng cách sử dụng hệ thống cân bằng lực.

Hình 7-3c trình bày bộ chuyển đổi vi sai áp suất rất đơn giản, có thể được dùng làm bộ truyền phát lưu lượng bằng cách đo độ sụt áp suất qua tấm lỗ. Sự chênh lệch áp suất giữa  $P_1$  và  $P_2$  gây ra lực trên cánh trập. Giả sử  $P_1 > P_2$ , đầu cánh trập bị đẩy về bên phải cho đến khi lực ( $P_1 - P_2$ )



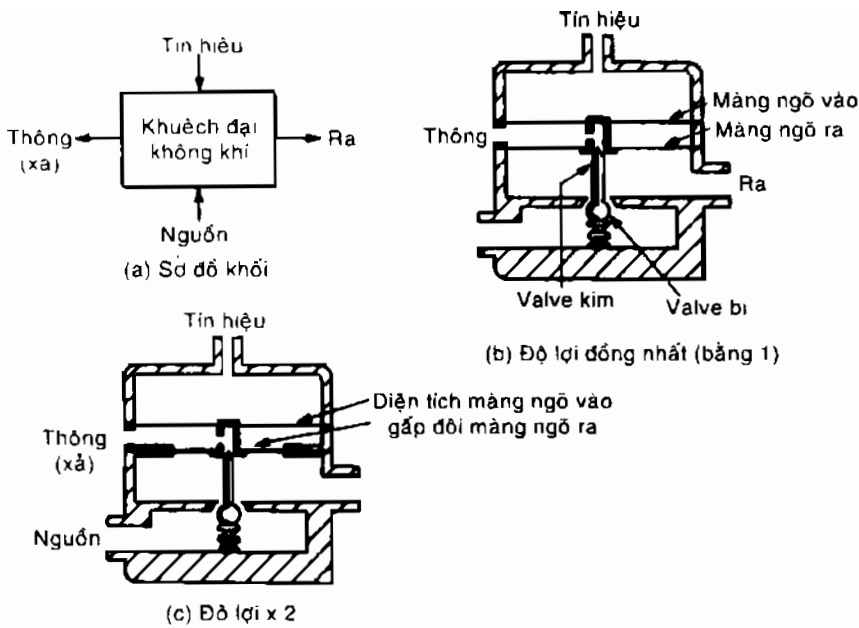
**Hình 7-3** Đầu phun - cánh trập, cơ sở của quá trình điều khiển khí nén.

bằng với lực lò xo. Khe hở đầu phun - cánh trập, và áp suất ngõ ra, được xác định bằng sự chênh lệch áp suất và lưu lượng đi qua tấm lỗ.

Sơ đồ trên Hình 7-3c là không tuyến tính, không thể duy trì áp suất ngõ ra đến tải, kể cả khi hao hụt không khí rất nhỏ. Ngay cả với tải kín hoàn toàn, dòng khí tối thiểu đi qua đoạn tiết lưu cũng dẫn đến đáp ứng trễ bậc nhất với hằng số thời gian dài. Vì thế, bộ đầu phun - cánh trập thường kết hợp với bộ khuếch đại khí, hoặc bộ tăng thể tích, nhận áp suất ngõ vào và cung cấp áp suất đầu ra tuyến tính - với khả năng cung cấp thể tích không khí đủ lớn.

## BỘ TĂNG LƯU LƯỢNG

Bộ khuếch đại khí được minh họa trên Hình 7-4 được cấp từ nguồn cung cấp khí (2-4 bar) và áp suất tín hiệu ngõ vào. Bộ khuếch đại nhận khí đến, hoặc thông khí từ ngõ ra để duy trì tỷ số ngõ ra/ngõ vào không đổi. Ví dụ, bộ khuếch đại với độ lợi bằng hai chuyển khoảng tín hiệu 0.2 đến 1 bar thành 0.4 đến 2 bar. Áp suất ngõ ra do bộ khuếch đại điều khiển có khả năng cung cấp lưu lượng khí lớn và có thể dẫn động tải lớn.



Hình 7-4 Bộ tăng lưu lượng hoặc bộ khuếch đại khí.

Bộ khuếch đại khí độ lợi đồng nhất (Hình 7-4b) gồm hai màng liên kết có diện tích tương đương có thể cùng vận hành bộ valve kim và valve bi. Tín hiệu ngõ vào lưu lượng thấp tác dụng vào màng trên và áp suất ngõ ra tác dụng vào màng dưới. Nếu áp suất ngõ ra thấp hơn áp suất ngõ vào, màng bị đẩy xuống, đóng valve kim và mở valve bi để không khí từ nguồn đến tải và làm tăng áp suất ngõ ra.

Nếu áp suất ngõ ra cao, màng đi lên, đóng valve bi lò xo và mở valve kim, cho phép khí thoát qua lỗ thông và làm giảm áp suất ngõ ra. Bộ khuếch đại ổn định khi áp suất ngõ vào và ngõ ra cân bằng.

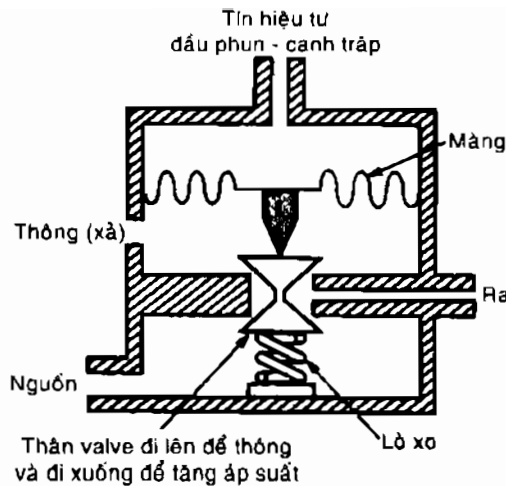
Cổng nạp có lưu lượng nhỏ và hầu như không đổi, có thể được điều khiển trực tiếp bằng bộ đầu phun - cánh trập. Áp suất ngõ ra thay đổi theo áp suất ngõ nạp, nhưng với khả năng cung cấp lưu lượng khí lớn.

Bộ khuếch đại khí cân bằng khi lực trên hai màng bằng nhau và ngược chiều. Các màng có diện tích bằng nhau được dùng trong bộ khuếch đại độ lợi đồng nhất (Hình 7-4b). Diện tích của màng ngõ nạp trong bộ khuếch đại trên Hình 7-4c bằng hai lần diện tích của màng ngõ ra. Với sự cân bằng, áp suất ngõ ra phải bằng hai lần áp suất ngõ vào, do đó độ lợi bằng hai. Nói chung, độ lợi bộ khuếch đại được tính theo:

$$\text{Độ lợi} = \frac{\text{Diện tích ngõ vào}}{\text{Diện tích ngõ ra}}$$

## NGUYÊN LÝ CÂN BẰNG LỰC VÀ RELAY KHÍ

Bộ khuếch đại không khí cân bằng áp suất ngõ vào và áp suất ngõ ra.



Hình 7-5 Relay không khí.

Mặt khác, relay khí (minh họa ở Hình 7-5) cân bằng áp suất ngõ nạp với lực lò xo. Tín hiệu ngõ vào tăng làm cho không khí đi từ nguồn đến tải, tín hiệu ngõ vào giảm làm cho không khí thông (xả ra) khỏi tải. Ở giữa khoảng tín hiệu ngõ vào, không có lưu lượng thực đến hoặc đi ra khỏi cổng xả.

Relay không khí được dùng để tuyến tính hóa bộ đầu phun - cánh trap (Hình 7-6). Ở đây, lực do áp suất không cân bằng ở ngõ vào  $P_1$  và  $P_2$  tương hợp một cách chính xác với lực từ ống xếp hồi tiếp có áp suất được điều chỉnh bằng relay khí.

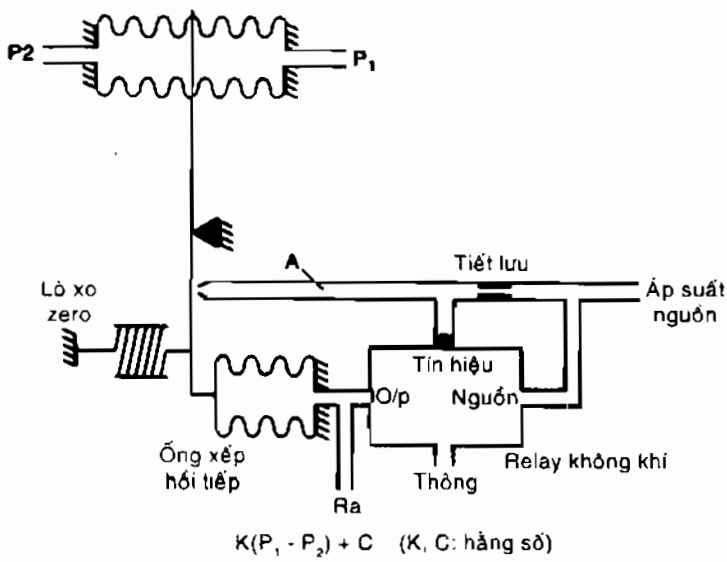
Giá sử lưu lượng trong ống tăng, chênh lệch áp suất  $P_1 - P_2$  tăng. Lực tăng từ ống xếp ở phía đỉnh làm giảm khe hở cánh trap, áp suất tại ngõ vào relay khí tăng.

Áp suất này làm cho không khí đi qua ống xếp hồi tiếp, tác dụng lực ngược chiều với lực từ ống xếp tín hiệu.

Hệ thống cân bằng khí áp suất ngõ vào từ bộ đầu phun - cánh trap đến relay không khí (điểm A) ở giữa khoảng giá trị, tại điểm đó, relay không khí ngăn cản không khí đi qua cũng không thông với ống xếp hồi tiếp. Điều này tương ứng với khe hở đầu phun - cánh trap cố định.

Hình 7-6 minh họa ví dụ về hệ thống hồi tiếp, với áp suất trong ống xếp hồi tiếp được điều chỉnh bằng rơ le không khí để duy trì khe hở đầu phun - cánh trap không đổi. Do đó, lực từ ống xếp hồi tiếp tương hợp với lực từ ống xếp tín hiệu ngõ vào, áp suất ngõ ra tỷ lệ thuận với  $(P_1 - P_2)$ . Áp suất ngõ ra được dẫn động trực tiếp từ relay không khí có thể phân phối lưu lượng khí lớn.

Mạch trên Hình 7-6 vận hành một cách hiệu quả với khe hở đầu phun - cánh trap cố định. Điều này cho phép khắc phục tính phi tuyến vốn có của bộ đầu phun - cánh trap, được gọi là nguyên lý cân bằng lực và là cơ sở của hầu hết các thiết bị điều khiển khí nén.



Hình 7-6 Nguyên lý cân bằng lực.

### BỘ ĐIỀU KHIỂN KHÍ NÉN

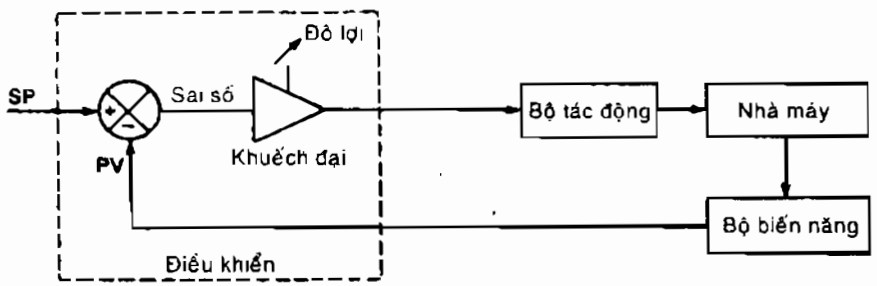
Điều khiển vòng kín yêu cầu bộ điều khiển nhận tín hiệu mong muốn (điểm xác lập - SP) và tín hiệu thực tế (biến quá trình), tính toán sai số, sau đó điều chỉnh tín hiệu ra đến bộ tác động để có giá trị thực bằng giá trị mong muốn.

Bộ điều khiển khí nén đơn giản nhất được gọi là bộ điều khiển tỷ lệ (Hình 7-7). Ở đây, tín hiệu ngõ ra chỉ là tín hiệu sai số nhân với độ lợi:

$$\begin{aligned}
 OP &= K \times \text{sai số} \\
 &= K \times (SP - PV)
 \end{aligned}
 \tag{7.1}$$

Trong đó K là độ lợi

So sánh bộ điều khiển này (Hình 7-7) với bộ truyền phát cân bằng lực (Hình 7-6) cho thấy số đo chênh lệch áp suất ( $P_1 - P_2$ ) thực hiện chức năng tương tự như bộ trừ sai số ( $SP - PV$ ). Do đó có thể xây dựng bộ điều khiển tỷ lệ đơn giản với mạch khí nén được nêu trên Hình 7-6. Độ lợi có thể được xác lập theo vị trí chốt xoay.



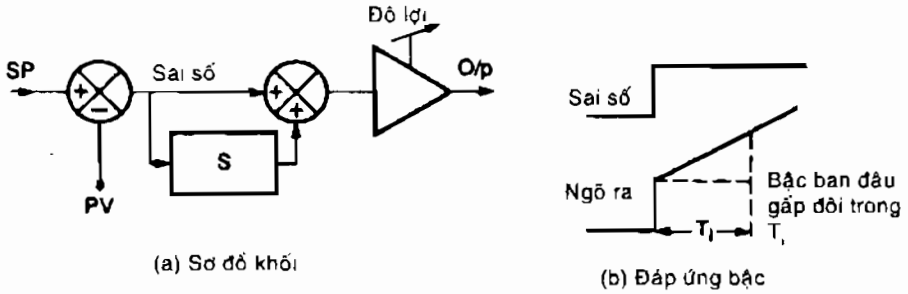
Hình 7-7 Bộ điều khiển tỷ lệ

Tín hiệu ra của bộ điều khiển tỷ lệ đơn giản là  $K \times$  sai số, vì thế để nhận được tín hiệu ngõ ra cần phải có tín hiệu sai số. Sai số này được gọi là độ lệch, thường nhỏ và có thể giảm bằng cách dùng độ lợi lớn. Tuy nhiên, trong nhiều ứng dụng, độ lợi quá lớn có thể làm cho hệ thống không ổn định.

