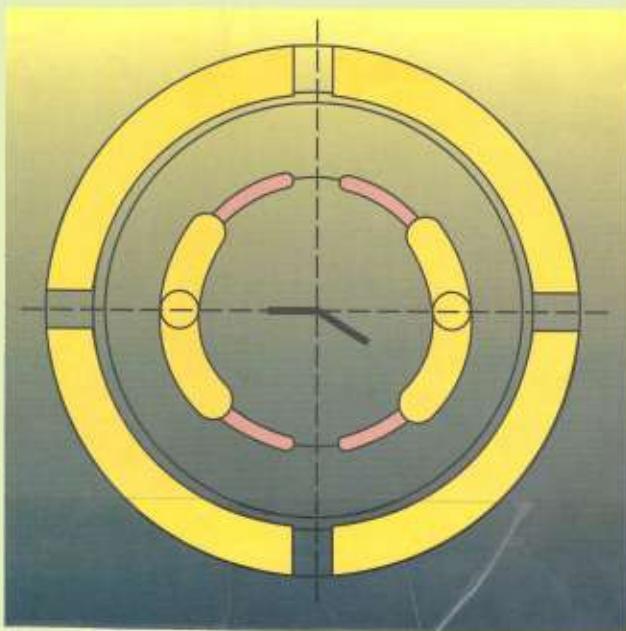


TRẦN DOÀN ĐÌNH
NGUYỄN NGỌC LÊ
PHẠM XUÂN MÃO
NGUYỄN THẾ THƯỜNG
ĐỖ VĂN THỊ
HÀ VĂN VUI

TRUYỀN DẪN THỦY LỰC TRONG CHẾ TẠO MÁY



NHA XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

**TRẦN DOÂN ĐÌNH, NGUYỄN NGỌC LÊ, PHẠM XUÂN MÃO,
NGUYỄN THẾ THƯỜNG, ĐỖ VĂN THỊ, HÀ VĂN VUI**

**TRUYỀN DẪN THỦY LỰC
TRONG CHẾ TẠO MÁY**

Tái bản lần thứ nhất có sửa chữa, bổ sung



**NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI - 2002**

Chịu trách nhiệm xuất bản : PGS.TS. TÔ DĂNG HẢI
Biên tập : NGUYỄN THỊ KHOÁI
Sửa ché bản : NGUYỄN THỊ KHOÁI
Vẽ bìa : HƯƠNG LAN

NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
70 Trần Hưng Đạo - Hà Nội

In 1000 cuốn, khổ 16x24cm, tại Xí nghiệp in 19-8 số 3
đường Nguyễn Phong Sắc - Nghĩa Tân - Cầu Giấy - Hà Nội.
Số xuất bản 978-68, ngày 26-7-2001.

In xong và nộp lưu chiểu tháng 2 năm 2002

LỜI NÓI ĐẦU

Truyền dẫn thủy lực ngày càng được ứng dụng rộng rãi trong chế tạo máy. Phần lớn những máy hiện đang dùng ở nước ta đều có cơ cấu thủy lực thể tích.

Ngành chế tạo máy của nước ta cũng đã bước đầu chế tạo các hệ truyền dẫn thủy lực và các phần tử thông dụng của truyền dẫn này.

Trước tình hình ấy, xuất bản một bộ sách này để phục vụ cho việc thiết kế, chế tạo, sử dụng, sửa chữa và bảo quản các máy móc thủy lực là rất cần thiết.

Để tạo thuận lợi cho công việc in và phát hành bộ sách truyền dẫn thủy lực được chia thành nhiều cuốn. Trong cuốn : "Truyền dẫn thủy lực trong chế tạo máy" này, có trình bày những phần chung của truyền dẫn thủy lực. Tiếp theo là các cuốn chuyên ngành. Như vậy bạn đọc chỉ cần đọc cuốn này và cuốn chuyên ngành của mình là đủ.

Sách gồm hai phần.

Phần I trình bày lý thuyết cơ sở của truyền dẫn thủy lực thể tích trong chế tạo máy.

Phần II trình bày nguyên lý làm việc, kết cấu, phương pháp tính toán, thiết kế, chế tạo và sửa chữa các phần tử thông dụng của truyền dẫn thủy lực như bơm, xylanh, các loại van v.v...

Sách dùng chủ yếu cho kỹ sư, cán bộ kỹ thuật công tác trong các lĩnh vực thiết kế, chế tạo, sửa chữa và sử dụng các máy móc có truyền dẫn thủy lực.

Sách cũng còn dùng cho học sinh đại học và trung học chuyên nghiệp và công nhân lành nghề thuộc các ngành chế tạo máy.

Đơn vị dùng trong sách là đơn vị thông thường. Bạn đọc cần đổi chiếu với đơn vị do lường hợp pháp của Nhà nước xin xem bảng đổi chiếu trang 4.

Các tác giả rất mong và cảm ơn được bạn đọc góp ý. Ý kiến đóng góp xin gửi về Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 70 Trần Hưng Đạo, Hà Nội.

CÁC TÁC GIẢ

**BẢNG ĐỔI CHIẾU ĐƠN VỊ DÙNG TRONG SÁCH VỚI ĐƠN VỊ
DO LUÔNG HỢP PHÁP CỦA NHÀ NƯỚC**

Tên đơn vị	Đơn vị dùng trong sách	Đơn vị hợp pháp	Quy đổi
Lực	kG	N	$1 \text{ kG} = 9,81 \text{ N}$
Áp suất	kG/cm^2	N/m^2 bar	$1 \text{ kG/cm}^2 = 1 \text{ bar}$
Vận tốc	m/s ; m/ph ; cm/ph ; cm/s	m/s	$1 \text{ m/ph} = 1/60 \text{ m/s}$ $1 \text{ cm/ph} = 1/6 \cdot 10^3 \text{ m/s}$ $1 \text{ cm/s} = 1/100 \text{ m/s}$
Tần số	vg/ph	vg/ph	
Gia tốc	cm/s^2	m/s^2	$1 \text{ cm/s}^2 = \frac{1}{100} \text{ m/s}^2$
Khối lượng riêng	kg/m^3 g/cm^3	kg/m^3	$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$
Công suất	kW	W	$1 \text{ kW} = 1000 \text{ W}$
Độ nhớt động lực	Poizd	Ns/m^2	$1 \text{ Poizd} = 1/10 \text{ N s/m}^2$
Độ nhớt động	Stőc	m^2/s	$1 \text{ St} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$
Nhiệt dung riêng	kcal/kg.dộ	J/kg.dộ	$1 \text{ kcal/kg.dộ} = 4,1868 \cdot 10^3 \text{ J/kg.dộ}$
Hệ số dẫn nhiệt	kcal/cm.s.dộ	W/m.dộ	$1 \text{ kcal/cm.s.dộ} = 4,1868 \cdot 10^5 \text{ W/m.dộ}$

Phần I

LÝ THUYẾT CƠ SỞ

Chương I **CÁC VẤN ĐỀ CHUNG**

1.1. NHỮNG ĐIỂM MẠNH VÀ YẾU CỦA TRUYỀN DẪN THỦY LỰC

So với các loại truyền dẫn khác, truyền dẫn thủy lực có nhiều điểm mạnh.

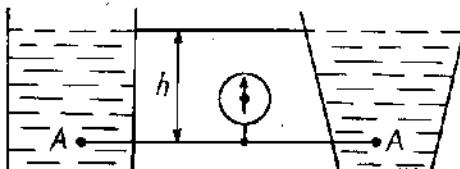
- Truyền được công suất cao và lực lớn nhờ các cơ cấu tương đối đơn giản, hoạt động với độ tin cậy cao đòi hỏi ít về chăm sóc, bảo dưỡng.
- Điều chỉnh được vận tốc làm việc tinh và không cấp, dễ thực hiện tự động hóa theo điều kiện làm việc hay theo chương trình cho sẵn.
- Kết cấu gọn nhẹ, vị trí của các phần tử dẫn và bị dẫn không lệ thuộc với nhau, các bộ phận nối thường là những đường ống dễ đổi chỗ.
- Có khả năng giảm khối lượng và kích thước nhờ chọn áp suất thủy lực cao.
- Nhờ quán tính nhỏ của bơm và động cơ thủy lực và nhờ tính nén được của dầu nên có thể sử dụng vận tốc cao mà không sợ bị va đập mạnh như trong trường hợp cơ khí hay điện.
- Dễ biến đổi chuyển động quay của động cơ thành chuyển động tịnh tiến của cơ cấu chấp hành.
- Dễ đề phòng quá tải nhờ van an toàn.
- Dễ theo dõi và quan sát bằng áp kế, kể cả các hệ phức tạp, nhiều mạch.
- Tự động hóa đơn giản, kể cả các thiết bị phức tạp, bằng cách dùng các phần tử tiêu chuẩn hóa.

Tuy thế truyền dẫn thủy lực cũng có những điểm yếu.

- Tồn thắt trong đường ống dẫn và rò rỉ bên trong các phần tử, làm giảm hiệu suất và hạn chế phạm vi sử dụng.
- Khó giữ được vận tốc không đổi khi phụ tải thay đổi do tính nén được của chất lỏng và tính đàn hồi của đường ống dẫn.
- Cho đến khi nhiệt độ của hệ ổn định kể từ khi khởi động, vận tốc làm việc thay đổi do độ nhớt của chất lỏng thay đổi.
- Khó thực hiện sự đồng bộ hóa chính xác các chuyển động.

1.2. ÁP SUẤT THỦY TÍNH

Áp suất là lực tác động lên một đơn vị diện tích. Đơn vị áp suất được dùng phổ biến nhất là kG/cm². Trong các chất lỏng lý tưởng chỉ có lực pháp tuyến vì các phân tử của nó dời chỗ được dễ dàng. Thường phân biệt áp suất do trọng lượng và áp suất do ngoại lực gây ra. Áp suất do trọng lượng chỉ phụ thuộc khoảng cách thẳng đứng h từ mặt thoáng của chất lỏng tới điểm xét, không phụ thuộc hình dạng của thùng chứa (h.1-1).



Hình 1-1.

Giả thiết chất lỏng không nén được thì áp suất tuyệt đối tác động lên một phần tử của mặt chịu áp suất là :

$$p = \rho gh + p_0 = \gamma h + p_0 \quad (1.1)$$

trong đó :

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng ;

γ - trọng lượng riêng của chất lỏng ;

g - giá trị của trọng trường ;

p_0 - áp suất khí quyển trên mặt thoáng chất lỏng.

Vì áp kế thường chỉ đo hiệu số giữa áp suất tuyệt đối và áp suất khí quyển nên kết quả đo của áp kế được gọi là áp suất tương đối :

$$\Delta p = p - p_0 = \rho gh = \gamma h. \quad (1.2)$$

Nếu Δp do bằng kG/cm², ρ bằng g/cm³ và h bằng m thì công thức này được viết :

$$\Delta p = \rho h / 10 \quad (1.3)$$

Trong một số phần của hệ thủy lực, nhất là trong các mạch hút, áp

suất có thể nhỏ hơn áp suất khí quyển. Khi đó hiệu số hai áp suất có thể được đo bằng áp kế thủy ngân (h.1-2).

$$\Delta p = \rho_1 gh_1 = \rho_2 gh_2 = \gamma_1 h_1 + \gamma_2 h_2 , \quad (1.4)$$

trong đó :

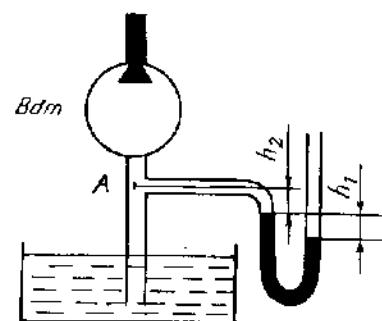
ρ_1 và γ_1 - khối lượng riêng và trọng lượng riêng của thủy ngân ;

ρ_2 và γ_2 - khối lượng riêng và trọng lượng riêng của chất lỏng làm việc.

Áp suất tuyệt đối :

$$p = p_0 + \Delta p \quad (1.5)$$

Nếu chất lỏng chịu tác động của ngoại lực thì áp suất sẽ là tổng áp suất do ngoại lực và áp suất do trọng lượng của chất lỏng gây ra. Thông thường người ta bỏ qua áp suất do trọng lượng gây ra vì nó chiếm một tỷ lệ nhỏ và coi chất lỏng làm việc như không có trọng lượng. Khi đó coi áp suất ở tất cả các điểm trong chất lỏng là bằng nhau. Đặc tính này được dùng để truyền lực trong các máy ép thủy lực.



Hình 1-2

1.3. ĐỊNH LUẬT CHÁY CỦA CÁC CHẤT LỎNG

Trong các chất lỏng, do ma sát trong (độ nhớt của chất lỏng) nên các tầng của chất lỏng chuyển động với vận tốc khác nhau.

Hình 1-3 chỉ rõ ảnh hưởng của độ nhớt tới áp suất chất lỏng cháy trong ống. Giả thiết rằng chất lỏng cháy tự do. Thế năng của chất lỏng trong thùng dùng để thắng các lực ma sát sinh ra trong khi cháy (bỏ qua tổn thất cục bộ).



Hình 1-3

Ở đây ta chỉ xét các chế độ cháy xác lập. Khi đó vận tốc và chiều cháy tại một điểm của chất lỏng là không đổi theo thời gian.

Lưu lượng q của chất lỏng qua mặt cắt S của ống bằng nhau trong toàn ống (điều kiện liên tục)

$$q = Sv = \text{const}, \quad (1.6)$$

trong đó :

v - vận tốc chảy trung bình qua mặt cắt S .

Để tính áp suất tại một điểm của chất lỏng đang chảy ta dùng phương trình Bernoulli (h.1-4).

$$p_1 + \rho gh_1 + \frac{\rho v_1^2}{2g} = p_2 + \rho gh_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} = \text{const}$$

hay

$$p_1 + \gamma h_1 + \frac{\gamma v_1^2}{2g} = p_2 + \gamma h_2 + \frac{\gamma v_2^2}{2g} = \text{const}, \quad (1.7)$$

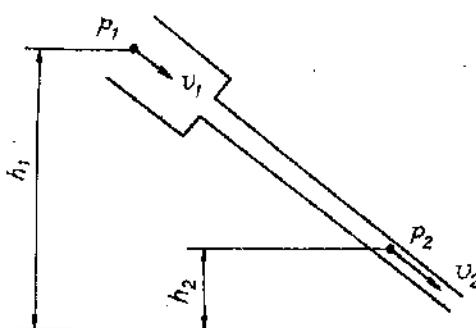
trong đó :

p - áp suất tĩnh ;

ρgh = γh - áp suất do trọng lượng ;

$\rho \frac{v^2}{2} = \frac{\gamma v^2}{2g}$ - áp suất động lực.

Tổng của ba áp suất này là hằng số khi bỏ qua ma sát.



Hình 1-4

Chương 2 **CHẤT LỎNG LÀM VIỆC**

2.1. ĐỘ NHỚT CỦA CHẤT LỎNG LÀM VIỆC

Độ nhớt là một trong những tính chất quan trọng nhất của chất lỏng. Độ nhớt xác định ma sát trong bản thân chất lỏng và thể hiện khả năng chống biến dạng trượt hoặc biến dạng cắt của chất lỏng.

Độ nhớt được tạo nên do tác động liên kết giữa các phần tử và là một đại lượng ổn định, do được cho mỗi loại chất lỏng. Theo giả thuyết Newton thì lực ma sát trong (nội ma sát) suất hiện trên bề mặt của hai lớp chất lỏng chuyển động sát nhau, tỷ lệ thuận với vận tốc trượt và bề mặt ma sát.

$$T = \mu F \frac{dv}{dy}, \quad (2.1)$$

trong đó :

T - lực ma sát trong ;

F - diện tích bề mặt ma sát ;

$\frac{dv}{dy}$ - gradien vận tốc ;

v - vận tốc chuyển động của chất lỏng ;

y - khoảng cách giữa hai lớp chất lỏng, đo theo phương thẳng góc với chiều chuyển động ;

μ - hệ số ma sát trong hay còn gọi là độ nhớt tuyệt đối hoặc độ nhớt động lực.

Gradien vận tốc dv/dy xác định sự thay đổi vận tốc v qua một đơn vị độ dài theo phương y và cũng chính là cường độ trượt giữa các lớp chất lỏng tại một điểm.

Hệ số nhớt tuyệt đối μ là lực ma sát tác động trên một đơn vị diện tích bề mặt của các lớp trượt tương đối với nhau khi gradien vận tốc bằng một, có nghĩa là khi độ thay đổi vận tốc trên một đơn vị khoảng cách giữa các lớp chất lỏng trượt bằng một.

Hệ số nhót tuyệt đối được tính bằng poazơ (viết tắt là P).

$$1P = 0,1 \frac{\text{N} \cdot \text{s}}{\text{m}^2} = 0,010193 \frac{\text{kG} \cdot \text{s}}{\text{m}^2},$$

$$1P = 10,0 \text{ cP} \text{ (centi Poazơ)}$$

Trong tính toán kỹ thuật thường dùng số quy tròn

$$1 P = 0,0102 \text{ kG.s/m}^2.$$

Khi nghiên cứu chuyển động của chất lỏng thường phải xét khả năng lực nhót chống lại quán tính chất lỏng. Vì vậy trong tính toán thủy lực thường sử dụng tỷ số giữa hệ số nhót động lực μ với khối lượng riêng ρ của chất lỏng. Tỷ số này được gọi là hệ số nhót động hay độ nhót động.

$$\nu = \frac{\mu}{\rho}. \quad (2.2)$$

Đơn vị độ nhót động được tính bằng Stöc (viết tắt là St), hoặc centistöc cSt.

$$1\text{St} = 1 \text{ cm}^2/\text{s} = 10^{-4} \text{ m}^2/\text{s}$$

$$1\text{cSt} = 10^{-2} \text{ St} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}.$$

Cho đến nay vẫn chưa có phương pháp xác định chính xác độ nhót tuyệt đối của chất lỏng vì vậy thường dùng các đơn vị quy ước tương đối.

Độ nhót tương đối là độ nhót được thể hiện bằng các đơn vị quy ước và được xác định nhờ các dụng cụ do đặc biệt gọi là nhót kế.

Độ nhót theo độ Engler (${}^{\circ}\text{E}$) và độ BY là tỷ số giữa thời gian chảy 200 cm³ chất lỏng được thử qua lỗ nhót kế ($\phi 2,8$ mm) ở nhiệt độ cho biết với thời gian chảy 200 cm³ nước chảy qua lỗ này ở nhiệt độ +20°C.

$${}^{\circ}\text{E} = \frac{t}{t_n} \quad (2.3)$$

Thời gian chảy của 200 cm³ nước chảy qua lỗ nhót kế ở nhiệt độ +20°C khoảng 50 - 52 s ($t_n = 50 \div 52$ s).

Độ nhót theo độ Saybon (SSU) là thời gian chảy tính bằng giây của 60 cm³ chất lỏng được thử qua lỗ nhót kế ở nhiệt độ +37,8°C.

Để chuyển đổi ${}^{\circ}\text{E}$ sang đơn vị độ nhót tuyệt đối có thể dùng công thức thực nghiệm sau :

$$\mu = \rho \left(0,000716 \cdot {}^{\circ}\text{E} - \frac{0,000618}{{}^{\circ}\text{E}} \right). \quad (2.4)$$

trong đó :

μ - độ nhớt tuyệt đối, kG.s/m^2 ;

${}^{\circ}\text{E}$ - độ nhớt tương đối theo độ Engler,

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng, kg/l .

Độ nhớt tương đối không tính đến bản chất vật lý của độ nhớt nên các công thức chuyển từ đơn vị độ nhớt tương đối sang độ nhớt tuyệt đối và độ nhớt động chỉ ở mức tương đối chính xác.

Trong tính toán các hệ truyền dẫn thủy lực có thể dùng công thức gần đúng :

$$\mu = 0,00065 {}^{\circ}\text{E}. \quad (2.5)$$

Bảng 2-1 giới thiệu một số công thức biểu diễn tương quan giữa các đơn vị độ nhớt tương đối với đơn vị centistoke ($1 \text{ cSt} = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$).

Bảng 2-1

Ký hiệu đơn vị quy ước độ nhớt tương đối	Công thức biến đổi	
	Từ đơn vị quy ước sang cSt	Từ cSt sang đơn vị quy ước
${}^{\circ}\text{BY}$	$v = 7,31 {}^{\circ}\text{E} - \frac{6,31}{{}^{\circ}\text{E}^3}$	
${}^{\circ}\text{E}$	$v = {}^{\circ}\text{E} \cdot 7,5 \left(1 - \frac{1}{{}^{\circ}\text{E}^3}\right)$	${}^{\circ}\text{E} = 0,0683 (v + \sqrt{v^2 + 158})$
SSU (Mỹ)	$v = 0,22 SSU - \frac{180}{SSU}$	$SSU = 2,27 (v + \sqrt{v^2 + 158})$
SSF (Mỹ)	$v = 2,22 SSF - \frac{203}{SSF}$	$SSF = 0,227 (v + \sqrt{v^2 + 1810})$
${}^{\prime\prime}\text{R}$ (Anh)	$v = 0,26 {}^{\prime\prime}\text{R} - \frac{172}{{}^{\prime\prime}\text{R}}$	${}^{\prime\prime}\text{R} = 1,92 (v + \sqrt{v^2 + 179})$
${}^{\prime\prime}\text{R4}$ (Anh)	$v = 2,39 {}^{\prime\prime}\text{R4} - \frac{40,3}{{}^{\prime\prime}\text{R4}}$	${}^{\prime\prime}\text{R4} = 0,209 (v + \sqrt{v^2 + 385})$
${}^{\circ}\text{B}$ (Pháp)	$v = \frac{4850}{{}^{\circ}\text{B}}$	${}^{\circ}\text{B} = \frac{4850}{v}$

Để chất lỏng làm việc đạt được một số đặc tính cần thiết nào đó, thường phải pha trộn một số chất lỏng với nhau. Trong trường hợp này độ nhớt hỗn hợp được tính bằng công thức :

$${}^oE_h = \frac{a{}^oE_1 + b{}^oE_2 - k({}^oE_1 - {}^oE_2)}{100} \quad (2.6)$$

trong đó :

- oE_h - độ nhớt của hỗn hợp ;
- oE_1 và oE_2 - độ nhớt của chất lỏng thành phần ;
- a và b - số phần trăm từng loại chất lỏng thành phần ($a+b = 100\%$) ;
- k - hệ số thực nghiệm được xác định theo tỷ lệ các chất lỏng thành phần.

Sau đây là giá trị hệ số k theo tỷ lệ của a và b , %

a	10	20	30	40	50	60	70	80	90
b	90	80	70	60	50	40	30	20	10
k	6,7	13,1	17,9	21,2	25,5	27,9	28,2	25	27

2.1.1. Sư phụ thuộc của độ nhớt vào nhiệt độ

Nhiệt độ càng tăng thì độ nhớt của chất lỏng càng giảm. Cho đến nay chưa có một phương trình toán học nào xác định một cách chính xác sự phụ thuộc của độ nhớt vào nhiệt độ. Các công thức được rút ra từ thực nghiệm vẫn là phổ biến.

Đối với các loại dầu khoáng có độ nhớt thấp hơn 80 cSt, trong khoảng nhiệt độ từ 30°C đến 150°C có thể sử dụng công thức :

$$\nu_t = \nu_{50} \left(\frac{50}{t} \right)^n, \quad (2.7)$$

trong đó :

ν_t - hệ số nhớt động ở nhiệt độ $t^\circ C$;

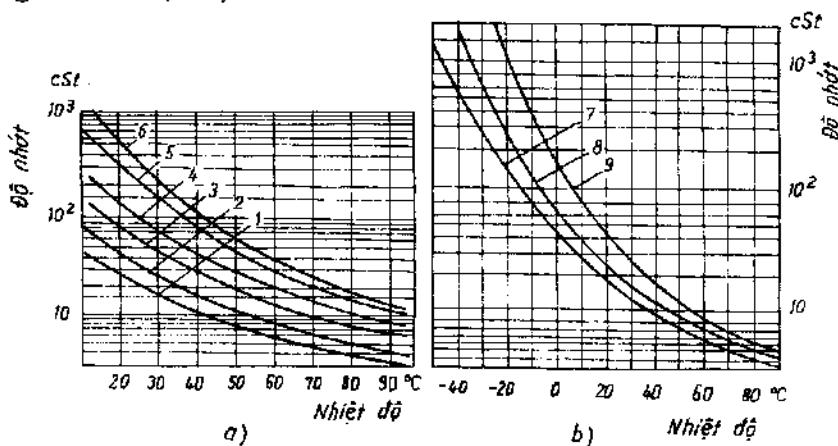
ν_{50} - hệ số nhớt ở nhiệt độ 50°C (trong các tài liệu kỹ thuật thường ghi độ nhớt này) ;

n - số mũ phụ thuộc vào độ nhớt ở 50°C.

Sau đây là một số giá trị n theo ν_{50}

ν_{50} , cSt	2,8	6,25	9,0	11,8	21,2	29,3
n	1,39	1,59	1,72	1,79	1,99	21,13
ν_{50} , cSt	37,4	45,1	52,9	60,6	68,4	80,0
n	2,24	2,32	2,42	2,49	2,52	2,56

Hình 2-1 là đồ thị sự phụ thuộc độ nhớt một số loại dầu phổ biến của Nga vào nhiệt độ.



Hình 2-1. Đồ thị sự phụ thuộc dã nhớt của dầu vào nhiệt độ :

- 1- dầu máy biển áp ; 2- dầu công nghiệp 12 ; 3- dầu công nghiệp 20 ; 4- dầu công nghiệp 30 ; 5- dầu công nghiệp 50 ; 6- dầu ôtô máy kéo ; 7- dầu chịu lạnh ГМ-50 ; 8- dầu chịu lạnh АМГ ; 9- dầu chịu lạnh АУ.

Khi nhiệt độ thay đổi, loại dầu nào thay đổi độ nhớt ít hơn thì chất lượng và đặc tính kỹ thuật của loại dầu ấy tốt hơn. Các loại dầu có độ dốc của đồ thị càng lớn thì khả năng làm việc trong điều kiện nhiệt độ thay đổi càng kém. Khi nhiệt độ làm việc thấp quá mức quy định độ nhớt của dầu quá lớn gây khó khăn cho sự chuyển động của dầu. Trong trường hợp chung, chất lỏng được công nhận có khả năng làm việc trong phạm vi thay đổi nhiệt độ rộng là chất lỏng có độ nhớt thay đổi không quá 100 lần trong khoảng nhiệt độ $\pm 50^{\circ}\text{C}$.

Trong các loại dầu của Nga thường dùng ở nước ta АМГ-10 là loại dầu có độ nhớt thay đổi ít và đều theo sự thay đổi của nhiệt độ. Trong khoảng nhiệt độ $\pm 60^{\circ}\text{C}$, độ nhớt của dầu АМГ-10 thay đổi từ 8 đến 2000 cSt.

2.1.2. Sự phụ thuộc của độ nhớt vào áp suất

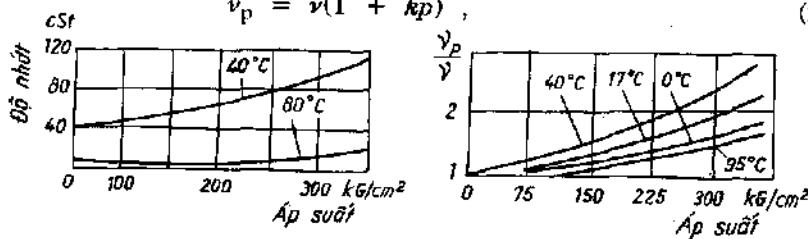
Dộ nhớt của các loại dầu thường thường tăng khi áp suất tăng. Sự phụ thuộc này có khác nhau ở nhiệt độ khác nhau.

Trong khoảng áp suất không lớn lắm (từ 0 đến 400 kG/cm^2), ở một nhiệt độ xác định, độ nhớt các loại dầu khoáng thay đổi hầu như tuyến tính theo sự thay đổi áp suất (h.2-2).

Sự thay đổi độ nhớt theo áp suất của dầu có độ nhớt thấp thường ít hơn so với dầu có độ nhớt cao.

Trong khoảng áp suất từ 0 đến 500 kG/cm^2 , có thể xác định độ nhớt của các loại dầu khoáng theo công thức thực nghiệm :

$$\nu_p = \nu(1 + kp), \quad (2.8)$$



Hình 2-2. Sự phụ thuộc của độ nhớt dầu khoáng vào áp suất.

trong đó :

ν_p và ν - hệ số nhớt động ở áp suất p và áp suất khí quyển ;

k - hệ số phụ thuộc vào loại dầu (đối với dầu nhẹ

$\nu_{50} < 15 \text{ cSt}$: $k = 0,002$; đối với dầu nặng $\nu_{50} > 15 \text{ cSt}$: $k = 0,003$);

p - áp suất, kG/cm^2 .

Trong khoảng nhiệt độ từ 20 đến 100°C , mức tăng độ nhớt của dầu khoáng theo áp suất có thể chọn theo các giá trị gần đúng sau :

Áp suất thực tế, kG/cm^2	70	150	200	400	600
Mức tăng độ nhớt so với giá trị ở áp suất khí quyển, %	20 - 25	35 - 40	50 - 60	120 - 160	250 - 350

Khi áp suất quá lớn, sự phụ thuộc của độ nhớt vào áp suất sẽ không còn tính chất tuyến tính nữa. Ví dụ khi tăng áp suất từ 0 đến 1500 kG/cm^2 độ nhớt của dầu khoáng tăng khoảng 15 - 17 lần, nhưng khi tăng áp suất từ 0 đến 2000 kG/cm^2 , độ nhớt tăng khoảng 50 - 1000 lần. Ở áp suất $15000 - 20000 \text{ kG/cm}^2$ dầu khoáng bị hóa rắn.

So với dầu khoáng thì dầu tổng hợp có độ nhớt ổn định hơn và ít phụ thuộc vào áp suất cũng như nhiệt độ.

2.2. NHIỆT DUNG VÀ TÍNH DẪN NHIỆT CỦA CHẤT LỎNG LÀM VIỆC

Trong quá trình làm việc của hệ thủy lực thường sinh ra nhiệt. Để giảm nhiệt độ của hệ, chất lỏng làm việc cần có nhiệt dung và độ dẫn nhiệt nhất định.

Nhiệt dung của chất lỏng là lượng nhiệt cần thiết để một đơn vị

khối lượng chất lỏng tăng lên 1°C . Nhiệt dung của chất lỏng làm việc xác định cường độ tăng nhiệt độ trong hệ.

Nhiệt dung của dầu khoáng có thể tính gần đúng theo công thức :

$$C_1 = \frac{2020 + 1,61(t - 100)}{4187} \text{ kcal/kg.deg}, \quad (2.9)$$

trong đó :

t - nhiệt độ của dầu, $^{\circ}\text{C}$.

Sau đây là nhiệt dung trung bình tính bằng kcal/kg.deg ở trong khoảng nhiệt độ từ 0 đến 100°C của một số chất lỏng thường dùng :

dầu khoáng	0,45 - 0,5
dầu hỏa	0,5
glixérin ($\text{C}_3\text{H}_5(\text{OH})_3$)	0,57
chất lỏng có gốc từ nước ($\delta 25^{\circ}\text{C}$)	0,72
chất lỏng có gốc từ dầu khoáng	0,45

Nhiệt dung của phần lớn các chất lỏng và chất khí tăng theo sự tăng nhiệt độ, nhưng mức độ tăng của khí lớn hơn nhiều so với chất lỏng.

Nhiệt dung của hỗn hợp các loại dầu khoáng có thể tính gần đúng theo công thức :

$$C_h = \frac{C_1m_1 + C_2m_2 + \dots}{m_1 + m_2 + \dots}, \quad (2.10)$$

trong đó :

C_h - nhiệt dung của hỗn hợp ;

C_1 và C_2 - nhiệt dung của các thành phần ;

m_1 và m_2 - khối lượng của các thành phần.

Độ dẫn nhiệt của chất lỏng là lượng nhiệt đi qua diện tích 1 cm^2 của lớp chất lỏng dày 1 cm trong thời gian một giây.

Hệ số dẫn nhiệt (độ dẫn nhiệt) của chất lỏng được tính theo công thức :

$$\lambda_t = \alpha(1 + 0,021t) \text{ kcal/cm.s.deg} \quad (2.11)$$

trong đó :

α - hệ số phụ thuộc vào loại dầu (đối với dầu khoáng $\alpha = 0,0003 - 0,00027$).

Nhờ tính dẫn nhiệt của chất lỏng nên nhiệt độ từ chỗ phát sinh được dẫn đi và tỏa ra môi trường xung quanh.

Dầu khoáng thuộc loại chất lỏng dẫn nhiệt kém. Hệ số dẫn nhiệt của dầu khoáng kém hơn 5 lần so với nước.

Hệ số dẫn nhiệt của chất lỏng tăng theo sự tăng áp suất.

Sau đây là hệ số dẫn nhiệt của một số chất lỏng tính bằng $\text{cal/cm.s.deg.} \cdot 10^{-4}$.

dầu khoáng ở 15°C	3,24
dầu thầu dầu ở 20°C	4,32
glixêrin ($\text{C}_3\text{H}_5(\text{OH})_3$) ở 20°C	6,8
nước ở 50°C	15,4
nước ở 10°C	14,7

2.3. SỰ HÒA TAN KHÍ TRONG CHẤT LỎNG LÀM VIỆC

Các chất lỏng làm việc trong các hệ truyền dẫn thủy lực đều có khả năng hòa tan khí. Số lượng khí hòa tan trong chất lỏng trước khi bão hòa tỷ lệ với áp suất trên bề mặt tiếp xúc. Thể tích khí hòa tan được tính theo công thức :

$$V_k = k V_c p_k \quad (2.12)$$

trong đó :

V_k - thể tích khí hòa tan quy ra trong điều kiện nhiệt độ bằng không, áp suất bằng áp suất khí quyển, cm^3 ;

k - hệ số hòa tan khí trong chất lỏng (thể tích khí hòa tan ở áp suất khí quyển trong một đơn vị thể tích chất lỏng) ;

V_c - thể tích chất lỏng, cm^3 ;

p_k - áp suất tuyệt đối của khí ở chỗ tiếp xúc với chất lỏng, kG/cm^2 .

Hệ số hòa tan khí trong chất lỏng phụ thuộc vào loại chất lỏng và khí. Đối với dầu khoáng, ở áp suất 1 kG/cm^2 , thể tích không khí hòa tan đạt khoảng 11%, thể tích khí nitơ hòa tan có thể đạt 13%, thể tích khí cacbonic hòa tan đạt đến 85%.

Khi áp suất ổn định, sự hòa tan khí trong chất lỏng làm việc ảnh hưởng không lớn lắm đến sự làm việc của hệ vì trong trường hợp này quá trình hòa khí và thoát khí xảy ra chậm, đều theo thời gian. Khi áp suất làm việc không ổn định hoặc trong một số trường hợp đặc biệt, sự

hòa tan khí trong chất lỏng ảnh hưởng rất lớn đến sự làm việc của bơm. Khi áp suất giảm khí bắt đầu thoát ra khỏi chất lỏng với cường độ lớn, gây nên sủi bọt. Hiện tượng này xảy ra khi thay đổi vận tốc và hướng của dòng chất lỏng ở đường hút và có thể làm hỏng hệ thống.

Khi áp suất trong đường hút của bơm khoảng $0,2 \text{ kG/cm}^2$, dầu trên đường dây sẽ bị đặc do sự thoát khí. Nếu áp suất nhỏ hơn nữa sẽ làm thay đổi đặc 性 chất màu sắc dầu và xuất hiện các bọt khí.

2.3.1. Hỗn hợp cơ học khí trong chất lỏng

Quá trình thoát khí ra khỏi chất lỏng có cường độ lớn hơn quá trình hóa khí, nên khi có cản lớn sẽ xảy ra hiện tượng cuộn lăn khí vào chất lỏng trên đường hút của bơm. Một lượng khí chưa kịp hòa tan đã bị cuốn theo dòng dầu và trở thành hỗn hợp cơ học với chất lỏng hay còn gọi là thể vẫn của không khí với chất lỏng. Hiện tượng này sẽ làm giảm lưu lượng của bơm và gây ảnh hưởng đến sự làm việc bình thường của hệ.