Trong những tình huống này, cần cải tiến bộ điều khiển cơ bản. Tích phân sai số theo thời gian được cộng thêm để có:

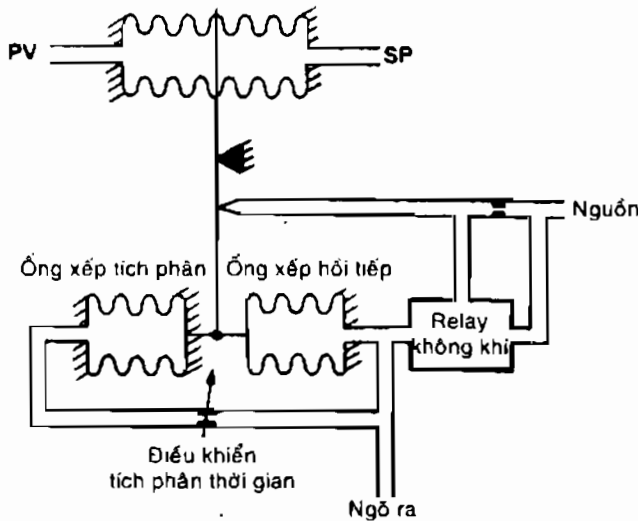
$$OP = K \left( \text{sai số} + \frac{1}{T_i} \int \text{sai số dt} \right) \quad (7.2)$$

Bộ điều khiển áp dụng biểu thức 7.2 được gọi là bộ điều khiển tỷ lệ tích phân (P+I) (Hình 7-8). Hằng số  $T_i$ , được gọi là thời gian tích phân, do người dùng áp dụng và thường có dạng  $1/T_i$  (nếu sử dụng số lần lặp/phút). Bộ điều khiển áp dụng biểu thức 7.2 có sơ đồ khối được trình bày trên Hình 7-8a, và đáp ứng theo bước (Hình 7-8b). Trong thời gian sai số tồn tại, ngõ ra bộ điều khiển đi lên hoặc xuống với tỷ lệ xác định



(a) Sơ đồ khối

(b) Đáp ứng bậc



(c) Kết cấu

Hình 7-8 Bộ điều khiển tỉ lệ tích phân (P+I).

theo  $T_i$ . Chỉ khi không có sai số, ngõ ra bộ điều khiển sẽ bằng hằng số. Tích phân trong biểu thức 7.2 cho phép loại bỏ sai số độ lệch.

Bộ điều khiển khí nén P+I có thể được xây dựng như trên Hình 7-8c. Ống xếp tích phân ngược với tác động của ống xếp hồi tiếp, với tỉ suất thay đổi áp suất bị giới hạn theo valve xác lập  $T_i$ . Bộ điều khiển cân bằng với khe hở đầu phun - cánh trập chính xác để cho sai số bằng 0, với  $PV = SP$  và lực cân bằng từ ống xếp tích phân và ống xếp hồi tiếp.

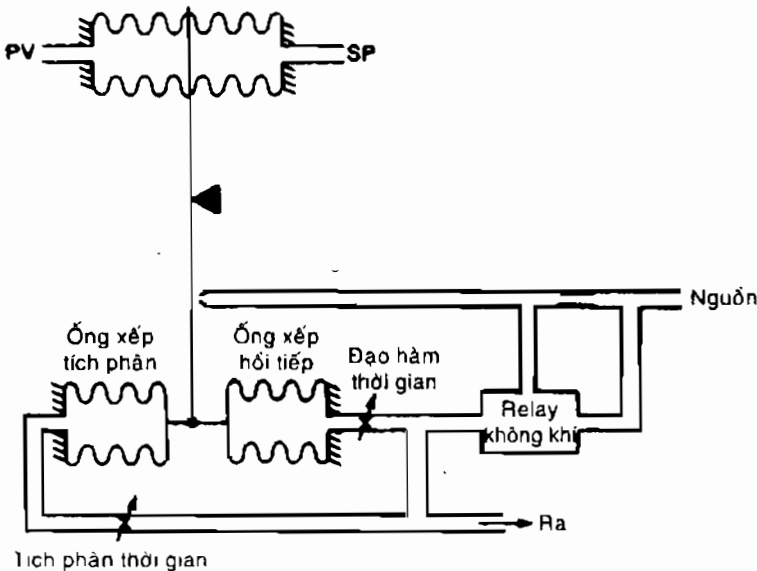
Bộ điều khiển tỷ lệ - tích phân (P+I) cải tiến để tăng độ chính xác được gọi là điều khiển P+I+D, áp dụng phương trình:

$$OP = K \left( \text{sai số} + \frac{1}{T_i} \int \text{sai số} dt + T_d \frac{d \text{sai số}}{dt} \right) \quad (7.3)$$

Với  $T_d$  là giá trị điều khiển do người dùng điều chỉnh, được gọi là đạo hàm thời gian. Sự bổ sung đạo hàm thời gian làm cho ngõ ra điều khiển thay đổi nhanh khi SP hoặc PV thay đổi nhanh và tăng tính ổn định của hệ thống.

Điều khiển hệ thống khí nén ba đại lượng (PID) có thể đạt được với sơ đồ trên Hình 7-9, hoạt động của ống xếp hồi tiếp được trì hoãn. Ba đại lượng, người dùng có thể điều chỉnh, trong biểu thức 7.3 (độ lợi K, tích phân thời gian  $T_i$ , đạo hàm thời gian  $T_d$ ) được xác lập theo điểm chốt xoay và hai valve xả để có đáp ứng thiết bị tốt nhất. Tuy nhiên, những tín hiệu điều khiển này có thể tương tác với nhau, ảnh hưởng đến chất lượng điều khiển; điều này không xảy ra trong bộ điều khiển điện tử.

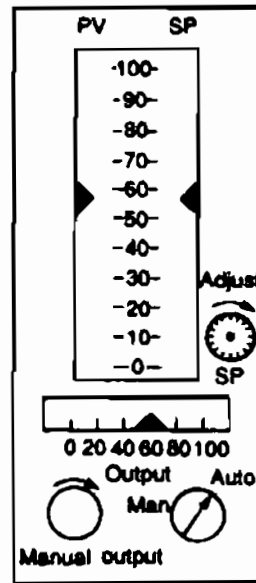
Hình 7-10 trình bày bảng điều khiển khí nén. Giá trị SP, PV và ngõ ra bộ điều khiển được hiển thị, và người vận hành có thể chọn chế độ



Hình 7-9 Bộ điều khiển ba đại lượng (P+I+D).

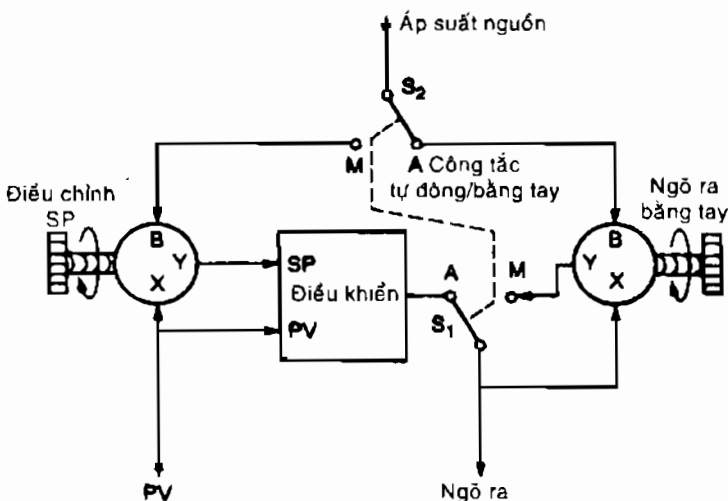


Hình 7-10  
Bảng điều khiển.



bằng tay hoặc tự động. Giá trị mong muốn (SP) có thể được điều chỉnh tự động hoặc ngõ ra bộ điều khiển được xác lập một cách trực tiếp bằng tay. Người vận hành không thể tiếp cận các xác lập điều khiển  $K$ ,  $T_i$ ,  $T_d$ , những giá trị này do kỹ thuật viên điều chỉnh.

Bên trong bộ điều khiển được bố trí như trên Hình 7-11. Điểm xác lập và điều khiển ngõ ra bằng tay là những bộ điều chỉnh áp suất, và công tắc tự động/bằng tay thường chọn giữa bộ điều khiển và các áp suất ngõ ra bằng tay. Tuy nhiên, nếu việc lựa chọn chỉ là chuyển công tắc giữa  $P_i$  và  $P_m$  sẽ có một bước trong ngõ ra bộ điều khiển. Bộ điều chỉnh áp suất được thiết kế sao cho đường ra Y tuân theo đường vào X, thay vì theo



Hình 7-11 Bố trí bên trong bộ điều khiển.

xác lập bằng tay khi tín hiệu áp suất tác dụng vào B. Công tắc nối kết  $S_2$  giúp cho điểm xác lập (SP) theo dõi biến quá trình trong chế độ bằng tay, còn tín hiệu ra bằng tay  $P_m$  theo dõi tín hiệu ra của bộ điều khiển trong chế độ tự động. Điều này cho phép truyền dẫn “không va chạm” giữa hai chế độ điều khiển tự động và bằng tay.

## VALVE ĐIỀU KHIỂN QUÁ TRÌNH VÀ BỘ TÁC ĐỘNG

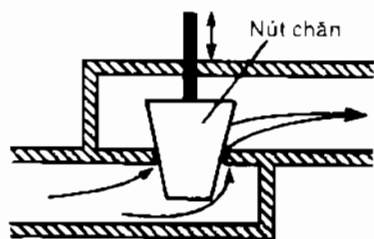
Trong hầu hết các sơ đồ điều khiển quá trình bằng khí nén, bộ tác động cuối điều khiển dòng lưu chất. Ví dụ, dòng lưu chất điều khiển thành phần hóa chất, điều khiển mức; dòng nhiên liệu để điều khiển nhiệt độ và điều khiển áp suất. Trong hầu hết các trường hợp, thiết bị điều khiển thực tế thường là valve điều khiển lưu lượng dẫn động bằng khí nén.

Ngay cả với các sơ đồ điều khiển quá trình trên cơ sở máy tính hoặc điện tử, hầu hết các valve đều được vận hành bằng khí nén. Mặc dù hiện nay có nhiều bộ tác động vận hành bằng điện, nhưng thiết bị khí nén rẻ tiền hơn, dễ bảo trì hơn, và dễ chẩn đoán các sự cố.

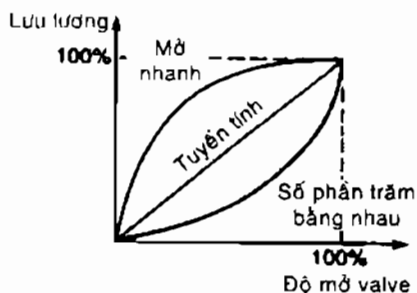
### Valve điều khiển lưu lượng

Tất cả các valve đều làm việc bằng cách tiết lưu biến thiên trong quỹ đạo lưu động. Có ba loại valve điều khiển lưu lượng cơ bản (Hình 7-12 đến 7.14), trong đó, valve nút chặn, còn gọi là valve cầu (Hình 7-12), là thông dụng nhất. Valve này điều khiển lưu lượng bằng cách thay đổi vị trí nút chặn theo phương thẳng đứng, thay đổi kích cỡ lỗ tiết lưu giữa nút chặn còn và để valve. Thông thường, nút chặn được dẫn hướng và ràng buộc để không thể di chuyển theo hướng ngang.

Đặc tính của valve xác định cách thức valve mở dòng điều khiển. Đặc tính của valve cầu có thể được xác định trước một cách chính xác bằng cách gia công độ côn của nút chặn. Có ba đặc tính phổ biến (Hình 7-12b). Những đặc tính này chuyên biệt độ sụt áp suất không đổi qua valve,

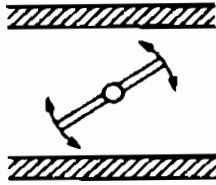


a) Kết cấu

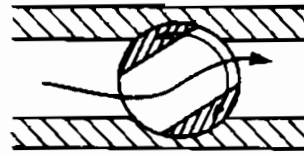


b) Đặc tính valve  
(xác lập theo biên dạng nút chặn)

Hình 7-12 Valve kiểu nút chặn.



Hình 7-13 Valve bướm



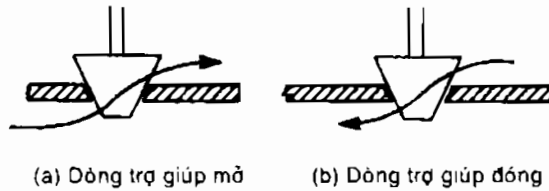
Hình 7-14 Valve bi

trạng thái rất ít khi xảy ra trong thực tế. Trong hệ thống cho trước, dòng qua valve với độ mở đã cho không chỉ phụ thuộc vào valve mà còn phụ thuộc vào sự sụt áp từ tất cả các bộ phận khác và phần đường ống còn lại trong hệ thống. Đặc tính của valve (mở nhanh, tuyến tính, hoặc phần trăm tương đương) được chọn để cung cấp quan hệ vị trí valve/dòng gần như tuyến tính.

Valve bướm (Hình 7-13) gồm một đĩa lớn quay bên trong ống, góc quay sẽ xác định mức độ tiết lưu. Valve bướm có thể được chế tạo theo kích thước bất kỳ và được dùng rộng rãi để điều khiển lưu lượng khí. Tuy nhiên, chúng dễ rò rỉ ở vị trí đóng và chịu ảnh hưởng từ moment quay động lực.

Valve bi (Hình 7-14) có viên bi với lỗ suốt quay bên trong để. Valve bi có đặc tính đóng kín tuyệt vời, chống rò rỉ ngang với valve cô lập mở/tắt.

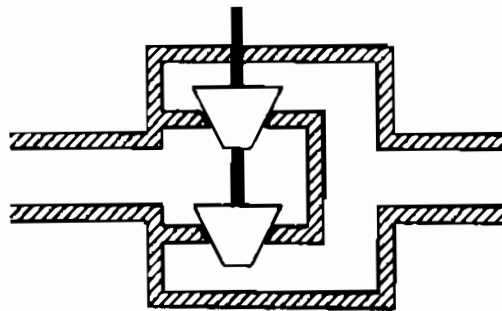
Khi lưu chất đi qua valve, các lực động học tác dụng lên trực bộ tác động. Trên Hình 7-15a, dòng hỗ trợ mở valve (dòng ngược sẽ đóng). Trên Hình 7-15b, dòng hỗ trợ đóng valve (dòng ngược sẽ mở). Trường hợp này rất khó điều khiển khi lưu lượng thấp, do nút chặn có xu hướng bị kẹt ở đế valve.



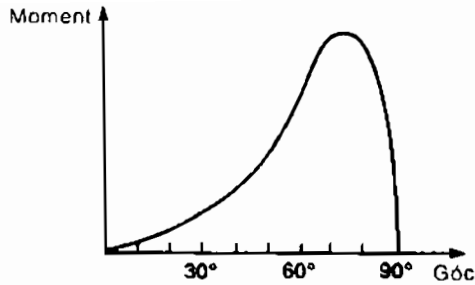
(a) Dòng trợ giúp mở

(b) Dòng trợ giúp đóng

Hình 7-15  
Lực động học tác dụng lên valve.



(c) Van cân bằng



Hình 7-16 Moment trên valve bướm.

Valve cân bằng trên Hình 7-15c có hai nút chặn và hai đế valve cho các dòng chảy ngược chiều nhau và cung cấp phản ứng động nhỏ trên trục bộ tác động. Điều này có thể đạt được nhưng sẽ có rò rỉ cao hơn, khi dung sai chế tạo làm cho một nút chặn tiếp xúc với đế trước nút kia.

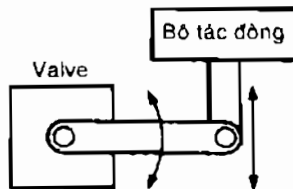
Valve bướm rất dễ bị tổn thương do các lực động học (Hình 7-16). Như có thể thấy, lực tối đa xảy ra ngay trước vị trí mở hoàn toàn, và lực này tác động để mở valve. Nói chung, bộ tác động không có khả năng di chuyển khi valve bướm ở vị trí mở hoàn toàn, do đó thường giới hạn độ mở cơ học khoảng  $60^{\circ}$ .

## Bộ tác động

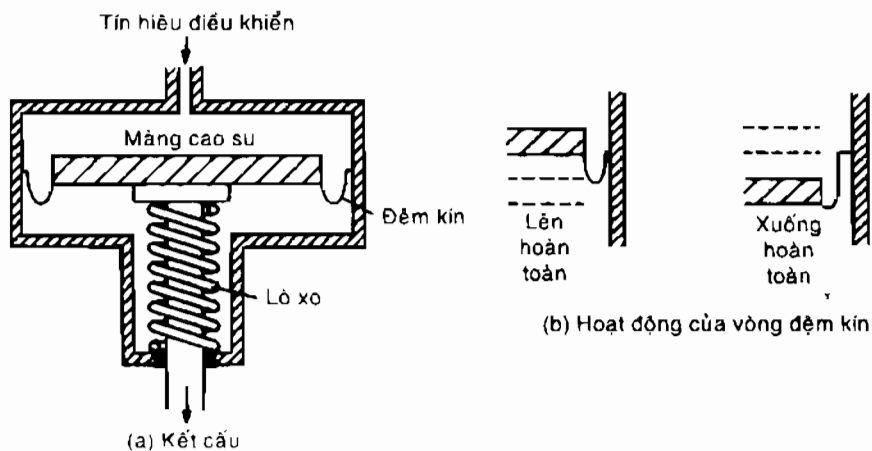
Valve cầu (Hình 7-12) cần trục valve chuyển động tịnh tiến để điều khiển lưu lượng, trong khi valve bướm (Hình 7-13) và valve bi (Hình 7-14) yêu cầu chuyển động quay. Tuy nhiên, trong thực tế thường sử dụng bộ tác động dịch chuyển thẳng - với cơ cấu tương tự như trên Hình 7-17 để chuyển hành trình thẳng thành góc quay, nếu cần.

Bộ tác động valve khí nén có ngoại hình tương tự bộ tác động tuyến tính (Chương 5), nhưng có sự khác nhau quan trọng. Bộ tác động tuyến tính vận hành với áp suất không đổi, tạo ra lực tỷ lệ với áp suất tác dụng và thường có thanh đẩy piston kéo dài hoặc thu lại hoàn toàn. Bộ tác động valve vận hành với áp suất tác dụng có thể thay đổi, ví dụ từ 0.2 đến 1 bar, tạo ra sự dịch chuyển trực tỷ lệ thuận với áp suất tác dụng.

Bộ tác động (Hình 7-18) có tín hiệu điều khiển tác dụng vào đỉnh piston được làm kín bằng màng dẻo. Lực đi xuống do áp suất này ( $P \times A$ )



Hình 7-17 Cơ cấu đổi chuyển động thẳng của bộ tác động thành chuyển động quay của valve.



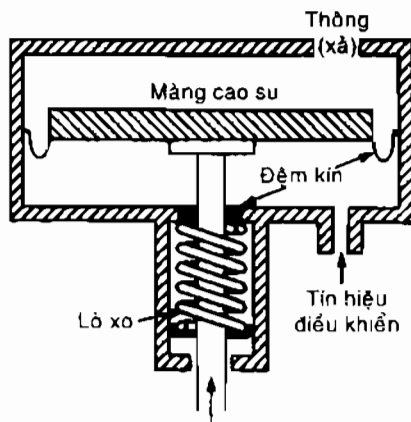
Hình 7-18 Bộ tác động sự cố hướng lên.

ngược chiều với lực nén lò xo và piston dừng lại ở vị trí hai lực cân bằng, độ dịch chuyển tỷ lệ với áp suất tác dụng. Độ lợi bộ tác động (độ dịch chuyển/áp suất) được xác định theo độ cứng của lò xo, và áp suất tại đó bộ tác động bắt đầu di chuyển (ví dụ 0.2 bar) được xác lập theo sự điều chỉnh lực căng lò xo.

Hình 7-18b minh họa hoạt động của màng cao su. Màng này “uốn” lên và xuống theo vách cylinder, vì thế diện tích piston vẫn không đổi trên toàn bộ hành trình.

Trục của bộ tác động kéo dài để tăng áp suất, và bị sự cố ở vị trí trên cùng của hành trình nếu mất nguồn cung cấp khí, mất tín hiệu, hoặc rách vòng đệm kín màng. Do đó, bộ này được gọi là bộ tác động sự cố hướng lên.

Bộ tác động (Hình 7-19) có áp suất tín hiệu tác dụng vào đáy piston và hoạt động lò xo đảo chiều. Với thiết kế này, trục di chuyển lên để tăng áp suất và di chuyển xuống ở chế độ sự cố thông thường. Bộ tác động này được gọi là bộ tác động hoạt động đảo chiều hoặc bộ tác động sự cố hướng xuống.



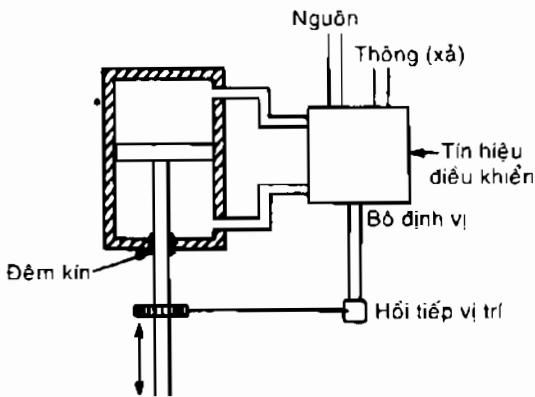
Hình 7-19 Bộ tác động sự cố hướng xuống

Khuyết điểm của thiết kế này là cần thêm đệm làm kín trên trục valve.

Nếu yêu cầu tính an toàn cao, valve và bộ tác động được chọn với chế độ sự cố chính xác. Ví dụ, valve nhiên liệu nên bị sự cố khi đóng, trong khi valve nước nên bị sự cố khi mở.

Bộ tác động valve có xu hướng có diện tích bề mặt lớn để tạo ra lực yêu cầu, nghĩa là thể tích khí đáng kể ở phía trên piston. Valve di chuyển dẫn đến thay đổi thể tích này, yêu cầu không khí được cung cấp hoặc thông (xả) qua thiết bị cung cấp tín hiệu áp suất. Sự không tương hợp giữa yêu cầu không khí của bộ tác động và khả năng của thiết bị cung cấp tín hiệu áp suất dẫn đến đáp ứng trễ bậc nhất bị chậm.

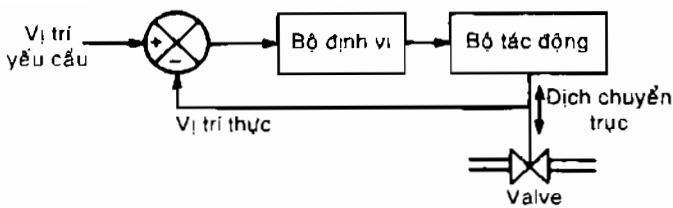
Hợp lực tác dụng lên piston (Hình 7-18 và 7.19) là tổng các lực từ áp suất tác dụng, lực lò xo ngược chiều và lực khác (nếu có) tác động vào trục valve từ lưu chất được điều khiển. Vì thế, những lực này tạo ra độ lệch (sai số) vị trí valve. Có thể giảm ảnh hưởng này bằng cách tăng diện tích piston hoặc khoảng áp suất vận hành, nhưng có các giới hạn về kích cỡ bộ tác động và độ bền của màng chắn. Hình 7-20 minh họa bộ tác động có piston tác động kép vận hành với áp suất cao. Không có lò xo phục hồi, vì thế trục di chuyển do tác động của không khí đến, hoặc thông khí từ hai phía của piston. Đây là hệ thống điều khiển vị trí piston vòng kín, trong đó sự di chuyển của trục được so sánh với dịch chuyển mong muốn (tín hiệu áp suất) và áp suất piston được điều chỉnh tương ứng. Sơ đồ này được gọi là bộ định vị valve, định vị chính xác trục bất kể các lực động từ chính valve đó.



Hình 7-20 Cylinder tác động kép (giữ ở vị trí sự cố)

## Bộ định vị valve

Bộ định vị valve được dùng để cải thiện hiệu suất bộ tác động vận hành bằng khí nén, bằng cách bổ sung vòng điều khiển vị trí xung quanh bộ tác động (Hình 7-21). Chúng được sử dụng chủ yếu:

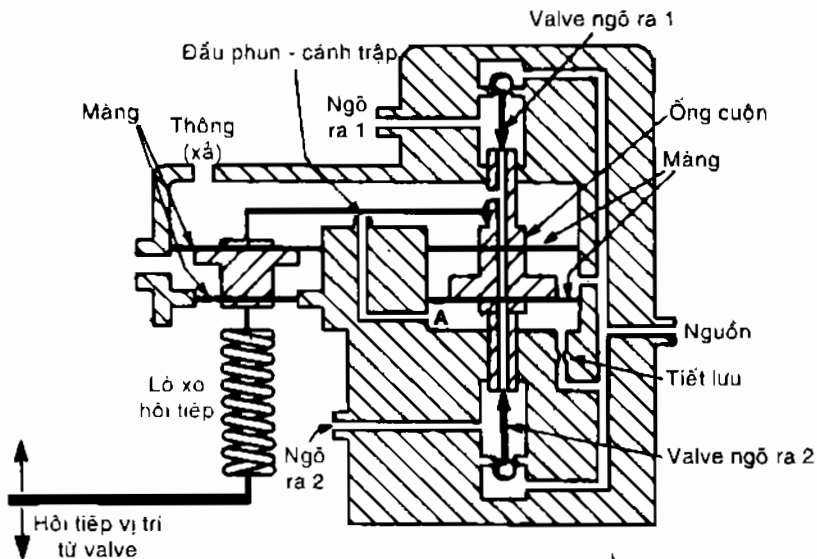


Hình 7-21 Bộ định vị valve.

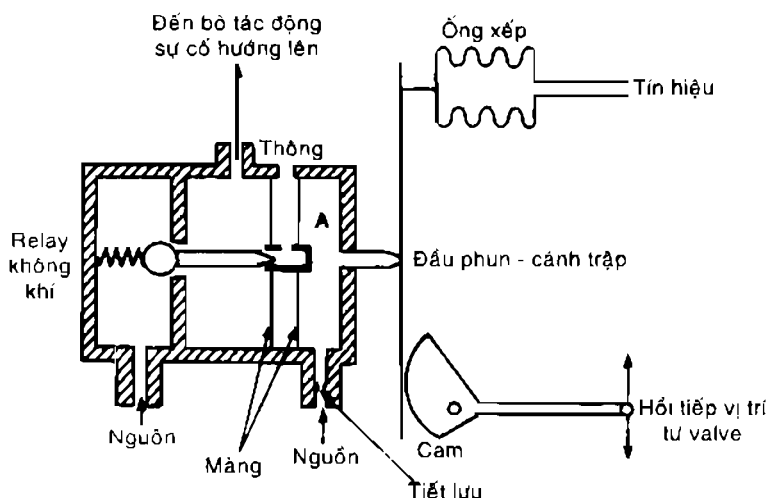
- Để cải thiện tốc độ vận hành của valve.
- Để tăng thể tích ở nơi thiết bị cung cấp tín hiệu điều khiển chỉ có thể cung cấp thể tích khí giới hạn. Sự không tương hợp giữa khả năng của bộ truyền động và yêu cầu của bộ tác động dẫn đến đáp ứng trễ bậc nhất với hằng số thời gian dài.
- Để khử độ lệch do các lực động học trong valve.
- Ở nơi cần tăng áp suất để đạt được lực bộ tác động theo yêu cầu.
- Ở nơi cần bộ tác động tác động kép (nếu không thể điều khiển với đường áp suất đơn).

Có hai loại bộ định vị valve cơ bản. Hình 7-22 trình bày kết cấu bộ định vị valve áp dụng sự biến thiên của nguyên lý cân bằng lực. Vị trí bộ tác động được chuyển thành lực lò xo. Lực này được so sánh với lực do áp suất tín hiệu tác động lên màng chắn ngõ vào. Chênh lệch giữa hai lực này dẫn đến sự dịch chuyển của thanh dầm và làm thay đổi khe hở của bộ đầu phun - cánh trập.

Nếu bộ tác động có vị trí thấp, khe hở đầu phun - cánh trập giảm, xuất hiện áp suất ở điểm A. Áp suất này làm ống cuộn dâng lên, nối nguồn cấp khí với ngõ ra 1, và thông ngõ ra 2, bộ tác động đi lên.



Hình 7-22 Bộ định vị valve cân bằng lực.

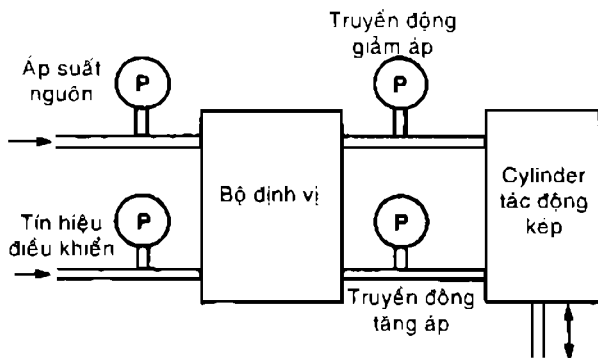


Hình 7-23 Bộ định vị cân bằng chuyển động.

Nếu bộ tác động có vị trí cao, khe hở đầu phun - cánh trập tăng và áp suất tại A giảm, ống cuộn hạ xuống cung cấp không khí cho ngõ ra 2 và thông ngõ ra 1, bộ tác động hạ xuống. Do đó bộ tác động cân bằng khi lực lò xo (tương ứng với vị trí bộ tác động) tương hợp với lực từ áp suất tín hiệu ngõ vào (tương ứng với vị trí yêu cầu), khe hở đầu phun - cánh trập không đổi.

Điểm 0 của bộ định vị được xác lập theo liên kết giữa bộ định vị và trục valve theo khoảng định vị do độ cứng lò xo. Có thể tinh chỉnh điểm 0 bằng vít ở đầu lò xo.

Loại bộ định vị thứ hai (Hình 7-23) áp dụng nguyên lý cân bằng chuyển động. Vị trí trục valve được chuyển thành độ dịch chuyển nhỏ, tác dụng vào một đầu của dầm điều khiển khe hở đầu phun - cánh trập. Tín hiệu ngõ vào được đổi thành độ dịch chuyển ở đầu kia của dầm. Áp suất tại A do tác dụng của khe hở đầu phun - cánh trập là phần thể tích tăng do relay không khí cho không khí đi qua hoặc thông khí bộ tác



Hình 7-24 Đo áp suất trên bộ định vị để tìm sự cố.



động để di chuyển trục cho đến khi khe hở đầu phun - cánh trập đạt giá trị yêu cầu. Tại điểm này, vị trí bộ tác động ứng với vị trí mong muốn.