Hỗn hợp cơ học của không khí với chất lỏng hình thành chủ yếu do mạch dầu không khí ở những chỗ có áp suất thấp hơn áp suất khí quyển, trước hết là ở ống hút.

Ở những nơi có cản cục bộ, vận tốc dòng chảy tăng lên và kéo theo sự giảm áp suất. Khi áp suất giảm sẽ sinh ra hiện tượng tách một lượng khí đã hòa tan trong chất lỏng, lượng khí này bị cuốn theo dòng chảy và trở thành hỗn hợp cơ học khí với chất lỏng.

Bơm hút dầu từ thùng chứa có thể tạo thành cột xoáy và cuốn không khí vào trong đó, nên khi thiết kế thùng chứa và tính toán lượng dầu trong thùng cần chú ý đến trường hợp này.

Hỗn hợp cơ học không khí với chất lỏng có độ bền vững khá lớn theo thời gian. Quá trình thải không khí ra khỏi chất lỏng trong điều kiện bình thường có thể diễn biến trong vài giờ, có khi vài ngày.

Hỗn hợp cơ học không khí với chất lỏng gây ảnh hưởng xấu đến khả năng làm việc của bơm, làm giảm hệ số có ích và năng suất của nó. Thực nghiệm cho thấy, nếu trong chất lỏng có chứa 5% không khí không hòa tan, hệ số có ích của bơm giảm 10% khi áp suất làm việc là 200 kG/cm^2 .

Hỗn hợp không khí trong chất lỏng làm gián đoạn màng dầu bôi trơn, tăng sự mài mòn thiết bị thủy lực. Hỗn hợp không khí chất lỏng bị nén ở trong bơm, nhiệt độ hỗn hợp tăng lên, chất lỏng oxy hóa và mất tính chất làm việc.

Một tác hại lớn của hỗn hợp khí trong chất lỏng là tăng tính dàn hồi của chất lỏng làm việc. Sự tăng tính dàn hồi của chất lỏng làm giảm độ cứng của truyền dẫn, gây nên sự chậm trễ của tác động của hệ và làm mất khả năng chống dao động của nó.

Một trong những phương pháp chống sự tạo thành hỗn hợp không khí trong chất lỏng là làm kín hệ, tránh sự tiếp xúc trực tiếp giữa không khí (đặc biệt là không khí có áp suất dư) với chất lỏng bằng các cơ cấu như acqui thùy lực, thùng phụ hoặc sử dụng các màng ngăn, pittông v.v... Nếu trường hợp có tiếp xúc trực tiếp thì nên có bộ phận lọc không khí và đảm bảo dầu trong thùng luôn luôn ở mức quy định. Nếu mức dầu thấp, sẽ làm tăng độ xoáy, làm giảm áp suất tại các vị trí này. Áp suất giảm sẽ tăng mức thải lượng khí hòa tan và tạo điều kiện cho không khí từ ngoài xâm nhập vào.

2.3.2. Áp suất hơi bão hòa của chất lỏng

Áp suất hơi bão hòa của chất lỏng là giá trị áp suất mà ở áp suất đó chất lỏng bốc hơi tự do cho đến khi điền đầy đến mức bão hòa phần không gian kín chứa nó.

Áp suất hơi bão hòa là một trong những tính chất quan trọng của chất lỏng làm việc, nó xác định khả năng chịu đựng của chất lỏng làm việc ở nhiệt độ cao, cũng như khả năng chống hiện tượng hổng của hệ thùy lực.

Sau đây là giá trị áp suất hơi bão hòa tính bằng mmHg của một số chất lỏng thường dùng.

Loại dầu	Nhiệt độ dầu, °C							
	60	80	100	120	140	160	180	200
AMI-10	3,0	6,0	13,0	23,0	43,0	82,0	175	-
CN-20	1,0	2,0	3,0	4,0	7,0	15,0	28,0	50,0
CN-50	-	-	1,0	2,0	5,0	12,0	22,0	43,0

2.3.3. Hiện tượng hổng

Hổng là hiện tượng tách bột hơi và khí của chất lỏng ở vùng áp suất bị giảm với sự phá vỡ chúng tiếp sau đó. Sự tạo thành và phá vỡ liên tiếp này của các bột hơi và khí sinh ra va đập thùy lực cực nhô có tần số lớn và mức độ va đập áp suất rất cao. Hổng hơi chỉ xảy ra ở

một nhiệt độ nhất định, khi áp suất hơi bao hòa bằng áp suất môi trường xung quanh (trên bề mặt chất lỏng). Nhiệt độ này tăng khi áp suất môi trường tăng và ngược lại.

Hiện tượng hổng gây hư hỏng cho hệ thủy lực. Trong một số trường hợp có thể phá vỡ thiết bị của hệ như bơm, các loại van và các phần tử khác. Tác động của hổng thường xảy ra bất ngờ trong một thời gian rất ngắn.

Ngoài tác động trực tiếp của nhiệt độ và áp suất, càng nguy hiểm hơn khi còn có tác động hóa học của khí oxy (được tách ra từ chất lỏng) lên kim loại và các tác động điện khác do nhiệt độ và áp suất quá lớn tạo nên.

Do những tác động trên nên hổng là hiện tượng rất nguy hiểm đối với các phần tử cũng như toàn bộ hệ thủy lực, đặc biệt là đối với bơm.

Để ngăn ngừa hiện tượng hổng cho bơm, cần tạo ra trên đường hút của bơm một áp suất mà với áp suất ấy dù khắc phục tình trạng gián đoạn dòng chảy do cản thủy lực gây nên trong đường hút. Mặt khác, cần tính toán kết cấu, số vòng quay của bơm, đường kính ống dẫn, độ nhớt của dầu v.v... sao cho không xảy ra hiện tượng gián đoạn dòng chảy, cố gắng hạn chế các kết cấu gây cản thủy lực trên đường hút của bơm.

Bơm nên đặt gần chỗ hút chất lỏng, tốt nhất là đặt bơm ngập vào trong chất lỏng làm việc hoặc đặt ở vị trí thấp hơn mức chất lỏng trong thùng.

Trong một số trường hợp cần thiết nên có những cơ cấu để tăng áp suất ở đường hút cho bơm như nén khí vào thùng dùng bơm phụ, dùng năng lượng của chất lỏng ở đường thải v.v... Ngoài ra, khi chọn vật liệu các chi tiết của thiết bị thủy lực cần chú ý chọn các vật liệu có khả năng chịu xâm thực do hổng gây ra, đặc biệt là độ bền, độ chống mòn và khả năng chống oxy hóa ở nhiệt độ cao.

2.4. YÊU CẦU ĐỐI VỚI CHẤT LỎNG LÀM VIỆC

Những chỉ tiêu cơ bản để đánh giá chất lượng chất lỏng làm việc là độ nhớt, khả năng chịu nhiệt, độ ổn định tính chất hóa học và tính chất vật lý, tính chống giật, tính ăn mòn các chi tiết cao su, khả năng bôi trơn, tính sùi bọt, nhiệt độ bát lửa, nhiệt độ đông đặc. Ngoài ra cũng cần chú ý đến các đặc tính như khối lượng riêng và tạp chất cơ học.

Chất lỏng làm việc phải đảm bảo các yêu cầu sau :

1. Có khả năng bôi trơn tốt các bề mặt tiếp xúc trong khoảng thay đổi lớn của nhiệt độ và áp suất làm việc.

2. Trong khoảng nhiệt độ làm việc, độ nhớt ít phụ thuộc vào nhiệt độ.
3. Có áp suất hơi bão hòa thấp và nhiệt độ sôi cao.
4. Có tính trung hòa (tính trơ) với các bề mặt kim loại, hạn chế được khả năng xâm nhập của khí nhưng dễ dàng tách khí ra.
5. Giữ được tính chất cơ học và hóa học trong một thời gian dài ở điều kiện bảo quản bình thường.
6. Có thời hạn phục vụ lâu, chịu được nhiệt độ cao, có khả năng chống hóa nước và oxy hóa.
7. Bản thân chất lỏng, hơi của nó và các chất do quá trình phân hủy chất lỏng, không gây độc hại lớn.
8. Có môđun đàn hồi thể tích lớn.
9. Ít bị sùi bọt, có khối lượng riêng nhỏ.
10. Có tính dẫn nhiệt tốt, hệ số nở nhiệt thấp, nhiệt dung riêng lớn.
11. Không hút ẩm và khả năng hòa tan với nước không lớn, giữ được tính chất ở dạng êm xuôi, dễ dàng tách nước ra khi bị nước lẫn vào. Tính chất làm việc không bị ảnh hưởng nếu lượng nước dưới 1%.
12. Có tính cách điện tốt, kể cả khi bị bẩn.
13. Trong trường hợp đặc biệt cho phép có mùi, nhưng yêu cầu chung là không có mùi, trong suốt.
14. Không dễ cháy.
15. Dễ sản xuất, giá thành rẻ.

Một số tính chất cơ bản của một số loại dầu của Nga được sử dụng rộng rãi ở nước ta (bảng 2-2).

Bảng 2-2

Dầu	ГОСТ	Độ nhớt ở 50°C, cSt	Nhiệt độ bắt tùa, °C	Nhiệt độ đóng đặc, °C	Khối lượng riêng, kg/m ³
1	2	3	4	5	6
ИС-12		10-14	165	-30	876-891
ИС-20		17-23	180	-15	881-901
ИС-30	ГОСТ 8675-62	27-33	190	-15	886-916
ИС-45		36-52	200	-10	888-920
ИС-60		42-58	210	-20	890-930

Tiếp bảng 2-2

1	2	3	4	5	6
Công nghiệp 12		10 - 14	165	-30	876 - 891
Công nghiệp 20		17 - 23	170	-20	881 - 901
Công nghiệp 30	ГОСТ 1707-51	27 - 33	180	-15	886 - 916
Công nghiệp 45		38 - 52	190	-10	888 - 920
Công nghiệp 50		42 - 58	200	-20	890 - 930
Tuabin T ₂₂		20 - 23	180	-15	901
Tuabin T ₃₀	ГОСТ	28 - 32	180	-10	901
Tuabin T ₄₈	32-74	44 - 48	195	-10	920
Tuabin T ₅₇		55 - 50	195		930
ТГС-30	ГОСТ 9972-74	28 - 32	190	-10	901
Caô tốc л		4,0 - 5,1	112	-25	860 - 890
Caô tốc Т	ГОСТ 1840-51	5,1 - 8,5	125	-20	860 - 890
Dầu dụng cụ МВП	ГОСТ 1805-51	6,3 - 8,5	120	-60	
Dầu máy biến áp	ГОСТ 982-68	9,6	135	-45	886
ЦИАТИМ-1М	TY 327-50	6,3	130	-60	
MC-2		157	205	-18	805
МК-22	ГОСТ 1013-49	193	210	-14	905
МК-8		8,3	135	-55	885
МК-8П	ГОСТ 6457-66	8,3	135	-55	885
ВМГЗ	TY 38-1-196-68	10	135	-60	865
МГ-20	TY 38-1-01-50-70	17 - 23	180	-40	885
МГ-30		27 - 23	190	-35	885
Р	TY 38-1-110-67	12 - 14	163	-45	
ИГР-18	TY 38-1	16 - 20,5	170	-8	880
ИГР-30	273-69	28 - 31	200	-8	885
АМГ-10	ГОСТ 6794-53	10	92	-70	850
Dầu AY	ГОСТ 1642-50	12 - 14	163	-45	886 - 896
ЭШ-406-5	БТУ 431-52	20	150	-50	
ГМП-46	БТУ 105-61	47 - 50	195	-10	900
ВНИИ НП 403	ГОСТ 16728-71	21 - 35	200	-10	850
ATM	МРТУ 38-1-193-66	9	110	-60	880

Chương 3

TỔN THẤT THỦY LỰC

3.1. CÁC DẠNG TỔN THẤT

Trong quá trình chảy qua các kênh của thiết bị và ống dẫn của hệ thủy lực, chất lỏng phải hao phí một số năng lượng để thắng lực cản thủy lực. Năng lượng hao phí này không hoàn lại được mà biến thành nhiệt và được gọi là tổn thất thủy lực, cụ thể là tổn thất áp suất.

Đối với chuyển động ổn định của chất lỏng, tổn thất áp suất được chia thành hai dạng.

1. Tổn thất theo chiều dài đường ống. Tổn thất này chủ yếu do ma sát và phụ thuộc vào độ dài, đường kính ống dẫn và vận tốc chất lỏng trong ống.

2. Tổn thất cục bộ. Tổn thất này chủ yếu do biến dạng và thay đổi vận tốc dòng chất lỏng khi chảy qua một số vị trí đặc biệt của hệ.

Theo đơn vị chiều cao cột áp, tổn thất thủy lực có thể viết :

$$H = H_{c.d} + H_{c.b} \quad (3.1)$$

Theo đơn vị áp suất, tổn thất thủy lực có thể viết :

$$\Delta p = \Delta p_{c.d} + \Delta p_{c.b} \quad (3.2)$$

trong đó :

H và Δp - tổn thất cột áp và tổn thất áp suất ;

$H_{c.d}$ và $\Delta p_{c.d}$ - tổn thất cột áp và tổn thất áp suất theo chiều dài ống ;

$H_{c.b}$ và $\Delta p_{c.b}$ - tổn thất cột áp và tổn thất áp suất cục bộ.

Sự liên quan giữa tổn thất cột áp và tổn thất áp suất được thể hiện bằng công thức :

$$\Delta p = \gamma H, \quad (3.3)$$

trong đó :

γ - trọng lượng riêng của chất lỏng.

Đối với các hệ thủy lực có áp suất thấp và đặc biệt là khi dòng chất lỏng có mặt thoáng, tổn thất thường được biểu thị theo đơn vị cột áp. Trong các hệ thủy lực có áp suất cao, thường tính toán tổn thất theo đơn vị áp suất.

Khi chuyển động của chất lỏng chưa xác lập, ngoài hai thành phần tổn thất trên còn có tổn thất do quán tính của chất lỏng chảy.

2.2. TỔN THẤT THEO CHIỀU DÀI ĐƯỜNG ỐNG

Tổn thất áp suất theo chiều dài đường ống phụ thuộc vào trạng thái chảy tầng hay chảy rối của chất lỏng. Trạng thái chảy của chất lỏng được xác định bằng số Raynô (Re).

Đối với ống có mặt cắt tròn số Re được tính theo công thức :

$$Re = \frac{v \cdot d}{\nu}, \quad (3.4)$$

trong đó :

v - vận tốc dòng chảy ;

d - đường kính trong của ống ;

ν - hệ số nhớt động của chất lỏng.

Đối với các ống hoặc kênh có mặt cắt không tròn số Re được tính theo công thức :

$$Re = \frac{4rv}{\nu}, \quad (3.5)$$

trong đó :

$r = \frac{F}{X}$ - bán kính thủy lực của mặt cắt ướt (tỷ số diện tích F của mặt cắt ướt với chu vi ướt X).

Thời điểm chuyển từ trạng thái chảy này sang trạng thái chảy kia xảy ra trong những điều kiện nhất định và được phân biệt bằng giá trị phân giới của số Raynô (Re_p). Dòng chảy ở trạng thái chảy tầng nếu $Re < Re_p$, và chảy rối nếu $Re > Re_p$.

Đối với các ống kim loại tròn có bề mặt tương đối nhẵn giá trị số Raynô tới hạn khoảng 2200 - 2300.

3.2.1. Tổn thất áp suất khi chất lỏng chảy tầng

Tổn thất áp suất do ma sát Δp trong đoạn ống thẳng khi chất lỏng ở trạng thái chảy tầng được tính theo các công thức sau :

$$\Delta p = p_1 - p_2 = 32 \frac{\mu Lv}{d^2} \quad (3.6)$$

$$\Delta p = \frac{128LQ\mu}{\pi d^4} = \frac{128LQ\nu\rho}{\pi d^4} = \frac{128LQ\nu\gamma}{\pi d^4 \cdot g} \quad (3.7)$$

trong đó :

μ và ν - độ nhớt tuyệt đối và độ nhớt động của chất lỏng ;

p_1 và p_2 - áp suất ở đầu và cuối đoạn đường ống ;

Q và v - lưu lượng và vận tốc trung bình của chất lỏng trong ống ;

γ và ρ - trọng lượng riêng và khối lượng riêng của chất lỏng ;
 g - gia tốc của trọng trường ;

L và d - độ dài và đường kính trong của đoạn ống.

Nếu ν tính bằng cSt ; ρ - g.s²/cm⁴ ; Q - l/ph ; L và d - cm, ta có thể viết các công thức trên thành công thức đơn giản sau :

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{Q\rho\nu L}{147d^4}, \text{ kG/cm}^2, \quad (3.8)$$

Trong tính toán thực tế, thường dùng công thức cơ thử nguyên không đồng nhất sau :

$$\Delta p = 0,415 \cdot 10^6 \nu\gamma Q \cdot \frac{L}{d^4}, \quad (3.9)$$

L và d tính bằng cm; Q - cm³/s ; ν - cSt; p - kG/cm²; γ - g/cm³.

Thay giá trị $Q = v.f = v \frac{\pi d^2}{4}$ vào công thức (3.7) ta có

$$\Delta p = \frac{64\nu}{vd} \cdot \frac{\gamma Lv^2}{2dg} = \lambda \frac{\gamma Lv^2}{2dg} = \lambda \frac{LyQ^2}{2dgf^2}, \quad (3.10)$$

trong đó :

f - diện tích mặt cắt ướt (diện tích mặt cắt trong của ống) ;

$\lambda = \frac{64\nu}{vd}$ - hệ số cản ma sát.

Nếu viết theo đơn vị chiều cao cột áp ta có :

$$H = \lambda \frac{Lv^2}{2dg} = \lambda \frac{LQ^2}{2dgf^2} \quad (3.11)$$

Đối với ống thẳng mặt cắt tròn, ở trạng thái chảy tầng :

$$\lambda = \frac{64\nu}{vd} = \frac{64}{Re} . \quad (3.12)$$

Nếu tính đến những lực cản phụ khác như chổ eo, chổ không tròn của mặt cắt ống dẫn và sự làm nguội lớp chất lỏng tiếp xúc với thành ống, giá trị λ trong thực tế tính toán ống dẫn thường chọn theo công thức :

$$\lambda = \frac{75}{Re} \quad (3.13)$$

Các công thức trên áp dụng khi tổn thất ở cửa vào không đáng kể so với tổn thất trên toàn bộ chiều dài ống. Đối với các ống quá ngắn không nên bỏ qua tổn thất ở cửa vào mà nên tính tổn thất chung theo công thức :

$$\Delta p = \left(\lambda \frac{L}{d} + \xi_v \right) \frac{\rho v^2}{2g} , \quad (3.14)$$

trong đó :

ξ_v - hệ số cản chổ vào ống ; tùy theo độ dều của chổ vào có thể chọn $\xi_v = 05 + 1,0$.

Khi chất lỏng chảy qua các chổ ống cong sẽ có tổn thất phụ do thay đổi hướng dòng chảy. Nếu góc uốn $\alpha \geq 90^\circ$ và tỷ số giữa bán kính uốn R với đường kính ngoài của ống D lớn hơn hoặc bằng 4 ($R/D \geq 4$) thì hệ số cản λ có thể tính như đối với ống thẳng. Nếu góc uốn $\alpha \leq 90^\circ$ và $R/D > 4$ thì hệ số cản

$$\lambda = \frac{80}{Re} \quad (3.15)$$

3.2.2. Tổn thất áp suất khi chất lỏng chảy rói

Ở trạng thái chảy tầng, hệ số cản λ chỉ thay đổi tỷ lệ nghịch với số Re , không phụ thuộc vào độ nhám của thành ống. Ở trạng thái chảy rối, hệ số cản λ không chỉ phụ thuộc vào số Re mà còn phụ thuộc vào độ nhám của thành ống.

Ống dẫn thủy lực được gọi là nhẵn nếu độ nhám của thành ống được phủ kín bằng lớp bìa mang tính chảy tầng của chất lỏng gần thành ống, nói cách khác là độ cao các đỉnh nhô nhô hơn chiều dày lớp bìa của chất lỏng gần thành ống. Khi số Re tăng, chiều dày lớp bìa giảm, các đỉnh nhô có thể làm mất tính nhẵn của ống dẫn. Vì vậy hệ số λ của chất lỏng trong trạng thái chảy rối có thể bị ảnh hưởng của độ nhám thành ống.

Khi giá trị $Re < 100000$, chiều dày lớp biên b trong ống tròn được tính bằng công thức :

$$b = 62,8 d Re^{-0,875}, \quad (3.16)$$

trong đó :

d - đường kính trong của ống.

Üng với một giá trị Re thành ống được gọi là nhän thùy lực nếu thỏa mãn điều kiện :

$$\epsilon = \frac{k}{d} \leq 17,85 Re^{-0,875}, \quad (3.17)$$

trong đó :

ϵ - độ nhám tương đối của thành ống ($\epsilon = \frac{k}{d}$) ;

k - độ nhám tuyệt đối (chiều cao trung bình của các lỗ lồi).

Trong thực tế, độ nhám tuyệt đối của ống dẫn được kéo từ đồng đỏ, đồng thau, nhôm, kẽm khoảng 0,01 - 0,015 mm ; ống thép kéo khoảng 0,04 - 0,08 mm ; ống gang khoảng 0,2 - 0,3 mm. Như vậy các ống được kéo từ thép, đồng đỏ, đồng thau, nhôm, kẽm có thể cho là nhän thùy lực với mọi giá trị Re thường gặp trong các hệ thùy lực của máy.

Khi giá trị số $Re \geq 80000$ hệ số cản λ không phụ thuộc vào số Re nữa mà chỉ phụ thuộc vào độ nhám tương đối của thành ống, vì vậy tổn thất áp suất trong trường hợp này tỷ lệ với bình phương vận tốc dòng chảy.

Tổn thất áp suất ở trạng thái chảy rời V ($2300 \leq Re < 8000$) được tính theo công thức (3.10) nhưng trong đó hệ số cản λ được tính theo công thức

$$\lambda = 0,3164 Re^{-0,25} \quad (3.18)$$

Đối với các ống thép kéo có đường kính trong $d > 6$ mm, khi $2300 < Re < 80000$ hệ số cản thường được lấy giá trị trung bình $\lambda = 0,025$. Thay giá trị λ này vào công thức (3.10) ta có :

$$\Delta p = 0,025 \gamma \cdot \frac{L \cdot v^2}{d \cdot 2g} \quad (3.19)$$

Đối với ống thép có đường kính 4 mm : $\lambda = 0,03$.

Đối với ống thép có đường kính 2 mm : $\lambda = 0,04$.

3.3. TỔN THẤT ÁP SUẤT CỤC BỘ

Tổn thất áp suất cục bộ là phần năng lượng của chất lỏng dùng để thăng lực cản khi chảy qua các thiết bị và cơ cấu thủy lực. Tổn thất này chủ yếu do biến dạng thay đổi hướng, thay đổi vận tốc, rối loạn của dòng chảy và tạo thành vùng xoáy v.v... khi qua một số vị trí đặc biệt của thiết bị.

Tổn thất áp suất cục bộ được thể hiện theo thành phần động năng (áp suất vận tốc) và tính theo công thức :

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \xi \cdot \frac{\gamma v^2}{2g}, \quad (3.20)$$

$$H = \xi \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (3.21)$$

trong đó :

Δp và H - tổn thất áp suất theo đơn vị áp suất và đơn vị cột áp ;

$\frac{v^2}{2g}$ - động năng riêng hay còn gọi là áp suất vận tốc ;

v - vận tốc trung bình theo mặt cắt chảy ;

ξ - hệ số cản cục bộ, gồm tất cả tổn thất áp suất do ma sát, gia tốc v.v...

Hệ số cản ξ phụ thuộc vào lỗ thông quy ước của cản cục bộ (thường là diện tích của kênh) và thể hiện phần động năng chi phí để thăng sức cản này.

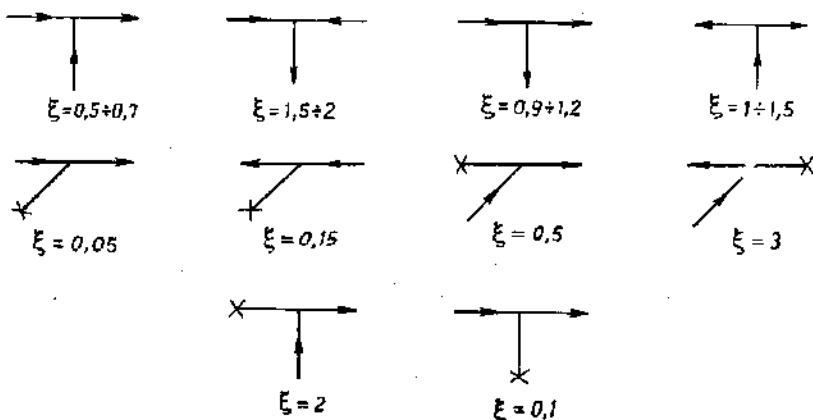
Trong quá trình chuyển động qua thiết bị thủy lực, chất lỏng luôn luôn bị cản cục bộ nên chịu trạng thái rối liên tiếp. Giá trị số Re phân giới trong các trường hợp này sử dụng không thích hợp nữa. Hệ số thường được chấp nhận bằng một hàng số cho nơi gây cản cục bộ. Nhờ chấp nhận điều kiện này mà ta có thể tính tổn thất áp suất do cản cục bộ tỷ lệ với bình phương vận tốc trung bình của chất lỏng tại nơi gây cản cục bộ.

Sau đây là giá trị trung bình của hệ số cản cục bộ ξ của một số thiết bị thường gặp trong truyền dẫn thủy lực :

- | | |
|--|-------|
| 1. van phân phõi, phụ thuộc vào đặc tính chuyển động và số lần ngoặt, có thể chọn trong khoảng | 2 - 4 |
| 2. van một chiều (không tính lực lò xo) | 2 - 3 |

3. khớp nối tự đóng mở	1 - 1,5
4. van giảm áp	3
5. các ống nối thẳng	0,1 - 0,15
6. đầu nối với góc ngoặt 90°	1,5 - 2
7. khóa thẳng	0,5 - 1
8. khóa có góc ngoặt 90°	2,5 - 5

Đối với các chốt ngoặt trong các cơ cấu và đầu nối ống có cùng lỗ thông, hệ số cần ξ tùy từng trường hợp mà chọn (h.3-1).



Hình 3-1. Hệ số cần cục bộ ξ của một số chốt ngoặt.

3.4. CÂN BẰNG NHIỆT CỦA HỆ THỦY LỰC

Năng lượng tổn thất của hệ thủy lực trong quá trình làm việc được biến thành nhiệt và làm chất lỏng nóng lên. Nhiệt độ tăng sẽ làm giảm độ nhớt của dầu, độ nhớt giảm sẽ làm tăng độ rò rỉ, rò rỉ tăng lại kéo theo sự tăng nhiệt độ do rò rỉ và cứ như thế nhiệt độ của dầu tăng dần lên. Ngoài ra, khi nhiệt độ của dầu tăng, dầu càng chóng bị oxy hóa. Dầu bị oxy hóa sẽ giảm độ nhớt và tạo thành cặn bẩn.

Khi thiết kế hệ thủy lực cần tính toán để đảm bảo sự cân bằng giữa lượng nhiệt được tích vào và tỏa ra khỏi hệ, hay nói cách khác là tính toán cân bằng nhiệt.

Nhiệt độ mà các loại dầu khoáng có thể chịu được khoảng 50 - 60°C. Nếu nhiệt độ chất lỏng cao hơn mức này phải có biện pháp làm nguội.

Giá trị công suất tổn thất N_m trong hệ thủy lực được tính theo công thức :

$$N_m = N_c(1 - \eta), \quad (3.22)$$

trong đó :

N_c - công suất cung cấp (công suất truyền động của bơm) ;

η - hệ số có ích toàn phần của hệ.

Lượng nhiệt A do công suất tổn thất N_m sinh ra được xác định theo công thức :

$$A = N_m k = N_c(1 - \eta) k, \quad (3.23)$$

trong đó :

k - hệ số tương đương ; đối với 1 kW giá trị $k = 860$ kcal/h ;
đối với 1 mã lực giá trị $k = 630$ kcal/h.

Trong nhiều trường hợp (như điều chỉnh tiết lưu) tất cả năng lượng hao như biến thành nhiệt.

Sự tăng nhiệt độ khi chất lỏng chảy qua khe tiết lưu có thể tính gần đúng : cho năng lượng của khối chất lỏng chảy qua khe tiết lưu bằng năng lượng để nung khói chất lỏng ấy (không tính đến sự tỏa nhiệt của hệ).

$$V\Delta p = V\gamma C m \Delta t, \quad (3.24)$$

trong đó :

V - thể tích chất lỏng chảy qua khe, cm^3 ;

Δp - tổn thất (chênh lệch) áp suất qua khe, kG/cm^2 ;

γ - trọng lượng riêng, kG/cm^3 (đối với dầu khoáng
 $\gamma = 0,009 \text{ kG/cm}^3$) ;

C - nhiệt lượng riêng của chất lỏng, kcal/kg.deg đối với dầu khoáng
 $C = 0,45 \text{ kcal/kg.deg}$;

m - dương lượng cơ của nhiệt ($m = 42700 \text{ kg.cm/kcal}$) ;

$\Delta t = t - t_0$ - mức tăng nhiệt độ dầu ;

t và t_0 - nhiệt độ cần tìm và nhiệt độ ban đầu của dầu.

Từ công thức trên ta có thể tính :

$$\Delta t = t - t_0 = \frac{\Delta p}{\gamma C m} \quad (3.25)$$

Đối với dầu khoáng, thay các giá trị $\gamma = 0,009 \text{ kG/cm}^3$ và

$C = 0,45 \text{ kcal/kg.deg}$, ta có :

$$\Delta t = 0,058 \Delta p \quad (3.26)$$

Khi nhiệt độ của dầu làm việc vượt quá mức quy định, cần có cơ cấu làm nguội để hạ nhiệt độ của hệ. Thông thường, các bộ phận làm nguội được sử dụng ở các hệ có công suất từ 20 đến 30 mã lực trở lên. Nếu trong hệ có nhiều chỗ điều chỉnh bằng tiết lưu thì nên dùng cơ cấu làm nguội khi công suất thấp hơn.

Chất làm nguội thông dụng là nước hoặc không khí.

3.5. VA ĐẬP THỦY LỰC

Trong ống dẫn của hệ truyền dẫn thủy lực, vận tốc chuyển động của chất lỏng có thể đạt đến các giá trị rất lớn (30 m/s). Chuyển động nhanh và sự thay đổi đột ngột vận tốc chất lỏng thường kéo theo va đập thủy lực. Giá trị áp suất khi va đập có thể đạt đến mức gấp bốn lần giá trị bình thường. Va đập thủy lực thường gây ra sự đóng mở ngoài yêu cầu các cảm biến, role trong các thiết bị thủy lực tự động. Va đập làm giảm tuổi thọ của ống dẫn và thiết bị, có khi còn phá vỡ chúng.

Trong các yếu tố gây ra va đập thủy lực, đáng chú ý nhất là sự thay đổi đột ngột vận tốc chất lỏng. Va đập thủy lực do nguyên nhân này thường có trị số lớn nhất.

Để giảm va đập thủy lực, khi tính toán thiết kế phải chú ý hạn chế các loại kết cấu mà khi chảy qua chúng vận tốc chất lỏng thay đổi đột ngột ; phải chọn đường ống vừa phải, tăng thời gian đóng mở (chuyển dòng) của các van phân phoi. Nếu cần nên có các cơ cấu giảm chấn khử va đập cho từng bộ phận hoặc cho toàn hệ.

3.6. TÍNH TOÁN MẶT CẮT ỐNG DẪN

Lưu lượng chất lỏng Q qua ống dẫn có diện tích mặt cắt chảy f và vận tốc trung bình v được tính theo công thức :

$$Q = f \cdot v . \quad (3.27)$$

Với tính chất liên tục của dòng chảy (lưu lượng không đổi), ta có tương quan giữa diện tích mặt cắt chảy và vận tốc theo công thức :

$$f_1 \cdot v_1 = f_2 \cdot v_2 \quad (3.28)$$

trong đó :

v_1 và v_2 - vận tốc trung bình của dòng chảy qua các mặt cắt f_1 và f_2 .

Khi chọn giá trị vận tốc dòng chảy cần chú ý là tăng vận tốc sẽ làm tăng lực cản thủy lực, gây tổn thất áp suất. Nếu vận tốc quá lớn

có thể gây va đập thủy lực, ảnh hưởng không tốt đến sự làm việc của hệ. Nếu chọn vận tốc quá bé sẽ làm tăng diện tích mặt cắt ống dẫn và các kênh, dẫn đến tăng khối lượng, giảm tính gọn, đẹp, thuận tiện của thiết bị và hệ.

Vận tốc cho phép của chất lỏng còn phụ thuộc vào áp suất làm việc.

Trong các hệ truyền dẫn thủy lực có ống ngắn ($l/d < 100$, l và d là độ dài và đường kính ống), vận tốc lớn nhất của dòng chảy thường chọn theo các giá trị giới hạn sau

Ống hút	0,5 - 1,5 m/s
Ống thải	2 m/s
Ống đẩy với áp suất :	
$p < 25 \text{ kG/cm}^2$	3 m/s
$p < 50 \text{ kG/cm}^2$	4 m/s
$p < 100 \text{ kG/cm}^2$	5 m/s
$p > 150 \text{ kG/cm}^2$	8 - 10 m/s

Trong các hệ thủy lực có ống dài ($l/d > 100$) các giá trị này được giảm khoảng 30 - 50%.

Nói chung nên chọn vận tốc sao cho tổn thất áp suất trong ống dẫn không quá 5 - 6% áp suất làm việc.

Từ công thức $Q = f \cdot v$ ta có thể viết :

$$Q = \frac{\pi d^2 v}{4} \quad (3.29)$$

Khi biết lưu lượng Q (của bơm) và vận tốc v (cách chọn đã nói trên) ta tính đường kính trong của ống theo công thức :

$$d = \sqrt{\frac{4Q}{\pi v}} \approx 1,13 \sqrt{\frac{Q}{v}} \quad (3.30)$$

Nếu tính Q , l/ph ; v ; m/s thì $d = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}}$, mm.

PHẦN II

CÁC PHẦN TỬ THÔNG DỤNG

Chương 4

BƠM VÀ ĐỘNG CƠ THỦY LỰC

4.1. NHỮNG KHÁI NIỆM CƠ BẢN VỀ BƠM VÀ ĐỘNG CƠ THỦY LỰC

Bơm và động cơ thủy lực là hai phần tử có chức năng khác nhau. Bơm là phần tử tạo ra năng lượng, còn động cơ là phần tử tiêu thụ năng lượng này. Tuy thế kết cấu và phương pháp tính toán bơm và động cơ cùng loại giống nhau. Trong chương này chỉ giới thiệu về bơm và động cơ thủy lực có chuyển động quay.

Bơm là một trong những phần tử quan trọng nhất của hệ thủy lực. Những thông số cơ bản của bơm là lưu lượng và áp suất.

Lưu lượng của bơm về lý thuyết không phụ thuộc vào áp suất (trừ bơm ly tâm), mà chỉ phụ thuộc vào kích thước hình học và vận tốc quay của nó. Nhưng trong thực tế do sự rò rỉ qua khe hở giữa khoang hút và khoang đẩy, giữa khoang đẩy với bên ngoài nên lưu lượng thực tế của bơm nhỏ hơn lưu lượng lý thuyết và giảm dần khi áp suất tăng.