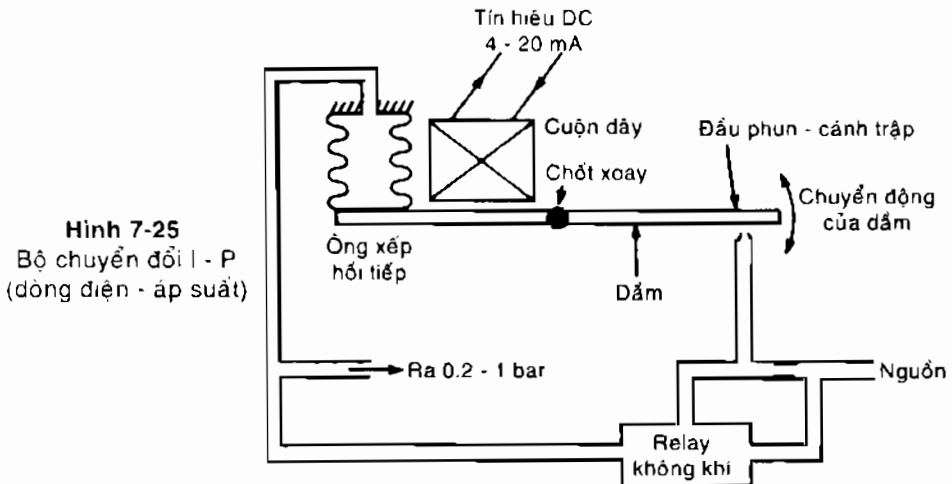
Bộ định vị thường được trang bị đồng hồ để đo áp suất cung cấp, áp suất tín hiệu, và áp suất ngõ ra, như minh họa trên Hình 7-24 đối với bộ tác động tác động kép. Nói chung, có thể lắp các valve rẽ nhánh để cho phép bộ định vị rẽ nhánh tạm thời khi có sự cố với áp suất tín hiệu được gửi trực tiếp đến bộ tác động.

## BỘ CHUYỂN ĐỔI

Sơ đồ điều khiển quá trình thông dụng nhất có lẽ là bộ điều khiển điện tử với bộ tác động khí nén và bộ biến năng. Các thiết bị này yêu cầu sự chuyển đổi giữa tín hiệu điện analog và các tiêu chuẩn khí nén. Chuyển đổi điện - khí nén được thực hiện thông qua bộ chuyển đổi I-P (tích phân - tỷ lệ), và chuyển đổi khí nén - điện sử dụng bộ P-I.

### Bộ chuyển đổi I-P

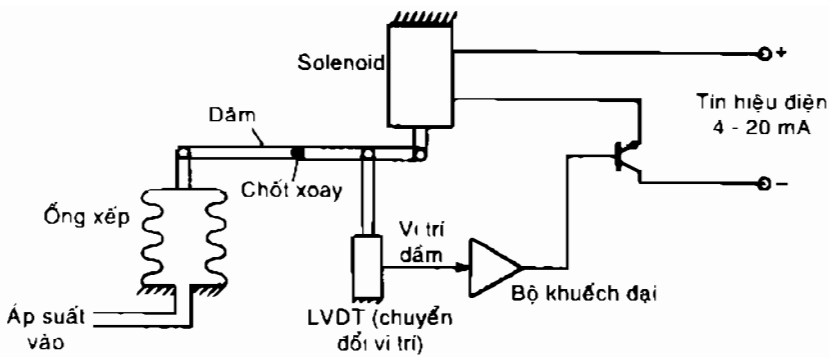
Hình 7-25 minh họa bộ chuyển đổi I-P thông dụng dựa trên nguyên lý cân bằng lực và bộ đầu phun - cánh trập. Dòng điện đi qua cuộn dây và làm cho dầu dịch chuyển quay, dẫn đến thay đổi áp suất. Sự thay đổi áp suất tại khe hở đầu phun - cánh trập là thể tích tăng do relay khí và tác dụng như lực cân bằng với ống xếp tại đầu kia của dầu. Sự cân bằng xảy ra khi lực từ ống xếp (tỷ lệ với áp suất ngõ ra) bằng với lực từ cuộn dây (tỷ lệ với tín hiệu điện ngõ vào).



Hình 7-25  
Bộ chuyển đổi I - P  
(dòng điện - áp suất)

### Bộ chuyển đổi P-I

Sự vận hành của bộ chuyển đổi P-I (Hình 7-26) áp dụng nguyên lý cân bằng lực. Tín hiệu áp suất ngõ vào tác dụng vào ống xếp và làm cho dầu



**Hình 7-26 Bộ chuyển đổi P - I (áp suất - dòng điện)**

bị lệch. Độ lệch này được đo bằng bộ chuyển đổi vị trí, chẳng hạn LVDT (Biến áp vi sai tuyến tính).

Tín hiệu điện tương ứng với độ lệch được khuếch đại và tác dụng dưới dạng dòng điện đi qua cuộn dây, tạo ra moment quay đưa dầm trở về vị trí 0. Khi cân bằng, lực cuộn dây (tỷ lệ với dòng điện ngõ ra) tương hợp với lực từ ống xếp (tỷ lệ với áp suất tín hiệu ngõ vào).

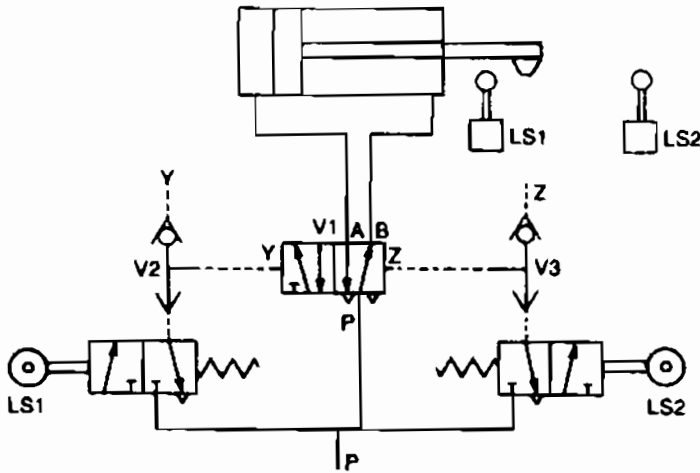
Độ lệch 0 (4 mA) trong tín hiệu điện đủ để dẫn động bộ khuếch đại (Hình 7-26), cho phép hai dây tín hiệu hoạt động như những dây nguồn. Điều này được gọi là vận hành hai dây. Hầu hết các bộ chuyển đổi P-I đều vận hành với khoảng điện áp tương đối rộng (15 đến 30 V). Nói chung, tín hiệu dòng 4 đến 20 mA được đổi thành tín hiệu điện áp (trong khoảng 1 đến 5 V) với điện trở nối tiếp đơn giản.

## CÁC ỨNG DỤNG CHUỖI THỨ TỰ

Điều khiển quá trình bằng khí nén được thực hiện theo chuỗi thứ tự, nghĩa là thực hiện các hành động đơn giản liên tiếp theo trình tự hoặc với chuỗi thứ tự được xác định bằng các bộ cảm biến.

Ví dụ đơn giản về hệ thống khí nén theo chuỗi thứ tự được minh họa trên Hình 7-27, piston dao động liên tục giữa hai công tắc giới hạn hành trình  $LS_1$  và  $LS_2$ , dịch chuyển valve chính  $V_1$  với đường áp suất dẫn hướng. Ống cuộn valve chính không có lò xo trả về và vẫn giữ ở vị trí đó cho đến khi có tín hiệu ngược lại. Valve tịnh tiến đảo chiều  $V_2$  và  $V_3$  cho phép tín hiệu bên ngoài tác động qua các cổng Y và Z.

Thời gian thường được dùng để điều khiển trình tự (ví dụ, cấp tín hiệu, chờ 5 giây, cấp tín hiệu kế tiếp). Valve trì hoãn thời gian có cấu trúc như minh họa trên Hình 7-28a. Tín hiệu ngõ vào X là tín hiệu dẫn hướng di chuyển ống cuộn trong valve chính  $V_1$ , nhưng bị trì hoãn do valve tiết lưu và thể tích bình chứa nhỏ V. Khi X được tác dụng, áp suất dẫn hướng Y tăng theo hàm mũ với thời gian trì hoãn T cho đến khi đạt được áp suất vận hành dẫn hướng. Khi không còn tín hiệu X, valve một chiều nhanh chóng thông với thùng chứa với thời gian trì hoãn - tắt hầu

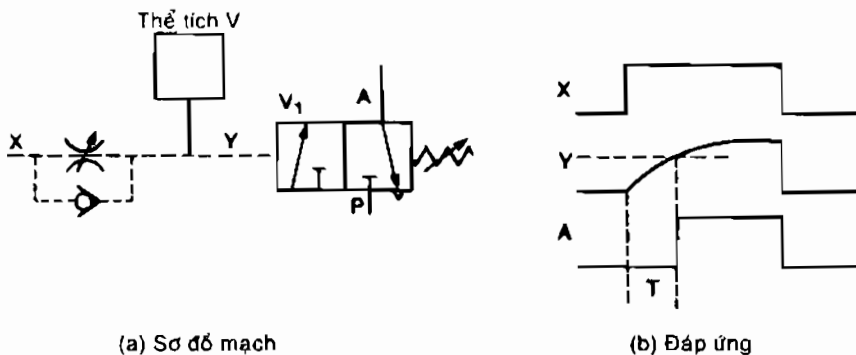


Hình 7-27 Ví dụ về chuỗi thứ tự; thanh piston dao động giữa LS<sub>1</sub> và LS<sub>2</sub>.

như không đáng kể. Hình 7-28b trình bày sự đáp ứng. Đây là valve trì hoãn - mở, nếu đảo ngược valve một chiều này sẽ dẫn đến tác động trì hoãn - tắt.

Các valve chuỗi thứ tự được dùng để liên kết các bước vận hành được điều khiển theo áp suất. Những hoạt động này phần nào tương tự valve vận hành nhờ valve dẫn hướng, nhưng người thiết kế có thể điều khiển áp suất vận hành valve. Ứng dụng điển hình được trình bày trên Hình 7-29, cylinder được yêu cầu cung cấp lực xác định tác dụng lên đối tượng. Valve V<sub>2</sub> là valve chuỗi thứ tự và vận hành theo giá trị áp lực lò xo. Chuỗi thứ tự được bắt đầu bằng nút nhấn PB<sub>1</sub>, nâng ống cuộn dẫn hướng trong valve chính V<sub>1</sub> làm cho thanh piston đi ra. Khi cylinder vươn ra hết hành trình, công tắc giới hạn LS<sub>1</sub> hoạt động, áp suất P<sub>1</sub> bắt đầu tăng. Khi đạt được giá trị áp suất xác lập trước, valve chuỗi thứ tự V<sub>2</sub> hoạt động, di chuyển ống cuộn trong valve chính V<sub>1</sub> và rút thanh piston lại.

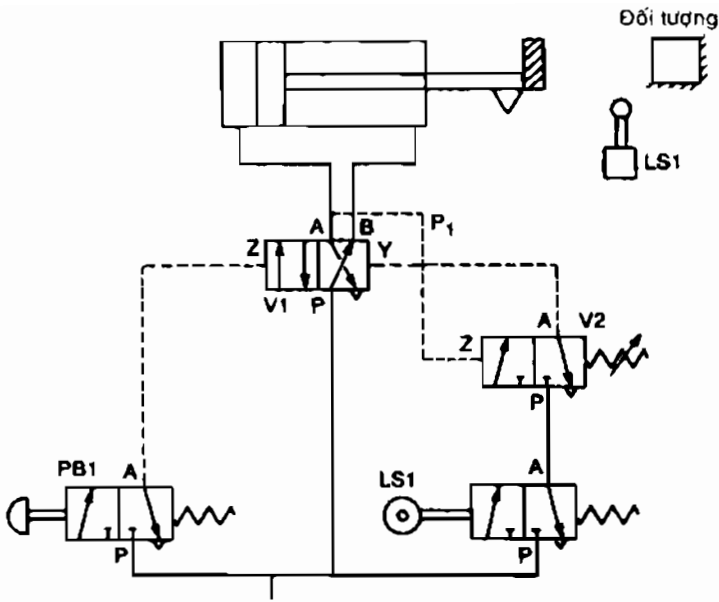
Hai ứng dụng nêu trên sử dụng các valve vận hành theo công tắc giới hạn để điều khiển chuỗi thứ tự, ngoài ra cũng có thể sử dụng bộ cảm biến



(a) Sơ đồ mạch

(b) Đáp ứng

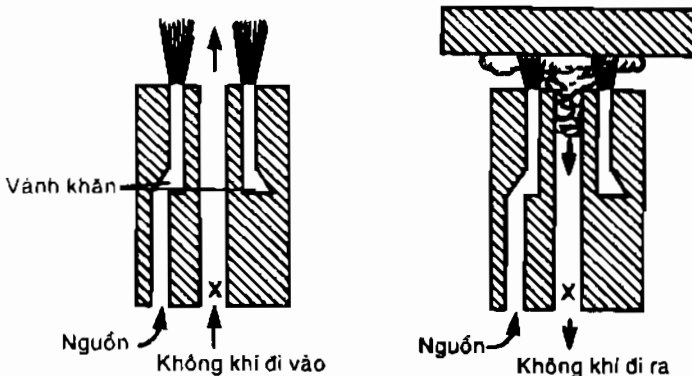
Hình 7-28 Trì hoãn thời gian (xem kết cấu trên Hình 4-28)



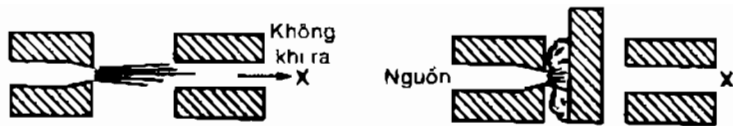
Hình 7-29 Ứng dụng valve chuỗi thứ tự.

(công tắc) khí nén tác động gần. Bộ cảm biến phản xạ (Hình 7-30) sử dụng đầu phun không khí hình vành khăn để đẩy không khí ra khỏi ống trung tâm nhằm tạo ra áp thấp nhẹ ở ngõ ra tín hiệu X. Nếu có đối tượng trước cảm biến, dòng bị cản trở và áp suất tăng đáng kể tại X. Một loại khác là cảm biến tia phun gián đoạn (Hình 7-31), vận hành đơn giản nhưng dùng nhiều khí hơn. Ứng dụng điển hình là cảm biến sự có mặt của mũi khoan để cho biết “việc khoan hoàn tất” trong máy khoan điều khiển bằng khí nén. Khi không có đối tượng, tia phun tạo ra áp suất tăng tại ngõ ra tín hiệu X. Khi có đối tượng ngăn chặn tia phun, áp suất tại X giảm đến áp suất khí quyển.

Với cả hai loại cảm biến, sự tiêu thụ không khí có thể là vấn đề. Để



Hình 7-30 Công tắc phản xạ gần.