Một yếu tố khác gây tổn thất lưu lượng là hiện tượng hổng. Hiện tượng này thường xuất hiện trong trường hợp ống hút quá nhỏ hoặc dầu có độ nhớt cao. Độ hổng cho phép không quá 1 - 2%, vì ở mức cao hơn bơm làm việc không êm, có tiếng rít và rung động mạnh. Nguyên nhân gây nên hiện tượng hổng trước hết do vận tốc quay quá lớn ; mặt cắt của ống hút quá nhỏ. Trong thực tế vận tốc quay của bơm thường nhỏ hơn 4000 vg/ph và vận tốc dòng chảy ở đường vào không vượt quá

1 - 1,5 m/s. Dầu với dầu có độ nhớt động $\nu = 10 - 100$ cSt, vận tốc dòng chảy có thể đạt tới 1,5 - 2,0 m/s trong ống hút và 5 - 8 m/s trong ống đẩy.

Khi bộ lọc đặt trên đường hút bị bẩn, cùng với sự tăng sức cản dòng chảy của bộ lọc, lưu lượng của bơm giảm dần, bơm làm việc ngày một ồn và cuối cùng tắc hẳn. Bởi vậy khi thiết kế cần lưu ý làm sao để ống hút to, ngắn và thẳng.

Sự tổn thất lưu lượng do khe hở và hiện tượng hổng được đặc trưng bằng hệ số có ích thể tích :

$$\eta_v = \frac{QT}{Q}, \quad (4.1)$$

trong đó :

Q - lưu lượng lý thuyết, l/ph.

Công suất do bơm cung cấp được tính bằng tích của lưu lượng thực tế Q_T và áp suất p , kG/cm².

$$N = \frac{Q_T p}{612\eta}, \text{ kW}, \quad (4.2)$$

trong đó :

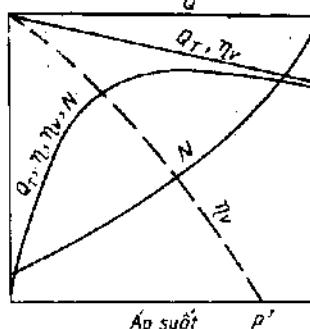
η - hệ số có ích của bơm.

Hệ số có ích của bơm là tích của các hệ số có ích thể tích, cơ khí và thủy lực.

$$\eta = \eta_v \eta_{hl} \eta_c \quad (4.3)$$

Hệ số có ích, lưu lượng thực tế và công suất tiêu thụ của bơm phụ thuộc vào áp suất làm việc. Sự phụ thuộc đó (h.4-1).

Ngoài những nguyên nhân trên, độ nhớt và nhiệt độ của dầu có ảnh hưởng lớn đến chế độ làm việc của bơm. Độ nhớt càng cao sự rò rỉ càng ít nhưng lại dễ xảy ra hiện tượng hổng. Ứng suất mỗi loại kết cấu và điều kiện làm việc của bơm có một độ nhớt thích hợp nhất. Thông thường bơm có vận tốc quay thấp và áp suất cao nên dùng chất lỏng có độ nhớt cao. Bơm có vận tốc quay lớn và áp suất thấp nên dùng chất lỏng có độ nhớt thấp.



Hình 4-1. Đặc tính của bơm.

Đại lượng đặc trưng của động cơ là độ lớn của mômen xoắn đối với hiệu áp suất ở đường vào và đường ra xác định về lượng dầu cần tiêu thụ trong một vòng quay q , l/vg.

Nếu động cơ được cung cấp một lưu lượng Q , l/ph thì vận tốc quay của nó được tính theo công thức :

$$n = \frac{Q}{q} \eta_v, \text{ vg/ph} \quad (4.4)$$

Công suất mà áp suất dầu cung cấp cho động cơ được tính theo công thức :

$$N_o = \frac{Q(p_1 - p_2)}{612}, \text{ kW.} \quad (4.5)$$

Công suất trên trục của động cơ :

$$N = N_o \eta = \frac{Q(p_1 - p_2)}{612} \eta, \text{ kW.} \quad (4.6)$$

Mômen xoắn trên trục của động cơ :

$$\begin{aligned} N &= 975 \frac{N}{n} = \frac{975Q(p_1 - p_2)}{612Q\eta_v} = \\ &= 1,59 q (p_1 - p_2)\eta_v\eta_{lb} \text{ kGm,} \end{aligned} \quad (4.7)$$

trong đó :

$\eta_v\eta_c\eta_{lb}$ - hệ số có ích thể tích, cơ khí, thủy lực;

p_1, p_2 - áp suất ở đường vào và đường ra.

4.2. BƠM VÀ ĐỘNG CƠ BÁNH RĂNG

4.2.1. Tính toán, thiết kế bơm và động cơ bánh răng

Tính lưu lượng bơm

Việc tính lưu lượng bơm bánh răng phức tạp hơn nhiều so với các loại bơm khác, vì vậy trong thực tế cho phép sai số khi tính toán khoảng 5 - 30%.

Để tính lưu lượng bơm ta lợi dụng sự cân bằng năng lượng chất lỏng và mômen xoắn sinh ra trên bánh răng dẫn và bị dẫn.

$$\begin{aligned} A = (p_2 - p_1) dv &= \Delta p dv = M_1 d\omega_1 + M_2 d\omega_2 = \\ &= M_1 \omega_1 dv + M_2 \omega_2 dt \end{aligned} \quad (4.8)$$

trong đó :

M_1, M_2 - mômen xoắn trên bánh răng dẫn và bị dẫn

$$M_1 = \frac{(R_1^2 - X^2) b \Delta p}{2} ;$$

$$M_2 = \frac{(R_2^2 - y^2) b \Delta p}{2} ,$$

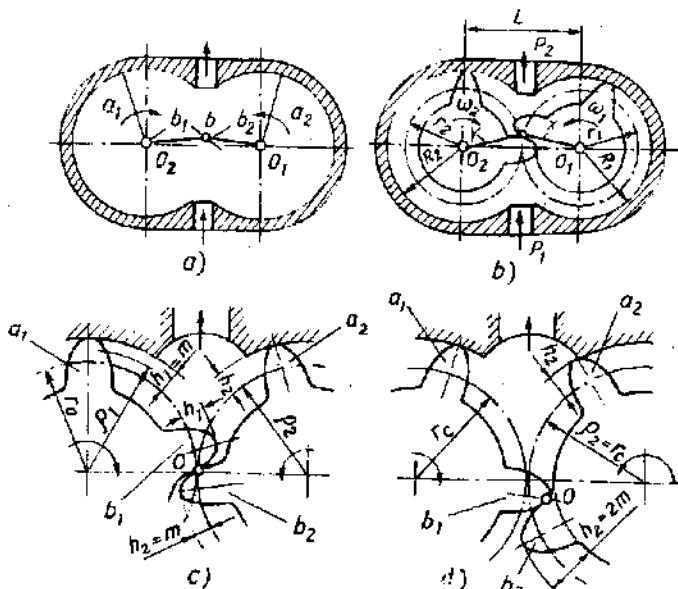
R_1, R_2 - bán kính vòng định bánh răng dẫn và bị dẫn ;

$d_{\alpha 1} = \omega_1 dt$; $d_{\alpha 2} = \omega_2 dt$ - góc quay bánh răng dẫn và bị dẫn ;

ω_1, ω_2 - vận tốc góc bánh răng dẫn và bị dẫn.

Đối với các bánh răng có số răng bằng nhau ta có :

$$d_{\alpha 1} = d_{\alpha 2} ; \omega_1 = \omega_2 = \omega.$$



Hình 4.2. Sơ đồ tính lưu lượng bơm bánh răng.

Sau khi xét sự tương quan $\frac{dv}{dt} = Q$ và $\omega_2 = \frac{r_1}{r_2} \omega_1$ ta có công thức

tính lưu lượng hình học tức thời của bơm :

$$Q = \frac{b \omega_1}{2} \left[(R_1^2 - X^2) + \frac{r_1}{r_2} (R_2^2 - y^2) \right] , \quad (4.9)$$

trong đó :

r_1, r_2 - bán kính vòng chia của bánh răng dẫn và bị dẫn.

Lưu lượng tức thời của bơm phụ thuộc vào vị trí của điểm ăn khớp 0, khi bánh răng quay một góc $\beta = \frac{2\pi}{z}$. Từ hình 4.2c ta có :

$$Q_1 = q_1 + q_2 = b\omega\rho_1 h_1 + b\omega\rho_2 h_2 \quad (4.10)$$

trong đó :

q_1, q_2 - thể tích tức thời của chất lỏng làm việc giữa hai răng làm việc của bánh răng dẫn và bị dẫn ;

h_1, h_2 - chiều cao làm việc tức thời của răng a_1 và a_2 ;

ρ_1, ρ_2 - khoảng cách giữa tâm quay của bánh răng và trong tâm của áp suất ;

ω, b - vận tốc góc và chiều dày của bánh răng.

Ở vị trí điểm ăn khớp 0 trên trục đối xứng

$$\rho_1 = \rho_2 = r_c + \frac{m}{2} \text{ và } h_1 = h_2 = m.$$

Công thức (4.10) ứng với điểm ăn khớp nói trên cho lưu lượng tức thời lớn nhất và bằng :

$$Q_1 = 2mb\omega \left(r_c + \frac{m}{2} \right) \quad (4.11)$$

Trên hình 4.2d ứng với điểm ăn khớp cuối cùng của răng b_1 và b_2 , ta có $h_1 = 0$; $\rho_1 = r_c + m$; $h_2 = 2m$ và $\rho_2 = r_c$.

Lưu lượng tức thời của bơm ứng với điểm ăn khớp cuối cùng ($q_1 = 0$) bằng :

$$Q_2 = q_2 = 2b\omega r_c m. \quad (4.12)$$

Lưu lượng trung bình của bơm được tính :

$$Q_{tb} = \frac{Q_1 + Q_2}{2} = \frac{1}{2} \left[2mb\omega \left(r_c + \frac{m}{2} \right) + 2b\omega r_c m \right] \\ = 2\pi nbm (d_c + m) = 2\pi nbm^2(z + 1) \quad (4.13)$$

trong đó :

$d_c = 2r_c = mz$ - đường kính vòng chia ;

$n = \frac{\omega}{2\pi}$ - vận tốc quay của bánh răng ;

z - số răng.

Nếu số răng của bánh răng dẫn và bị dẫn không bằng nhau, tính toán trên phải áp dụng cho các thông số của bánh răng dẫn.

Khi tính gần đúng lưu lượng bơm có bánh răng bằng nhau ta có thể sử dụng công thức :

$$Q = \frac{2\pi m^2 z b n}{1000} \eta_v, \text{ l/ph.} \quad (4.14)$$

Khi thiết kế bơm thường cho trước lưu lượng Q và số vòng quay n . Để thuận tiện, nên chọn trước các giá trị : $z, k = \frac{b}{2m}$, hiệu suất thể tích η_v và xác định módun ăn khớp từ công thức :

$$m = 10 \sqrt[3]{\frac{Q}{2\pi k z^2 n \eta_v}}, \text{ cm} \quad (4.15)$$

Sau khi làm tròn módun m theo giá trị tiêu chuẩn ta tính chiều dày bánh răng b và hệ số hình dạng răng k ; rồi kiểm tra xem hệ số k có vượt quá giá trị trong bảng dưới không.

Đối với áp suất đến 10 kG/cm^2 $k = 0,65 - 1$

25	-	0,4 - 0,7
50	-	0,25 - 0,5
>50	-	<0,4

Đối với bơm có góc ăn khớp $\alpha = 20^\circ$, lưu lượng được tính theo công thức :

$$Q = b \omega \left(d_m + m^2 - \frac{l^2}{12} \right), \quad (4.16)$$

trong đó :

$l = \pi m \cos \alpha$ - chiều dài đường ăn khớp.

Đối với bơm có bánh răng dịch chỉnh, lưu lượng được tính bằng công thức :

$$Q = 2\omega b \left[R^2 \left(\frac{L}{2} \right)^2 - \frac{m^2}{12} \pi^2 \cos^2 \alpha \right], \quad (4.17)$$

trong đó :

L - khoảng cách tâm;

$R = R_1 = R_2$ - bán kính vòng đinh;

α - góc ăn khớp.

Tính ở dãy bơm bánh răng

Ở dãy trong bơm bánh răng không chỉ chịu tác dụng của lực ăn khớp

giữa các răng, mà còn cả lực của áp suất dầu, lực này thường lớn hơn lực an khớp. Vì vậy bơm thường được giới hạn làm việc ở một áp suất nhất định. Áp suất giảm dần dọc theo chu vi của đường tròn (h.4-3) từ độ lớn áp suất trong ống đẩy đến áp suất trong ống hút. Áp suất này tạo nên một hợp lực P_3 hướng kính và tác dụng lên ổ đỡ. Lực này cùng với lực an khớp giữa các răng P_{12} tạo nên lực tổng P_p . Trường hợp nguy hiểm nhất là đối với bánh răng bị dàn I , bởi vì hướng của lực này gần giống nhau. Để tính ổ đỡ ta thừa nhận lực P_3 được tạo nên khi toàn bộ áp suất tác dụng lên 0,6 - 0,7 đường kính vòng định.

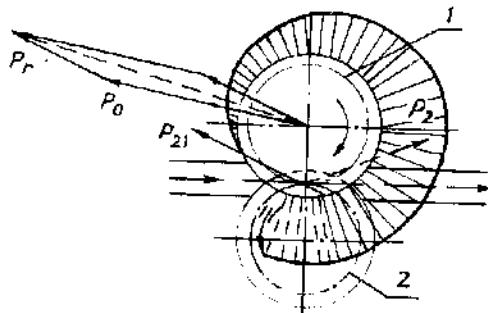
Sau khi lưu ý thành phần lực an khớp giữa các răng ta có lực tổng hợp tác dụng lên ổ đỡ bằng :

$$p_r = (0,65 \div 0,75)Dbp, \text{ kG.} \quad (4.18)$$

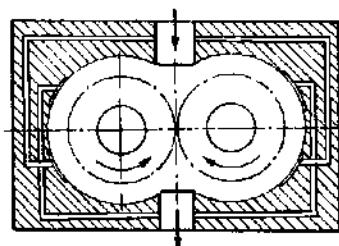
Lực này sẽ rất lớn ở áp suất cao. Do đó đối với bơm làm việc ở áp suất cao phải có bánh răng hẹp và đường kính lớn, vì việc tăng kích thước ổ đỡ bị giới hạn bởi khoảng cách tâm của các bánh răng.

Hệ số hình dạng răng $k = \frac{b}{2m}$ phụ thuộc vào áp suất mà bơm cần phải làm việc và chọn theo bảng đã nói ở trên. Lực hướng kính tác dụng lên bánh răng ngoài việc gây tải lên ổ đỡ còn gây uốn trực, làm biến dạng thân và giảm độ kín của bơm.

Có thể giảm lực hướng kính tác dụng lên bánh răng bằng cách tạo nên các rãnh tháo tài (h.4-4). Sự phân bố áp suất trong trường hợp có rãnh tháo tài (h.4-5). Phương pháp này không cho phép giảm tải hoàn toàn, vì ranh giới giữa vùng hút và vùng đẩy sẽ xảy ra điểm an khớp, khi điểm đó chuyển dịch trên đường an khớp. Bởi lý do trên mà miến được giới hạn bằng các đường đứt đoạn (h.4-3) chỉ có thể hoặc là miến áp suất đẩy hoặc là miến áp suất hút. Mật khác vị trí các rãnh



Hình 4-3. Sự phân bố áp suất dọc chu vi bánh răng.



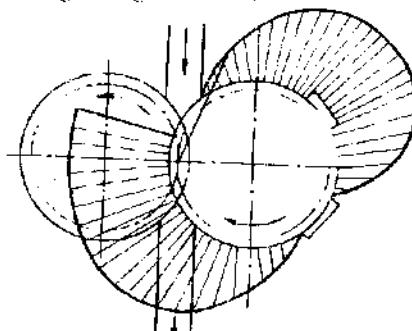
Hình 4-4. Rãnh tháo tài hướng kính.

tháo tài này không được phân bố tự do chỉ để có lợi về lực. Về mặt làm kín phải làm sao để giữ các rãnh có một cặp răng. Thông thường các rãnh bố trí đối xứng để bơm có thể làm việc được cả hai chiều. Nhờ phương pháp này có thể tăng khả năng làm việc của bơm đến áp suất trên 100 kG/cm^2 đối với hệ số hình dạng răng $k = 0,5$.

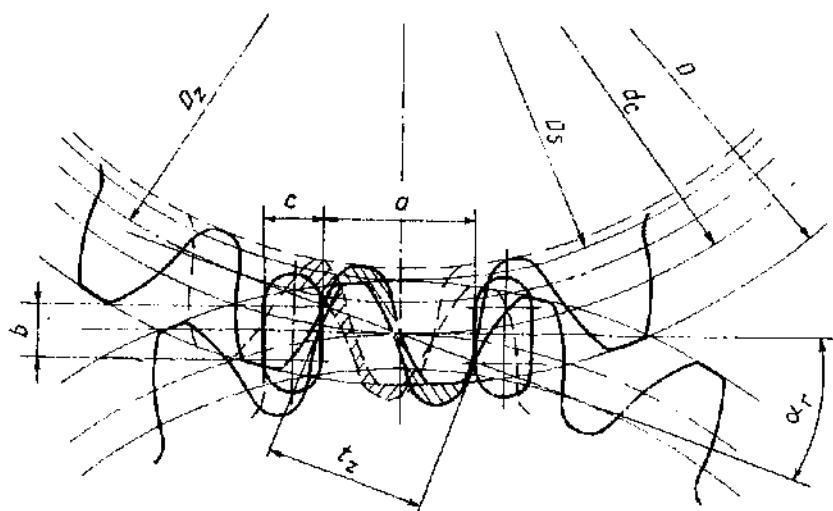
Lập luận tương tự cho thấy răng, khả năng tháo tài hoàn toàn chỉ có thể đổi với bánh răng giữa trong bơm có ba bánh răng.

Bơm có ranh tháo tài làm việc ở áp suất cao đòi hỏi gia công rất chính xác, để đảm bảo hiệu suất η_{v} vì trong bơm này có nhiều chỗ dầu có thể rò từ khoang đẩy sang khoang hút.

Chính vì vậy, kết cấu các bơm làm việc ở áp suất cao thường không dùng các ranh tháo tài, mà tăng độ cứng vững của ổ đỡ bằng cách dùng ổ lan, ổ đưa hoặc ổ trượt bằng hợp kim. Bằng cách đó áp suất làm việc của bơm có thể tăng lên hai lần khi cùng một hệ số dạng răng k .



Hình 4-5. Phân bổ áp suất khi có tải.



Hình 4-6. Sự nén dầu giữa các răng.
 - - - vòng tròn bơm ở vị trí đối xứng.
 _____ vòng tròn bơm ở vị trí bắt đầu ăn khớp.

Một nguyên nhân khác gây tải hướng kính đối với ổ đỡ của bơm là hiện tượng nén dầu giữa hai răng ăn khớp ở trong vùng ăn khớp.

Trong các cặp bánh răng có hệ số trùng khớp lớn hơn 1, trong quá trình làm việc của bơm xuất hiện sự ăn khớp đồng thời hai cặp răng. Khoang chứa giữa các điểm ăn khớp không nối thông với khoang đẩy cũng như khoang hút. Khoang này thay đổi thể tích của nó trong khi bánh răng quay. Thể tích đó nhỏ dần kể từ thời điểm cặp răng thứ hai vào ăn khớp và lớn dần khi cặp răng này di qua khỏi vị trí đối xứng.

Trong thời gian thể tích của khoang nối trên nhỏ dần, dầu chửa trong nó bị nén qua các khe hở, mặc dầu sự chênh lệch thể tích không đáng kể, vẫn dần đến hiện tượng tăng áp suất rất lớn. Áp suất đó lớn hơn nhiều lần áp suất đẩy và gây phụ tải đáng kể đối với ổ đỡ, răng và tổn thất công suất.

Khi thể tích lớn dần, không khí được cuốn theo vào khoang nối trên và góp phần gây ra hiện tượng hổng. Một bơm có kết cấu tốt phải tránh được cả hai hiện tượng trên. Về mặt này tốt nhất là bơm có cấu tạo để hệ số trùng khớp giữa các răng bằng 1. Nhưng về mặt làm việc êm, đều của các bánh răng thì điều kiện trên không cho phép. Trong thực tế khoang dầu nén nối trên thường được nối với khoang đẩy hoặc khoang hút bằng các lỗ trong bánh răng, các rãnh trên bề mặt không làm việc của răng hoặc các rãnh trên mặt bích. Phương pháp cuối cùng đơn giản nhất và cũng cho kết quả tốt nhất, nên thường được áp dụng. Tốt hơn cả là phương pháp hai rãnh đối xứng nhau, trong đó một rãnh nối khoang có thể tích nhỏ dần với khoang đẩy, rãnh còn lại nối khoang có thể tích lớn dần với khoang hút.

Để các rãnh không ảnh hưởng đến độ kín của bơm, giữa chúng phải có ít nhất một điểm ăn khớp. Khoảng cách giữa các rãnh tính dọc theo đường ăn khớp phải bằng khoảng cách giữa hai điểm ăn khớp lân cận. Đối với răng ăn khớp thân khai thì đại lượng này không thay đổi và bằng bước cơ bản.

$$t_z = \pi m \cos \alpha, \quad (4.19)$$

trong đó :

α - góc ăn khớp.

Khoảng cách giữa các rãnh a (h.4-6).

$$a = t_z \cos \alpha_0$$

trong đó :

α_0 - góc ăn khớp thực tế của các bánh răng cùng làm việc

$$\cos\alpha_i = \frac{z \cdot m \cos\alpha}{A},$$

A - khoảng cách tâm các bánh răng.

Sau khi lưu ý sự liên quan trên ta có :

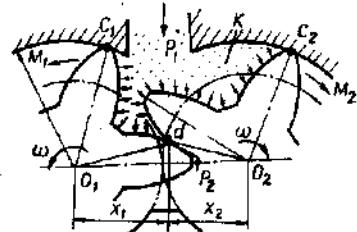
$$Q = \pi m \cos\alpha \cos\alpha_i = \frac{\pi m^2 z \cos^2\alpha}{A} \quad (4.20)$$

Chiều dài b cần phải bao đường ăn khớp kể cả hai chiều chuyển động và bằng :

$$b \leq \sqrt{t_z^2 - q^2} = \pi m \cos\alpha \sqrt{\frac{1 - m^2 z^2 \cos^2\alpha}{A^2}} \quad (4.21)$$

Chiều rộng của rãnh e và chiều sâu của nó không cần lớn vì lượng dầu chảy qua rãnh ít.

Tính mômen xoắn trên trục của bơm và động cơ thủy lực. Hình 4-7 khoang cao áp của bơm (động cơ) bánh răng. Giá trị tức thời mômen xoắn trên trục của bơm và động cơ thủy lực được tạo nên do chênh lệch áp $\Delta p = p_1 - p_2$ tác dụng lên bề mặt làm việc của các răng với bán kính $r = O_1 C_1$, $X_1 = O_1 a$ và $X_2 = O_2 a$.



Hình 4-7. Sơ đồ khoang làm việc của bơm (động cơ) bánh răng.

Đối với bánh răng dẫn

$$M_1 = (r - X_1)b\Delta p \frac{r + X_1}{2} = \frac{b\Delta p}{2} (r^2 - X_1^2) \quad (4.22)$$

Đối với bánh răng bị dẫn

$$M_2 = \frac{b\Delta p}{2} (r^2 - X_2^2) \quad (4.23)$$

Tổng giá trị tức thời mômen xoắn trên trục bơm (động cơ)

$$M = M_1 + M_2 = \frac{b\Delta p}{2} (2r^2 - X_1^2 - X_2^2) \quad (4.24)$$

Mặt khác mômen xoắn trên trục bơm có thể tính bằng công thức :

$$M = \frac{N}{2\pi n} = \frac{q\Delta p}{2\pi} = 1,159 \frac{\Delta p Q}{n} \quad (4.25)$$

Sau khi thay giá trị lưu lượng ở công thức (4.14) vào (4.25) ta có

$$M = \Delta p b m^2 (z + 1) \quad (4.26)$$

Mômen thực tế trên trục :

$$\left. \begin{array}{l} \text{Bơm : } M_t = \frac{M}{\eta_{cb}} \\ \text{Động cơ : } M_t = M \eta_{dc}, \end{array} \right\} \quad (4.27)$$

η_{cb} , η_{dc} - hiệu suất cơ khí của bơm và động cơ ;

$$\eta_{cb} = \eta_{dc} = 0,7 \div 0,85.$$

Công suất trung bình của bơm (động cơ thủy lực)

$$\begin{aligned} N &= \Delta p Q = 2\pi \Delta p n b m (d_c + m) = \\ &= 2\pi \Delta p n b m^2 (z^2 + 1). \end{aligned} \quad (4.28)$$

Những lưu ý khi chọn các thông số cơ bản của bơm (động cơ) bánh răng. Khi tính các thông số cơ bản của bơm đối với bơm bánh răng có vận tốc $v = 10 \div 20$ m/s và tỷ số $\frac{b}{m} = 6 ; 10$.

Môđun ban đầu có thể chọn

$$m = (0,3 \div 0,5) \sqrt{Q}, \text{ mm,}$$

Q - lưu lượng tính toán của bơm.

Để giảm kích thước của bơm cần chọn số răng làm việc nhỏ nhất, nhưng phải chú ý để chấn răng không bị cát và lưu lượng ổn định.

Cần giảm thể tích chết cũng như tổn thất do khe hở hướng kính giữa đinh răng và bề mặt trong của thân bơm. Khe hở này trong nhiều trường hợp lấy bằng $0,05$ m. Chiều rộng của răng không vượt quá 10 m, thông thường lấy $b = (4 \div 6)$ m.

Đối với bơm bánh răng cao áp có ổ lăn, tỷ số giữa chiều rộng và đường kính vòng chia $\frac{b}{d_c} = 0,5 \div 0,6$.

Bơm cao áp có ổ trượt $\frac{b}{d_c} = 0,4 \div 0,5$.

Sự liên quan giữa vận tốc tiếp tuyến và độ nhớt của dầu có thể tính chọn từ công thức :

$$v_{min} = \frac{0,17p}{\eta E},$$

trong đó :

p - áp suất làm việc ;

ηE - độ nhớt của dầu do bằng độ Engler và chọn trong bảng dưới đây:

Độ nhớt °E	2	6	10	20	40
Vận tốc tiếp tuyến v , m/s	5	4	3,5	3	2,5

Vận tốc quay của bơm có thể lấy khoảng 600 - 1500 vg/ph. Đối với các bơm có lưu lượng nhỏ có thể lấy 3000 vg/ph. Trong thực tế phần lớn các bơm được truyền trực tiếp từ động cơ có vận tốc quay 1450 vg/ph.

Lưu lượng thường dùng trong bơm bánh răng từ 1 đến 250 l/ph, thông dụng nhất là từ 4 đến 100 l/ph.

Áp suất danh nghĩa rất khác nhau đối với các loại bơm. Các bơm có kết cấu đơn giản, áp suất không quá 30 kG/cm^2 . Các bơm có kết cấu bù trừ khe hở và làm vững ổ đỡ có thể lên tới $100 - 160 \text{ kG/cm}^2$. Bơm bánh răng có thể làm việc quá tải 120 - 160% áp suất danh nghĩa trong thời gian ngắn.

Các thông số cơ bản của bơm theo tiêu chuẩn Việt Nam

Dãy áp suất danh nghĩa p

kGcm ⁻² :	25	63	100	160	200
MNm ⁻² :	2,5	6,3	10	16	20

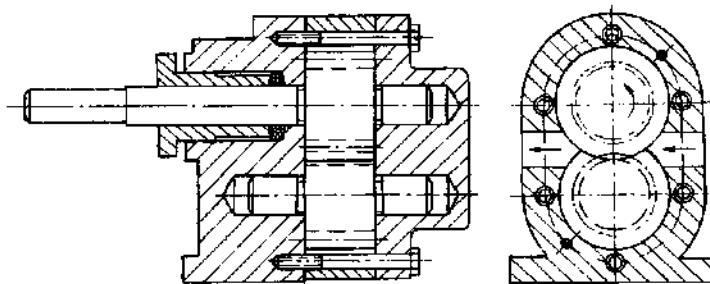
Dãy vận tốc quay danh nghĩa của trục bơm, vg/ph.

480, 600, 750, 960, 1500, 1720, 2400, 3000, 3780, 4800.

4.2.2. Kết cấu của bơm bánh răng

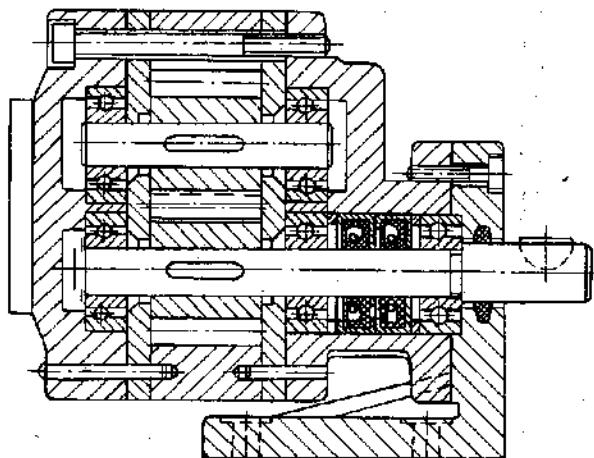
Hình 4-8 kết cấu bơm đơn giản nhất có ổ trượt. Thân bơm gồm ba phần, nhờ vậy ta có thể gia công dễ dàng các bề mặt cần làm kín.

Bơm có ổ lăn (h.4-9). Bơm loại này phải có các đĩa trung gian giữa bánh răng và mặt bích. Các đĩa trên thường được chế tạo bằng hợp kim đồng hoặc thép, nhờ vậy mà tang được tuồi thọ của bơm.



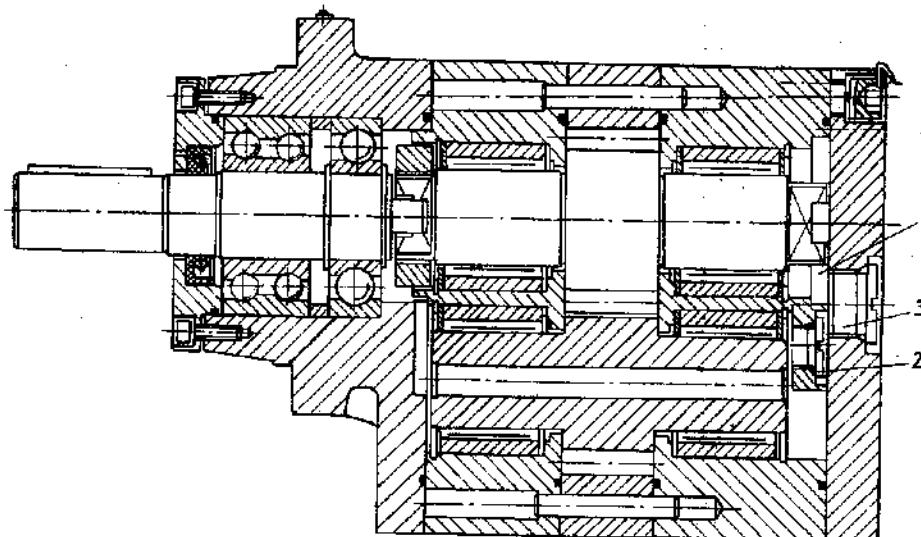
Hình 4-8. Bơm bánh răng có ổ trượt.

Kết cấu của bơm dùng cho áp suất cao (h.4-10). Bơm loại này có trục lớn, ổ đỡ bằng bi cầu. Ổ đỡ của trục dẫn được tách rời để giảm các lực tác động lên bơm.



Hình 4-9. Bơm bánh răng có ổ lăn.

Để khử lực hướng trục tác dụng lên bánh răng, cần phải loại trừ áp suất tác dụng lên mặt đầu của trục. Hình 4-10 trục bị dẫn được khoan lỗ để nối thông khoang 1 với khoang hút. Để bánh răng quay được

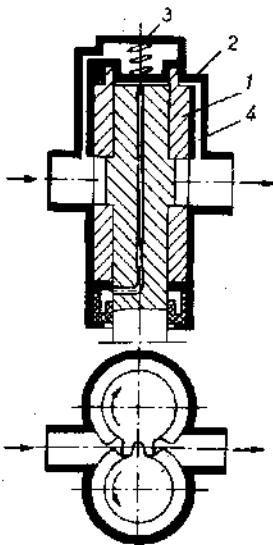


Hình 4-10. Bơm bánh răng dùng cho áp suất cao :
1- khoang chứa dầu ; 2- vành ; 3- nút.

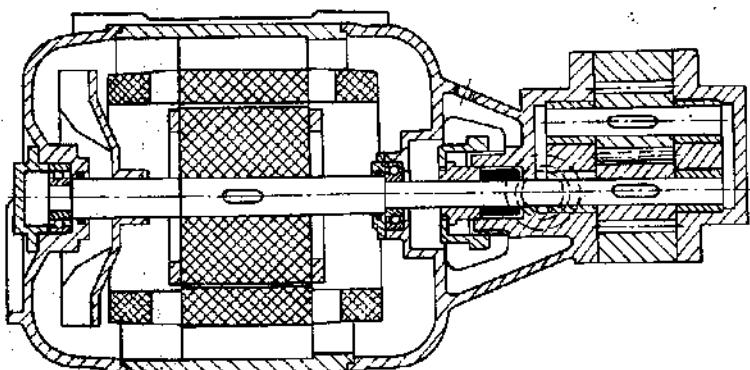
nhẹ nhàng, khe hở hướng trục giữa bánh răng và thân (mặt bích) không thể giảm quá nửa, đặc biệt trong trường hợp làm việc ở nhiệt độ cao. Kết cấu (h.4-11) cho phép giảm khe hở nhờ bạc ổ đỡ 1 có đường kính ngoài bằng đường kính ngoài của bánh răng và có thể chuyển dịch dọc trục. Bạc này luôn tỳ lên mặt đầu của bánh răng bằng áp suất đẩy qua đường 4. Để lực đó không quá lớn phải giảm đường kính phần đầu của bạc 1. Áp suất dầu chỉ tác dụng lên hình vòng khán 2. Diện tích hình này chỉ cần bằng khoảng 20 - 30% diện tích vòng khán giữa vòng tròn định và chân răng. Lò xo 3 dùng để tạo lực nén ban đầu.

Thông thường bơm được truyền trực tiếp từ động cơ. Để có một kết cấu cứng vững có thể lắp bơm với động cơ (h.4-12).

Bơm có thể có từ hai, ba hoặc nhiều bánh răng. Như vậy lưu lượng sẽ lớn gấp hai hoặc nhiều lần.



Hình 4-11. Nguyên lý bù trú khe hở trong bơm bánh răng:
1- bạc ; 2- vỏ ; 3- lò xo ; 4- đường dẫn.

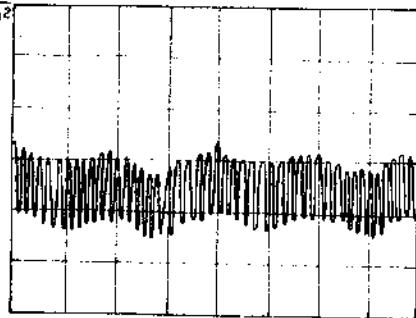


Hình 4-12. Bơm bánh răng lắp trực tiếp với động cơ.

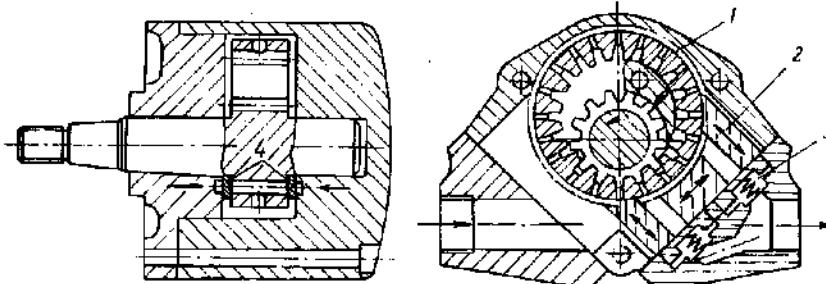
Dòng dầu ra của bơm bánh răng không ổn định do sự thay đổi lưu lượng mỗi lần răng đi qua điểm ăn khớp. Hình 4-13 đường đặc tính nói trên. Ngoài dao động do mỗi lần răng đi qua điểm ăn khớp còn có dao động có số lần hơn trong một vòng quay của bơm. Các dao động đó là do sai số hình học của bánh răng và độ dẻo của ổ đỡ. Do vậy bơm bánh răng làm việc tương đối ồn và đó cũng là nhược điểm cơ bản của nó.