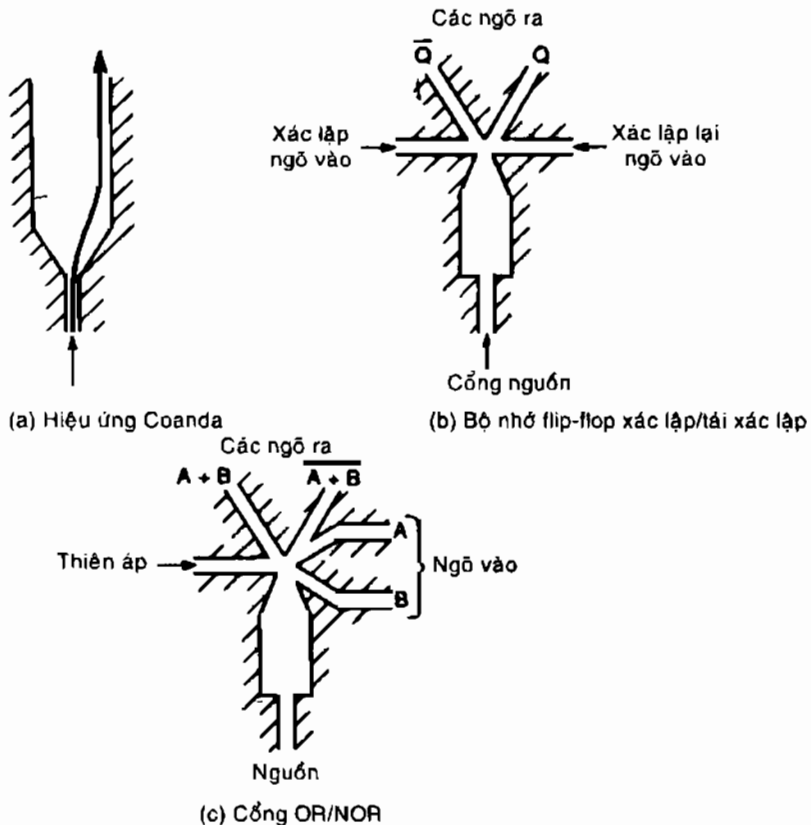


Hình 7-31 Công tắc giới hạn tia phun gián đoạn.

giảm mức tiêu thụ không khí, có thể dùng áp suất thấp và lưu tốc thấp, dẫn đến tín hiệu áp suất thấp tại X, do đó cần có sự khuếch đại áp suất hoặc các valve dẫn hướng áp suất thấp để có thể sử dụng tín hiệu tại X điều khiển đường áp suất toàn phần.

Các linh kiện logic (các công AND, OR, và bộ nhớ) là một phần trong mạch điện tử điều khiển chuỗi thứ tự. Các linh kiện khí nén tương đương (Hình 7-32) áp dụng nguyên lý liên kết vách hoặc hiệu ứng Coanda. Dòng lưu chất thoát khỏi vòi phun với chỉ số Reynold trên 1500 (chảy rời hoàn toàn) có khuynh hướng liên kết với vách và duy trì trạng thái này cho đến khi bị rối loạn (Hình 7-32a)

Nguyên lý này được áp dụng trong bộ nhớ flip-flop khí nén xác lập/tái xác lập (S-R) trên Hình 7-32b. Nếu ngõ vào được xác lập theo xung,



Hình 7-32 Logic học chất lỏng.

dòng khí liên kết với vách bên phải, thoát qua ngõ ra Q. Nếu ngắt xác lập ngõ vào, hiệu ứng Coanda duy trì dòng khí trên đường này cho đến khi ngõ vào được tái xác lập theo xung.

Hình 7-32c trình bày cổng OR/NOR lưu chất. Sự thiên áp nhỏ duy trì tín hiệu trên vách phải, thoát qua cổng bên phải. Nếu có tín hiệu A hoặc B (áp suất cao hơn thiên áp) dòng chuyển đến ngõ ra (A+B). Khi không có cả hai tín hiệu A và B, áp suất thiên áp chuyển dòng trở lại trạng thái trước đó.

Có thể thực hiện các hàm logic bằng cách lắp nối tiếp các valve (phép toán AND), các valve tịnh tiến đảo chiều (phép toán OR) và các ống cuộn vận hành dẫn hướng (bộ nhớ flip-flop). Ví dụ, valve  $V_1$  (Hình 7-27) vận hành theo kiểu bộ nhớ flip-flop, S-R.

**AN TOÀN**

An toàn lao động là một trong các yêu cầu chính trong sản xuất công nghiệp. Bộ luật Lao Động của nước Cộng Hòa Xã Hội Chủ Nghĩa Việt Nam đã có các quy định chặt chẽ, rõ ràng, và đầy đủ về an toàn lao động. Mọi ngành nghề sản xuất kinh doanh đều có các quy định riêng về an toàn lao động, vệ sinh công nghiệp, và phòng chống cháy nổ.

Các hệ thống khí nén và thủy lực được sử dụng rộng rãi trong công nghiệp và cả trong đời sống. Đây là loại thiết bị chịu áp suất cao, nguy cơ cháy nổ cao, dễ gây mất vệ sinh nơi làm việc, do đó an toàn lao động có tầm quan trọng đặc biệt. An toàn lao động, phòng chống cháy nổ được đặt ra ngay từ khi thiết kế, chế tạo các bộ phận, các chi tiết trong hệ thống khí nén/thủy lực. Sau khi chế tạo, các bộ phận này phải trải qua sự kiểm tra nghiêm ngặt về tính an toàn và được cơ quan có thẩm quyền phê duyệt. Tuy nhiên, điều đó là chưa đủ. Chế độ vận hành, quy trình bảo dưỡng, phương pháp chẩn đoán và xử lý sự cố, vệ sinh công nghiệp, ý thức của người lao động,... góp phần rất lớn vào an toàn lao động. Tuân thủ triệt để các quy định an toàn tại nơi sản xuất không chỉ làm giảm thiểu nguy cơ tai nạn lao động, mà còn góp phần tăng thời gian sử dụng trang thiết bị, giảm chi phí sản xuất, tăng năng suất lao động và tăng hiệu quả sản xuất.

An toàn lao động trong công nghiệp, kể cả các hệ thống khí nén/thủy lực, bao quát một lĩnh vực rộng và chuyên sâu. Từng nhà máy, phân xưởng sản xuất đều có những quy định chi tiết về an toàn lao động, nhưng tai nạn vẫn xảy ra. Điều đó phần lớn là do ý thức của người lao động, vấn đề là an toàn cho chính mình và cho những người xung quanh.

**VỆ SINH CÔNG NGHIỆP**

Hầu hết các sự cố trong hệ thống thủy lực hoặc khí nén là do nhiễm bẩn. Các hạt rất nhỏ làm sứt mẻ vòng đệm kín, mài mòn bề mặt, làm nghẹt các ống và làm ống cuộn valve bị kẹt. Trong hệ thống thủy lực và khí nén, độ sạch của thiết bị, lưu chất, nơi làm việc là yêu cầu hàng đầu. Tháo valve trong khu vực đầy bụi hoặc lau khô ống cuộn bằng giẻ bẩn sẽ có hại hơn là có lợi.

Một cách lý tưởng, không nên tháo rời các bộ phận trong môi trường đầy bụi, cần có phân xưởng hoặc khu vực đủ sạch và được trang bị phù hợp, sử dụng các công nhân hoặc kỹ thuật viên đủ trình độ để chỉ chuyên tháo/lắp các bộ phận thủy lực/khí nén.

Nhà chế tạo cung cấp các bộ phận và ống mềm với mọi lỗ đều được bịt kín bằng nút nhựa để tránh nhiễm bụi khi vận chuyển và lưu kho. Các nút này chỉ được phép tháo ra vào sát thời điểm lắp ráp hoặc sử dụng.

Công dụng của các bộ lọc là lọc các hạt bụi, nhưng chúng sẽ không thể hoạt động nếu bị nghẹt. Bộ lọc bị suy giảm khả năng lọc theo thời gian vận hành, tạp chất tích tụ trong bộ lọc sẽ gây nhiễm bẩn lưu chất, làm giảm hiệu suất của hệ thống, thậm chí gây ra sự cố. Cần định kỳ kiểm tra, làm vệ sinh hoặc thay bộ lọc mới, tùy theo thiết kế và quy trình vận hành.

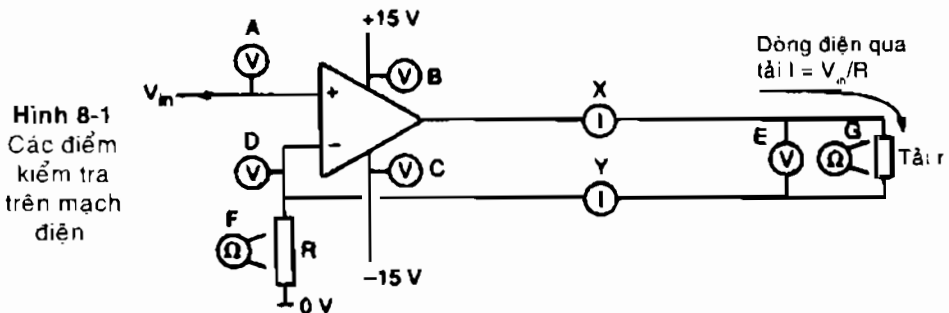
Chất lượng dầu trong hệ thống thủy lực là rất quan trọng để duy trì độ tin cậy khi vận hành. Dầu bị bụi, oxy hóa, nhiễm bẩn, nhiễm nước... sẽ tạo thành cặn nhão làm nghẹt các lỗ nhỏ, các valve bị kẹt, dòng dầu lưu động bị cản trở... Cần thường xuyên kiểm tra chất lượng dầu và thay mới trước khi có thể xảy ra các sự cố.

### KHÍ CỤ CHẨN ĐOÁN SỰ CỐ

Chẩn đoán sự cố điện thường dựa trên các đo đặc điện áp, cường độ dòng điện hoặc điện trở (ít dùng hơn) tại các điểm then chốt trong mạch. Trong đó, điện áp dễ đo hơn dòng điện trừ khi sử dụng ampe kế, đo điện trở thường yêu cầu ngắt mạch nguồn. Mạch điện tử được minh họa trên Hình 8-1 chuyển điện áp ngõ vào  $V_i$  thành tín hiệu dòng  $I$ , với  $I = V_i/R$ . Loại mạch này thường được dùng để truyền tín hiệu đo qua môi trường có nhiễu. Quy trình kiểm tra bao gồm:

- Đo điện áp:     A     (tín hiệu ngõ vào).  
                   B và C   (nguồn  $\pm 15V$  của bộ khuếch đại)  
                   D     (Điện áp trả về phải bằng A).  
                   E     (qua tải, 15V nghĩa là tải hở mạch, 0V nghĩa là tải ngắn mạch).
- Đo dòng điện:   X, Y   (X nên bằng Y và cả hai đều bằng  $A/R$ )
- Đo điện trở:    F, G   (mạch tải bị hở hoặc ngắn mạch, hoặc điện trở).

Trong hệ thống thủy lực và khí nén, đo áp suất tương đương với đo điện áp, đo lưu lượng tương đương với đo dòng điện. Không có phương pháp đo đơn giản trực tiếp tương đương với điện trở. Kiểm tra áp suất và lưu lượng là cơ sở để chẩn đoán sự cố trong hệ thống thủy lực/khí nén.



Hình 8-1  
Các điểm  
kiểm tra  
trên mạch  
điện

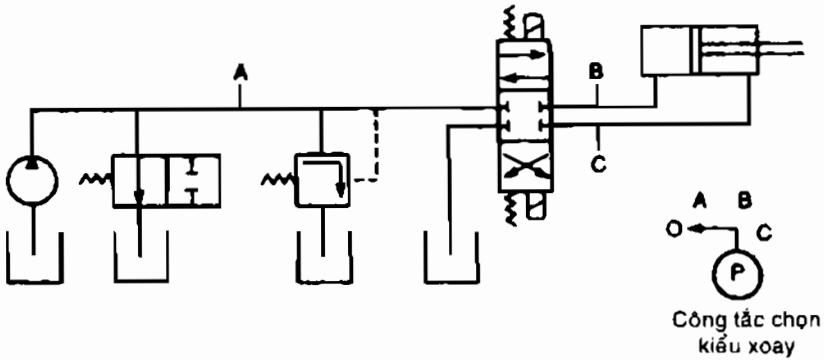


Tuy nhiên, có sự khác biệt cơ bản về phương pháp tiếp cận. Hệ thống điện có nhiều điểm kiểm tra điện áp, có thể đặt bộ dò điện áp vào vị trí hoặc bộ phận bất kỳ trong mạch điện, và có thể tạm ngắt mạch để đo cường độ dòng điện.

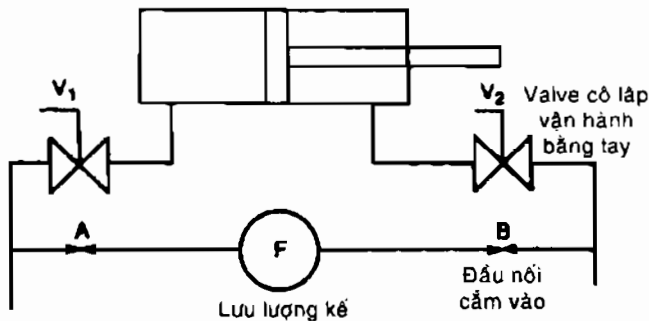
Trong hệ thống lưu chất, dầu hoặc khí được chứa trong ống hoặc ống mềm, do đặc chỉ có thể thực hiện tại những điểm kiểm tra được lắp sẵn như một phần của thiết kế gốc. Các điểm kiểm tra có thể được nối ống theo yêu cầu, nhưng có thể dẫn đến nguy cơ bị nhiễm bụi do cắt hoặc hàn ống, không khí lọt vào hệ thống thủy lực phải được xả bỏ hoàn toàn. Nhà thiết kế phải dự đoán các vị trí có thể xảy ra sự cố, và đưa ra các điểm kiểm tra cần thiết như một phần của thiết kế ban đầu.

Kỹ thuật thông dụng nhất là lắp sẵn công tắc xoay chọn áp suất (Hình 8-2) để cho phép đo áp suất từ những vị trí chiến lược khác nhau. Một kỹ thuật khác là sử dụng khớp nối nhanh để lắp áp kế xách tay vào vị trí cần đo.

Đo lưu lượng tương đối khó, vì bộ chuyển đổi lưu lượng cơ bản cần được gắn vào hệ thống. Có thể dùng lưu lượng kế xách tay (Hình 8-3), lưu lượng kế dùng cho cylinder được kiểm tra bằng hai valve tay đóng,  $V_1$  và  $V_2$ , nối lưu lượng kế vào giữa các khớp nối nhanh A và B.



Hình 8-2 Hệ thống kiểm tra khí nén và thủy lực thông dụng, công tắc chọn kiểu quay.



Hình 8-3 Kiểm tra lưu lượng khả dụng tại bộ tác động

Hệ thống UCC 22 là dụng cụ kiểm tra ba trong một “nối vào hệ thống” để đo áp suất, lưu lượng, và nhiệt độ tại điểm lắp đặt với nút trong dụng cụ kiểm tra. Thiết bị này cần được lắp ngay sau từng bơm (nhưng trước valve an toàn thứ nhất) để cho phép đo kiểm lượng phân phối của bơm và tại các điểm chủ yếu, chẳng hạn đường áp suất đến cylinder hoặc động cơ. Cần lưu ý, với các hệ thống thủy lực và khí nén những điểm kiểm tra phải được thiết kế bên trong.