Để giảm độ ồn và kích thước cơ bản của bơm có thể dùng bánh răng ăn khớp trong. Vì khó gia công và khó làm kín nên kết cấu loại này ít được sử dụng và thường chỉ dùng đối với áp suất thấp. Để có thể làm việc ở áp suất cao và có độ bền lớn, một số bơm có dạng kết cấu khử khe hở hướng kính và hướng trục (h.4-14).

Trong kết cấu này bánh răng ngoài không có ổ đỡ mà tựa lên răng của bánh răng trong và lên cung phân phối 1. Gối đỡ 2 luôn luôn ép vào bánh răng ngoài và đẩy nó tỳ sát vào bánh răng trong và cung nồi trên.



Hình 4-13. Dao động lưu lượng trong bơm bánh răng.



Hình 4-14. Bơm bánh răng ăn khớp trong có khử khe hở hướng kính và hướng trục :
1- cung phân phối ; 2- gối đỡ ; 3- pittông ; 4- cung.

Nhờ kết cấu đó bơm được khử khe hở hướng kính và được làm kín trên cả hai bề mặt chịu lực của răng, đồng thời dòng dầu ra đồng đều hơn. Gối đỡ được nén, ban đầu bằng các lò xo, sau đó chịu tác dụng của áp suất đẩy qua pittông 3. Khe hở mặt dầu được khử nhờ cung 4 bị ép bởi áp suất dầu.

Trong trường hợp đòi hỏi bơm làm việc êm, đều, ổn định, áp suất không cao, có thể sử dụng loại bơm có bánh răng nghiêng khoảng 10 - 20° đối với trục.

Do thành phần lực hướng trục bánh răng nghiêng gây nên mặt dầu chống mòn làm giảm độ kín của bơm. Vì vậy phạm vi sử dụng của nó bị hạn chế.

Khi thiết kế, chế tạo bơm cần đặc biệt lưu ý độ đồng trục của hai ổ đỡ trên hai mặt bích, độ vuông góc các mặt dầu của bánh răng, mặt

bích và thân đối với lỗ lắp trực. Khe hở hướng kính, giữa mặt ngoài của vòng đinh răng và mặt trong của thân bơm, nên lấy khoảng 0,02 - 0,06 mm. Khe hở hướng trực trong các bơm không dịch chính lấy khoảng 0,02 - 0,04 mm.

4.2.3. Các dạng hư hỏng và phương pháp phục hồi bơm bánh răng

Hầu hết các hiện tượng hỏng hóc của bơm bánh răng đều dẫn đến giảm lưu lượng và áp suất.

Các bánh răng bị mòn không lớn, có thể mài mặt đầu của chúng và các mặt tiếp xúc của đĩa phân phôi, hay mặt bích để khe hở hướng trực không lớn hơn 0,03 - 0,05 mm.

Các bánh răng bị mòn nhiều phải được thay thế bằng bánh răng mới. Bánh răng mới được chế tạo bằng thép, có khe hở hướng kính giữa răng và thân bơm không lớn hơn 0,02 mm ; độ dão hướng kính không lớn hơn 0,04 mm.

Lỗ trong thân bị mòn có thể sửa bằng một trong những phương pháp dưới đây.

Tiến rộng lỗ với chiều sâu cắt mỗi bên không quá 0,2 mm, sau đó mài bóng. Bánh răng mới thay cần được hiệu chỉnh cả về hướng kính và chiều dày theo phần đã được tiện và mài đó của lỗ và mặt bích.

Nếu phương pháp trên không đảm bảo thì làm như sau (h.4-15).

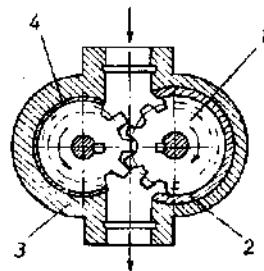
Tiến rộng lỗ trong thân, sau đó ép bạc có chiều dày không nhỏ hơn 3 mm. Sau khi bạc đã được ép liền với thân phải tiện và mài lỗ của bạc theo đường kính ngoài của răng đảm bảo khe hở quy định.

Cũng có thể phục hồi bằng hàn đồng chõ bị mòn, sau đó mài hoặc mài lỗ theo đường kính ngoài của bánh răng.

BƠM VÀ ĐỘNG CƠ CÁNH GẠT

4.3.1. Bơm cánh gạt tác động một kỳ, nhiều cánh

Điều 1: 6 sơ đồ nguyên lý bơm cánh gạt tác động một kỳ nhiều cánh. Điều 2: có các rãnh hướng kính quay xung quanh tâm của nó. Các cánh 2 lồng vào rãnh của rôto 1, có thể chuyển dịch hướng kính được.



Hình 4-15. Sơ đồ sửa chữa bơm bánh răng :

1- bánh răng ; 2- bạc lót ;
3- thân bơm ; 4- bánh răng.

Rôto cùng các cánh được đặt lệch tâm trong lỗ hình trụ của thân. Trong khi rôto quay, các cánh luôn ép sát vào mặt trong của thân nhờ lực ly tâm và áp suất dầu. Khi rôto quay, thể tích của khoang giữa hai cánh kề nhau, rôto và stato thay đổi. Hình 4-16 khoang hút bao lấy khoang tăng dần giữa các cánh, còn không đẩy bao lấy khoang giảm dần.

Tính lưu lượng bơm cánh gạt tác động một kỳ nhiều cánh. Khi tính lưu lượng bơm ta chấp nhận các giả thiết sau đây.

Khoảng lệch tâm e nhỏ so với bán kính r của rôto và bán kính R của stato. Như vậy thể tích giữa các cánh trong thời điểm chuyển tiếp từ khoang hút sang khoang đẩy có thể xem như thể tích đoạn vành khăn có bán kính $(R + e)$ và r . Tương tự, thể tích ở thời điểm chuyển tiếp từ khoang đẩy sang khoang hút là thể tích đoạn vành khăn có bán kính $(R - e)$ và r . Thể tích trên trừ đi thể tích của phần cánh có chiều dày s nhô ra ngoài rôto là thể tích dầu do một cặp cánh chuyển từ khoang hút sang khoang đẩy. Thể tích đó được tính bằng công thức :

$$q_1 = \pi \frac{(R + e)^2 - r^2}{i} b - (R + e - r) sb , \text{ cm}^3 , \quad (4.29)$$

trong đó :

i - số cánh,

s, b - chiều dày và rộng của cánh.

Thể tích chuyển tiếp từ khoang đẩy sang khoang hút

$$q_2 = \pi \frac{(R - e)^2 - r^2 b}{i} - (R - e - r) sb , \text{ cm}^3 . \quad (4.30)$$

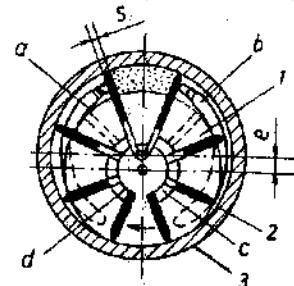
Thể tích có ích được chuyển qua bơm :

$$q = q_1 - q_2 = \frac{4\pi Reb}{i} - 2seb , \text{ cm}^3 \quad (4.31)$$

Nhân thể tích trên với số cánh i , vận tốc quay n và hệ số có ích thể tích η_v có lưu lượng thực tế của bơm :

$$Q + \frac{2ben(2\pi R - is)}{1000} \eta_v , \text{ l/ph} \quad (4.32)$$

Trong một số kết cấu, việc đẩy các cánh ép sát vào stato nhờ áp suất dầu từ các lỗ c, d (h.4-16) trong rôto. Như vậy, thể tích dầu giữa



Hình 4-16. Sơ đồ nguyên lý bơm cánh gạt một kỳ : 1- rôto ; 2- cánh ; 3- thân bơm.

hai cánh mỗi khi chuyển từ khoang hút sang khoang đẩy được bổ sung một thể tích bằng thể tích của phần cánh nhỏ ra khỏi rôto. Vì vậy công thức tính cuối cùng có dạng :

$$Q = \frac{4\pi b e n R}{1000}, \text{ l/ph} \quad (4.32a)$$

Như vậy lưu lượng của bơm cánh gạt tỷ lệ thuận với khoang lệch tâm e . Hình 4-17 ở vị trí I bơm có khoang lệch tâm lớn nhất, nên có lưu lượng lớn nhất. Ở vị trí II giá trị khoang lệch tâm $e = 0$ nên có lưu lượng bằng không. Ở vị trí III khoang lệch tâm nhỏ nhất $e = -e_{max}$, nên có lưu lượng $Q = Q_{max}$. Việc điều chỉnh lệch tâm có thể thực hiện được nhờ vít điều chỉnh hoặc các cơ cấu thủy lực khác.

Khi chọn các thông số của bơm, biết thể tích làm việc q ta có thể sử dụng các công thức sau đây.

Khoảng lệch tâm lớn nhất :

$$e_{max} = k \sqrt[3]{\frac{q}{\eta_v}}, \text{ cm}$$

k - hệ số phụ thuộc vào lưu lượng và chọn theo bảng dưới đây :

$q, \text{ cm}^3$	≤ 200	$200 < q \leq 500$	$500 < q < 400$
k	1	0,8	0,6

Hình 4-17. Sơ đồ điều chỉnh lưu lượng.

Đường kính statot :

$$D = 2R \sqrt{\frac{500 q}{\eta_v \pi k_1 e_{max}}}, \text{ mm.}$$

Hệ số k_1 lấy từ 0,2 đến 0,55, giá trị lớn của k_1 , ứng với lưu lượng nhỏ.

Chiều rộng của rôto và cánh bằng nhau : $b = B$; chiều dài hướng kính của cánh $l \geq b \cdot e_{\max}$; số cánh thường là 7 - 16. Để có lưu lượng ra đều, nên chọn số cánh lẻ, thông thường 9 hoặc 11.

Tính ố đỡ trong bơm cánh gạt lệch tâm.

Thành phần lực do áp suất dầu tác dụng lên ố đỡ bơm cánh gạt lớn hơn nhiều so với bơm bánh răng, do áp suất đẩy tác dụng lên một nửa rôto và phần cánh nhô ra, còn nửa kia chịu tác dụng của áp suất hút gần bằng áp suất khí quyển. Lực tác dụng lên ố đỡ được tính bằng công thức :

$$P = 2Rbp, \text{ kG} \quad (4.33)$$

Phụ tải ố đỡ tính bằng công thức (4.33) có thể đạt giá trị rất lớn ngay cả đối với áp suất không cao. Vì vậy bơm cánh gạt lệch tâm được chế tạo đối với áp suất 15 - 20 kG/cm². Trường hợp đặc biệt có thể chế tạo đối với áp suất đến 30 kG/cm².

Tính lực đẩy cánh gạt lên stato

Lực đẩy cánh gạt lên stato khi cánh ở trong vùng hút được tính bằng công thức :

$$P = pbs, \text{ kG},$$

trong đó :

p - áp suất trong khoang nối với mặt dưới của cánh ;

s, b - chiều dày, rộng của cánh.

Tính mômen xoắn trong động cơ thủy lực tác động một kỳ. Mômen xoắn của động cơ thủy lực tác động một kỳ bằng hiệu mômen do áp suất chất lỏng làm việc tác dụng lên hai cánh ở vị trí của hai rãnh chấn đổi điện, có bán kính tiếp xúc với stato bằng ρ_1 và ρ_2 và được tính bằng công thức :

$$M = \frac{pb e R}{100} \left\{ \cos \varphi - \cos(\varphi + \Psi) + \frac{e}{2R} \left[-\cos^2 \varphi - \cos^2(\varphi + \Psi) \right] \right\} \quad (4.34)$$

trong đó :

φ - góc quay của rôto ;

Ψ - góc giữa hai bán kính ρ_1 và ρ_2 tiếp xúc của cánh với stato ;

R - bán kính của stato.

Giá trị trung bình của mômen xoắn lý thuyết được xác định bằng phương trình :

$$M_{1b} = \frac{2kp b e R}{100}, \text{ kGm}, \quad (4.35)$$

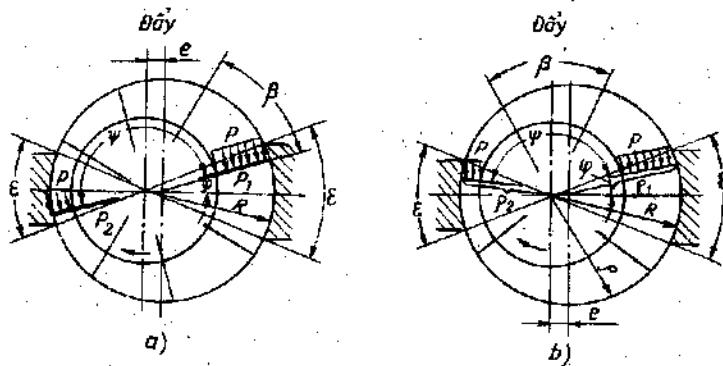
trong đó :

$$k = \frac{\sin \frac{\pi}{i}}{\frac{n}{i}} - \text{hệ số phụ thuộc vào số cánh } i \text{ và vận tốc quay rôto } n.$$

Chọn trong bảng dưới đây :

Số cánh i	3	4	5	6	7
Hệ số k	0,827	0,900	0,936	0,956	0,968
Số cánh i	8	9	10	11	12
Hệ số k	0,977	0,980	0,984	0,986	0,990

Từ phương trình (4.34) ta có thể tính mômen xoắn lớn nhất, nhỏ nhất và hệ số không đều của mômen xoắn trong động cơ thủy lực.



Hình 4-18. Sơ đồ tạo thành mômen xoắn trong động cơ cánh gạt một kỳ
a) trường hợp số cánh chẵn;
b) trường hợp số cánh lẻ.

4.3.2. Bơm và động cơ cánh gạt tác động hai kỳ

Bơm cánh gạt tác động hai kỳ là loại bơm cánh gạt thông dụng nhất. Trong các bơm này không điều chỉnh lưu lượng. Ở đỡ hoàn toàn không chịu lực của áp suất dầu. Bơm có thể làm việc ở áp suất cao hơn rất nhiều so với bơm cánh gạt tác động một kỳ. Nguyên lý làm việc của bơm (h.4-19).

Lỗ trong statos có dạng óvan, tạo nên hai khoang đẩy và hai khoang

hút. Các khoang này nối với nhau từng cặp một. Nhờ các khoang tương ứng đối xứng nhau qua tâm nên áp suất tác động lên cánh và rôto hoàn toàn cân bằng nhau trong mỗi thời điểm khi rôto quay. Để đảm bảo đối xứng số cánh bao giờ cũng phải chia hết cho 4, thường lấy 12 hoặc 16.

Dạng của lỗ là quỹ đạo chuyển động các điểm cuối của cánh. Trị số và tính chất của dòng đều ra cũng như chất lượng của bơm phụ thuộc vào prôfin của stato.

Tính lưu lượng của bơm cánh gạt tác động hai kỳ.

Về nguyên lý làm việc bơm cánh gạt tác động hai kỳ có thể xem như bơm pittông có mặt cắt vuông có chiều cao $h = R - r$ do phần cánh nhô ra ngoài rôto và chiều rộng b . Tương tự như trong bơm lệch tâm, có công thức tính lưu lượng :

$$Q = \frac{2 \left[\pi (R^2 - r^2) - \frac{(R - r)}{\cos \alpha} s i \right] b n}{1000} \eta_v, \text{ l/ph}, \quad (4.36)$$

trong đó :

R - bán kính lớn của stato ;

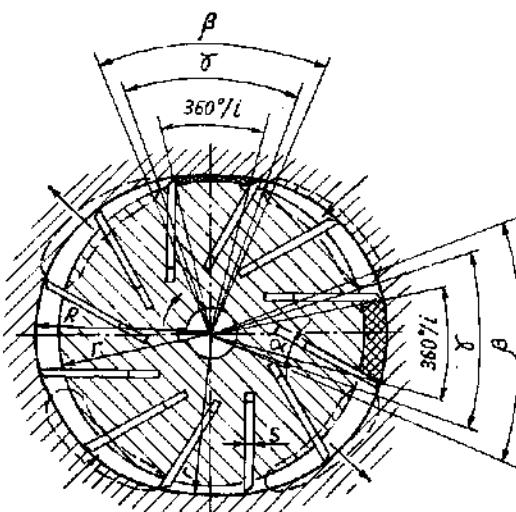
r - bán kính nhỏ của stato ;

b - chiều rộng của stato và cánh ;

s - chiều dày của cánh ;

i - số cánh ;

α - góc nghiêng của cánh trong rôto với hướng kính.



Dạng đường cong stato.

Hình 4-18. Nguyên lý làm việc bơm cánh gạt tác động hai kỳ, có cánh tháo tái.

Dạng đường cong stato xác

định động lực học của cánh, nó có ảnh hưởng quyết định đến chất lượng của bơm. Prôfin stato phải là một đường cong, để trong cả vòng quay của rôto không xảy ra sự thay đổi đột ngột vận tốc cánh gạt đối với rôto. Khi vận tốc cánh gạt thay đổi đột ngột, các cánh có thể lìa khỏi prôfin stato gây ôn không bình thường ở trong bơm, mặt tiếp xúc giữa cánh và prôfin stato mòn nhanh.

Nếu ta thể hiện cánh gạt ở vị trí hướng kính của rôto và tọa độ của điểm tiếp xúc của nó với prôsin statô trong hệ tọa độ cực ρ và φ , gọi ω là vận tốc của rôto theo chiều mũi tên (h.4-20), thì vận tốc chuyển động tương đối của cánh và rôto sẽ là : $\frac{d\varphi}{dt}$.

Trong các kết cấu cũ thường sử dụng profil statc có dạng đường cong acsimet. Phương trình đường cong trong hệ toa độ cũc :

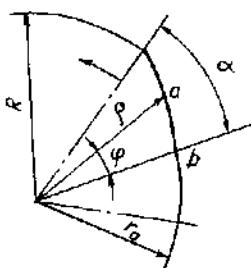
$$\rho = r_0 + a\varphi \quad (4.37)$$

$$a - \text{hệ số không thay đổi} ; a = \frac{R - r_o}{\alpha} ,$$

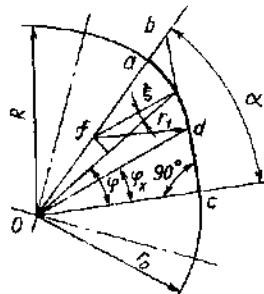
$$\varphi = \omega t.$$

Vận tốc tương đối của cánh gạt đối với rôto

$$\frac{d\rho}{dt} = \alpha\omega.$$



Hình 4-20. Sơ đồ tính phôm statos
bơm cánh quạt



Hình 4-21. Präfin bơm cánh gạt có đoạn thẳng.

Như vậy ở điểm b trên prôfin stato vận tốc cánh gạt đổi với rôto thay đổi đột ngột từ 0 đến ω . Prôfin stato được tạo bởi sự nối tiếp tuyến đến đường tròn có bán kính r_0 với đoạn cong có bán kính r_1 mà bắn thân nó lại nối tiếp với đường tròn có bán kính R , sẽ tránh được nhược điểm nói trên. Dạng đường cong này được thể hiện bằng các phương trình :

Bán kính r_1 :

$$r_1 = \frac{r_0 - R\cos\alpha}{1 - \cos\alpha}$$

Đoạn tiếp tuyến cd trong hệ tọa độ cực

$$\rho = \frac{r_0}{\cos\phi} \quad (4.38)$$

Từ tam giác Odf có phương trình cung tròn ad có bán kính r_1

$$\rho = (R - r_1)\cos(\alpha - \varphi) + \sqrt{r_1^2 + (R - r_1)^2\sin^2(\alpha - \varphi)} \quad (4.39)$$

Từ phương trình (4.38) và (4.39), tính vận tốc cánh gạt trên đoạn tiếp tuyến cd và cung ad

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\omega r_o \sin \varphi}{\cos^2 \varphi}, \quad (4.40)$$

$$\frac{dp}{dt} = (R - r_1) \sin(\alpha - \varphi) \omega + \frac{\omega(R - r_1)^2 \sin^2(\alpha - \varphi)}{2\sqrt{r_1^2 + (R - r_1)^2 \sin^2(\alpha - \varphi)}} \quad (4.41)$$

Điểm a của cánh gạt chuyển động và tiếp xúc với profil stato trên đoạn tiếp tuyến (bò qua áp suất chất lỏng tác dụng dưới cánh). Có các giá tốc (h.4-22).

Gia tốc tương đối $\frac{d^2\rho}{dt^2}$

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = \omega^2 r_o \frac{\cos^2 \omega + 2\sin^2 \varphi}{\cos^3 \varphi} \quad (4.42)$$

Gia tốc hướng tâm w_n

$$w_n = \omega^2 \left(\rho - \frac{l}{2} \right) \quad (4.43)$$

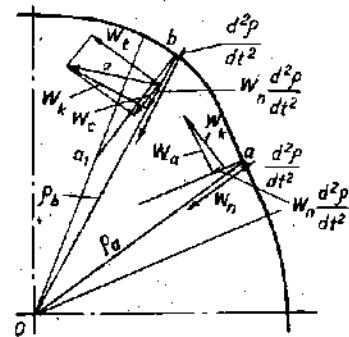
Gia tốc coriolic

$$w_c = 2\omega \frac{d\rho}{dt}, \quad (4.44)$$

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = w_n = \omega^2 \left(\frac{2r_o \sin^2 \varphi}{\cos^3 \varphi} + \frac{l}{2} \right) \quad (4.45)$$

Hướng của hiệu giá tốc này sẽ cùng hướng với giá tốc tương đối $\frac{d^2\rho}{dt^2}$, do đó lực quán tính tương ứng với nó sẽ có hướng tâm.

Tương tự như trên có giá tốc tổng hợp tại điểm b nằm trên cung tròn có bán kính r_1 . Hiệu của giá tốc hướng tâm và giá tốc tương đối sẽ có hướng cùng hướng với giá tốc hướng tâm, lực quán tính do nó sinh ra sẽ có chiều ngược lại.



Hình 4-22. Sơ đồ giá tốc một điểm cánh gạt.

Sự phân tích trên chỉ rõ ràng : profil stato phải không bao gồm đoạn tiếp tuyến của cung tròn và khi chọn profil stato phải thỏa mãn hai điều kiện

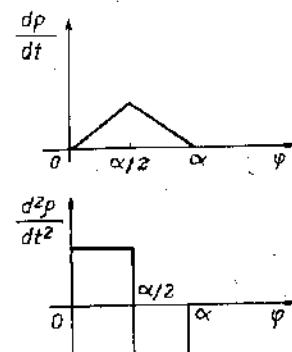
1. Vận tốc của cánh đổi với rôto phải biến đổi đều từ 0 đến giá trị lớn nhất sau đó giảm dần đến 0.

2. Gia tốc hướng tâm ω_n phải lớn hơn gia tốc tương đối $\frac{d^2\rho}{dt^2}$ một giá trị đủ để sinh ra lực quán tính thẳng được lực ma sát giữa cánh và rôto.

Để thỏa mãn yêu cầu thứ nhất, phương trình đường cong stato phải có gia tốc cánh gạt đổi với rôto không đổi. Đồ thị thay đổi vận tốc và gia tốc cánh gạt thỏa mãn điều kiện thứ nhất (h.4-23).

Điều kiện gia tốc không đổi được đặc trưng bởi phương trình, khi thay đổi góc quay của rôto từ 0 đến $\frac{\alpha}{2}$.

$$\frac{d^2\rho}{dt^2} = \omega^2 A. \quad (4.46)$$



Hình 4-23. Đồ thị thay đổi gia tốc, vận tốc cánh gạt.

A - đại lượng không đổi.

Sau khi tích phân phương trình (4.46) và thay các điều kiện ban đầu :

$\varphi = 0 ; \rho = r_1, \varphi = \frac{\alpha}{2} ; \rho = r_0 + \frac{R - r_0}{2}$, phương trình cuối cùng của đường cong stato, khi φ thay đổi từ 0 đến $\frac{\alpha}{2}$:

$$\rho = r_0 + \frac{2(R - r_0)}{\alpha^2} \varphi^2. \quad (4.47)$$

Tương tự, phương trình profil stato khi φ thay đổi từ $\frac{\alpha}{2}$ đến α

$$\rho = 2r_0 - R + \frac{4(R - r_0)}{\alpha} \left(\varphi - \frac{\varphi^2}{2\alpha} \right). \quad (4.48)$$

Điều kiện thứ hai đổi với đường cong xác định bởi phương trình

(4.47) và (4.48) có thể viết :

$$w_n \geq \frac{4(R - r_0)}{\alpha^2} \omega^2 + \omega^2.$$

w_n có giá trị nhỏ nhất (khi $\varphi = 0$, khi đó $\rho = r_0$) cũng như khi tăng trị số góc φ , về trái của bất phương trình cũng tăng khi đó

$$\omega^2 \left(r_0 - \frac{l}{2} \right) \geq \frac{4(R - r_0)}{\alpha^2} \omega^2. \quad (4.49)$$

Từ bất phương trình (4.49) có thể xác định trị số lớn nhất của bán kính R , tức là phải đảm bảo điều kiện :

$$R \leq \frac{(4 + \alpha^2)}{4} r_0 + \alpha^2 \frac{l}{8}. \quad (4.50)$$

Phụ thuộc vào độ lớn của góc α , bất phương trình (4.50) có thể viết dưới dạng :

1. Khi $\alpha = \frac{\pi}{4}$ ($i = 8$) ;

$$R \leq 1,155 r_0 + 0,0775 l \quad (4.51)$$

2. Khi $\alpha = \frac{\pi}{3}$ ($i = 12$) ;

$$R \leq 1,27 r_0 + 0,136 l. \quad (4.52)$$

3. Khi $\alpha = \frac{3}{8} \pi$, ($i = 16$) ;

$$R \leq 1,347 r_0 + 0,173 l. \quad (4.53)$$

Ngoài dạng prôfin stato có giá tốc không đổi, còn có thể chọn các dạng sau

Prôfin stato có vận tốc và giá tốc hình sin :

$$\rho = r_0 + a\varphi - \frac{a\alpha}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\alpha} \varphi; \quad (4.54)$$

$$a = \frac{R - r_0}{\alpha}$$

$$R \leq \frac{3\pi\alpha^2 + 2\alpha^2 + 8\pi^2) r_0 - 2\pi\alpha^2 l}{8\pi^2 - \pi\alpha^2 + 2\alpha^2} \quad (4.55)$$

Prôfin stato có vận tốc hình sin và giá tốc cosin

$$\rho = \frac{R + r_0}{2} - \frac{R - r_0}{2} \cos \frac{\pi}{2} \varphi. \quad (4.56)$$

$$R \leq \frac{\pi^2 + 2\alpha^2}{\pi^2} r_o - \frac{\alpha^2}{\pi^2} l . \quad (4.57)$$

Bom có profil stato là đường có gia tốc không đổi làm việc êm, nhẹ, nên được sử dụng rộng rãi hơn so với hai dạng trên.

Tính lực cánh đẩy lên stato.

Từ công thức (4.49) có thể tính được lực cánh đẩy lên stato.

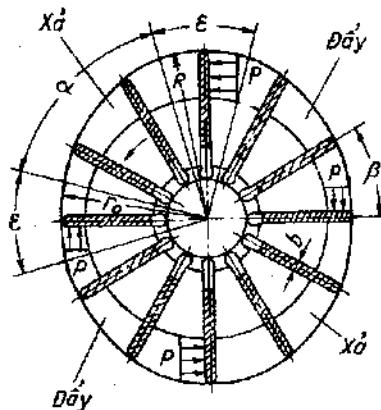
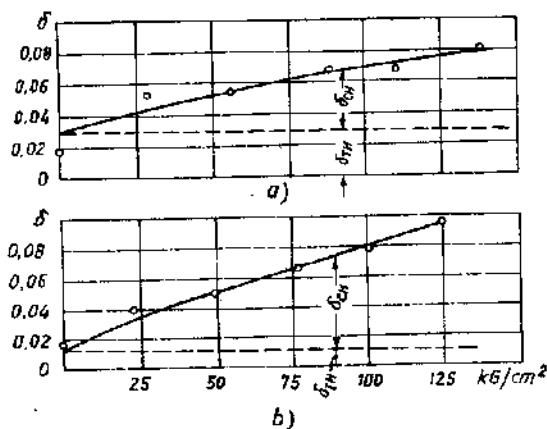
$$P = m\omega^2 \left[r_o - \frac{l}{2} - \frac{4(R - r_o)}{\alpha^2} \right], \text{ kG} \quad (4.58)$$

m, l - khối lượng và chiều dài của cánh ;

R, r_o - các bán kính của rôto.

Tính mômen xoắn trong động cơ, bom cánh gạt tác động hai kỳ.

Mômen xoắn của động cơ cánh gạt, tác động hai kỳ bằng hiệu mômen do áp suất chất lỏng làm việc, tác dụng lên các cánh vuông góc với nhau.



Hình 4-24. Sơ đồ tạo thành mômen xoắn trong động cơ cánh gạt hai kỳ.

Mômen xoắn do áp suất tác dụng lên các cánh tiếp xúc với đường tròn có bán kính R tạo nên, khi bỏ qua chiều dày s , bằng :

$$M_1 = \frac{pq}{2\pi} = \frac{pb}{2} (R^2 - r_o^2) . \quad (4.59)$$

Áp suất tác dụng lên các cánh tiếp xúc với đường tròn có bán kính r_o tạo nên mômen xoắn M_2 (bỏ qua chiều dày s).

$$M_2 = \frac{pb}{2} (r_o^2 - r_r^2) . \quad (4.60)$$

Mômen xoắn của động cơ cánh gạt tác động hai kỳ.

$$M = 2(M_1 - M_2) = pb(R^2 - r_0^2) \quad (4.61)$$

Trong trường hợp tính đến chiều dày s của cánh, mômen xoắn có dạng :

$$M = \frac{pb}{\pi} \left[(R^2 - r_0^2) - (R^2 - r_0^2)is \right], \quad (4.62)$$

trong đó :

p - áp suất trong khoang đẩy ;

R, r_0 - các bán kính rôto.

Ảnh hưởng của chiều dày các cánh được biểu hiện dưới dạng mômen hãm, khi nó đi qua vùng không làm việc (h.4-25).

Khi hai cánh đối tâm di qua vùng đẩy, do áp suất dầu đẩy nó lên stato (bỏ qua lực ma sát) tạo nên mômen hãm bằng :

$$M_h = 2Tp = 2P\rho t g \lambda, \quad (4.63)$$

trong đó :

$P = pbs$ - phản lực hướng kính do

áp suất đẩy cánh lên stato;

s, b - chiều dày, rộng của cánh ;

T - phản lực stato vuông góc với cánh ;

λ - góc giữa bán kính ρ và đường vuông góc với tiếp tuyến phôsin stato ở điểm tiếp xúc

$$\operatorname{tg} \lambda = \frac{1}{\rho} \frac{dp}{dt},$$

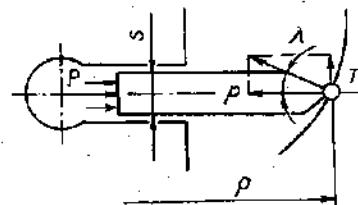
$\varphi = \omega t$ - góc quay của rôto.

$$M_h = 2pbs \frac{dp}{d\varphi}. \quad (4.63a)$$

4.3.3. Những lưu ý khi chọn các thông số cơ bản của bơm và động cơ

Để đảm bảo kín giữa vùng đẩy và vùng hút trong bơm, góc bao ε phải lớn hơn khoảng cách giữa các điểm cuối hai cánh kê nhau.

Khi chọn hiệu các bán kính stato $h = R - r_0$, cần lưu ý để thỏa mãn các điều kiện đã nói ở trên và sự tương quan giữa mômen uốn M_u và hiệu suất thể tích η_v . Đối với bơm có lưu lượng không lớn giá trị



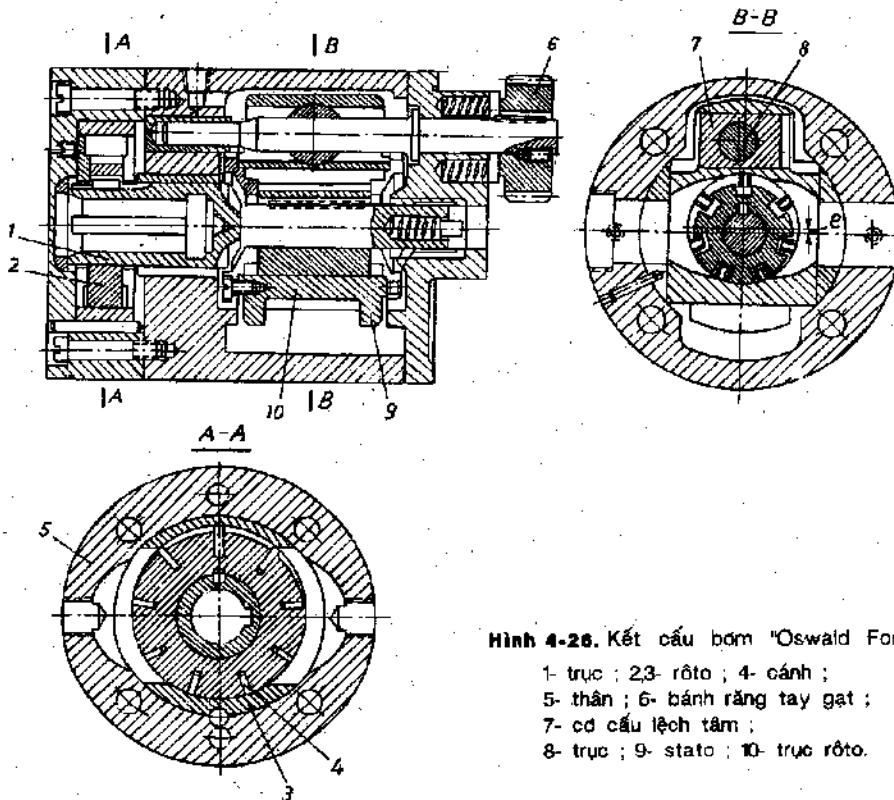
Hình 4-25. Sơ đồ tính mômen hãm.

chiều cao h có thể bằng hoặc nhỏ hơn 0,4 toàn bộ chiều cao của cánh.

Rôto của các bơm thông dụng nhất có chiều rộng từ 10 đến 40 mm ; giá trị $R - r_0 = .2 \div 10$ mm ; kích thước các cửa sổ được chọn để vận tốc trung bình của chất lỏng trong bơm không vượt quá $0,25 \div 0,30$ m/s. Đối với bơm có lưu lượng trên $1250 \text{ cm}^3/\text{s}$ vận tốc không quá 1200 vg/ph ; lưu lượng đến $1250 \text{ cm}^3/\text{s}$; vận tốc $n \leq 1500 \text{ vg/ph}$; lưu lượng đến $830 \text{ cm}^3/\text{s}$; vận tốc $n = 1800 \text{ vg/ph}$.

4.3.4. Kết cấu của bơm và động cơ cánh gạt

Bơm và động cơ cánh gạt sử dụng rộng rãi trong các hệ truyền dẫn thủy lực, đặc biệt là ở các hệ yêu cầu sự ổn định và không cần áp suất lớn.