Đồng hồ đo tại phích cắm của valve solenoid sẽ hiển thị điện áp đi đến solenoid (Hình 8-8), nhưng điều này chưa thể khẳng định solenoid đang vận hành. Ví dụ, cuộn này có thể bị hở mạch hoặc có mối nối bị lỏng bên trong phích cắm. Các linh kiện RS và bộ kiểm tra solenoid rất hữu dụng, chúng sẽ phát sáng khi được đặt trong từ trường mạnh. Với kích cỡ cây bút máy, có thể chạm bộ kiểm tra này lên thân solenoid để biết cuộn solenoid có hoạt động hay không.

## TÌM SỰ CỐ

Tìm sự cố được thực hiện một cách ngẫu nhiên và tùy ý sẽ đưa đến thay thế nhiều bộ phận, dù không có lý do chính đáng. Phương pháp này đôi khi có thể đạt kết quả (khi từng bộ phận đều được thay thế) nhưng tốn nhiều thời gian, công sức, và chi phí. Trong nhiều trường hợp, kết quả có hại hơn là có lợi, thậm chí gây nhiễm bẩn hệ thống.

Có ba cấp độ bảo dưỡng. Cấp bảo dưỡng thứ nhất là đưa thiết bị vận hành trở lại. Khi tìm được nguyên nhân sự cố, kỹ thuật viên lựa chọn phương pháp xử lý, sửa chữa (ví dụ, thay vòng đệm kín bị hỏng) hoặc thay thế toàn bộ cụm bị hỏng. Quyết định này dựa vào chi phí, thời gian, phụ tùng có sẵn, trình độ kỹ thuật, môi trường nhà máy, và chính sách của công ty.

Cấp bảo dưỡng thứ hai là sửa chữa toàn bộ cụm bị sự cố đã được nhóm kỹ thuật viên thứ nhất tháo ra và thay mới. Hoạt động này phải được thực hiện ở xưởng sạch sẽ và trang bị tốt, đây thường là nhóm công việc được quy định rõ trong sổ tay hướng dẫn do nhà chế tạo cung cấp.

Cấp bảo dưỡng cuối cùng là trả thiết bị cần sửa chữa cho nhà chế tạo. Cấp độ này cần được xác định theo độ phức tạp của thiết bị, khả năng của nhân viên, chi phí, thời gian, và chế độ bảo hành của nhà sản xuất.

Trong ba cấp độ này, cấp bảo dưỡng thứ nhất là vất vả nhất, vì phải xác định hư hỏng, áp lực lớn từ bộ phận sản xuất và trách nhiệm cao.

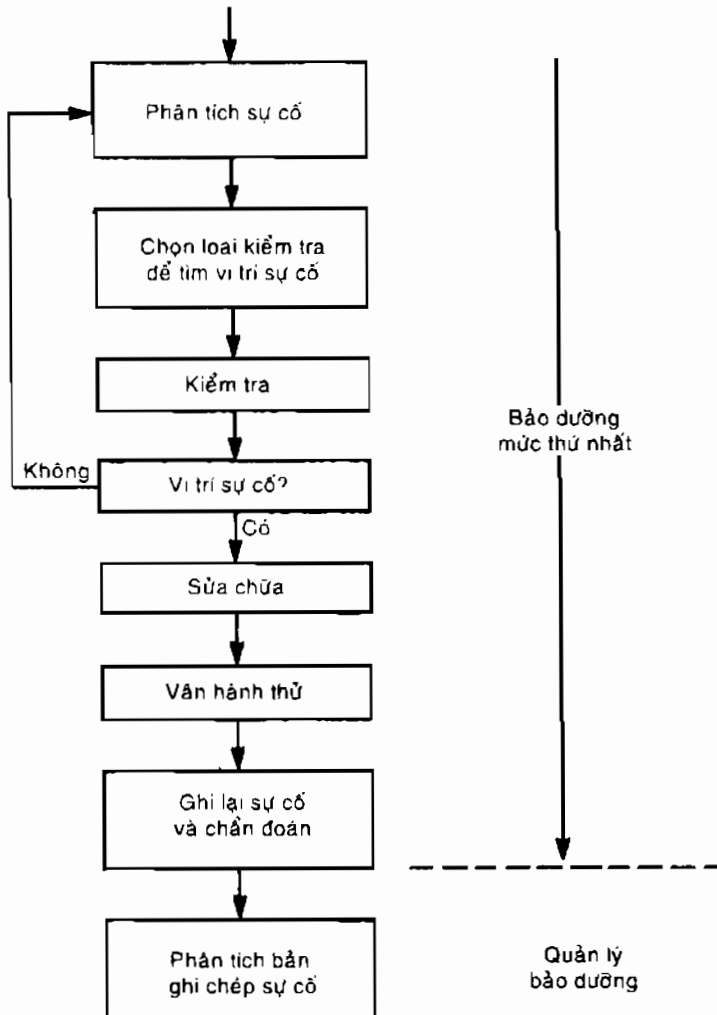
Các bước chẩn đoán, xác định nguyên nhân sự cố được minh họa một cách đơn giản trên Hình 8-4. Thu thập mọi hiện tượng về sự cố để đánh giá và xem xét các nguyên nhân. Kiểm tra sơ bộ để khoanh vùng các nguyên nhân khả dĩ, sau đó thực hiện và lặp lại chu kỳ cho đến khi phát hiện chính xác nguyên nhân sự cố.

Các bước cuối (Hình 8-4) là ghi nhận, báo cáo và phân tích sự cố. Qui trình báo cáo và phân tích sự cố có thể phát hiện tính lặp lại của sự cố, cho biết vấn đề là do thiết kế hoặc ứng dụng. Báo cáo này rất hữu ích,

cho phép phát hiện các lỗi hỏng kiến thức của nhân viên và cải tiến chương trình đào tạo, huấn luyện nâng cao.

Các máy hiện đại ngày càng phức tạp và yêu cầu độ tin cậy ngày càng cao. Điều đó có nghĩa là nhân viên bảo dưỡng phải thường xuyên xem xét thiết bị một cách chi tiết theo quy trình bảo dưỡng. (Một cách lý tưởng, đội ngũ bảo dưỡng nên tham gia vào các giai đoạn lắp đặt và vận hành thử nghiệm). Không thể nhớ bản vẽ kỹ thuật của tất cả các chi tiết, dù là đơn giản nhất trong hệ thống, vì thế cần phải có các sơ đồ hệ thống.

Điều quan trọng kế tiếp là ghi thành tài liệu mỗi lần kiểm tra khi hệ thống làm việc tốt. Sẽ hầu như không tác dụng gì khi biết, ví dụ áp suất ở TP<sub>3</sub> là 15 bar, dòng điện động cơ là 75 A, hoặc lưu lượng đến bộ tác động quay C là 1500 l/phút trong các điều kiện sự cố, nếu không biết các số liệu khi hệ thống vận hành bình thường.

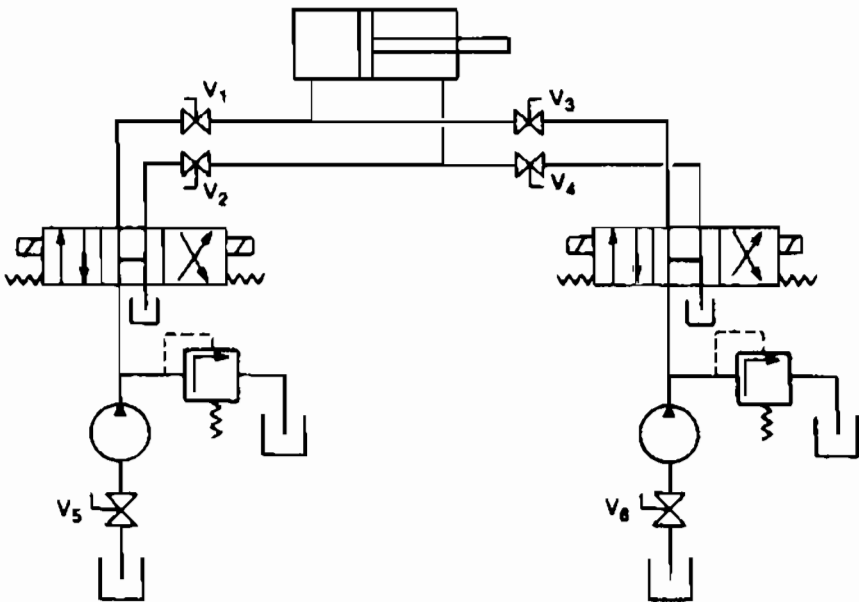


Hình 8-4 Quy trình chẩn đoán sự cố

Thường khó xác định nguyên nhân thực sự; thường chỉ có thông tin đơn giản “ Máy Firkling không làm việc”. Vì thế bước chẩn đoán thứ nhất là xác định vị trí vận hành không bình thường - nếu có một hoặc nhiều sự cố từ nguyên nhân thông thường. Có thể kiểm tra bằng mắt và bằng tay về các dấu hiệu sự cố, chẳng hạn tiếng ồn, rung, nhiệt, rò rỉ, dòng điện động cơ bất thường...

Từ báo cáo bảo dưỡng có thể biết được những công việc đã thực hiện gần đây, hoặc sự cố đã được giải quyết. Vài điểm cần kiểm tra kỹ:

- Quy trình lắp đặt thiết bị, các chi tiết và cụm chi tiết, kể cả các valve, bơm, bộ tác động, nguồn...
- Tất cả các valve tay có mở và đóng chính xác hay không. Nhiều hệ thống được lắp bơm hoặc máy nén dự phòng với sự thay mới bằng tay. Đây có thể là nguồn sự cố sau khi thay mới. Valve cũng có thể tự mở trong khi vận hành. Hình 8-5 đưa ra một tình huống sự cố thông thường với hai cụm thủy lực, một đang sử dụng và một dự phòng. Nếu một trong bốn valve ngắt bằng tay  $V_1$  đến  $V_4$  được mở không đúng trên cụm chính hoặc cụm dự phòng, dòng lưu chất từ cụm đang vận hành sẽ trở về thùng chứa qua vị trí giữa (ngắt) của valve điều khiển hướng dự phòng và bộ tác động sẽ không di chuyển.
- Sau khi cấp điện, hãy kiểm tra hướng quay của bơm và máy nén. Hầu hết các thiết bị này chỉ quay theo một chiều, thường xác định bằng mũi tên trên vỏ, và thiết bị có thể bị hư hỏng nếu chạy ngược chiều trong thời gian dài.
- Kiểm tra kỹ các điều chỉnh hoặc giá trị xác lập sau khi thay mới một



Hình 8-5 Nguồn sự cố phổ biến; hệ thống chính/dự phòng với các valve cô lập (ngắt) bằng tay. Xác lập valve sai giá trị dẫn đến nhiều sự cố bất thường.

chi tiết. Ví dụ, đôi với valve điều khiển hướng, tốc độ vận hành từ ống cuộn dẫn hướng đến ống cuộn chính có thể được xác lập bằng khóa lục giác. Nếu những valve này bị điều chỉnh sai, ống cuộn chính có thể không di chuyển.

Nếu hệ thống tạm dừng trong một thời gian, và kiểm tra nhanh không tìm thấy nguyên nhân sự cố, có thể áp dụng quy trình trên Hình 8-4. Ưu điểm của hệ thống khí nén là tự phân chia thành hai phần riêng biệt: (1) Phần nguồn cung cấp kể cả bình chứa, và (2) một hoặc nhiều phần ứng dụng phía sau bình chứa.

Đồng hồ áp suất trên bình chứa cho phép phân chia các phần chẩn đoán sự cố.

Vấn đề thường là một trong ba loại sau: thiếu lực, tốc độ thấp (hoặc không có tốc độ), và vận hành thất thường. Thiếu lực hoặc không có chuyển động thường do sự cố liên quan đến áp suất. Vận tốc thấp phát sinh do sự cố dòng lưu động. Vận hành thất thường là do valve bị dính hoặc không khí lọt vào hệ thống thủy lực.

Giám sát áp suất thường dễ hơn giám sát dòng lưu động, nhưng dễ bị hiểu sai. Ví dụ, điểm kiểm tra áp suất được nêu trên Hình 8-6. Đến thời điểm A, hệ thống dỡ tải qua valve  $V_1$  vận hành nhờ solenoid. Khi valve  $V_1$  được kích hoạt, áp suất tăng đến giá trị xác lập của valve  $V_2$ . Tại thời điểm C, valve điều khiển hướng  $V_3$  tác động vào cylinder để thanh piston đi ra. Áp suất giảm khi cylinder gia tốc cho đến khi cylinder đạt tốc độ không đổi với  $P = F/A$ . Ở thời điểm D, cylinder đến cuối hành trình và áp suất tăng trở lại đến giá trị xác lập của valve an toàn. Valve dẫn hướng  $V_3$  ngắt tại E. Chú ý áp suất thấp trên đường trở về điểm kiểm tra.

Hành trình rút lại của thanh piston xảy ra trong khoảng F đến I. Áp suất giữa G và H thấp hơn giữa C và D, do ma sát ngược chiều chuyển động. Valve tải sẽ ngắt tại thời điểm J.

Điều quan trọng là giám sát đường áp suất trở về. Sự cố tồn tại từ thời gian X trở đi, đường trở về từ cylinder bị khóa, có thể do ống cuộn trong valve điều khiển dòng bị kẹt, không cho lưu chất trở về. Tại thời điểm Y, valve điều khiển hướng hoạt động làm áp suất ở điểm kiểm tra  $TP_2$  tăng đến giá trị xác lập của valve an toàn. Do bị khóa ở đường trở về, điểm  $TP_1$  cũng tăng đến áp suất cao hơn do diện tích vành khăn nhỏ hơn trên phía trở về của piston ( $P_1A = P_2a$ ).