Hình 4-26. Kết cấu bơm "Oswald Forst"

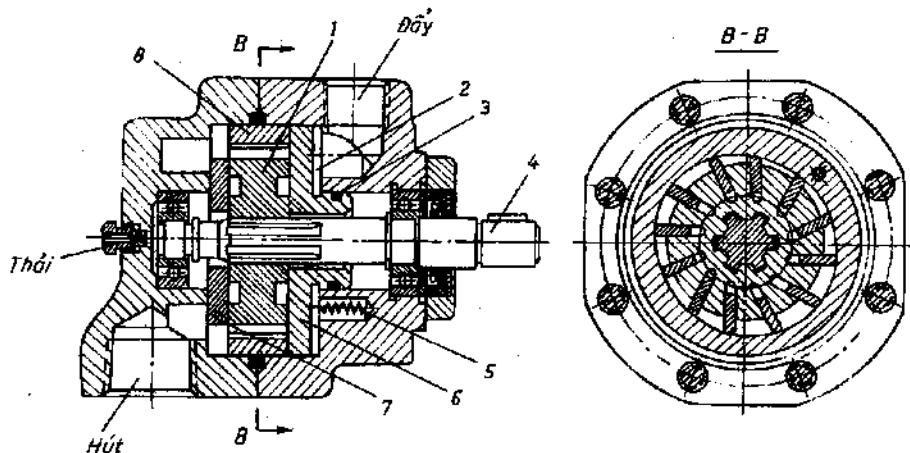
- 1- trục ; 2,3- rôto ; 4- cánh ;
- 5- thân ; 6- bánh răng tay gạt ;
- 7- cơ cấu lệch tâm ;
- 8- trục ; 9- statos ; 10- trục rôto.

Hình 4-26 kết cấu của bơm cánh gạt hai kỳ, kiểu Enor hãng "Oswald Forst".

Trên trục truyền dẫn 1 lắp rôto 2 và 3. Stato 9 của bơm thứ hai có thể dịch chuyển được nhờ cơ cấu lệch tâm 7 mang chuyển động đến trục 8 và tay gạt 6. Khi stato di chuyển sẽ làm thay đổi độ lệch tâm e

của stato và trục mang rôto 10, vì thế có thể điều chỉnh lưu lượng bơm thứ hai.

Đặc điểm của bơm chế tạo ở nhà máy "Truyền dẫn thủy lực" - Nga và sử dụng rôto trù 1 (h.4-27) quay trên trục truyền 4 giữa hai đĩa phân phối 6 và 7. Đĩa 7 phẳng và không chuyển động. Đĩa phân phối 6 có gờ trù và vòng làm kín 3. Lò xo 5 tạo nên lực ép ban đầu đĩa phân phối 8 vào stato. Trong lúc bơm làm việc lực ép ban đầu được thay bằng áp suất vùng đẩy, nối với khoang 2.



Hình 4.27. Kết cấu bơm G12-2.

1- rôto ; 2- nắp ; 3- vòng kín ; 4- trục ; 5- lò xo ; 6,7,8- đĩa phân phối.

Kết cấu trên tránh được hiện tượng kẹt rôto giữa các đĩa khi làm việc không tải và khử được khe hở hướng trục trong lúc làm việc. Sử dụng đĩa phân phối có gờ trù, làm bằng vật liệu chịu mòn (thép 20X, III X15 v.v) cho phép nâng tuổi thọ của bơm lên tới 7000 h hoặc lớn hơn.

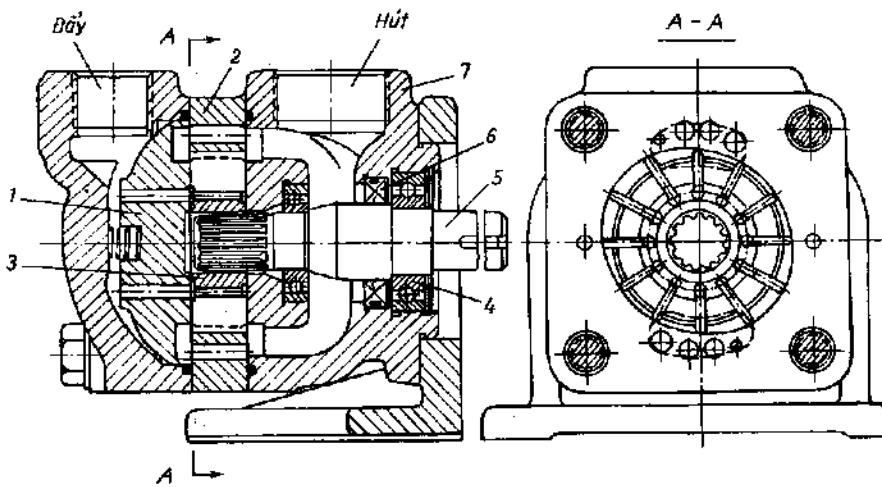
Các bơm (h.4-27) làm việc với áp suất 63 kG/cm^2 , lưu lượng từ 3 đến 12 l/ph (kiểu T12-4) và lưu lượng từ 5 đến 200 l/ph (kiểu F12-2) hoặc bơm kiểu BΓ12-2 với áp suất 125 kG/cm^2 . Stato của bơm được chế tạo bằng thép III X15, cánh bằng thép P18, rôto bằng thép 20X tôi và thấm than, bích bằng gang 21 - 40.

Bơm nước ngoài nổi tiếng nhất là bơm của hãng "Vicker" (Mỹ) làm việc ở áp suất 70 kG/cm^2 sử dụng đĩa di động 1 ép vào stato 2 bằng áp suất chất lỏng làm việc và rôto hình trụ 3 (h.4-28).

Kết cấu này có những ưu điểm sau

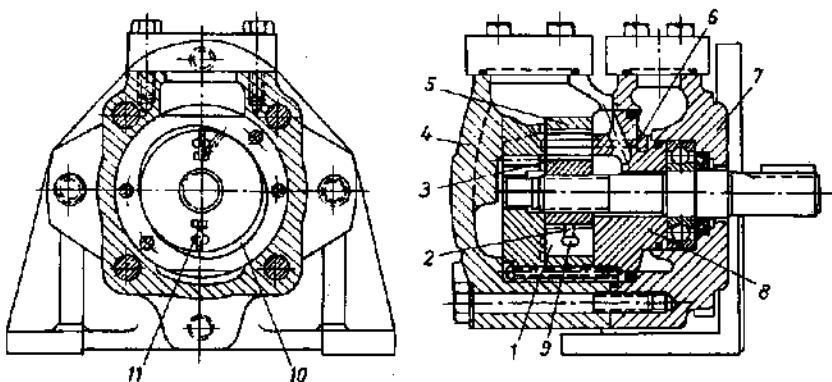
Stato được chế tạo bằng gang, đồng thời là thân chuyển tiếp, rôto 3 tiếp xúc trực tiếp với mặt đầu của thân gang. Trục 5 ngập trong dòng

dầu ở đường hút, vì thế ngăn được không khí theo trực vào bơm. Sau đó bị lắp vòng chắn dầu 6.



Hình 4-28. Kết cấu bơm hăng Vicker :

1- dia di động ; 2- stato ; 3- rôto ; 4- ốp ; 5- trục ; 6- vòng chắn dầu ; 7- thân.



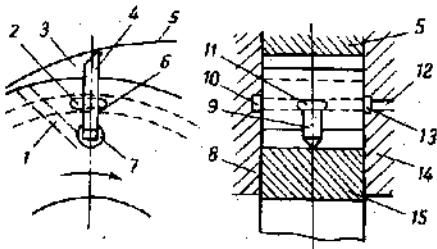
Hình 4-29. Kết cấu bơm hăng Vicker có tháo tái và cánh bằng các đệm lót :

1- cánh ; 2- dệm ; 3- rôto ; 4- nắp ; 5- stato ; 6- trục ; 7- thân ;
8- dia phân phối ; 9- đệm chữ nhật ; 10- rãnh ; 11- khoang

Hình 4-29 bơm một cấp của hăng Vicker có tháo tái các cánh theo sơ đồ (h.4-30). Việc tháo tái các cánh cho khả năng tăng áp suất lên tới 154 kG/cm^2 . Với kết cấu của loại bơm này, quá trình hút và đẩy xảy ra ngay trong thân 7. Hình 4-30 nguyên lý làm việc của cánh sử dụng trong bơm Vicker nói trên. Khoang 7 ở dưới các cánh 4 được nối với khoang 3 giữa các rãnh của cánh 1. Để ép các cánh vào stato 5, khoang 11 giữa cánh 4 và miếng đệm hình chữ nhật 9 được làm ở đáy rãnh của rôto và nối với khoang đẩy bằng các rãnh 2 và 6 nằm ngay trên thành rãnh của rôto 15. Các rãnh vòng 13 và 10 trong các dia phân phối 14 và 8.

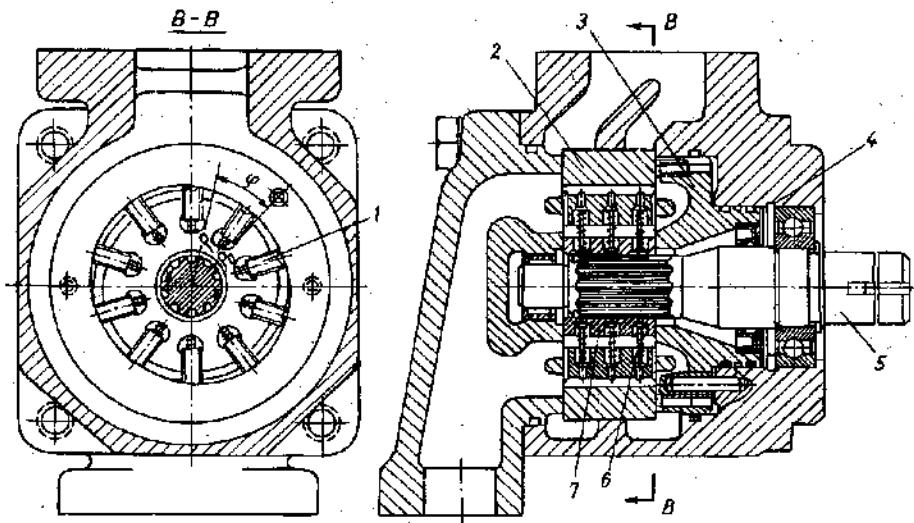
Ranh 13 được nối với ranh 12 và thông với khoang đẩy. Nhờ kết cấu như trên cánh được ép một lực bằng áp suất chất lỏng làm việc và diện tích mặt cắt miếng đệm 9.

Kết cấu của bơm hăng "Denison" kiểu T1D02021R (h.4-31). Trên trục 5 có gắn rôto 7, trong rôto được bố trí hướng kính mươi cánh 1. Các cánh ép vào stator bằng các lò xo 6, đĩa phân phối ép vào stator 2 bằng áp suất chất lỏng làm việc và lò xo 4. Kiểu kết cấu trên đòi hỏi yêu cầu cao đối với các vật liệu và chất lượng chế tạo lò xo 6, vì nó phải làm việc với một số chu kỳ tải và biến dạng riêng lớn nên thường sinh ra hiện tượng mỏi kim loại. Một đặc điểm khác của kết cấu này là sử dụng dạng stator mà thể tích các khoang có chứa bán kính lớn giảm đi không đáng kể so với dạng bình thường. Nhờ vậy chất lỏng làm việc chứa trong khoang nói trên, khi chuyển từ hút sang khoang đẩy, được nén sơ bộ.



Hình 4.30. Sơ đồ tháo lắp các tấm lá bồng các miếng lót trong bơm hai kỳ:

14- các cánh; 2,6,10,12,13- các ranh; 3,7,11- các khoang;
5- stator; 8,14- các đĩa phân phối; 9- đệm; 15- rôto

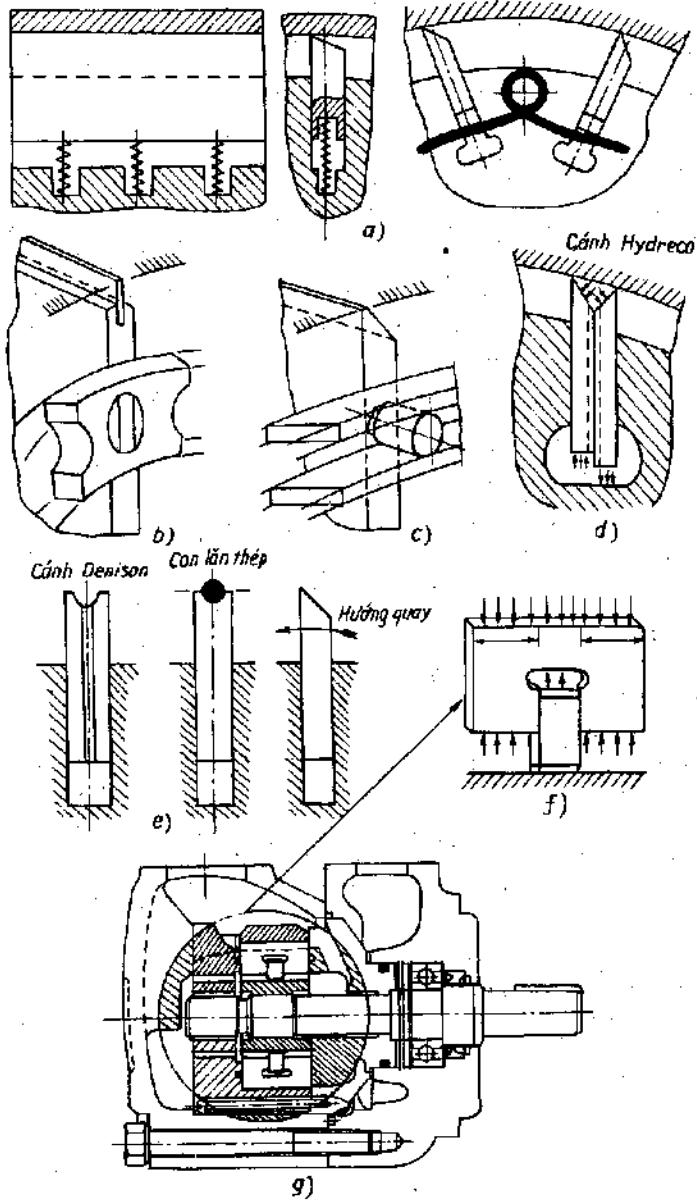


Hình 4.31. Kết cấu bơm hăng "Denison":

1- cánh ; 2- stator ; 3- đĩa phân phối ;
4- lò xo ; 5- trục ; 6- lò xo ; 7- rôto.

Sự nén sơ bộ này làm giảm độ ồn của bơm, bởi vì chất lỏng làm việc không bị nén một cách đột ngột, khi chuyển từ khoang hút sang khoang đẩy.

Hình 4-32 nguyên lý ép các cánh lên profin stato được sử dụng trong các bơm và động cơ thủy lực cánh gạt thỏa mãn các yêu cầu kể trên.



Hình 4-32. Các kiểu ép cánh lên profin stato.

Ép bằng lực lò xo (h.4-32a), dùng thuận lợi trong trường hợp khoảng cách chuyển các cánh không lớn.

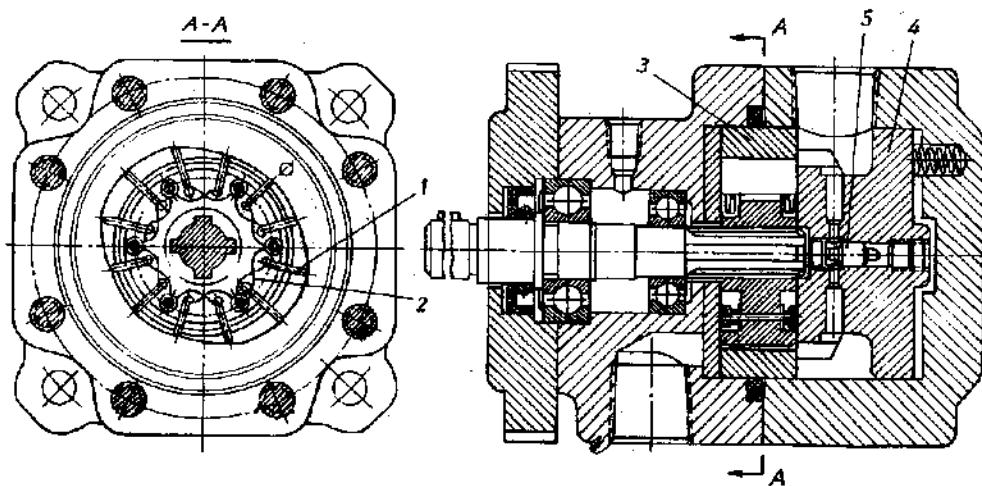
Ép bằng cầu trượt (h.4-32b) nhờ có cùng khoảng cách từ rãnh trượt đến prôfin stato.

Ép bằng sự dãn kiểu ròng rọc trong rãnh ở mặt đầu rôto (h.4-32c).

Ép bằng áp suất chất lỏng (h.4-32d) đến mặt dưới của cánh.

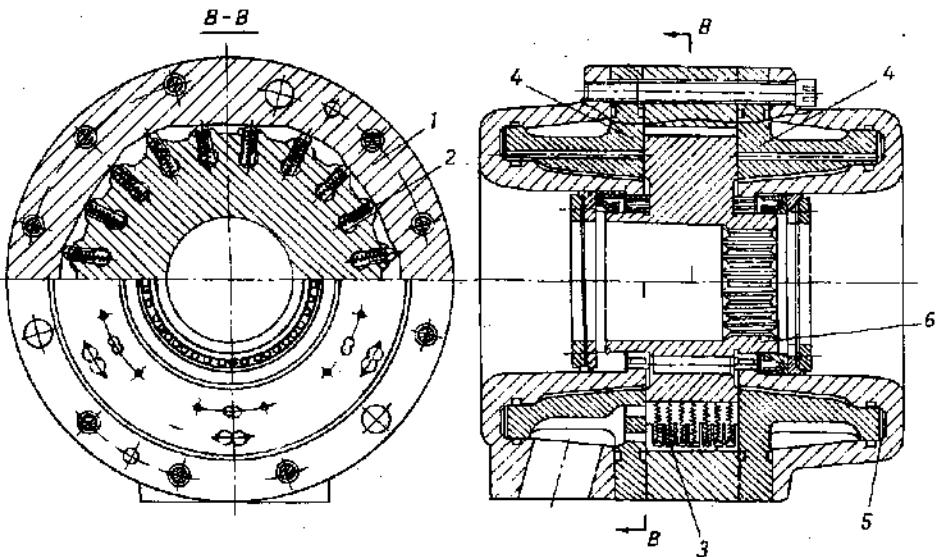
Phương pháp này dẫn đến sự ăn mòn ở mặt đầu các cánh và prôfin stato khi nó ở vùng hút. Vì vậy các cánh được chế tạo có mặt vát (h.4-32d), có rãnh trên mặt đầu hoặc bằng các con lăn (h.4-32e).

Hình 4-33 kết cấu động cơ thủy lực МП6-1. Các cánh 1 luôn được ép lên stato bằng các lò xo bán có dạng đòn gánh 3. Mỗi một lò xo kiểu trên ép một đôi cánh xếp lệch góc 90° , vì thế khi rôto quay đoạn cánh nhô ra khỏi rãnh bằng nhau và lò xo trong quá trình làm việc không bị biến dạng lớn.



Hình 4-33. Kết cấu động cơ thủy lực МП6-1 :
1- cánh ; 2- rôto ; 3- lò xo ; 4- đĩa phân phối ; 5- nút.

Hình 4-34 kết cấu của động cơ thủy lực có mômen cao, sáu kỳ do Cộng hòa liên bang Đức chế tạo, 140 lò xo 3 dùng để ép 20 cánh lá 1 lên stato. Áp suất chất lỏng được dẫn đến khoang 5 qua các van giảm áp tự động, trong cả hai chiều chuyển động của rôto. Nhờ vậy bơm được khử khe hở hướng trực do sự biến dạng của đĩa phân phối 4.



Hình 4-34. Kết cấu động cơ thủy lực mõm cao:

1- cánh ; 2- stator ; 3- lò xo ; 4- đĩa phân phối ; 5- khoang ; 6- rôto.

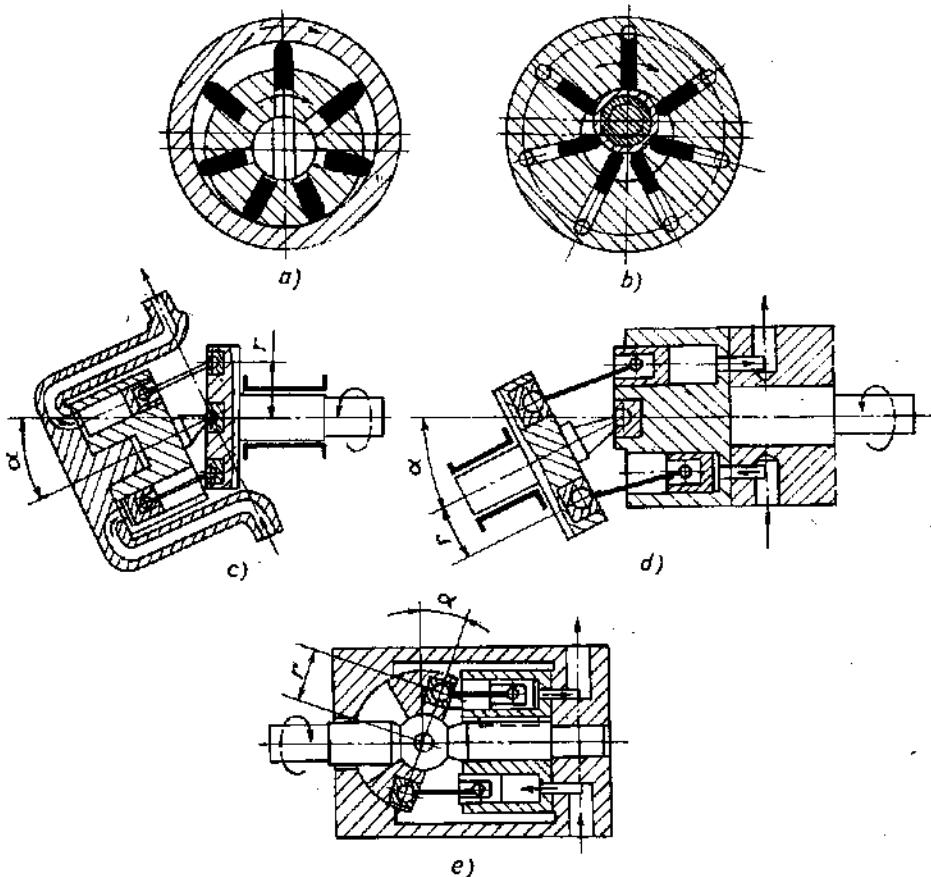
4.3.4. Những hiện tượng hỏng hóc và biện pháp phục hồi

Stator bị mòn nhiều nên thay mới. Trong trường hợp bị mòn chỗ chuyền tiếp đường kính lớn và đường kính nhỏ thì mài theo đường kính trong. Các rãnh lắp cánh trong rôto bị mòn đến 0,05 mm mài bằng bột rà cho đến khi đạt độ song song cho phép giữa các bề mặt cánh (độ không song song cho phép đến 0,02 mm, khe hở giữa rãnh và cánh cho phép đến 0,01 - 0,03 mm). Khi mòn quá 0,05 mm có thể mài bằng đá mài mỏng và thay cánh mới. Mặt ngoài rôto bị mòn, mạ crôm phục hồi hoặc mài cùng bạc lót. Độ không đồng trục cho phép không lớn hơn 0,02 mm.

4.4. BƠM VÀ ĐỘNG CƠ PITTONG

Bơm và động cơ pittong có khả năng làm kín tốt hơn so với bơm động cơ cánh gạt và bánh răng, bởi vậy bơm và động cơ pittong được sử dụng rộng rãi trong các hệ thủy lực làm việc ở áp suất cao. Do sự ổn định lưu lượng ra kém hơn so với hai loại kể trên, bơm và động cơ pittong ít được sử dụng trong máy công cụ.

Có nhiều kiểu bơm khác nhau về cách truyền động cho pittong và cách phân phối dầu. Hình 4-35 các kiểu bơm nhiều pittong phổ biến. Phụ thuộc vào vị trí của pittong đối với rôto, có thể phân biệt bơm và động cơ hướng kính và hướng trực.



Hình 4-35. Nguyên lý làm việc một số bơm động cơ pít-tông.

4.4.1. Bơm và động cơ pít-tông hướng kính

4.4.1.1. Tính toán, thiết kế bơm, động cơ pít-tông hướng kính

Tính lưu lượng bơm và động cơ pít-tông hướng kính.

Lưu lượng lý thuyết của bơm sau mỗi vòng quay bằng thể tích mà các pít-tông tạo nên

$$q_1 = fhi = \frac{\pi d^2 h i}{4} \quad (4.64)$$

trong đó :

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \text{ - diện tích mặt cắt ngang pít-tông ;}$$

d, h, i - đường kính, khoảng chạy, số pít-tông.

Khoảng chạy của pittông bằng hai lần khoảng lệch tâm nên có thể viết phương trình (4.64) dưới dạng :

$$q_1 = 2 \frac{\pi d^2}{4} e i = \frac{\pi d^2}{2} e i \quad (4.64a)$$

Lưu lượng lý thuyết trong một phút :

$$Q_1 = q_1 n = \frac{\pi d^2 e i n}{2} \quad (4.65)$$

trong đó :

n - số vòng quay trong một phút.

Tính số vòng quay của động cơ

Trong hệ kín, nếu không tính đến tổn thất thể tích thì lưu lượng được cấp vào động cơ bằng lưu lượng của bơm. Đối với bơm và động cơ pittông hướng kính, sau khi thừa nhận giả thiết trên có thể viết :

$$\frac{\pi d_b^2 e_b i_b n_b}{2} = \frac{\pi d_{dc}^2 e_{dc} i_{dc} n_{dc}}{2} \quad (4.66)$$

$$n_{dc} = n_b \frac{e_b}{e_{dc}} \cdot \frac{d_b^2 i_b}{d_{dc}^2 \cdot i_{dc}} = n_b \frac{e_b}{e_{dc}} k$$

$$k = \frac{d_b^2 i_b}{d_{dc}^2 i_{dc}} \text{ - hệ số kết cấu}$$

Đối với bơm và động cơ có kết cấu, kích thước giống nhau; $k = 1$.

$$n_{dc} = n_b \frac{e_b}{e_{dc}} \quad (4.66a)$$

Tính độ không đồng đều của lưu lượng

Lưu lượng tức thời lý thuyết của một pittông, ở áp suất bằng 0, tỷ lệ với vận tốc tương đối v_{id} trong xylanh và mặt cắt S của nó.

$$q' = v_{id} S. \quad (4.67)$$

Hình 4-36, khi xylanh quay từ vị trí trên cùng đến vị trí có góc $\gamma = \omega t$, pittông thực hiện được một khoảng chạy

$$X = (c + r) - (ecos\gamma + rcos\alpha).$$

Vận tốc chuyển động tương đối trong xylanh bằng đạo hàm của X theo thời gian :

$$v_{td} = \frac{dx}{dt} = \frac{d\gamma}{dt} \frac{dx}{d\gamma} = \omega \frac{dx}{d\gamma}$$

Sau khi lưu ý tỷ số $\frac{r}{e} = \frac{\sin\gamma}{\sin\alpha}$, tích phân và biến đổi, vận tốc tức thời của pittông

$$v_{td} = e\omega \left(\sin\gamma + \frac{e}{2r} \sin 2\gamma \right) \quad (4.68)$$

Thay giá trị v_{td} ở công thức (4.68) vào (4.67), lưu lượng tức thời lý thuyết một pittông

$$q' = fe\omega \left(\sin\gamma + \frac{e}{2r} \sin 2\gamma \right)$$

Tổng lưu lượng tức thời của tất cả các pittông đang ở khoang làm việc.

$$\begin{aligned} Q' = fe\omega & \left[\left(\sin\gamma_1 + \frac{e}{2r} \sin 2\gamma_1 \right) + \left(\sin\gamma_2 + \frac{e}{2r} \sin 2\gamma_2 \right) + \right. \\ & \left. + \dots + \left(\sin\gamma_n + \frac{e}{2r} \sin 2\gamma_n \right) \right], \end{aligned} \quad (4.69)$$

trong đó :

$\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n$ - góc đường tâm vị trí chết và tâm của xylanh tại điểm đang khảo sát.

Công thức (4.69) cho thấy lưu lượng của bơm không đều mà bị dao động, nếu số pittông càng nhiều thì biên độ dao động càng lớn và tần số càng lớn. Độ không đồng đều của lưu lượng càng lớn khi số pittông chẵn vì các pittông phân bố đối xứng nhau nên trong quá trình làm việc sẽ có đồng thời hai xylanh nằm ở điểm chết.

Dộ không đều của lưu lượng được đánh giá theo tỷ số giữa sự thay đổi lưu lượng tức thời và giá trị trung bình của nó :

$$\Delta = \frac{q_{\max} - q_{\min}}{q_{\text{th}}} = \frac{2(q_{\max} - q_{\min})}{q_{\max} + q_{\min}} \quad (4.70)$$

trong đó :

q_{\max}, q_{\min} - giá trị lớn nhất và nhỏ nhất của lưu lượng tức thời.

Trong tính toán thực tế, đối với bơm có một dãy pittông, hệ số Δ có thể tính theo công thức thực nghiệm.

Khi số pittông lẻ :

$$\Delta_1 = 1 - \cos \frac{90^\circ}{i} ; \Delta_1 \cong \frac{1,25}{i^2} \quad (4.70a)$$

Khi số pittong chẵn :

$$\Delta_2 = 1 - \cos \frac{180^\circ}{i} ; \Delta_2 \cong \frac{5}{i^2} \quad (4.70b)$$

Giá trị của Δ phụ thuộc vào số pittong và có thể nhận các giá trị trong bảng :

Số pittong i , cái	5	6	7	8	9	10	11	12
Hệ số không đồng đều Δ , %	5,0	13,9	2,0	7,8	1,5	5,0	1,0	3,5

Nếu bơm có m dây pittong, nhưng số dây pittong đặt không lệch nhau, thì lưu lượng và mômen chung của bơm sẽ tăng lên m lần còn hệ số không đều Δ thì vẫn không đổi.

Muốn đạt mức độ dao động bé nhất, nên phân bố các pittong theo chiều quay, sao cho chúng làm việc theo thứ tự lệch pha một góc $\varphi = \frac{360}{m i}$.

Đao động lưu lượng sẽ gây nên dao động áp suất khi bơm chịu tải. Dao động áp suất là một hiện tượng phức tạp, đặc tính của nó không chỉ thay đổi với các loại bơm khác nhau, mà còn không ổn định ngay trong cùng một loại.

Hình dạng và giá trị của dao động phụ thuộc vào kết cấu, chế độ làm việc của bơm, tính chất của chất lỏng làm việc và một số yếu tố khác mà không thể tính toán được.

Đao động áp suất phụ thuộc vào dao động của lưu lượng và được tính theo công thức :

$$dp = \frac{\rho a}{S} dq \quad (4.71)$$

trong đó :

dp, dq - số giá của áp suất và lưu lượng chất lỏng ở một vài điểm trong ống dẫn ;

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng ;

S - diện tích mặt cắt ngang của ống dẫn ;

$a = \sqrt{\frac{E_c}{\rho}}$ - vận tốc truyền âm trong ống dẫn được diễn đạt
chất lỏng ;

E_c - môđun đàn hồi thể tích chất lỏng.

Tính lực trong bơm pittông hướng kính.

Lực áp suất chất lỏng tác dụng lên pittông của bơm có hướng trùng với trục của pittông và có giá trị :

$$P = \frac{\pi d^2}{4} p , \quad (4.72)$$

trong đó :

d - đường kính pittông ;

p - áp suất chất lỏng.

Tại điểm tiếp xúc của pittông với statos sinh ra phản lực hướng kính statos N . Phản lực N_v là tổng hợp của lực P_v hướng trục và T_M vuông góc với lực P .

Để pittông ở vị trí cân bằng thành phần lực P phải có hướng trùng với đường tâm của pittông và giá trị bằng tổng các lực : áp suất chất lỏng tác dụng lên pittông ; lực lò xo, quán tính và lực do ma sát v.v...

Thành phần T_M vuông góc với trục pittông sẽ tạo nên mômen quay. Khi cơ cấu làm việc ở chế độ bơm, thành phần này được khử nhờ mômen truyền đặt vào trục bơm. Khi cơ cấu làm việc ở chế độ động cơ, thành phần T_M sẽ tạo nên mômen quay khởi xylanh.

Hình 4-36 có thể viết

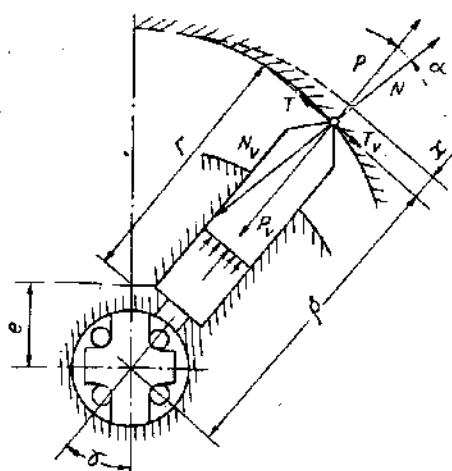
$$T_v = P_v \operatorname{tg} \alpha . \quad (4.73)$$

$$N_v = \frac{P_v}{\cos \alpha} \quad (4.74)$$

trong đó :

α - giá trị tức thời của góc giữa đường tâm xylanh với bán kính tại điểm tiếp xúc của statos.

Thay giá trị $\gamma = (180^\circ - \theta)$
vào công thức $\frac{r}{e} = \frac{\sin \gamma}{\sin \alpha}$, ta có



Hình 4-36. Sơ đồ tính bơm pittông hướng kính.

$$\frac{r}{e} = \frac{\sin(180^\circ - \theta)}{r} e = \frac{e}{r} \sin\theta ;$$

$$\alpha = \arcsin \frac{e}{r} \sin\theta.$$

Sau khi thay giá trị α vào phương trình (4.73) và (4.74) ta có

$$T_v = P_v \operatorname{tg} \left[\arcsin \left(\frac{e}{r} \sin\theta \right) \right] \quad (4.75)$$

$$N_v = \frac{P_v}{\cos \left[\arcsin \left(\frac{e}{r} \sin\theta \right) \right]} \quad (4.76)$$

Tính lực tác dụng lên pittông (h.4-37).

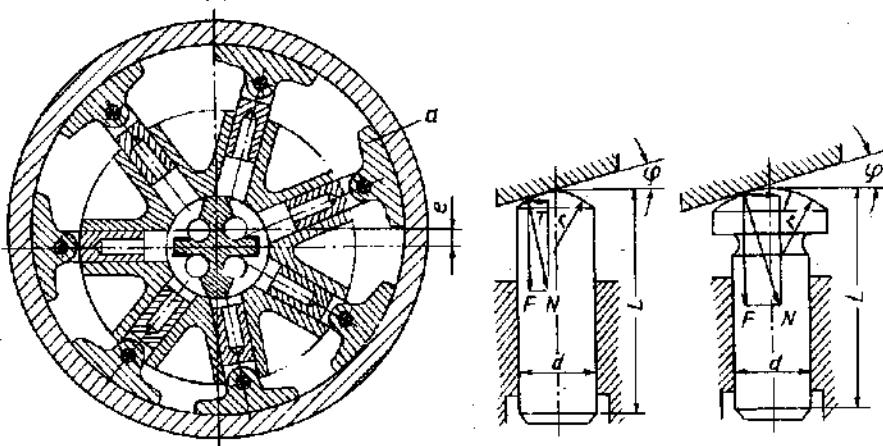
Phản lực N của bề mặt stato tác dụng lên đầu hình cầu pittông có hướng tâm hình cầu và vuông góc với mặt phẳng nghiêng. Phản lực N là tổng hợp của lực hướng kính F , cân bằng tĩnh với áp lực dầu tác dụng lên pittông và lực T vuông góc với trục pittông.

Sự tương quan giữa các lực được xác định bằng công thức :

$$N = \frac{F}{\cos\varphi} \quad (4.77)$$

$$T = F \operatorname{tg}\varphi \quad (4.78)$$

Tính lực tác dụng lên ống đỡ và trục phân phối.



Hình 4-37. Sơ đồ tính lực tác dụng lên pittông.

Lực tác dụng lên trục phân phối hướng kính rôto và vuông góc với khoảng lệch tâm e , có giá trị bằng tổng áp lực chất lỏng trong các pít-tông.

$$P = \frac{\pi d^2}{4} i p \quad (4.79)$$

trong đó :

d - đường kính pít-tông ;

p - áp suất công tác ;

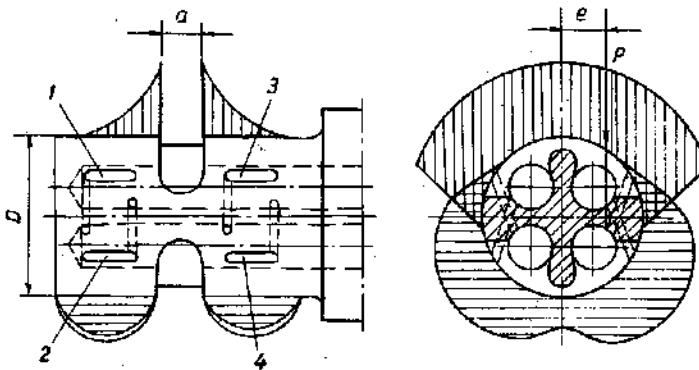
i - số pít-tông.

Để tháo tài hướng kính cho trục phân phối cần chọn chiều rộng của rãnh phân phối và rãnh tháo tài thích hợp.

Chiều rộng của rãnh có thể tính từ điều kiện cân bằng áp suất tác dụng trong rãnh bao nửa chu vi trục phân phối.

$$a D p = \frac{d i p}{4}$$

$$a = \frac{d^2 i}{4D} \quad (4.80)$$



Hình 4-38. Các kênh trên trục phân phối bơm pít-tông hướng kính (1,2,3,4).

Tính mômen quay.

Mômen quay tức thời, lý thuyết do một pít-tông của động cơ thủy lực tạo nên hoặc mômen cần thiết đặt vào trục bơm để làm quay một pít-tông bằng tích của lực T_v và cánh tay đòn ρ .

$$M = T_v \rho , \quad (4.81)$$

trong đó :

ρ - giá trị tức thời cánh tay đòn, bằng khoảng cách khói xylanh đến điểm đặt lực.

Vì $\rho_{\max} - \rho_{\min} = 2e,$

$$\rho_{\max} + \rho_{\min} = d.$$

Nên $\rho_{\max} = \frac{d + 2e}{2} = \frac{d}{2} + e,$

$$\rho_{\min} = \frac{d - 2e}{2} = \frac{d}{2} - e.$$

Mặt khác từ hình 4-36 ta có :

$$\rho = e + r - X; X = (e + r) - (ecosy - rcos\alpha) \quad (4.82)$$

$$\frac{\sin y}{\sin \alpha} = \frac{y}{e}; \cos \alpha = \sqrt{1 - \sin^2 \alpha} = \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 y}$$

$$X = (e + r) - e \left[\cos y + \frac{r}{e} \sqrt{1 - \left(\frac{e}{r}\right)^2 \sin^2 y} \right],$$

$$X = e \left[\left(1 + \frac{e}{4r}\right) - \left(\cos y + \frac{e}{4r} \cos 2y\right) \right].$$

Thay giá trị X vào phương trình (4.82), ta có

$$\rho = e \left[\left(\cos y + \frac{e}{4r} \cos 2y\right) + \frac{r}{e} - \frac{e}{4r} \right] \quad (4.83)$$

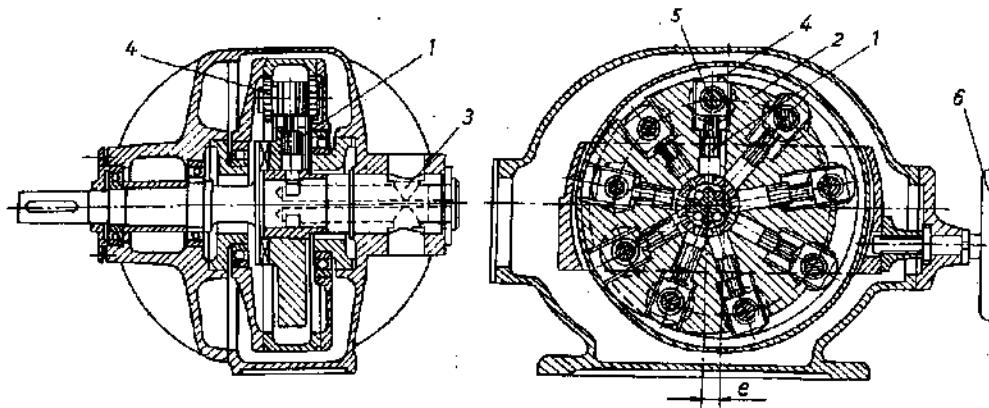
Momen tức thời của bơm (động cơ) bằng tổng momen của các xylanh trong khoang đẩy.

$$M = \sum M_i = T_1 \rho_1 + T_2 \rho_2 + T_3 \rho_3 + \dots + T_p \rho_i. \quad (4.84)$$

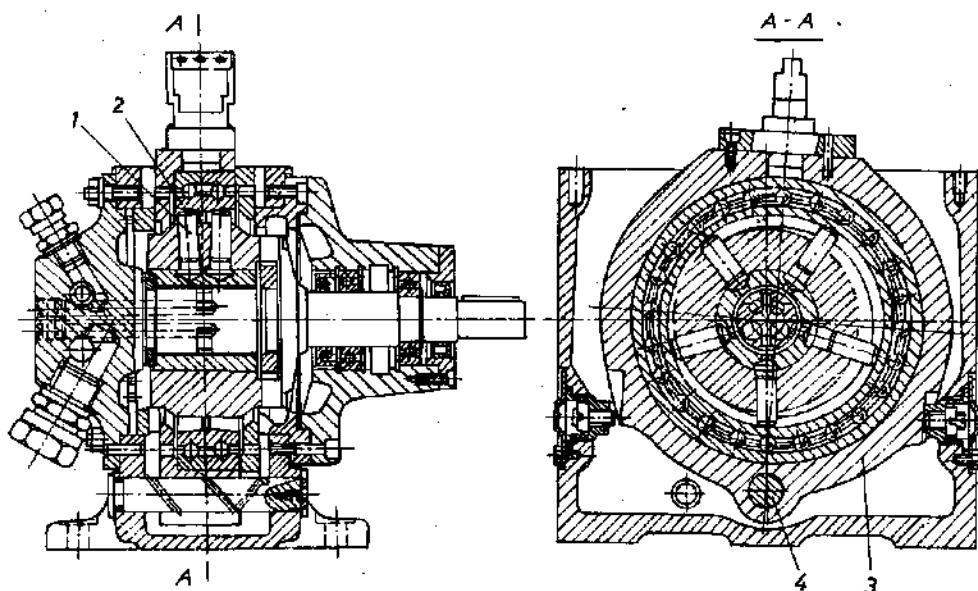
4.4.2. Kết cấu bơm (động cơ) pittông hướng kính

Hình 4-39 kết cấu bơm pittông hướng kính hăng Lauf-Thofina. Pittông 1 bố trí trong các lỗ hướng kính rôto 2, quay xung quanh trục phân phôi không chuyển động 3. Pittông 1 chuyển động được ở trong cả hai hướng nhờ chốt 5. Những chốt này được lắp trong các rãnh làm trên mặt bích 4 và đặt lệch tâm với trục rôto. Nhờ các rãnh và lỗ bố trí thích hợp trên trục phân phôi, có thể nối lần lượt các xylanh trong một nửa vòng quay của rôto với khoang hút và nửa kia với khoang đẩy. Sau một vòng quay của rôto, mỗi pittông thực hiện một khoảng chạy kép có độ lớn bằng hai lần khoảng lệch tâm e .

Trong các kết cấu mới, truyền động pittông bằng lực ly tâm (h.4-40). Pittông 1 tựa trực tiếp lên đĩa vành khăn 2. Mặt đầu của pittông là mặt cầu, đặt hơi nghiêng và tựa lên mặt côn của đĩa dẫn.



Hình 4-39. Bơm pítông hướng kính hăng Lauf-Thofma :
1- pítông ; 2- rôto ; 3- trục ; 4- bích ; 5- chốt ; 6- tay vặn.



Hình 4-40. Bơm pítông hướng kính hăng Orsata-Hydraulik :
1- pítông ; 2- đĩa vành khăn; 3- thân; 4- trục.

Kết cấu trên tạo nên trong thời gian chuyển động hướng kính một chuyển động quay phụ. Chuyển động đó gây nên sự chao pittông trong các đĩa, làm giảm ma sát hướng kính, tạo nên sự ăn mòn đều trên chu vi của pittông.

Thông thường để tăng điều kiện hút và chuyển dịch các pittông. Bơm (động cơ) pittông được trang bị các bơm phụ cánh gạt hoặc bánh răng.

Nhờ kết cấu không có dẫn hướng ở cả hai phía cho phép bơm cấu tạo đơn giản và có thể bố trí trên rôto một vài dây pittông. Để thay đổi khoảng lệch tâm ta nghiêng thân 3 xung quanh trục 4.

4.4.3. Bơm động cơ pittông hướng trực

Trong các bơm động cơ pittông hướng trực, pittông chuyển dịch song song với trục của rôto và được truyền bằng khớp hoặc đĩa nghiêng.

4.4.3.1. Tính toán, thiết kế bơm, động cơ pittông hướng trực

Tính vận tốc chuyển động của pittông.

Chuyển động của pittông trong xylanh của bơm, động cơ pittông hướng trực theo nguyên lý chuyển động của thanh truyền và tay quay. Gọi h là quãng đường (khoảng chạy). Chuyển động của pittông trong xylanh, khi đĩa nghiêng quay được một góc α (h.4-41) ta có :

$$h = R \sin\gamma (1 - \cos\alpha), \quad (4.85)$$

trong đó :

γ - góc giữa trục của khối xylanh và đĩa nghiêng ;

$$R = \frac{D_1}{2} \text{ - bán kính quay của tay quay (đĩa nghiêng).}$$

Vận tốc chuyển động tương đối của pittông là :

$$v_t = \frac{dh}{dt} = R \sin\gamma \sin\alpha \frac{d\alpha}{dt} = R \omega y \sin\alpha, \quad (4.86)$$

trong đó :

$\alpha = \omega t$ - góc quay của khối xylanh ;

ω - vận tốc góc.

Khoảng chạy lớn nhất của xylanh sẽ bằng :

$$h_{\max} = 2R \sin\gamma \quad (4.87)$$

Tính giá tốc chuyển động

Giá tốc một điểm bất kỳ của pittông gồm giá tốc của chuyển động tương đối và chuyển động quay.

Gia tốc của chuyển động tương đối :

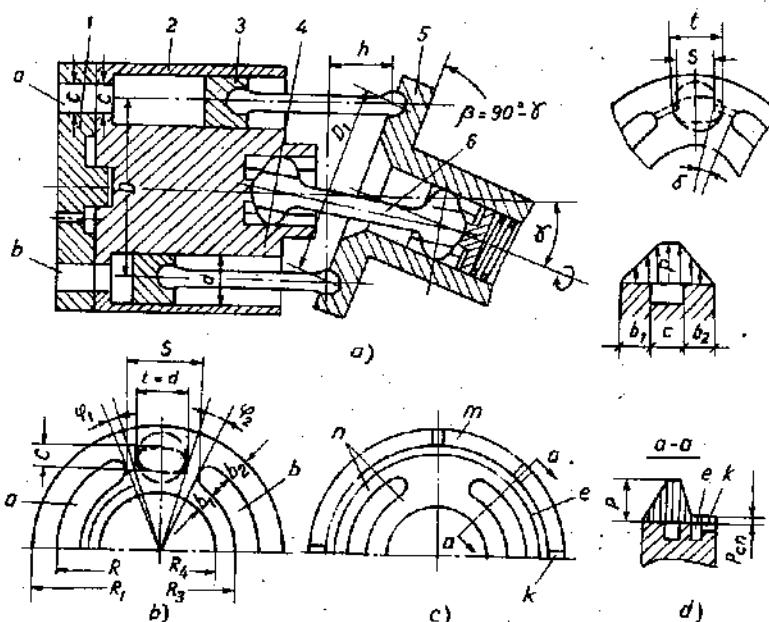
$$a_t = \frac{dv_t}{dt} R\omega^2 \sin\gamma \sin\alpha = \frac{v_q^2}{R} \sin\gamma \sin\alpha. \quad (4.88)$$

Gia tốc của chuyển động tương đối sẽ đạt giá trị lớn nhất khi :

$$w^2 R \sin\gamma \sin\alpha = 0 \quad (4.89)$$

Điều kiện (4.89) bằng không chỉ khi $\sin\alpha = 0$

$$a_{max} = \pm \frac{v_q^2}{R} \sin\gamma \quad (4.90)$$



Hình 4-41. Sơ đồ nguyên lý bơm pít-tông hướng trục có đĩa nghiêng quay :

a) sơ đồ nguyên lý ; b, c, d) sơ đồ tính toán các chi tiết.

1- nắp ; 2- xylanh ; 3- pittông ; 4- thân ; 5- đĩa nghiêng ; 6- cần.

Gia tốc hướng tâm của chuyển động quay sẽ bằng :

$$a_q = \omega^2 \rho, \quad (4.91)$$

trong đó :

ρ - khoảng cách của điểm đang xét đến trục của khối xylanh.

Tính lực i

Gọi m là khối lượng của pittông trong chuyển động tương đối ta có lực i

$$P_{if} = -ma_f = -\frac{mv_q^2}{R} \sin\gamma \cos\alpha \quad (4.92)$$

Lực i trong chuyển động quay :

$$P_{iq} = ma_q = m\rho\omega^2. \quad (4.93)$$

Tính lưu lượng bơm, động cơ pittông hướng trục.

Thay giá trị $h_{max} = 2Rsiny$ vào công thức (4.64) ta có công thức tính lưu lượng bơm (động cơ) pittông hướng trục có đĩa nghiêng quay :

$$Q_1 = qn = \frac{\pi d^2 i n 2Rsiny}{4} \quad (4.94)$$

Sau khi thay giá trị $h = Dtgy$ (công thức 4.87) vào (4.64) ta có công thức tính lưu lượng bơm (động cơ) trong trường hợp đĩa đứng yên, và khối xylanh quay

$$Q_1 = qn = \frac{\pi d^2 i n Dtgy}{4} = f i n D t g y, \quad (4.95)$$

trong đó :

d, i - đường kính, số xylanh.

Tính độ không đồng đều của lưu lượng.

Lưu lượng tức thời của một pittông bằng :

$$q = V_t f = f R \omega \sin y \sin \alpha, \quad (4.96)$$

trong đó :

$$f = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \text{diện tích mặt cắt ngang xylanh.}$$

Tổng lưu lượng tức thời của tất cả các xylanh bằng

$$Q = q_1 + q_2 + \dots + q_n = R \omega f \sin y \sin \alpha_1 + \\ + R \omega f \sin y \sin \alpha_2 = R \omega \sin y \sum \sin \alpha_i. \quad (4.97)$$

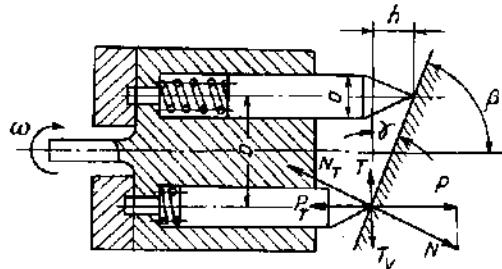
So sánh hai công thức (4.69) và (4.97), ta thấy rằng : lưu lượng tức thời của hai loại bơm pittông hướng kính và hướng trục có tính chung như nhau. Vì vậy các công thức về hệ số không đồng đều và hệ số dao động lưu lượng của bơm (động cơ) pittông hướng kính có thể dùng cho bơm pittông hướng trục.

Tính mômen quay

Do tác dụng của áp suất p ($P = \frac{\pi d^2}{4} p$) ở điểm tiếp xúc giữa pittông

và bề mặt của đĩa nghiêng tạo thành các lực : N vuông góc với bề mặt đĩa nghiêng và phản lực của nó (h.4-42).

Lực N có thể phân tích thành hai thành phần P_T và T_v có hướng song song và vuông góc với trục của pít-tông. Thành phần P_T có giá trị bằng và dấu ngược lại tổng đại số các lực tác dụng dọc trục. Thành phần T_v tạo nên mô-men quay khối xylanh (ở động cơ) và có giá trị bằng :



Hình 4-42. Sơ đồ tính lực trong bơm động cơ pít-tông hướng trục.

$$T_v = P_T \sin \alpha t g \gamma. \quad (4.98)$$

Mô-men quay tức thời của một xylanh có thể tính theo công thức :

$$M = T_v R = P_T R t g \gamma \sin \alpha, \quad (4.99)$$

trong đó :

$$R = \frac{D}{2} - \text{bán kính của vòng tròn, trên đó phân bố các xylanh.}$$

Tổng tất cả các mô-men gây ra do các pít-tông ở trong vùng đang làm việc (mô-men trên trục động cơ) bằng

$$M = P_T R t g \gamma \sum \sin \alpha. \quad (4.100)$$

Khi tính đến đối áp trong các khoang không làm việc, tổng tất cả các mô-men sẽ bằng :

$$M' = M - M_d \quad (4.101)$$

trong đó :

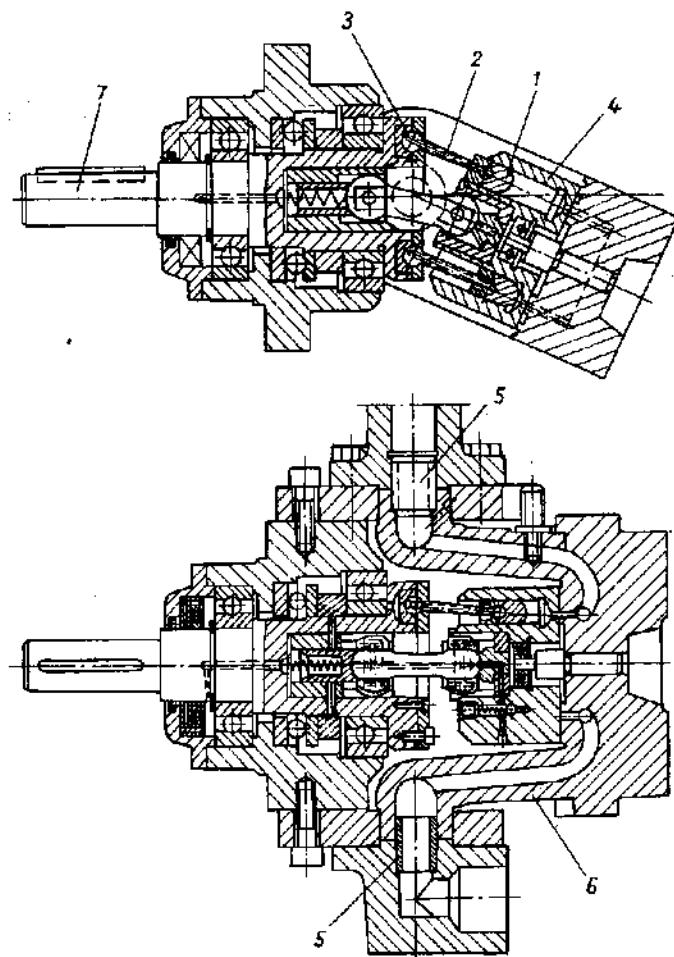
M_d - tổng tất cả các mô-men do đối áp gây nên.

4.4.3.2. Kết cấu bơm và động cơ pít-tông hướng trục

Hình 4-43 kết cấu của bơm có đĩa khớp, làm việc theo nguyên lý (h. 4-35c). Pitt-tông 1 - được truyền chuyển động từ trục truyền 7 qua các thanh truyền 2. Các thanh truyền đó được lắp khớp một đầu với đĩa 3. Đầu còn lại nối với pít-tông 1. Khoảng chạy của các pít-tông được điều chỉnh bằng cách thay đổi góc nghiêng của rôto 4 cùng với các pít-tông đối với đường trục của đĩa. Đường dầu vào và ra được thực hiện trên mặt đầu 5. Thân 6, trong đó có lắp rôto sẽ lắc xung quanh mặt đầu nối trên. Trong kết cấu đã được mô tả, khớp truyền chuyển động cho

rôto không tiêu thụ công suất. Ở một số kết cấu khác có dạng nguyên lý (h.4-35d,e), đĩa khớp sẽ lắc, rôto đứng yên. Vì vậy khớp truyền chuyển động cho đĩa mang toàn bộ công suất.

Sự phân phối dầu được thực hiện nhờ các rãnh có hình dạng thích hợp trên mặt phẳng tiếp xúc giữa rôto và phần không chuyển động. Dạng của các rãnh nói trên (h.4-44). Điều quan trọng cần lưu ý là khoảng cách l giữa khe vào và ra lớn hơn đường kính lỗ dẫn xylanh một vài phần mươi mm. Nếu khoảng cách này nhỏ sẽ nguy hại đến độ kín. Trường hợp ngược lại sẽ xảy ra sự nén dầu ở trong các xylanh và hút không khí vào bơm.



Hình 4-43. Bơm piston hướng trục :

- 1- piston ; 2- thanh truyền ; 3- đĩa ;
- 4- rôto ; 5- mặt dầu nồi ; 6- thân ; 7- trục.

Kênh 1 được nối với không khí có nhiệm vụ giảm áp suất tác dụng lên bề mặt dầu của rôto và đẩy nó ra khỏi phần đứng yên. lực ép rôto do tác dụng của các pítông phải lớn hơn 10 - 15% lực đẩy rôto gây nên do áp suất ở trong các kênh và mặt phẳng làm kín. Sự tiếp xúc các mặt phẳng nối trên trong giai đoạn đầu, khi chưa có áp suất ở dưới các pítông được đảm bảo bằng lực của các lò xo phụ.

Hình dạng kích thước các rãnh trên đĩa phân phối như : độ phẳng, độ nhẵn, độ vuông góc của bề mặt đối với trục của rôto có ảnh hưởng quyết định đến chất lượng, tuổi thọ, độ ổn của bơm trong quá trình làm việc, đặc biệt là ở áp suất cao.

Hình 4-45a, kết cấu bơm hướng trục có pítông ngắn kéo. Các pítông bị nén trực tiếp bằng đĩa 1 nghiêng và lắp chặt trên trục truyền động.

Việc ép các pítông tỳ lên đĩa được đảm bảo nhờ áp suất do bơm phụ 2 (h.4-45b).

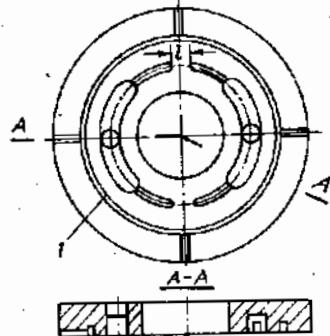
Bơm pítông hướng trục hầu hết là điều chỉnh được. Trong máy công cụ loại bơm và động cơ nối trên được sử dụng khi lưu lượng yêu cầu ít nhất là 500 l/ph, phạm vi điều chỉnh 1/30 đến 1/50. Ở áp suất lớn, lưu lượng nhỏ, bơm chỉ được làm việc ở chế độ không liên tục, do khả năng làm nguội kém và chống mòn.

Bơm và động cơ pítông hướng trục thường làm việc ở áp suất 60 - 70 kG/cm². Trong một số trường hợp bơm có thể làm việc ở áp suất 250 kG/cm². Trong các công dụng khác bơm loại này có thể tạo được áp suất cao hơn, lưu lượng lớn hơn.

Vận tốc truyền động trong giới hạn 500 - 1500 vg/ph. Đối với các bơm nhỏ, tốt nhất là truyền trực tiếp từ trục động cơ điện có vận tốc 1500 vg/ph, đối với các bơm lớn thì dùng động cơ điện 1000 vg/ph.

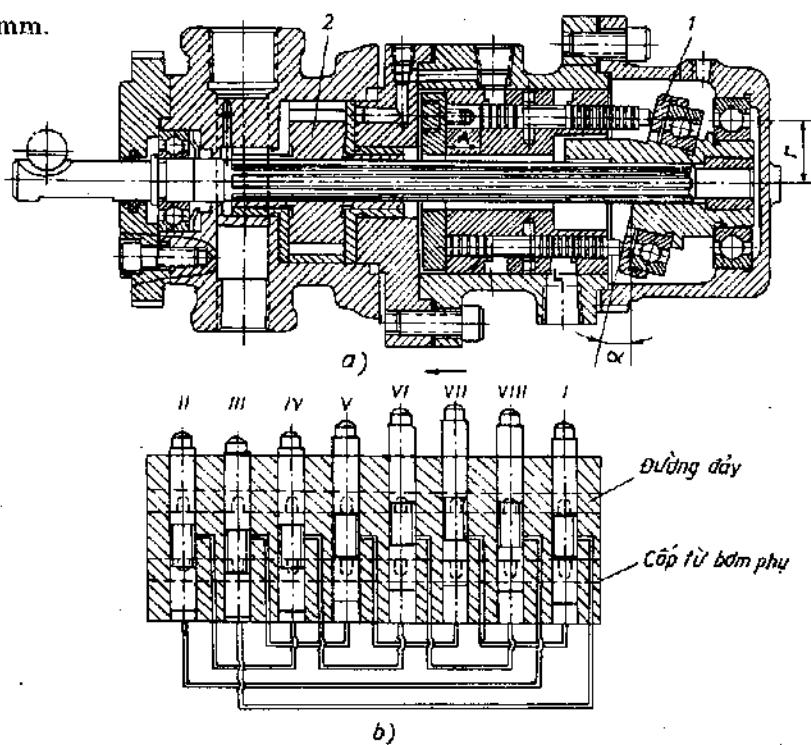
Hệ số có ích thể tích cao, các bơm được chế tạo tốt có thể đạt tới 0,95 - 0,98 ở áp suất lớn nhất.

Để bơm làm việc tốt, các pítông nên mài rà cùng xylanh cũng như rôto cùng với đĩa phân phối.



Hình 4-44. Đĩa phân phối bơm hướng trục: 1- kênh.

Khe hở giữa các chi tiết nối trên không lớn hơn 0,02 - 0,04 mm. Đối với đường kính lớn cho phép đến 0,06 mm. Độ ôvan và độ côn dưới 0,003 mm.



Hình 4-45. Bơm pittông hướng trục có pittông ngắn kéo :
1- đĩa nghiêng ; 2- bơm phụ.

Chương 5

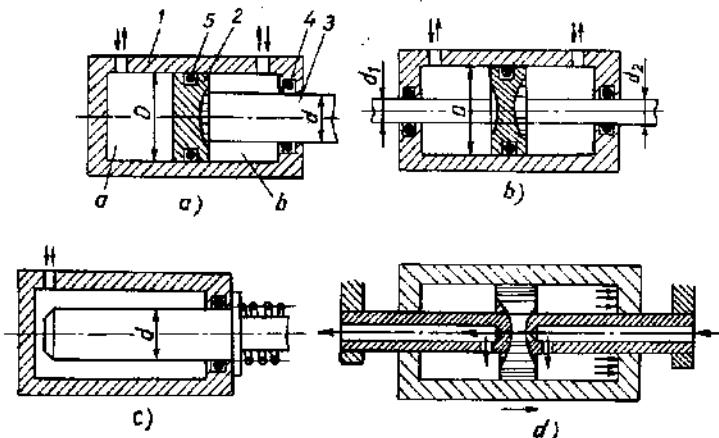
XYLANH THỦY LỰC

5.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Xylanh thủy lực là loại động cơ thủy lực được sử dụng rộng rãi trong các cơ cấu chấp hành của truyền dẫn thủy lực. Các bộ phận chính của xylanh là thân (thường gọi là xylanh), pittông, cần pittông và một số vòng làm kín. Kết cấu một số loại xylanh (h.5-1).

Thông thường xylanh được lắp cố định, pittông chuyển động (h.5-1a,b,c). Một số trường hợp có thể pittông cố định, xylanh chuyển động (h.5-1c).

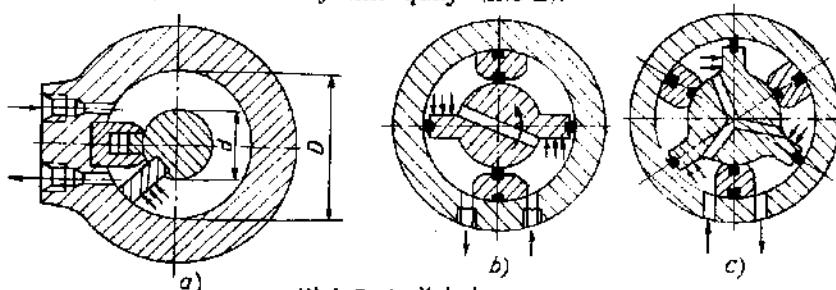
Pittông bắt đầu chuyển động khi lực tác động lên một trong hai phía của nó (lực áp suất, lò xo hoặc cơ khí) lớn hơn tổng các lực cản có hướng ngược lại chiều chuyển động (lực ma sát, thủy động, phụ tải, lò xo, lực i v.v...).



Hình 5-1. Sơ đồ kết cấu xylanh thủy lực :
1- thân ; 2- pittông ; 3- cần pittông ; 4,5- vòng làm kín.

Xylanh thủy lực được chia làm hai loại : xylanh lực và xylanh quay (hay còn gọi là xylanh mômen). Trong xylanh lực, chuyển động tương đối giữa pittông với xylanh là chuyển động tịnh tiến. Trong xylanh quay chuyển động tương đối giữa pittông với xylanh là chuyển động quay. Góc quay thường nhỏ hơn 360° .

Kết cấu một số kiểu xylanh quay (h.5-2).



Hình 5.2. Xylanh quay :
a) xylanh quay một cánh gạt ;
b,c) xylanh quay nhiều cánh gạt.

5.2. XYLANH LỰC

5.2.1. Phân loại xylanh lực

Theo kết cấu, xylanh lực được chia thành hai loại : xylanh có cần một phía (h.5-1a,c) và xylanh có cần hai phía (h.5-1b,d).

Khoang làm việc a (h.5-1a) của xylanh được giới hạn bởi thân (xylanh), nắp và pittông gọi là khoang pittông. Khoang b được giới hạn bởi thân, nắp pittông và cần pittông gọi là khoang cần.

Ngoài hai loại trên còn có loại xylanh mà pittông là một trục trơn và được gọi là xylanh chày (h.5-1c).

Theo số chiều tác động có thể chia xylanh lực thành hai loại : xylanh tác động một phía và xylanh tác động hai phía.

Ở loại thứ nhất, chất lỏng làm việc chỉ tác động ở một phía của pittông và tạo nên chuyển động một chiều (h.5-1c). Chuyển động ngược lại thực hiện nhờ lò xo hoặc ngoại lực. Ở loại thứ hai, chất lỏng làm việc tác động lên cả hai phía của pittông và tạo nên chuyển động hai chiều (h.5-1a, b,d).

Ngoài hai loại trên còn có loại xylanh vi sai (h.5-3). Ở xylanh loại này, chất lỏng làm việc được cấp vào hai khoang của xylanh cùng một lúc. Do sự chênh lệch diện tích làm việc của hai phía pittông (diện tích phía khoang pittông lớn hơn phía khoang cần) mà pittông sẽ chuyển động về phía khoang cần (phía phải h.5-3). Chất lỏng bị nén ở khoang cần sẽ theo ống dẫn chày sang khoang pittông. Chuyển động ngược lại, thực hiện bằng cách nối khoang cần với chất lỏng có áp suất và khoang pittông với áp suất thấp.

Nếu không tính đến lực ma sát, lực chuyển động trên cần pittông được tính theo công thức :

$$P = pF , \quad (5.1)$$

trong đó :

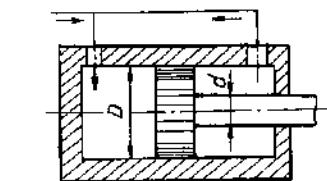
p - áp suất chất lỏng ;

F - diện tích làm việc của pítông.

Diện tích làm việc của pítông phía khoang pítông được tính theo công thức :

$$F = \frac{\pi D^2}{4} ,$$

trong đó :



Hình 5-3. Sơ đồ xy lanh vi sai.

D - đường kính pítông và cũng là đường kính trong của xy lanh.

Đối với khoang cần, diện tích làm việc của pítông được tính theo công thức :

$$F = \frac{\pi}{4} (D^2 + d^2) ,$$

trong đó :

d - đường kính cần pítông.

Đối với pítông chày có đường kính d , diện tích làm việc được tính theo công thức :

$$F = \frac{\pi d^2}{4} .$$

Từ công thức (5.1) có thể tính diện tích làm việc theo lực chuyển động và áp suất :

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

Khi biết diện tích làm việc có thể tính được đường kính của pítông và cần trong từng trường hợp cụ thể.

Thể tích làm việc của xy lanh được tính theo công thức :

$$V = F.H = \frac{P}{p} H ,$$

trong đó :

H - khoảng chạy của pítông.

Vận tốc chuyển động v của pítông phụ thuộc vào lưu lượng Q và diện tích làm việc F của pítông. Nếu không kể đến rò rỉ :

$$v = \frac{Q}{F}$$

5.2.2. Một số loại xylanh lực đặc biệt

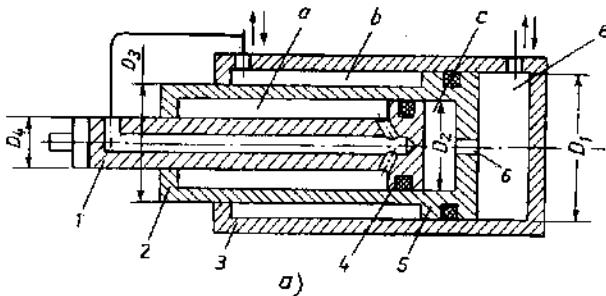
Ngoài các loại kết cấu cơ bản nói trên, tùy theo yêu cầu, xylanh lực có thể có các kiểu khác nhau như xylanh lồng, xylanh có hầm cuồi khoảng chay, xylanh có pittông bậc, xylanh dùng cho khoảng chạy lớn, xylanh có pittông kép v.v...

a) Xylanh lồng (h.5-4)

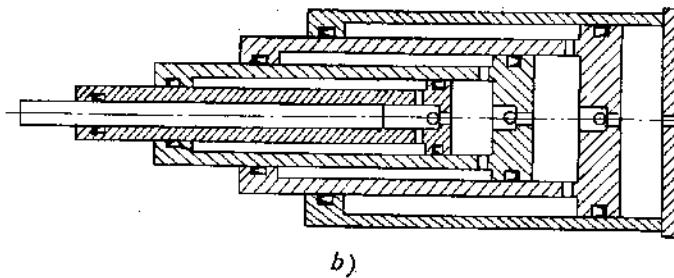
Xylanh lồng là một loại xylanh lực gồm nhiều xylanh và pittông lồng đồng tâm với nhau. Khoảng chạy của xylanh bằng tổng khoảng chạy của các pittông.

Xylanh tổng được sử dụng trong các trường hợp cần khoảng chạy lớn nhưng không gian không cho phép lắp đặt một xylanh dài.