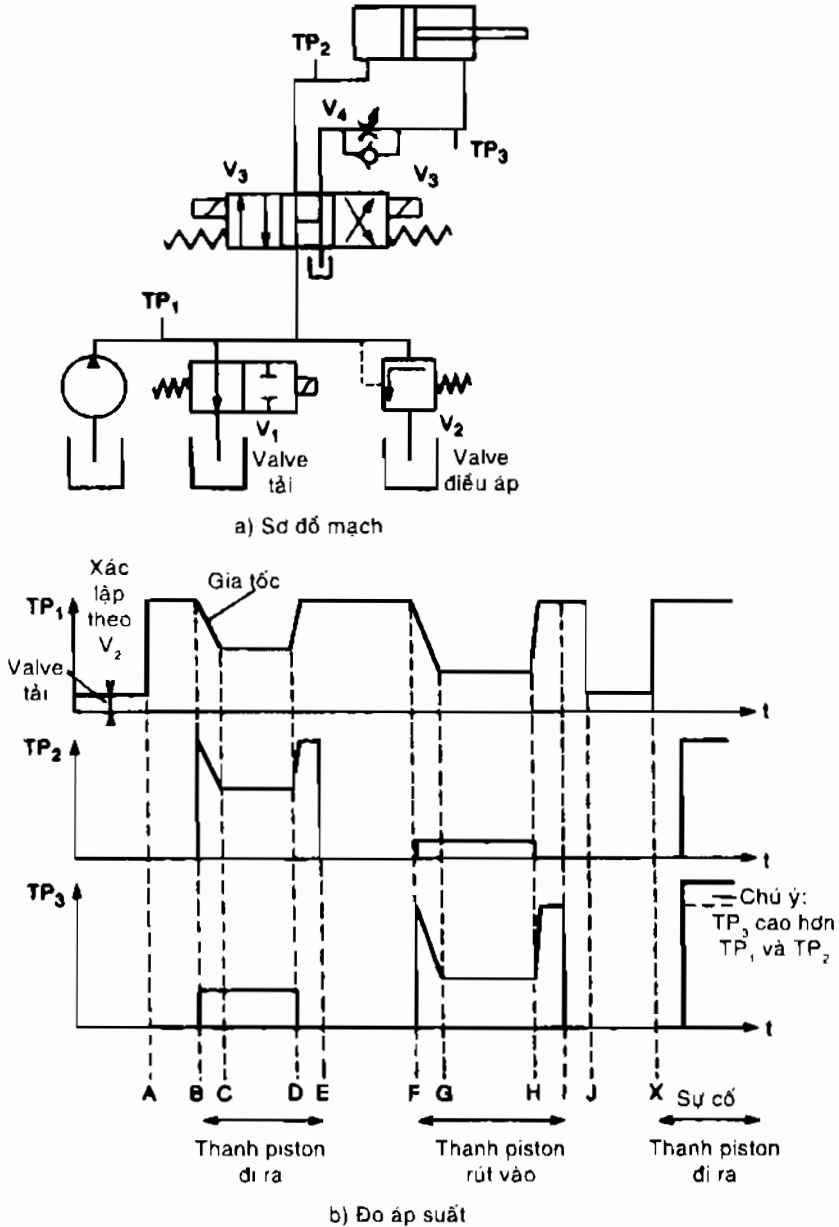
Vì thế, áp suất là thông số cho phép dự đoán điều đang xảy ra trong hệ thống. Áp suất là yêu cầu thấp nhất đối với các valve tải/dỡ tải, valve an toàn, hoặc tải. Bơm thủy lực là thiết bị dịch chuyển dương (Chương 2), điều này rất hữu ích khi chẩn đoán sự cố. Nếu bơm đang vận hành, lưu chất phải trở về thùng chứa qua đường ống hồi lưu. Nếu không trở về, áp suất sẽ tăng và dầu sẽ tràn ra. Theo dõi đường lưu động của dầu thủy lực tương đối đơn giản, chẳng hạn kiểm tra bằng tay xem các ống dẫn dầu có nóng lên không.

Các yếu tố cơ bản cần nhớ khi chẩn đoán sự cố:

- Thiết bị quan trọng nhất là bơm phân phối lưu chất. Nếu không có hệ

thống UCC22 hoặc cảm biến lưu lượng ngay phía sau bơm và trước valve an toàn thứ nhất, cần lắp ngay bộ cảm biến lưu lượng.

- Bơm thủy lực là thiết bị dịch chuyển dương. Nếu bơm phân phối lưu chất, dầu thủy lực phải được đưa đến nơi sử dụng.
- Gia tốc được xác định bằng áp suất.
- Lực được xác định bằng áp suất.
- Vận tốc được xác định bằng lưu lượng.



Hình 8-6 Tìm sự cố với các điểm kiểm tra áp suất.

- Áp suất tại điểm bất kỳ được xác định bằng áp suất thấp nhất hệ thống có thể cung cấp trong các điều kiện hiện hành.

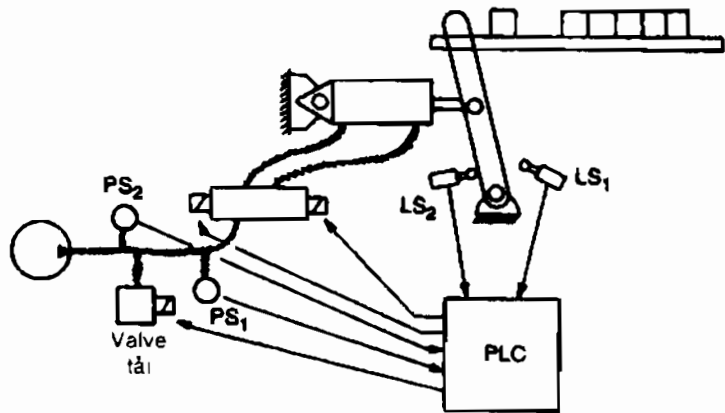
Giao diện với điều khiển điện có thể gây nhầm lẫn. Nên hiểu rõ chuỗi thứ tự điều khiển. Hình 8-7 minh họa sơ đồ điện/thủy lực được dùng để xây dựng hệ thống các đối tượng một cách chặt chẽ. Một đối tượng được đặt trên thanh trượt và được phát hiện bằng thiết bị dò được nối kết để cung cấp tín hiệu cho ngõ vào của bộ điều khiển logic lập trình (PLC).

Khi phát hiện đối tượng, PLC sẽ kích hoạt valve tải, và thanh piston đi ra cho đến khi công tắc giới hạn phía trước  $LS_1$  hoạt động (với vài đối tượng đầu tiên) hoặc công tắc áp suất  $PS_2$  hoạt động (hoàn tất chuỗi thứ tự các đối tượng) hoặc quá thời gian (biểu thị sự cố). Cylinder trở về công tắc giới hạn  $LS_2$  hoặc thời gian chờ đợi (sự cố) khi valve tải bị ngắt. PLC cũng giám sát hoạt động của bơm qua công tắc áp suất  $PS_1$ , được thực hiện mỗi khi kích hoạt valve tải.

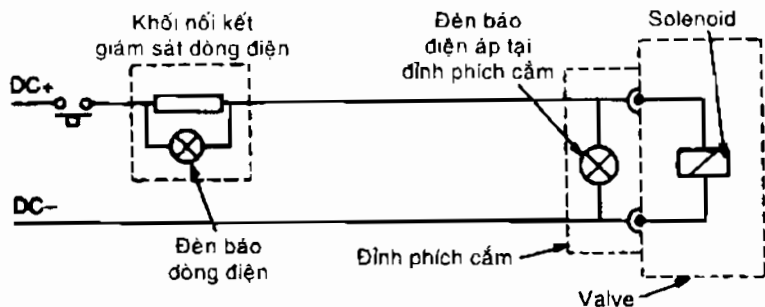
Cần có kiến thức về hệ thống hoàn chỉnh, cả điện và thủy lực trên ứng dụng này. Chẩn đoán sự cố liên quan đến kiểm tra chuỗi thứ tự bằng cách giám sát trạng thái tín hiệu điện xuất đến solenoid và các tín hiệu vào từ các công tắc giới hạn.

Mọi valve solenoid đều có đồng hồ lắp trong đầu phích cắm để giám sát các tín hiệu điện đi đến valve. Hiện có các đồng hồ lắp khớp giữa phích cắm và valve để lắp lại vào hệ thống. Tuy nhiên, kết quả đo chỉ là giá trị điện áp, chưa thể khẳng định cuộn solenoid bị hở mạch.

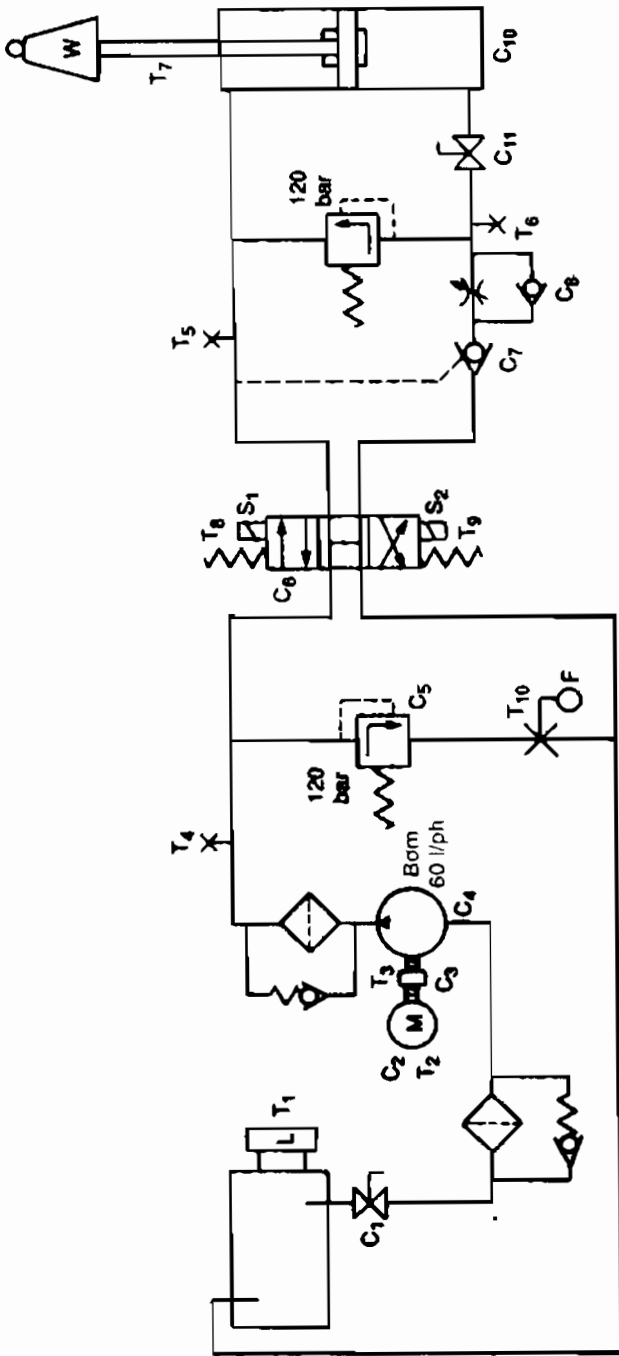
**Hình 8-7**  
Ứng dụng điều khiển chuỗi thứ tự



**Hình 8-8**  
Giám sát solenoid DC.

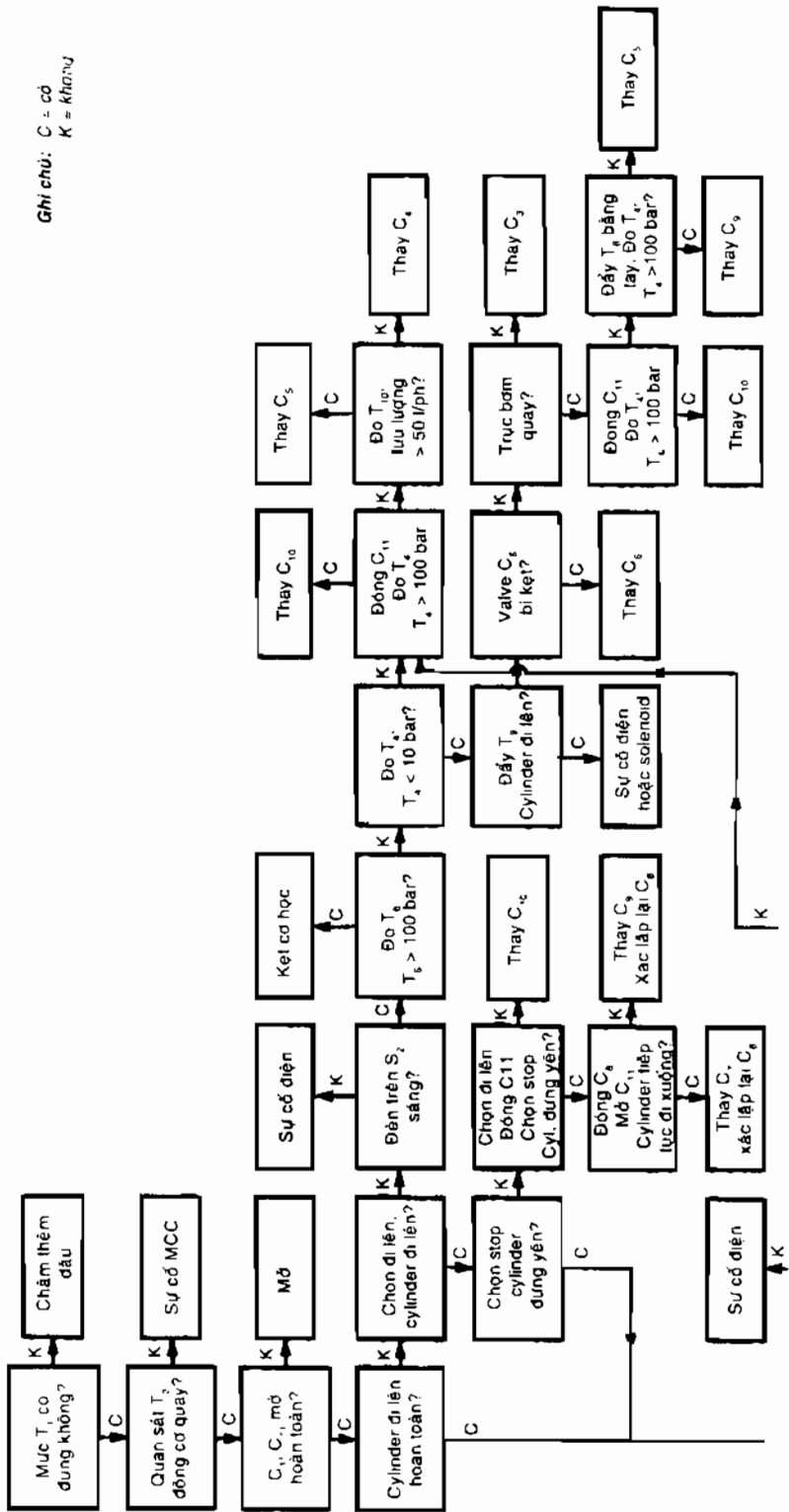


Cuộn solenoid có thể vận hành với nguồn AC (110V hoặc 220V) hoặc DC (24V). Cuộn solenoid DC có đặc tính vận hành hoàn toàn khác. Cuộn solenoid AC có dòng kích từ cao tạo ra lực ban đầu lớn trên ống cuộn dẫn hướng. Khi ống cuộn đi vào, độ tự cảm của cuộn solenoid tăng và dòng



Hình 8-9 Mạch thủy lực có thể áp dụng lưu đồ chẩn đoán







điện giảm xuống giá trị duy trì thấp (và lực thấp trên ống cuộn dẫn hướng). Nếu ống cuộn dẫn hướng bị kẹt, dòng duy trì cao, cầu chì hoặc công tắc bảo vệ sẽ ngắt mạch, hoặc cuộn solenoid bị cháy nếu sự bảo vệ không đủ. Sự vận hành của hệ thống solenoid 110V với dầu làm nguội cần kết hợp với cầu chì bảo vệ.

Dòng điện trong solenoid DC được xác định bằng điện trở cuộn dây và không thay đổi theo vị trí ống cuộn dẫn hướng. Vì thế, nếu ống cuộn bị kẹt, cuộn solenoid không có tác dụng nhưng sẽ không bị cháy. Dòng điện trong solenoid DC cũng có xu hướng cao hơn, yêu cầu kích cỡ dây cáp cao hơn, đặc biệt nếu đường trở về mát được sử dụng từ một khối gồm nhiều solenoid.

Thiết bị giám sát hữu dụng là khớp nối - thông kết hợp với bộ đo dòng điện (Hình 8-8). Thiết bị này có thể xác định cuộn dây bị hở mạch, và kết hợp với đồng hồ trên phích cắm solenoid cho phép phát hiện hầu hết các sự cố điện.

Trên hầu hết các valve vận hành bằng điện, ống cuộn dẫn hướng có thể được vận hành bằng tay bằng cách đẩy ống cuộn bằng thanh bất kỳ có kích cỡ phù hợp. Tuy nhiên, cần ngắt tín hiệu điện khi vận hành valve bằng tay, vì đẩy theo hướng ngược chiều, solenoid có thể bị cháy.

Người thiết kế hệ thống có thể đơn giản hóa chế độ bảo trì bằng cách xây dựng phương pháp luận chẩn đoán sự cố ngay từ đầu. Phương pháp này thường có dạng lưu đồ. Hình 8-9 minh họa hệ thống có thể chẩn đoán theo lưu đồ trên Hình 8-10. Các lưu đồ không thể giải quyết mọi vấn đề, nhưng rất hữu ích với hầu hết các sự cố thông thường. Nếu có thể lắp bộ chuyên dò để giám sát hệ thống bằng máy tính hoặc bộ điều khiển logic lập trình (PLC), lưu đồ trên Hình 8-10 là cơ sở cho hệ thống dựa trên máy tính.

## **BẢO DƯỠNG PHÒNG NGỪA**

Nhiều nhà sản xuất nghĩ rằng phòng/ban bảo trì thực tế chỉ để sửa chữa các sự cố khi chúng xảy ra. Tuy nhiên, phần quan trọng nhất về trách nhiệm của bộ phận bảo trì là thực hiện bảo dưỡng theo kế hoạch, bảo dưỡng thiết bị định kỳ, kiểm tra sự vận hành, và xác định những hư hỏng tiềm ẩn có thể điều chỉnh trước khi chúng làm gián đoạn sản xuất. Quy trình bảo dưỡng theo kế hoạch yêu cầu đào tạo kỹ thuật viên bảo trì về cấu trúc thiết bị và chế độ vận hành, và phân công trách nhiệm hợp lý.

Thời khóa biểu bảo dưỡng định kỳ có thể dựa vào lịch công tác (công việc hàng ngày, hàng tuần, hàng tháng, v.v...) hoặc chế độ vận hành dựa theo thời khóa biểu (công việc được thực hiện sau nhiều giờ vận hành hoặc nhiều chu kỳ) với thời gian vận hành hoặc số chu kỳ được ghi lại từ thiết bị điều khiển. Các bộ phận khác nhau của hệ thống có thể có thời khóa biểu bảo dưỡng khác nhau. Xác định công việc cần thực hiện, và cơ sở của thời khóa biểu cho từng bộ phận là nghệ thuật bảo dưỡng có kế hoạch, tùy thuộc vào bản chất của thiết bị, ví dụ, bộ lọc khí trong nhà

máy thép đẩy bụi cần kiểm tra thường xuyên hơn trong nhà máy thực phẩm sạch sẽ.

Với sự tiến bộ tuyệt vời của máy tính cá nhân, hiện có nhiều chương trình quy hoạch bao dưỡng trên cơ sở máy tính. Chương trình máy tính cung cấp thời khóa biểu công việc chi tiết, đầy đủ trên cơ sở các ca sản xuất và canh báo công việc khẩn cấp. Tuy nhiên, người dùng vẫn phải chuyên biệt từng công việc cần thực thi và cơ sở của thời khóa biểu.

Trong hệ thống thủy lực, vấn đề về dầu (mức dầu trong thùng chứa, nhiễm bẩn, không khí hoặc nước) thường chiếm khoảng ba phần tư số sự cố. Do đó, kiểm tra định kỳ chất lượng và mức dầu là cực kỳ quan trọng. Cần khảo sát và đánh giá kịp thời sự thay đổi đột ngột mức dầu.

Nhiệt độ dầu cũng phải được kiểm tra đều đặn. Nhiệt độ cao do nhiệt từ dòng xả với độ sụt áp suất cao. Ngoài các sự cố rõ ràng với bộ trao đổi nhiệt (ví dụ không có dòng nước), các nguyên nhân khác có thể là do vận hành không đúng của valve xả hoặc valve an toàn (bơm tải liên tục), rò rỉ bên trong hoặc độ nhớt lưu chất quá cao.

Cần ghi lại áp suất hệ thống và kiểm tra dựa vào các giá trị thiết kế. Sự sai lệch này có thể cho thấy điều chỉnh sai hoặc sự cố tiềm ẩn. Xác lập áp suất quá cao gây lãng phí năng lượng và rút ngắn tuổi thọ hoạt động. Xác lập áp suất quá thấp có thể làm cho valve an toàn vận hành dưới mức cần thiết của bộ tác động, dẫn đến không có chuyển động. Độ lệch áp suất cũng có thể cho thấy sự phát triển hư hỏng bên ngoài hệ thống. Ví dụ, sự vận hành sai của đối tượng được bộ tác động cung cấp năng lượng có thể làm tăng áp suất ngay trước khi xảy ra sự cố.

Dòng điện động cơ bơm và động cơ máy nén cũng cần được kiểm tra theo trạng thái đỡ tải và làm việc, (lý tưởng nhất là lắp ampere kế trên bảng điện của động cơ). Sự thay đổi dòng điện có thể cho thấy động cơ làm việc nặng hơn (hoặc nhẹ hơn) bình thường.

Các bộ lọc là rất quan trọng trong cả hệ thống thủy lực và khí nén. Trạng thái của hầu hết các bộ lọc thủy lực được đo bằng áp kế nối qua phần tư lọc. Bộ lọc phải được thay trước khi bị nghẹt. Bộ lọc khí ngõ vào trên hệ thống khí nén cũng cần làm sạch thường xuyên (nhưng không dùng chất lỏng dễ cháy như xăng hoặc dầu hỏa). Nên lưu giữ các báo cáo về thay mới bộ lọc.

Nhiều kiểm tra khá đơn giản, không yêu cầu dụng cụ hoặc thiết bị đặc biệt. Nên kiểm tra bằng mắt các rò rỉ trên hệ thống thủy lực (rò rỉ khí trong hệ thống khí nén thường có thể phát hiện qua tiếng ồn do chung gây ra!). Thường xuyên kiểm tra bằng mắt hệ thống ống dẫn và ống mềm để xem chúng có bị hư hỏng do va đập không, các giá đỡ phải còn nguyên vẹn và an toàn. Các nối kết chịu rung động cần được kiểm tra độ bền và độ biến dạng.

Khi thiết bị hoạt động theo chuỗi thứ tự, cần kiểm tra sự vận hành để đảm bảo mọi thiết bị phụ vận hành ổn định, chẳng hạn công tắc giới hạn. Thời gian thực hiện chuỗi thứ tự phải được ghi lại, thời gian thực

hiện bị kéo dài có thể cho thấy khả năng xảy ra sự cố, ví dụ, rò rỉ trong cylinder.

Bộ tác động có yêu cầu bảo dưỡng riêng được ghi trong sổ tay của nhà sản xuất. Ví dụ, vòng đệm kín và ống lót trong cylinder cần được kiểm tra thường xuyên và thay mới, nếu hư hỏng. Kiểm tra mức độ mòn và các vết xước trên thanh đẩy piston, đây là dấu hiệu cylinder bị bụi bẩn. Các bộ tác động ít di chuyển khi vận hành bình thường cần được kiểm tra định kỳ, và cho chạy thử để kiểm tra khả năng làm việc (và cũng để giúp bôi trơn các vòng đệm kín).

Cần xử lý rò rỉ xung quanh thanh đẩy piston một cách khẩn cấp. Nếu dầu rò rỉ ra ngoài xung quanh cổ vòng đệm kín trong thời gian dài, bụi sẽ lọt vào hệ thống theo hành trình trở về của piston, và rò rỉ nhỏ có thể nhanh chóng trở thành hư hỏng hệ thống chính.

Bảo trì phòng ngừa đối với hệ thống khí nén tương tự quy trình bảo trì hệ thống thủy lực (nhưng không có dầu thủy lực để kiểm tra). Những điểm khác như đường ống, bộ lọc, khớp nối, chuỗi thứ tự... cần được kiểm tra theo phương pháp tương tự hệ thống thủy lực.

Máy nén có các yêu cầu bảo dưỡng riêng. Hầu hết các máy nén đều được dẫn động bằng dây đai, cần định kỳ kiểm tra tình trạng dây đai và lực căng. Mức dầu trục khuỷu và lỗ thông khí cũng cần được kiểm tra.

Máy nén được xác định kích cỡ theo công suất ban đầu cộng với phần dự phòng cho tương lai. Do đó, máy nén sẽ bắt đầu hoạt động với chu kỳ tải thấp và tăng dần khi tăng tải. Khi đạt đến công suất danh định, máy nén sẽ vận hành với 100% chu kỳ tải. Tải tăng thêm sẽ làm giảm áp suất hệ thống trong bình chứa. Rò rỉ cũng làm tăng chu kỳ tải của máy nén, do giảm hiệu suất máy nén. Do đó, chu kỳ tải của máy nén là yếu tố quan trọng để đánh giá chất lượng và điều kiện làm việc của máy nén trong hệ thống.

Hiệu suất máy nén được xác định chủ yếu dựa vào điều kiện của các valve, bạc segment (vòng găng) đệm kín piston, và các bộ phận chịu mài mòn do ma sát. Những bộ phận này phải được kiểm tra định kỳ theo quy trình trong sổ tay hướng dẫn của nhà sản xuất.

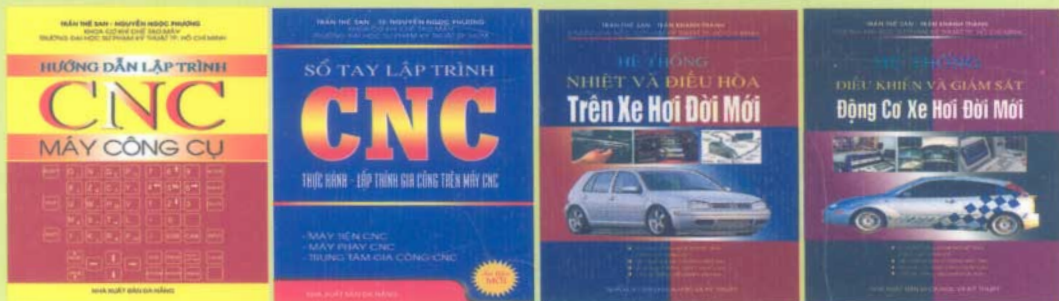
Các kiểm tra bảo dưỡng khí nén thông thường khác là xác định sự vận hành của valve an toàn trên thùng chứa, bổ sung dầu bôi trơn vào khí và xả nước ra khỏi các bộ sấy không khí.

# MỤC LỤC

<b>Chương 1. Nguyên lý cơ bản</b> . . . . .	<b>7</b>
Cơ cấu truyền năng lượng công nghiệp . . . . .	7
So sánh các hệ thống truyền lực . . . . .	7
Thuật ngữ kỹ thuật . . . . .	13
Định luật Pascal . . . . .	19
Đo áp suất . . . . .	22
Lưu lượng lưu chất . . . . .	24
Nhiệt độ . . . . .	28
Định luật chất khí . . . . .	30
<b>Chương 2. Bơm thủy lực và điều chỉnh áp suất</b> . . . . .	<b>32</b>
Điều chỉnh áp suất . . . . .	35
Các loại bơm . . . . .	38
Valve tải . . . . .	46
Bộ lọc . . . . .	46
<b>Chương 3. Máy nén khí, xử lý không khí và điều chỉnh áp suất</b> . . . . .	<b>50</b>
Các loại máy nén . . . . .	52
Bình chứa khí và điều khiển máy nén . . . . .	58
Xử lý không khí . . . . .	61
Điều chỉnh áp suất . . . . .	67
Bộ phụ tùng . . . . .	71
<b>Chương 4. Valve điều khiển</b> . . . . .	<b>72</b>
Ký hiệu trên sơ đồ . . . . .	74
Các loại valve điều khiển . . . . .	76
Valve vận hành dẫn hướng . . . . .	81
Valve điều khiển . . . . .	84
Valve tịnh tiến đảo chiều và valve xả nhanh . . . . .	90
Valve chuỗi thứ tự . . . . .	91
Valve tác động trễ . . . . .	92
Valve cân bằng . . . . .	93
Valve trợ động . . . . .	103
Valve điều khiển module và bộ góp . . . . .	107
Valve logic kiểu hộp . . . . .	108

<b>Chương 5. Bộ tác động . . . . .</b>	<b>110</b>
Bộ tác động tuyến tính. . . . .	110
Vòng đệm kín . . . . .	120
Bộ tác động quay . . . . .	122
Ứng dụng . . . . .	127
Bộ tác động kiểu hộp xếp . . . . .	138
<b>Chương 6. Các bộ phận trong hệ thống thủy lực và khí nén . . . . .</b>	<b>139</b>
Bình chứa thủy lực. . . . .	139
Bộ tích lũy thủy lực . . . . .	141
Bộ trao đổi nhiệt và làm nguội thủy lực . . . . .	144
Lưu chất thủy lực . . . . .	146
Đường ống khí nén, ống mềm và khớp nối . . . . .	149
Đường ống thủy lực, ống mềm và khớp nối . . . . .	151
<b>Chương 7. Quá trình điều khiển khí nén . . . . .</b>	<b>153</b>
Tín hiệu và tiêu chuẩn . . . . .	153
Đầu phun kiểu cánh trập. . . . .	155
Bộ tăng lưu lượng . . . . .	156
Nguyên lý cân bằng lực và relay khí . . . . .	157
Bộ điều khiển khí nén . . . . .	159
Valve điều khiển quá trình và bộ tác động . . . . .	163
Bộ chuyển đổi . . . . .	170
Các ứng dụng chuỗi thứ tự . . . . .	171
<b>Chương 8. An toàn, chẩn đoán sự cố và bảo dưỡng . . . . .</b>	<b>176</b>
An toàn . . . . .	176
Vệ sinh công nghiệp. . . . .	176
Khí cụ chẩn đoán sự cố . . . . .	177
Tìm sự cố . . . . .	179
Bảo dưỡng phòng ngừa. . . . .	188

# GỚI THIỆU SÁCH ĐÃ PHÁT HÀNH



*Nơi Phát Hành*

**CTY TNHH VĂN HÓA TRÍ DÂN**  
 96/15 Duy Tân - Phú Nhuận - Tp.HCM  
 ĐT : 39901846 - Fax : 39971765  
**NHÀ SÁCH NGUYỄN TRÃI**



**GIÁ: 45.000đ**