Hình 5-4a sơ đồ kết cấu xylanh lồng hai xylanh. Khoang trong của cần 2 pittông lớn 5 là xylanh của pittông 4. Cần 1 của pittông 4 nối với phụ tải. Khi cấp chất lỏng có áp suất vào khoang phải e xylanh 3, chất lỏng sẽ đồng thời đi qua lỗ 6 vào khoang e của xylanh bé 2. Do



a)



b)

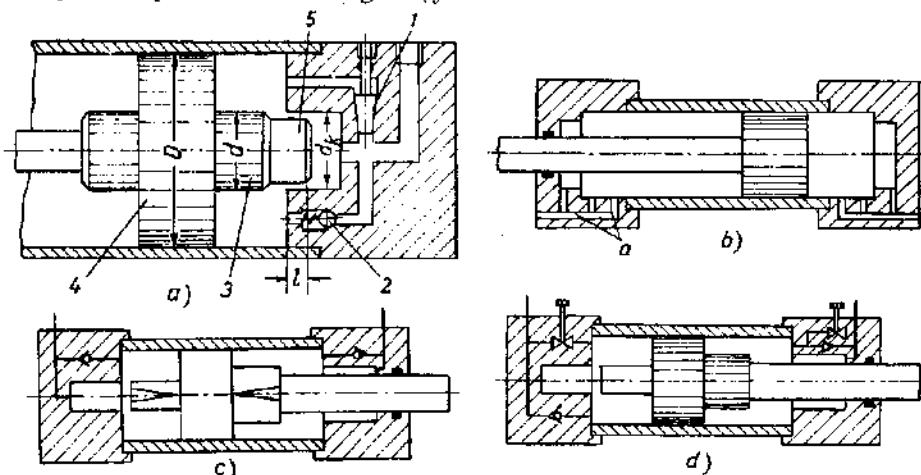
Hình 5-4. Sơ đồ xylanh lồng :

- 1- cần ; 2- cần (xylanh bé) ; 3- xylanh lớn ;
- 4- pittông bé ; 5- pittông lớn ; 6- lỗ.

tác động của chất lỏng có áp suất, cả hai pítông 4 và 5 sẽ chuyển động sang trái.

b) Xylanh có hốm cuối khoang chạy

Ở giai đoạn cuối khoang chạy, khi pítông chạm lên mặt đầu xylanh có thể xảy ra va đập nếu vận tốc chuyển động của pítông (hoặc xylanh) lớn, đặc biệt là đối với các pítông xylanh có khối lượng lớn. Để giảm khả năng va đập này, trong xylanh thường có các bộ phận giảm chấn. Phần lớn các bộ phận giảm chấn làm việc theo nguyên lý tăng áp suất khoang đối áp ở cuối khoang chạy.



Hình 5-5. Sơ đồ xylanh có cơ cấu hốm :

1- tiết lưu ; 2- van một chiều ; 3- đuôi cản ; 4- pítông ; 5- lỗ hốm.

Áp suất khoang đối áp tăng làm giảm vận tốc chuyển động. Vận tốc giới hạn cho phép khi pítông và xylanh chạm nhau là 4 - 6 m/ph.

Hình 5-5 sơ đồ một số cơ cấu hốm đơn giản. Pítông 4 (h.5-5a) có phần đuôi 3 (có thể có một hoặc hai phía). Ở giai đoạn cuối khoang chạy, phần đuôi 3 sẽ chui vào lỗ hốm 5 làm giảm đường thải của chất lỏng. Do đường thải bị chặn, áp suất trong khoang thải tăng lên gây ra lực cản, lực cản này làm giảm chuyển động của pítông. Mức độ giảm vận tốc điều chỉnh nhờ tiết lưu 1. Trong giai đoạn đầu của chuyển động ngược lại, chất lỏng sẽ qua van một chiều 2 đẩy pítông về phía trái.

Hình 5-5b,c,d một số kiểu hốm khác.

Áp suất tức thời trong khoang hốm 5 của xylanh được tính theo công thức :

$$\Delta p = \frac{12\mu l v F}{\pi d S^3}$$

trong đó :

μ - hệ số nhớt động ;

l - chiều dài phần đuôi 3 chui vào khoang 5 (h.5-5a) ;

d và d_k - đường kính đuôi 3 và khoang 5 ;

D - đường kính xylanh ;

v - vận tốc tức thời của pittông ;

F - diện tích làm việc còn lại của pittông :

$$F = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4};$$

S - khe hở hướng kính danh nghĩa :

$$S = \frac{d_k - d}{2}.$$

Tương ứng với áp suất tức thời trên ta có thể tính lực cản tức thời theo công thức :

$$P_c = F \cdot \Delta p = \frac{12\mu l v F^2}{\pi d S^3}$$

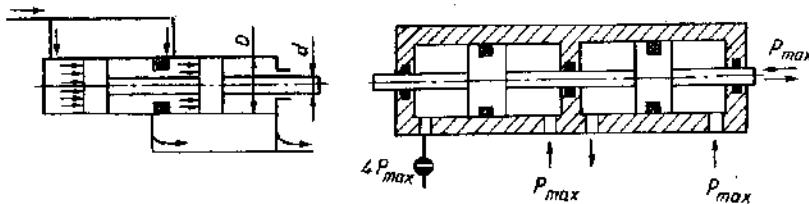
c) Xylanh có pittông kéo (h.5-6)

Xylanh có pittông kép được sử dụng khi cần lực đẩy lớn nhưng điều kiện không cho phép tăng đường kính xylanh.

Lực và vận tốc chuyển động của xylanh có pittông kép được tính theo các công thức :

$$P = p (F_1 + F_2);$$

$$v = \frac{Q}{F_1 + F_2}$$



Hình 5-6. Sơ đồ xylanh có pittông kép.

trong đó :

F_1 và F_2 - diện tích làm việc của các pítông.

d) Xylanh có pítông bậc (h.5-7)

Xylanh có pítông bậc được sử dụng khi cần có nhiều cấp vận tốc chuyển động của xylanh. Hình 5-7 sơ đồ kết cấu một loại xylanh có pítông bậc.

Với lưu lượng không đổi, khi cấp chất lỏng vào kênh 1, vận tốc pítông đạt giá trị lớn nhất :

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi d^2}$$

và lực đẩy đạt giá trị nhỏ nhất

$$P_1 = \frac{p\pi d^2}{4}$$

Khi cấp chất lỏng vào kênh 2, vận tốc và lực đạt giá trị trung bình :

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)},$$

$$P_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} p.$$

Khi cấp chất lỏng vào kênh 1 và kênh 2 cùng một lúc vận tốc đạt giá trị nhỏ nhất, lực đạt giá trị lớn nhất :

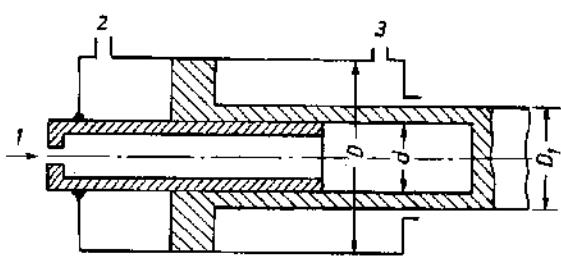
$$v_3 = \frac{4Q}{\pi D^2},$$

$$P_3 = \frac{\pi D^2}{4} p.$$

Vận tốc và lực khi chuyển động ngược lại (cấp chất lỏng vào kênh 3) tính theo các công thức :

$$v_4 = \frac{4Q}{\pi(D^2 - D_1^2)},$$

$$P_4 = \frac{\pi(D^2 - D_1^2)}{4} p$$



Hình 5-7. Sơ đồ xylanh có pítông bậc.

d) Xylanh có vị trí trung gian của pittông

Hình 5-8 sơ đồ kết cấu xylanh có vị trí trung gian của pittông. Xylanh có hai pittông, pittông thứ nhất có đường kính D_1 nối với cần 4, còn pittông thứ hai có đường kính D_2 trượt tự do trong xylanh 1 và trên cần 5. Khi cấp chất lỏng vào khoang a : ở giai đoạn đầu của chuyển động, diện tích làm việc của pittông

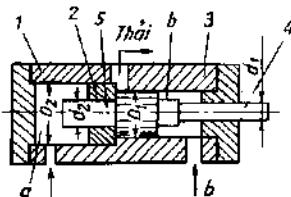
$$\text{là } F_1 = \frac{\pi D_2^2}{4}; \text{ sau khi pittông 2 dịch}$$

chuyển đến cũ của xylanh, diện tích làm

$$\text{việc sẽ còn lại là } f_2 = \frac{\pi d_2^2}{4}. \text{ Khi cấp chất}$$

lỏng vào khoang b , diện tích làm việc là

$$F_1 = \frac{\pi(D_1^2 - d_1^2)}{4}.$$



Hình 5-8. Xylanh có vị trí trung gian của pittông :
1- xylanh ; 2- pittông ;
4,5- cần.

5.3. XYLANH QUAY (h.5-2)

Xylanh quay có khả năng tạo mômen quay rất lớn. Góc quay phụ thuộc vào số cánh gạt của trục. Đối với xylanh có một cánh gạt, góc quay có thể đạt $270^\circ - 280^\circ$.

Giá trị lý thuyết mômen quay M và vận tốc góc trên trục xylanh quay một cánh gạt được tính theo các công thức :

$$M = PR = \Delta p F R = \frac{\Delta p (D - d)b}{2} \cdot \frac{D + d}{4} = \frac{\Delta p b}{8} (D^2 - d^2);$$

$$\omega = \frac{8Q}{b(D^2 - d^2)},$$

trong đó :

P - lực áp suất tác động lên cánh gạt ;

R - khoảng cách từ trọng tâm diện tích làm việc của cánh gạt đến tâm quay ;

Δp - chênh lệch áp suất giữa hai phía cánh gạt ;

F - diện tích làm việc của cánh gạt ;

D - đường kính trong của xylanh ;

d - đường kính của trục lắp cánh gạt ;

b - chiều rộng cánh gạt (theo chiều dài xylanh).

Nếu sử dụng nhiều cánh gạt thì mômen quay sẽ tăng với số lần bằng số cánh gạt, nhưng góc quay sẽ giảm với số lần như thế.

$$M = \frac{z\Delta pb}{8} (D^2 - d^2) ; \quad \omega = \frac{8Q}{zb(D^2 - d_2)} ,$$

z - số cánh gạt.

5.4. HIỆU SUẤT CỦA XYLANH

5.4.1. Hiệu suất cơ khí

Hiệu suất cơ khí là tỷ số giữa lực có ích và lực lý thuyết.

$$\eta_{ck} = \frac{P_T}{P_L}$$

trong đó :

P_T - lực thực tế nhận được trên càn pittông ;

P_L - lực tính theo lý thuyết.

Hiệu suất cơ khí thể hiện sự tổn thất do ma sát giữa pittông và xylanh, ma sát giữa bạc đũa và cản pittông, lực quán tính của khối lượng chuyển động, đối áp ở khoang thái v.v... Hiệu suất cơ khí phụ thuộc vào nhiều yếu tố và dao động trong khoảng 0,85 - 0,97. Trong tính toán kỹ thuật thường lấy $\eta_{ck} = 0,95$.

Lực ma sát phụ thuộc chủ yếu vào kết cấu của xylanh, vật liệu và chất lượng già công xylanh, pittông, vòng làm kín.

5.4.2. Hiệu suất thể tích

Hiệu suất thể tích của xylanh là tỷ số giữa thể tích (lưu lượng) lý thuyết và thể tích (lưu lượng) thực tế cấp cho xylanh.

$$\eta_{TT} = \frac{Q_L}{Q_T}$$

trong đó :

Q_L - lưu lượng lý thuyết ;

Q_T - lưu lượng thực tế cấp cho xylanh.

Có thể tính hiệu suất xylanh theo tỷ số :

$$\eta_{TT} = \frac{v_T}{v_L}$$

trong đó :

v_T và v_L - vận tốc thực tế và lý thuyết của pít-tông.

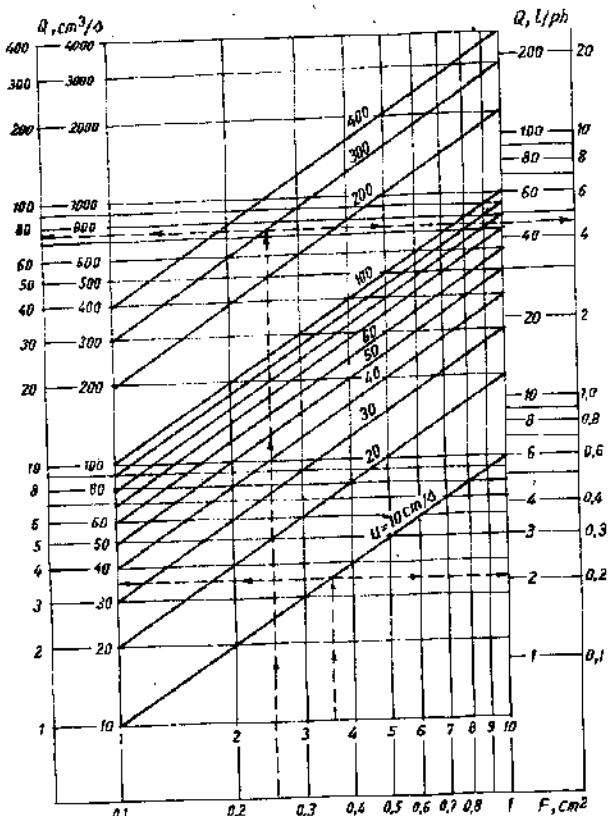
Đối với các xylanh được làm kín bằng vòng cao su hoặc da, lượng dầu rò rất ít, vì vậy hiệu suất thể tích có thể xem bằng 1.

Khi làm kín xylanh bằng các vòng kim loại, hiệu suất thể tích dao động trong khoảng 0,98 - 0,99.

5.5. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ XYLANH THỦY LỰC

Khi thiết kế xylanh thủy lực có thể tiến hành theo các bước.

1. Xác định kích thước phù bì của xylanh theo vị trí làm việc.
2. Xác định giá trị phụ tải đặt lên cần pít-tông (hoặc xylanh).
3. Tính toán lực cần thiết để thắng phụ tải trong cả hai chiều chuyển động.
4. Chọn kết cấu của xylanh.
5. Chọn áp suất làm việc của xylanh.



Hình 5-9. Biểu đồ xác định lưu lượng theo vận tốc chuyển động của cần.

6. Tính diện tích làm việc của pít tông theo áp suất làm việc và phụ tải.
7. Tính đường kính trong xylanh D và cần pít tông d theo vận tốc và lực. Nên lấy $d \approx (0,5 + 0,7) D$.
8. Xác định khoảng chạy của xylanh. Nên chọn khoảng chạy $L < 15D$.
9. Tính lưu lượng cần thiết theo giá trị vận tốc (h.5-9).
10. Tính kiểm tra sức bền và ổn định của xylanh.

5.6. TÍNH TOÁN SỨC BỀN

Trong quá trình làm việc, các xylanh thủy lực truyền lực chịu tác động của áp lực bên trong được tạo thành bởi chất lỏng làm việc và tải trọng bên ngoài. Tính toán kiểm tra sức bền của xylanh được thực hiện cho mỗi bộ phận của xylanh như : thân xylanh (ống lót), nắp, dẫn hướng, pít tông, cần pít tông.

Các xylanh thành mỏng ($\frac{D_n}{D} \leq 1,2$, D_n - đường kính ngoài và đường kính trong của xylanh).

Chiều dày thành xylanh t :

$$t_{\min} \geq \frac{pD}{230 \sigma_{CF} - p} + c, \text{ mm}$$

trong đó :

p - áp suất chất lỏng làm việc, kG/cm^2 ;

D - đường kính trong của xylanh, mm ;

c - đại lượng bổ sung cho chiều dày tối thiểu của thành xylanh có tính đến dung sai gia công, mm khi đường kính trong được gia công theo H8, đường kính ngoài theo h10 :

D , mm	đến 30 ,	30 - 80	80 - 120	120 - 180
----------	----------	---------	----------	-----------

c , mm	0,5	0,7	0,8	1,0
----------	-----	-----	-----	-----

σ_{CF} - ứng suất cho phép trên thành xylanh, kG/mm^2

$$\sigma_{CF} = \frac{\sigma_b}{n} \cdot \eta \geq \frac{p [D + (t - c)]}{230 (t - c)}, \text{ kG/mm}^2$$

trong đó :

σ_b - giới hạn bền, kG/mm^2 ;

n - hệ số an toàn, thường $n = 3$;

η - hệ số độ bền của mối hàn ; đối với hợp kim nhôm mềm, hàn tay, một phía, $\eta = 0,8$; đối với hợp kim nhôm cứng, hàn tay một phía $\eta = 0,4 \div 0,5$; đối với thép, hàn tay có đệm lót $\eta = 0,9$; đối với hàn tự động dưới lớp thuốc hàn, mối hàn giáp mép một phía $\eta = 0,8$.

Áp suất làm việc cho phép của chất lỏng p_{max}

$$p_{max} \leq \frac{230(t-c)\sigma_{CF}}{D+(t-c)}, \text{ kG/mm}^2$$

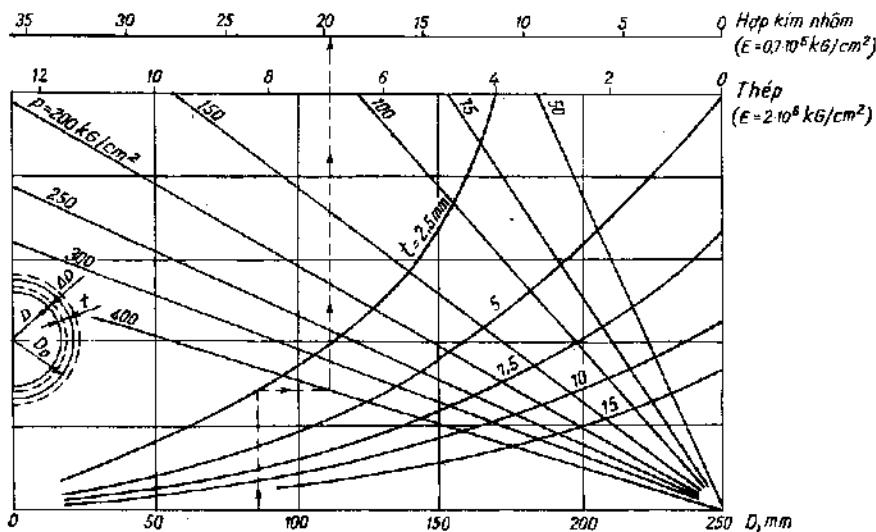
Biến dạng hướng kính của xylanh ΔD

$$\Delta D = \frac{p D^2}{2Et} (1 - 0,5\mu), \text{ mm}$$

trong đó :

E - môđun đàn hồi của vật liệu ; đối với thép $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ kG/mm}^2$;
đối với hợp kim nhôm $E = 7,2 \cdot 10^3 \text{ kG/mm}^2$;

μ - hệ số Poisson ; đối với thép $\mu = 0,29$; đối với hợp kim nhôm $\mu = 0,26 \div 0,33$.



Hình 5-10. Biểu đồ dãy xác định độ biến dạng hướng kính ΔD theo áp suất và chiều dày thành xylanh.

Có thể xác định độ biến dạng hướng kính của xylanh ΔD theo áp suất của chất lỏng làm việc trong xylanh và chiều dày thành xylanh. Cách sử dụng biểu đồ $D - t - p - \Delta D$.

Dộ biến đổi thể tích bên trong của xylanh $\Delta V \text{ cm}^3$

$$\Delta V = 6,7 \cdot 10^7 \frac{D^3 p}{E t}$$

Để đơn giản cho tính toán, có thể xác định chiều dày thành xylanh theo công thức :

$$t_{\min} \geq \frac{p D}{2 \sigma_{CF}}$$

hoặc $t_{\min} \geq m D + c$

trong đó :

m - hệ số, được xác định theo bảng 5-1.

Bảng 5-1

Hệ số m

σ_0 , kG/mm ²	p , kG/mm ²	m (khi $n = 3$)
40	210	0,09
	150	0,06
	75	0,05
70	210	0,05
	150	0,035
	75	0,02
110	210	0,03
	150	0,02
	75	0,01

Các xylanh thành dày ($\frac{D_n}{D} > 1,2$)

Chiều dày thành xylanh t

Đối với vật liệu giòn (gang dúc)

$$t \geq 0,5D \left(\sqrt{\frac{100\sigma_{CF} + p}{100\sigma_{CF} - p}} \right) + c, \text{ mm}$$

Đối với vật liệu dẻo (thép, hợp kim nhôm ...)

$$t \geq 0,5 D \left(\sqrt{\frac{100\sigma_{CF}}{100\sigma_{CF} - 1,73p}} - 1 \right) + c, \text{ mm}$$

trong đó :

σ_{CP} - ứng suất cho phép, kG/mm²

$$\sigma_{\text{CP}} \geq \frac{p}{100} \left(\frac{x+1}{x-1} \right)$$

$$x = \left[\frac{2(t-c)}{D} + 1 \right]^2$$

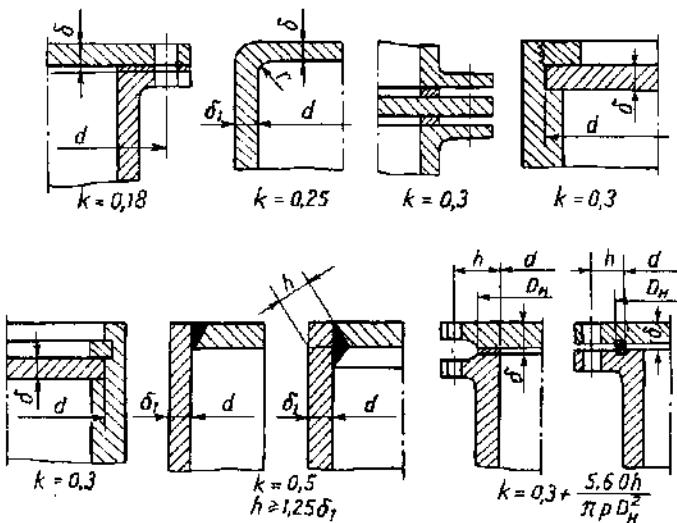
Biến dạng hướng kính của mặt trong xylanh ΔD

$$\Delta D = \frac{p D}{E} \left[\frac{D_n^2 + D^2}{D_n^2 - D^2} - \mu \left(\frac{D^2}{D_n^2 - D^2} \right) \right], \text{ mm}$$

Biến dạng hướng kính của mặt ngoài xylanh ΔD_n

$$\Delta D_n = \frac{p D_n}{E} \left[\frac{D^2}{D_n^2 - D^2} (2 - \mu) \right], \text{ mm}$$

Các dây xylanh có thể có hình dạng phẳng hoặc bán cầu lồi, được làm liền với thân xylanh hoặc ghép nối với thân xylanh bằng các chi tiết kẹp chặt hoặc kết cấu hàn. Sơ đồ của các loại dây phẳng được giới thiệu trên hình 5-11.



Hình 5-11. Sơ đồ của các dây xylanh phẳng.

Chiều dày của dây xylanh phẳng δ

$$\delta_{\min} \geq 0,1 d \sqrt{\frac{kp}{\sigma_{CF}}} + c, \text{ mm}$$

trong đó :

k - hệ số phụ thuộc vào hình dạng của dây, được xác định theo hình 5-11 ;

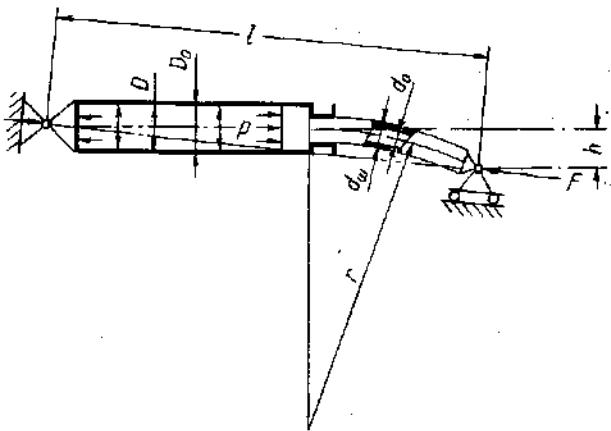
d - đường kính của dây.

Chiều dày của dây xylanh có dạng bán cầu lồi

$$\delta_{\min} \geq \frac{pD}{400 \sigma_{CF}} + c, \text{ mm}$$

Tính toán độ ổn định

Dưới tác dụng của áp suất chất lỏng làm việc và của tải trọng bên ngoài, các xylanh thủy lực làm việc như một đàm chịu nén-uốn có tiết diện thay đổi. Trong thực tế thường gặp các xylanh được kẹp chặt với khớp bán lề chịu tác dụng của lực nén dọc F (hình 5-12). Khi lực nén dọc F bằng lực tới hạn F_{th} ($F = F_{th}$), sẽ xuất hiện độ vông h trên xylanh và nếu tiếp tục tăng tải trọng lên với giá trị không lớn cũng có thể phá hủy xylanh. Lực tới hạn F_{th} có thể được coi là lực phá hủy.



Hình 5-12. Biến dạng của xylanh khi uốn dọc.

$$F_{CF} = \frac{F_{th}}{k n_0}$$

trong đó :

k - hệ số tính tới khả năng tăng áp suất trong hệ thống thủy lực, thường chọn $k \approx 1,15$;

n_0 - hệ số an toàn về ổn định, phụ thuộc vào vật liệu và công dụng của xylanh, không nhỏ hơn 1,5 - 3,0 đối với thép, 2,0 - 4,0 đối với hợp kim nhôm và 4,0 - 5,0 đối với gang.

Lực phá hủy được xác định

$$F_{th} = \xi F_a$$

trong đó :

F_a - lực tới hạn đối với xylanh quy ước có tiết diện không thay đổi

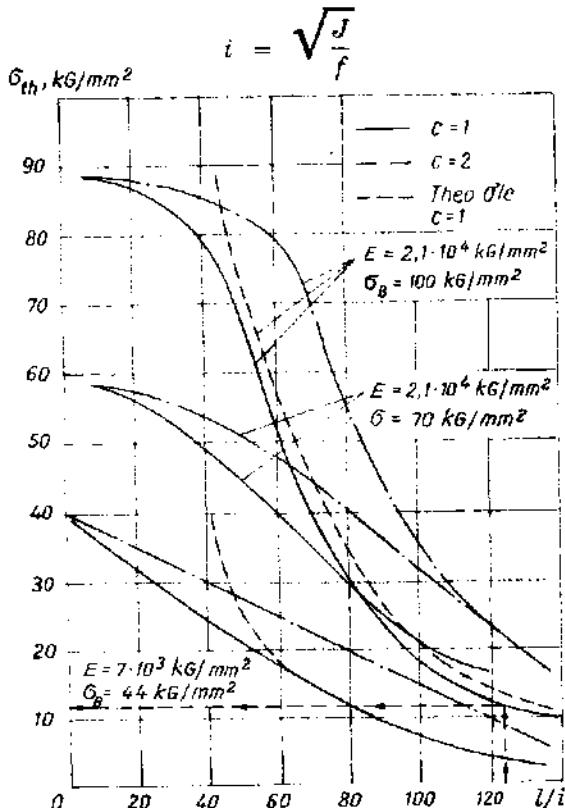
$$F_a = \sigma_{th} f$$

$$f = \frac{\pi}{4} (D_n^2 - D^2)$$

σ_{th} - ứng suất tới hạn khi uốn dọc được xác định theo đồ thị (h.5-13) ;

ξ - hệ số tính đến sự thay đổi của tiết diện xylanh, được xác định gần đúng theo các đồ thị (h.5-14 và h.5-15).

Trên hình 5-13, l là chiều dài toàn bộ của xylanh (h.5-12), i là bán kính quán tính



Hình 5-13. Ứng suất tới hạn đối với xylanh có dầu nối cứng ($i = 1$) và dầu nối khớp bán kính ($i = 2$)

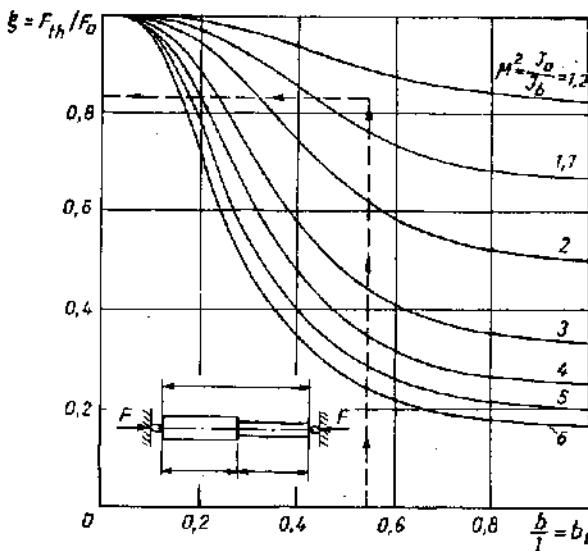
trong đó :

J - mômen quán tính của xylanh

$$J = \frac{\pi}{64} (D_n^4 - D^4)$$

$\frac{l}{i}$ - độ mềm dẻo của kết cấu xylanh.

Với thép cacbon thấp (thép mềm) $(\frac{l}{i})_{min} = 91$; thép chất lượng cao $(\frac{l}{i})_{min} = 55$; hợp kim nhôm $(\frac{l}{i})_{min} = 51$.



Hình 5-14. Hệ số $\xi = F_{th}/F_a$ đối với xylanh có cần pittông ở một phía;

$$J_a = \frac{\pi d_a^4}{64}; J_b = \frac{\pi d_b^4}{64}$$

Lực tối hạn F_a cũng có thể được xác định theo công thức Ole

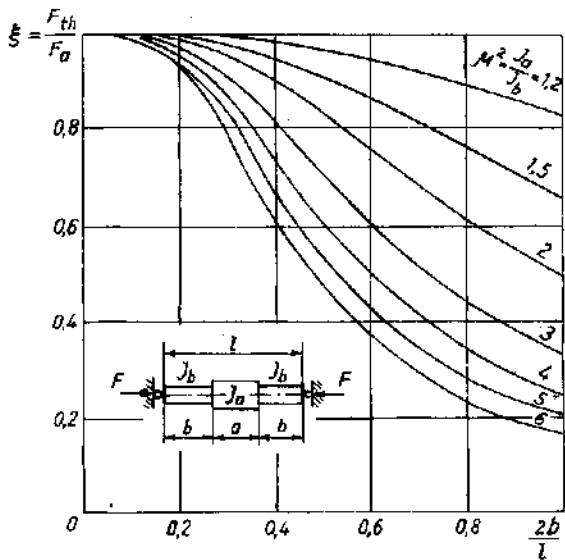
$$F_a = c \frac{\pi^2 E J}{l^2}$$

trong đó :

J - mômen quán tính của xylanh;

l - chiều dài toàn bộ của xylanh cùng với cần pittông;

c - hệ số tính đến sự ghép nối của đầu xylanh và đầu cần pittông, được xác định theo bảng 5-2.



Hình 5-15. Hệ số $\xi = F_{th}/F_a$ đối với xylanh có cần piston ở hai phía :

$$J_a = \frac{\pi d_a^4}{64}; J_b = \frac{\pi d_b^4}{64}$$

Bảng 5-2

Hệ số c

Kiểu ghép nối	c
Ghép nối khớp bắn lè ở một đầu	1
Ghép nối khớp bắn lè ở một đầu và ngầm cứng ở đầu kia	2
Ngầm cứng ở một đầu và đầu kia tự do	0,5

Vật liệu và chế tạo các chi tiết của xylanh

Khi chọn vật liệu cho các chi tiết của xylanh truyền lực trong các hệ thống thủy lực phải đảm bảo độ bền và độ ổn định của xylanh, đối với áp suất của chất lỏng làm việc đã cho. Đối với áp suất đến 100 kG/cm² nên dùng vật liệu có giới hạn bền $\sigma_b \geq 15 \div 60$ kG/mm²;

khi áp suất $100 - 200 \text{ kG/cm}^2$ nên dùng vật liệu có $\sigma_b \geq 30 + 90 \text{ kG/mm}^2$;
khi áp suất lớn hơn 200 kG/cm^2 nên dùng vật liệu có $\sigma_b > 90 \text{ kG/mm}^2$.

Vật liệu của các cùp ma sát như pittông và xylanh, cần pittông bạc dán hướng có độ bền cao, có tính chịu mài mòn tốt khi vận tốc chuyển động tịnh tiến qua lại lớn. Thường một chi tiết của cùp ma sát được chế tạo từ vật liệu có độ cứng nhỏ hơn hoặc cả hai chi tiết của cùp ma sát được chế tạo bằng cùng một vật liệu nhưng một chi tiết được phủ một lớp có độ cứng cao (phủ crôm, xử lý anôt hóa cứng v.v...). Có thể dùng các vật liệu sau cho các cùp ma sát : thép - gang ; thép - thép tăng bền ; thép - thép được phủ crôm ; thép - hợp kim nhôm được xử lý anôt hóa cứng bề mặt ; thép - đồng thanh (brông), v.v...

Bảng 5-3 giới thiệu về vật liệu cho các chi tiết của xylanh truyền lực trong các hệ thống thủy lực và các yêu cầu kỹ thuật cho chế tạo các chi tiết của xylanh. Các chi tiết đúc chỉ được sử dụng với áp suất không lớn hơn 100 kG/cm^2 .

Bảng 5-3

Vật liệu và yêu cầu kỹ thuật cho các chi tiết của xylanh

Vật liệu và yêu cầu kỹ thuật	Xylanh (ống lót)	Pittông	Cần pittông	Dán hướng cần	Nắp
1	2	3	4	5	6
Vật liệu các chi tiết	30X1CHA ; 30X1CA ; C20 : C30 : C45 : Hợp kim Al anôt hóa cứng bề mặt ; А16Т : АК-4 : АК-6	30X1CA. GX21-40 GX28-48 GX32-52	30X1CA ; 40Х : С35 : С45	30X1CA ; GX21-40 GX28-48 GX32-52 Hợp kim Al anôt hóa cứng bề mặt AK-6 ; АК-4 ; А16Т ; Tectolit	30X1CHA ; 30X1CA ; C35 ; C45 ; GX21-40 GX28-48 GX32-52 Hợp kim Al anôt hóa cứng bề mặt AK-6 ; АК-4 ; А16Т ; АК-4 : АК-6
Độ nhẵn bề mặt gia công	Không thấp hơn Ra = 0,63 μm				
Dung sai đường kính của các bề mặt làm việc hoặc lắp ghép	H7, H8	h7	h7	H7, H8	-

Tiếp bảng 5-3

1	2	3	4	5	6
Dung sai độ thẳng của đường trục các chi tiết trên chiều dài 500 mm	Không lớn hơn 0,03 mm	-	Không lớn hơn 0,03 mm	-	-
Độ dáo mặt dầu của các chi tiết	Không lớn hơn 0,05 mm	Không lớn hơn 0,05 mm	-	Không lớn hơn 0,05 mm	Không lớn hơn 0,05 mm
Độ dáo của các bề mặt định tâm so với đường tâm của xylanh	Không lớn hơn một nửa dung sai đường kính của các bề mặt định tâm				
Cấp chính xác của ren	6H, 6g	8g	6g - 8g	6g	6g
Dung sai độ vuông góc của đường tâm các ngõng và lỗ lắp chi tiết kẹp chật đối với bề mặt định tâm trên chiều dài 100 mm	Không lớn hơn 0,02 mm	-	Không lớn hơn 0,02 mm		

Vật liệu các chi tiết của xylanh truyền lực phải chịu ăn mòn hoặc có lớp phủ bảo vệ. Để bảo vệ chống ăn mòn có thể dùng công nghệ mạ hoặc sơn phủ. Phương pháp mạ crôm cứng với chiều dày 40 - 80 μm , độ cứng 750 - 900 HV để tăng khả năng chịu mài mòn và chịu ăn mòn của các chi tiết bằng thép. Mạ kẽm nóng với chiều dày 10 - 50 μm , độ cứng 50 - 60 HV để tăng khả năng chịu ăn mòn của các chi tiết thép, gang. Mạ cadimi dày 3 - 20 μm để tăng khả năng chịu ăn mòn của các chi tiết thép, gang cũng như photphát hóa dày 5 - 8 μm . Đối với các chi tiết hợp kim nhôm có thể nhuộm đen (oxi hóa) cho các bề mặt không ở trạng thái làm việc bị mài mòn hoặc anot hóa cứng cho các bề mặt ở trạng thái làm việc bị mài mòn. Việc sơn được tiến hành đối với các bề mặt ngoài của các chi tiết trừ cần pittông, các bề mặt lắp ghép và nối ghép.

Dây các kích thước hình học chủ yếu của các xylanh thủy lực dùng để truyền lực theo tiêu chuẩn (TOCT 6540) như sau: Các kích thước trong ngoặc đơn thuộc dây không ưu tiên.

Diameter of cylinder, mm

25 ; 32 ; (36) ; 40 ; (45) ; 50 ; (55) ; 60 ; (70) ; 80 ; (90) ; 100 ; (110) ; 125 ; (140) ; 160 ; (180) ; 200 ; 250 ; (280) ; 320 ; (360) ; 400 ; (450) ; 500.

Diameter of piston, mm

10, 12 ; (14) ; 16 ; (18) ; 20 ; (22) ; 25 ; (28) ; 32 ; (36) ; (40) ; (45) ; 50 ; (55) ; 60 ; (70) ; 80 ; (90) ; 100 ; (110) ; 125 ; (140) ; 160 ; (180) ; 200 ; (220) ; 250 ; (280) ; 320 ; (360) ; 400 ; (450).

行程 của cần piston, mm

4 ; 6 ; 10 ; 16 ; 20 ; 25 ; 32 ; 40 ; 50 ; 60 ; (70) ; 80 ; (90) ; 100 ; (110) ; 125 ; (140) ; 160 ; (180) ; 200 ; (220) ; 250 ; (280) ; 320 ; (360) ; 400 ; (450) ; 500 ; (560) ; 630 ; (710) ; 800 ; (900) ; 1000 ; (1120) ; 1250 ; (1400) ; 2000 ; (2240) ; 2500.

Chương 6

CƠ CẤU PHÂN PHỐI

Trong hệ thống thủy lực việc phân phối chất lỏng giữa các cơ cấu thủy lực được thực hiện bằng cơ cấu phân phối kiểu van tịnh tiến, van xoay hoặc van nút. Cơ cấu phân phối phổ biến nhất là van tịnh tiến, trong đó việc phân phối chất lỏng được thực hiện nhờ sự dịch chuyển chiều trực của bộ phận phân phối hình trụ hoặc mặt phẳng. Cơ cấu phân phối kiểu van xoay và van nút ít được sử dụng.

6.1. CƠ CẤU PHÂN PHỐI KIỂU VAN TỊNH TIẾN

Van tịnh tiến phổ biến nhất có bộ phận phân phối hình trụ dịch chuyển theo chiều trực trong lỗ thân van. Trên bộ phận phân phối hình trụ (nòng van) và lỗ thân van có một số rãnh. Chất lỏng được dẫn vào và ra khỏi van qua các cửa tương ứng với các rãnh trên nòng van và lỗ thân van. Bộ phận phân phối có kết cấu phức tạp, trong một số trường hợp ngoài chuyển động tịnh tiến của nòng van, còn chuyển động xoay xung quanh đường trực của nó để tăng thêm số vị trí phân phối.

Tùy theo số kênh dẫn chất lỏng tới van và từ van đến các bộ phận khác, người ta chia van tịnh tiến ra : van tịnh tiến bốn kênh, ba kênh và hai kênh. Tùy theo số vị trí của nòng van trong quá trình làm việc phân ra : van tịnh tiến hai vị trí : ba vị trí và nhiều vị trí.

Hình 6-1 van tịnh tiến bốn kênh, chất lỏng có áp được dẫn từ bơm tới một trong hai ngăn của xylanh thủy lực, đồng thời chất lỏng từ ngăn đối diện của xylanh thủy lực được dẫn về thùng chứa. Van tịnh tiến loại này được dùng để điều khiển chuyển động hai chiều của xylanh thủy lực.

Đặc tính thủy lực của van (h.6 - 1) được xác định :

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p} = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p} = \mu \pi dx \sqrt{\frac{2g}{\gamma} (p_1 - p_2)} \quad (6.1)$$

trong đó :

Q - lưu lượng chất lỏng qua van, cm^3/s ;

μ - hệ số lưu lượng ;

f = πdx - diện tích mặt cắt khe hở thông của van, cm^2 ;

x - độ mở của van (kích thước khe hở), cm ;
 d - đường kính nòng van, cm ;
 Δp - độ chênh áp suất trong van, kG/cm² ;
 p_1 - áp suất chất lỏng lúc vào van, kG/cm² ;
 p_2 - áp suất chất lỏng lúc ra van, kG/cm² ;
 γ - trọng lượng riêng của chất lỏng, kG/cm³ ;
 g - giá trị của trọng lượng, cm/s² ;
 ρ - khối lượng riêng của chất lỏng, kg/cm³.

Khi giữ x và p_1 không đổi, nếu tăng áp suất của phụ tải p_2 thì lượng chất lỏng qua van sẽ giảm đi.

Khi áp suất của phụ tải $p_2 = 0$. Phương trình lưu lượng chất lỏng qua van có dạng :

$$Q = \mu \pi d x \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_1} = kx \quad (6.2)$$

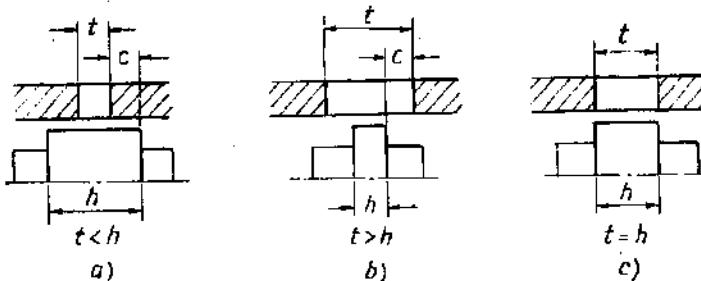
trong đó :

$$k = \mu \pi d \sqrt{\frac{2g}{\gamma} p_1} \text{ - hệ số khuếch đại lưu lượng.}$$

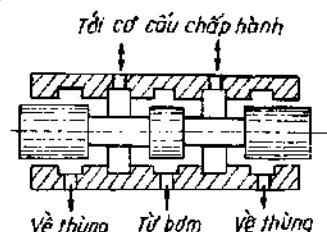
Phương trình trên chứng tỏ giữa lưu lượng Q và độ mở của van x (tín hiệu điều khiển) có quan hệ tuyến tính với nhau. Nhờ ưu điểm này van tịnh tiến được sử dụng rất rộng rãi.

Tính toán thiết kế và kết cấu van tịnh tiến

Khi nòng van dịch chuyển theo chiều trực, các gờ của nó sẽ đóng hoặc mở các cửa trên thân van nối với các kênh dẫn chất lỏng. Quan



Hình 6.2. Sơ đồ quan hệ giữa kích thước chiều rộng của gờ nòng van và cửa thân van.



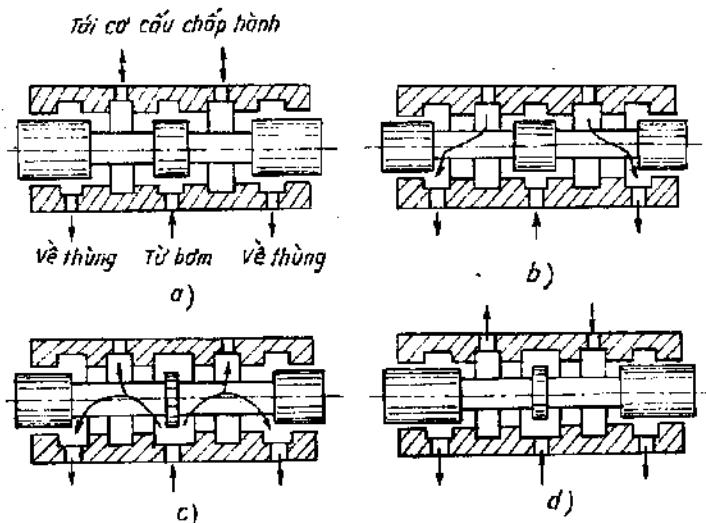
Hình 6.1. Sơ đồ van tịnh tiến bốn kênh.

hệ giữa kích thước chiều rộng của gờ h và cửa trên thân van t (h.6.2). Khi $h > t$ gờ cửa nòng van sau khi đóng kín cửa van còn thừa ra về hai phía một đoạn $\Delta x = \frac{h-t}{2} > 0$. Khi $h < t$ gờ cửa nòng van sẽ không đóng kín được cửa van và $\Delta x = \frac{h-t}{2} < 0$. Khi $h = t$ thì $\Delta x = 0$.

Van tịnh tiến có nòng van với $\Delta x > 0$ được sử dụng trong những kết cấu cần đảm bảo sự rò chất lỏng rất nhỏ khi nòng van ở vị trí trung bình hoặc ở vị trí làm việc nào đó, đồng thời độ cứng vững của kết cấu (độ nhạy đổi với phụ tải cao). Van tịnh tiến có nòng van với $\Delta x = 0$ được sử dụng ít hơn. Công nghệ chế tạo loại van này (để đạt trị số lý tưởng $\Delta x = 0$) tương đối khó khăn. Chỉ cần nòng van dịch chuyển một đoạn rất nhỏ khỏi vị trí trung bình khe hở thông sẽ được hình thành. Van tịnh tiến loại này thường dùng trong các hệ thống điều khiển thủy lực có độ chính xác cao. Van tịnh tiến có nòng van với $\Delta x \leq 0$ có tổn thất chất lỏng chảy qua khe thông về thùng chứa khi nòng van ở vị trí trung gian. Loại van này được sử dụng khi không có yêu cầu cao về sự rò chất lỏng cũng như độ cứng vững của hệ.

Sự khác nhau về kết cấu của van tịnh tiến được phân biệt khi nòng van ở vị trí trung bình (h.6 - 3). Có những trường hợp sau :

- các kênh của van đều được đóng kín (kênh cung cấp từ bơm, kênh dẫn tới cơ cấu chấp hành, kênh dẫn về thùng chứa h.6-3a). Chất lỏng từ bơm cung cấp cho van đi qua van tràn để về thùng chứa. Kết cấu này



Hình 6-3. Sơ đồ kết cấu của van tịnh tiến khi nòng van ở vị trí trung bình.

được sử dụng khi cần điều khiển cơ cấu truyền lực cố định tại một vị trí xác định lúc dừng lại (h.6-3a) :

- kênh cung cấp được đóng kín, các kênh dẫn tới cơ cấu chấp hành và thùng chứa thông với nhau (h.6-3b). Chất lỏng từ bơm cung cấp cho van sẽ qua van trần để về thùng chứa. Trong trường hợp này khi cơ cấu chấp hành (xylanh) lực) bố trí thẳng đứng cần có đối trọng để cân bằng với trọng lượng của pít-tông :

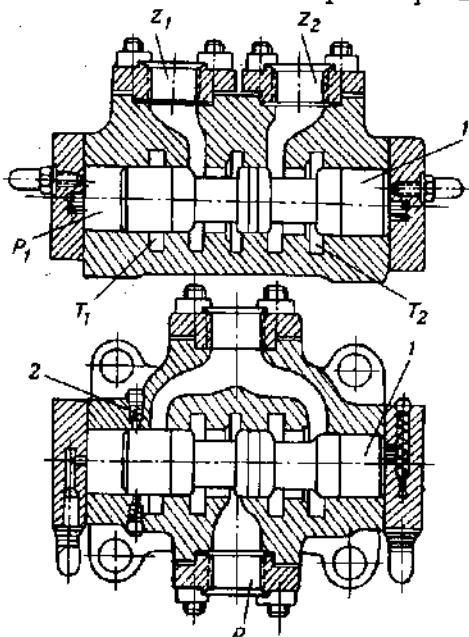
- các kênh của van đều thông với nhau (h.6-3c) và thông với thùng chứa. Loại kết cấu này thích hợp đối với những cơ cấu chấp hành có khả năng dịch chuyển tự do dưới tác dụng của ngoại lực.

- kênh cung cấp được mở và thông với các kênh dẫn tới cơ cấu chấp hành, các kênh dẫn về thùng chứa được đóng kín (h.6-3d). Nếu xylanh lực với pít-tông có cần hai phía thì pít-tông sẽ ngừng chuyển động. Nếu xylanh thủy lực với pít-tông có cần một phía thì pít-tông sẽ chuyển động về phía khoang có cần pít-tông. Kết cấu loại van tĩnh tiến này rất thích hợp trong những cơ cấu chạy dao của các máy công cụ cần có chuyển động đưa dao nhanh vào chi tiết gia công.

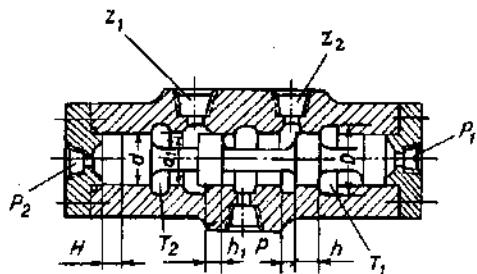
Kết cấu của van tĩnh tiến hai vị trí điều khiển bằng thủy lực (h.6-4). Nòng van 1 có ba gờ. Chất lỏng, từ bơm được dẫn tới van qua lỗ p . Lỗ z_1 , z_2 được nối với cơ cấu chấp hành.

Lỗ T_1 và T_2 được nối với nhau và với thùng chứa. Chốt định vị 2 dùng làm cơ cấu hãm. Kết cấu của van (tịnh tiến loại này thường có lưu lượng tương đối lớn $Q = 200 \text{ l/ph}$). Van tĩnh tiến hai vị trí, nòng van có bốn gờ điều khiển bằng thủy lực (h.6-5).

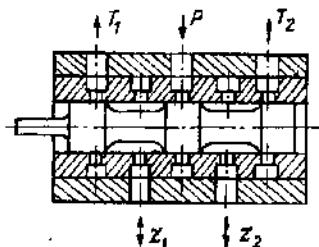
Để giảm kích thước, chiều dài của van người ta lắp ống lót trong thân van (h.6-6). Khi đó ống lót và nòng van có thể được chế tạo bằng cùng một loại vật liệu. Các lỗ nối ren P , T_1 , T_2 , z_1 , z_2 được chế tạo trong thân còn trong ống lót chỉ có các kênh thông chất lỏng. Những kênh này không phụ thuộc vào đường kính của ren trong thân van.



Hình 6-4. Van tĩnh tiến hai vị trí điều khiển bằng thủy lực.
1- nòng van ; 2- chốt định vị.



Hình 8-5. Sơ đồ van tịnh tiến hai vị trí điều khiển bằng thủy lực.



Hình 8-6. Sơ đồ van tịnh tiến ba vị trí có lắp ống kín.

Khi thiết kế van tịnh tiến, xuất phát từ điều kiện làm việc, cần đảm bảo sao cho kết cấu của van đơn giản đồng thời kích thước phải nhỏ. Để thỏa mãn yêu cầu trên vận tốc chất lỏng trong thân van phải lớn hơn vận tốc chất lỏng trong ống dẫn tới van từ 2 đến 2,5 lần. Thực tế có thể chọn vận tốc chất lỏng trong van 6 - 10 m/s trong một số rất ít trường hợp có thể chọn tối 15 m/s. Mức chênh lệch áp suất chất lỏng khi đi qua van không được lớn hơn 2% áp suất làm việc. Diện tích mặt cắt ngang của dòng chất lỏng tại các vị trí bất kỳ của khe không nhỏ hơn 40 - 50% diện tích mặt cắt ngang của ống dẫn. Nếu f_k - diện tích mặt cắt ngang của khe trong thân van, f_0 - diện tích mặt cắt ngang của ống dẫn ta có :

$$\frac{f_k^2}{f_0} = 0,1.$$

Chất lỏng từ ống dẫn đi vào các ngăn của van qua các rãnh vòng trên thân van có đường kính D . Quan hệ tỷ lệ giữa đường kính của rãnh D và đường kính của gờ nòng van d có ảnh hưởng rõ rệt đến độ chênh áp suất chất lỏng qua van. Kích thước D được coi là hợp lý nhất khi $\frac{D-d}{d} \approx 2$.

Đường kính của cần nòng van d_1 cần chọn sao cho đảm bảo được diện tích mặt cắt khe hở thông $f = \pi d x < \frac{\pi}{4} (d^2 - d_1^2)$ đồng thời đảm bảo được độ cứng vững của nòng van. Kích thước hợp lý của d_1 :

$$\frac{d_1}{d} \approx \frac{4}{5} \div \frac{2}{3}.$$

Số gờ trên dòng van n được chọn tùy theo kết cấu. Giữa chiều rộng của gờ h , đường kính của gờ d và số gờ n có quan hệ theo kinh nghiệm :

$$\frac{nh}{d} = 3.$$

Hệ số lưu lượng μ đối với chảy tầng là hàm của số Raynô. Trong van tịnh tiến (van phân phoi nói chung) thường có hiện tượng chảy rói. Do đó nếu không xét tới sức cản của các kênh dẫn có thể coi hệ số $\mu = \text{const}$. Đối với dầu khoáng ($\gamma = 850 \text{ kG/cm}^3$) khe hở thông có mép sắc $\mu = 0,6 \div 0,62$, khe hở không có mép lượn tròn hoặc vát mép $\mu = 0,75 \div 0,8$. Đối với các van tịnh tiến có sự chuyển dịch nhỏ của nòng van ($Re < 200 \div 260$) $\mu = 0,5$. Biểu đồ để xác định lưu lượng chất lỏng qua van tịnh tiến có bốn kênh theo Δp và f (h.6-7).

Kết cấu của gờ nòng van có ảnh hưởng rõ rệt đến lưu lượng chất lỏng qua van. Thay đổi độ mở x , diện tích mặt cắt khe hở thông f thay đổi dẫn tới sự thay đổi lưu lượng Q (khi các điều kiện khác không đổi). Tùy theo kết cấu của gờ nòng van (h.6-8) quan hệ giữa Q và x có thể là tuyến tính hoặc không tuyến tính.

Gờ nòng van có mép sắc (h.6-8) có thể cho khe hở thông lớn nhất. Khi cần đảm bảo sự thay đổi đều của khe hở thông, gờ nòng van có thể vát với độ côn không lớn $6 \div 10^\circ$ (h.6-8b) hoặc có một số rãnh dọc (h.6-8c,d,e). Độ mở lớn nhất x_{\max} không được lớn hơn chiều dài s của đoạn profil có thay đổi trên gờ nòng van. Diện tích mặt cắt khe hở thông của van ứng với các loại profil của nòng van (h.6-8) (các chỉ số kèm theo f tương ứng với các vị trí trên hình vẽ) :

$$f_a = \pi dx ;$$

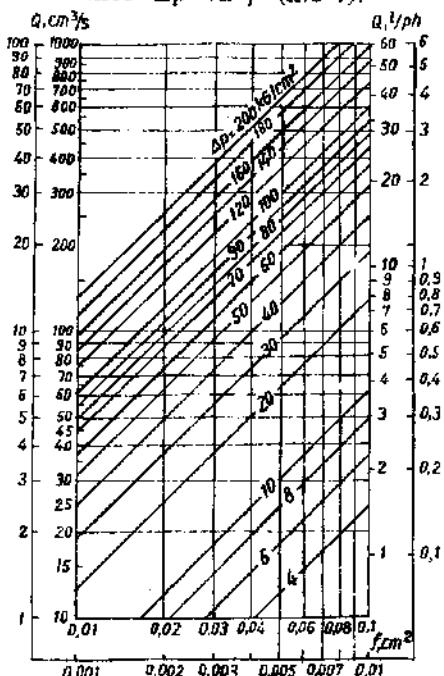
$$f_b = \pi dx \sin\beta ;$$

$$f_c = zbx \sin\beta ;$$

$$f_d = zb \cdot \frac{x^2}{s} \sin\beta ;$$

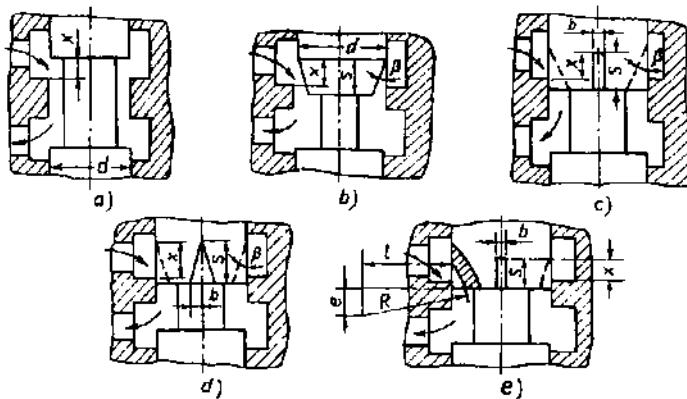
$$f_e = zb [R - \sqrt{e^2 + (e + s - x)^2}]$$

z - số rãnh.



Hình 6-7. Biểu đồ để xác định Q qua van tịnh tiến bốn kênh theo Δp và f khi $\mu = 0,57$, $\sigma = 850 \text{ kG/m}^3$.

Từ các biểu thức trên ta nhận thấy kết cấu của nòng van (h.6-8a,b,c) cho quan hệ giữa các diện tích mặt cắt khe hở thông f và độ mở x theo đường thẳng, các kết cấu (h.6-8d và e) không phải là đường thẳng. Trong thực tế các kết cấu (h.6-8a,b,c) được sử dụng rộng rãi hơn.



Hình 6-8. Các profil của gờ nòng van.

Đường kính của gờ nòng van d , khoảng chạy lớn nhất của nó H (h.6-5), đường kính của cần nòng van d_1 , độ mở x , độ phủ kín h phụ thuộc vào đường kính lỗ ren lắp với ống dẫn (lỗ ren của mặt cắt thông quy ước). Bảng 6-1 và 6-2 cho mối quan hệ giữa các kích thước này theo kinh nghiệm của Nga và Mỹ.

Lực tác dụng lên nòng van

Lực ma sát và lực thủy động của dòng chất lỏng là những yếu tố quan trọng có ảnh hưởng đến quá trình làm việc của van tịnh tiến. Lực ma sát và lực thủy động xuất hiện trong van có liên quan đến áp suất của dòng chất lỏng, độ chính xác hình dáng của nòng van và ống lót, sai lệch vị trí (độ không đồng trục) và kết cấu của nòng van.

Bảng 6-1

Kích thước cơ bản van tịnh tiến của Nga, mm

Đường kính			Độ mở x	Độ phủ kín nhỏ nhất h_1	khoảng chạy nòng van H
ống dẫn vào	gờ nòng van d	cần nòng van d_1			
6	15	12	6	3	2
12	22	15	9	3	12
18	25	15	9	3	12
25	30	18	12	4	18
38	38	22	15	4	22
58	50	20	18	6	28

Bảng 6-2

Kích thước cơ bản van tịnh tiến của Mỹ, mm

Lỗ ren lắp ống dẫn	Đường kính gờ nòng van d	Đường kính cần nòng van d_1	Độ mở x	Độ mở nhỏ nhất	Độ phủ kinh nhỏ nhất h_1	Khoảng chạy nòng van H
1/4"	16	13	6	16	3,0	3,0
1/2"	22	16	10	3,0	3,0	13,0
3/4"	25	16	10	3,0	3,0	13,0
1"	32	19	13	5,0	5,0	19,0
1 1/2"	38	22	16	6,5	5,0	22,0
2"	50	32	19	8,0	6,0	29,0

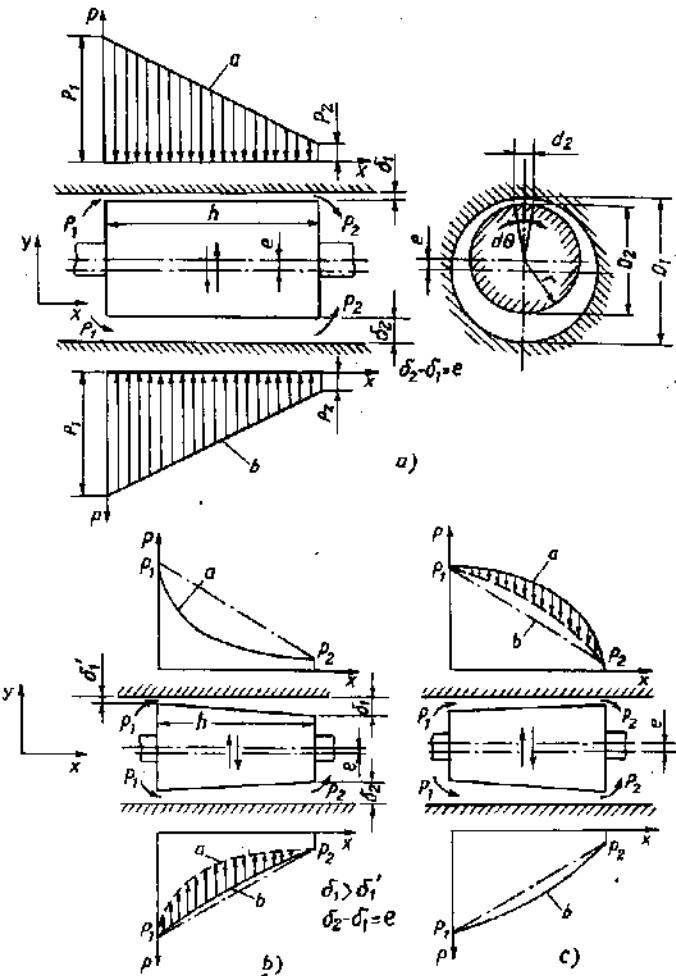
Nếu các chi tiết của cặp nòng van (nòng van và ống lót) có độ trụ lý tưởng và chất lượng bề mặt gia công cao, áp lực chất lỏng lên các chi tiết này theo hướng kính và hướng trực được cân bằng. Giữa các bề mặt tiếp xúc của cặp nòng van có một lớp chất lỏng giới hạn. Trong trường hợp này ma sát của cặp nòng van chỉ phụ thuộc vào vận tốc chuyển động của nòng van và độ nhớt của chất lỏng. Tuy nhiên đối với một cặp nòng van thực tế, lực ma sát khá lớn và phụ thuộc vào áp suất chất lỏng, độ chính xác hình dạng và vị trí của cặp nòng van. Số đồ áp lực chất lỏng tác dụng lên nòng van của van (h.6-9). Gờ nòng van có chiều rộng h được lắp với ống lót. $\delta_1 \delta_2$ là khe hở hướng kính giữa nòng van và ống lót. Phía trái của gờ nòng van tiếp xúc với chất lỏng có áp suất cao p_1 , phía phải của gờ nòng van tiếp xúc với chất lỏng có áp suất thấp p_2 .

Giả thử nòng van và ống lót có độ trụ cao, đường trực của nòng van và ống lót song song với nhau và cách nhau một đoạn e , nghĩa là $\delta_2 > \delta_1$ (h. 6-9a). Diện tích mặt cắt ngang của phần khe hở phía trên và phía dưới sẽ không đổi trên suốt chiều rộng h của gờ nòng van. Do đó gradien áp suất tại phần khe hở phía trên và phía dưới có thể coi như không đổi :

$$\frac{dp}{dx} = \frac{p_1 - p_2}{h} = \frac{\Delta p}{h} = \text{const} \quad (6.3)$$

trong đó :

$$\Delta p = p_1 - p_2 - \text{độ chênh lệch áp suất trên suốt chiều dài của khe hở}$$



Hình 6-8. Sơ đồ áp lực chất lỏng không cân bằng tác dụng lên nòng van của van.

Kết quả là áp suất trên khe hở sẽ giảm dần từ trị số p_1 xuống p_2 theo quan hệ tuyến tính (đường a, b hình 6-9a). Lực hướng kính được tạo thành bởi áp suất chất lỏng trong khe hở phía trên có xu hướng làm dịch chuyển nòng van xuống dưới (nếu bỏ qua áp suất động của dòng chảy). Ngược lại lực hướng kính trong khe hở phía dưới có xu hướng làm dịch chuyển nòng van lên trên. Những lực hướng kính này cân bằng nhau. Nòng van sẽ hoàn toàn cân bằng khi đường trục của nó trùng với đường trục của ống lót. Độ lệch của các đường trục của nòng van và ống lót, sai lệch hình dáng hình học của các bề mặt của chúng (độ không trụ, độ méo, độ ôvan, độ côn v.v...) sẽ phá hoại sự cân bằng của các lực

hướng kính. Nòng van có xu hướng dịch chuyển về một phía nào đó của bề mặt ống lót. Ma sát trong cặp nòng van sẽ tăng. Một trường hợp điển hình : nòng van có độ côn (h.6-9b) và đáy lớn hướng về phía áp suất cao, ống lót có độ trụ lý tưởng. Áp suất trong khe hở dọc theo chiều rộng h của gờ nòng van sẽ thay đổi theo luật parabol :

$$p = p_1 - \frac{\Delta p(\delta'_1 + c)^2}{c(2\delta'_1 + c)} \left(1 - \frac{\delta'^2}{y^2} \right) \quad (6.4)$$

trong đó :

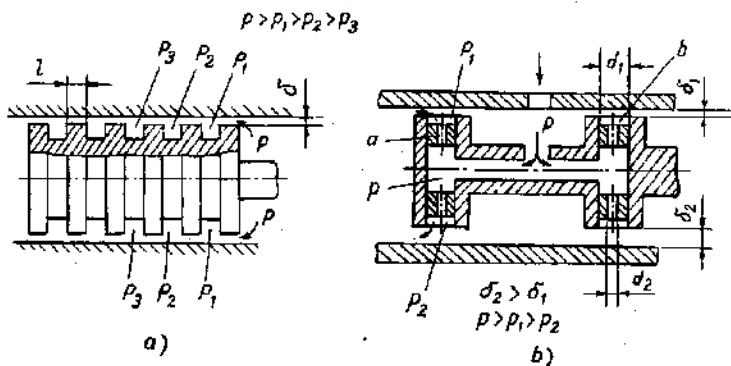
$$c = \delta_1 - \delta'_1 - \text{độ côn của nòng van.}$$

Sai lệch giữa sự phân bố áp suất theo parabol và đường thẳng (h.6-9b) phụ thuộc vào độ côn tương đối $\frac{c}{h}$ của nòng van và trị số nhỏ nhất δ'_1 của khe hở h giữa ống lót và đáy côn. Nói một cách khác sai lệch này phụ thuộc vào tỷ số giữa khe hở tại đáy côn lớn và nhỏ của nòng van $\frac{\delta'_1}{\delta_1}$. Tỷ số này càng gần 1 thì đường cong phân bố áp suất a, b (h.6-9b) càng gần với đường thẳng và ngược lại. Kết quả là xuất hiện lực hướng kính không cân bằng. Hình 6-9b biểu đồ của lực hướng kính không cân bằng tác dụng lên nòng van là diện tích được bao bởi hai đường cong phân bố áp suất a, b tương ứng với khe hở phía trên và phía dưới. Hướng của lực hướng kính không cân bằng theo chiều mũi tên. Nòng van sẽ mất tính ổn định và có xu hướng dịch chuyển về phía có khe hở nhỏ và có thể sinh ra hiện tượng kẹt.

Khi đáy côn nhỏ của nòng van tiếp xúc với áp suất cao (h.6-9c), gradien áp suất sẽ xuất hiện tại chỗ có khe hở hẹp nhất. Nòng van dưới tác dụng của lực hướng kính không cân bằng có xu hướng dịch chuyển về vị trí đồng trực với ống lót. Khả năng bị kẹt của nòng van sẽ nhỏ nhất.

Lực ma sát trên nòng van cũng có thể tăng lên do thân van bị biến dạng dưới tác dụng của áp lực chất lỏng. Sự biến dạng này có thể làm cho lỗ ống lót kẹp với nòng van thay đổi. Khe hở ở một phía giảm đi còn ở phía khác tăng lên và tạo ra khả năng bị kẹt ở nòng van. Ngoài nguyên nhân trên, những bụi bẩn cứng trong chất lỏng cũng như những chất kẹt tủa bám dính lấy bề mặt của cặp nòng van làm tăng ma sát hoặc phá hỏng các bề mặt tiếp xúc.

Để giảm ma sát trước hết cần giảm lực hướng kính không cân bằng tác dụng lên nòng van. Phương pháp đơn giản nhất để giảm lực hướng kính không cân bằng được thực hiện bằng cách làm một số rãnh vòng có mặt cắt chữ nhật trên bề mặt của nòng van hoặc ống lót (h.6-10a). Vì sức cản thủy lực của rãnh rất nhỏ so với sức cản của khe hở hướng kính nên trong mỗi rãnh sẽ chịu tác dụng bởi áp suất theo thứ tự $p > p_1 > p_2 > p_3 \dots$. Do đó nòng van chỉ chịu tác dụng của áp suất không cân bằng trên các đoạn chiều dài l của gờ giữa các rãnh. Nếu số rãnh càng lớn lực hướng kính không cân bằng tác dụng lên nòng van càng nhỏ. Kinh nghiệm chứng tỏ rằng đối với nòng van có một rãnh lực ma sát sẽ giảm đi 60%, đối với nòng van có 7 rãnh lực ma sát sẽ giảm đi 97%. Chiều rộng của rãnh chọn càng nhỏ càng tốt. Thông thường có thể chọn chiều rộng 0,5 - 1 mm, chiều sâu của rãnh 0,8- 1,0 mm, khoảng cách giữa các đường trục của rãnh 1 mm và nhỏ hơn.



Hình 6-10. Sơ đồ kết cấu nòng van để giảm lực hướng tâm không cân bằng.

Lực hướng kính không cân bằng tác dụng lên nòng van có thể giảm đi bằng cách dùng nòng van có lỗ tâm thủy tĩnh (h.6.10b). Trên gờ nòng van chế tạo 4 - 6 lỗ đối diện nhau theo đường kính ($d_1 = 6 + 8$ mm). Trong những lỗ này có lắp các nút a với lỗ tiết lưu có kích thước nhỏ ($d_2 = 0,2 + 0,3$ mm) qua đó chất lỏng từ ngăn cung cấp được dẫn tới ngăn b .

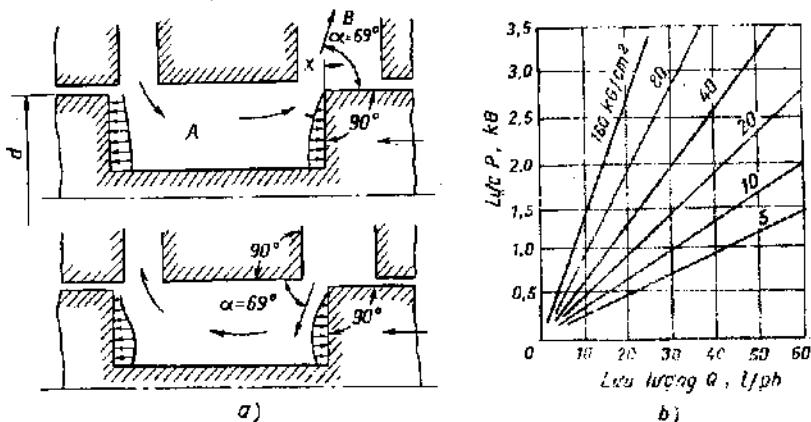
Nếu nòng van dịch chuyển hướng tâm làm cho khe hở phía trên giảm ($\delta_1 < \delta_2$) thì khe hở ở phía đối diện sẽ tăng lên một lượng tương ứng. Kết quả là áp suất p_1 trong ngăn có khe hở giảm do tác dụng của tiết lưu sẽ tăng lên và áp suất p_2 trong ngăn có khe hở tăng sẽ giảm đi ($p_1 > p_2$). Lực hướng kính không cân bằng có xu hướng dịch chuyển nòng van tới vị trí đồng trục với ống lót. Ma sát giữa nòng van và ống lót sẽ giảm.

Để giảm lực ma sát có thể tạo ra cho nòng van hoặc ống lót chuyển động dao động tịnh tiến hoặc quay với biên độ nhỏ ($0,01 - 0,1$ mm) và tần số cao (> 50 Hz). Dao động này có thể được thực hiện bằng các phương tiện cơ và điện. Thực tế chứng tỏ rằng dao động của nòng van đã làm cho lực ma sát giảm đáng kể (lực cần thiết làm cho nòng van bắt đầu dịch chuyển chỉ bằng 3 - 4% so với trường hợp không có dao động).

Việc tạo ra dao động tịnh tiến qua lại cho nòng van so với vị trí trung bình của nó rất thích hợp đối với các hệ thống chép hình thủy lực. Biên độ dao động cần lớn hơn độ phủ kín Δx (h.6.2a) của gờ nòng van đối với cửa cung cấp chất lỏng (khoảng $10 - 50$ μm). Ở biên độ dao động này của nòng van các bộ phận chuyển động của hệ thống thủy lực chịu tác động của phụ tải thay đổi chiều có tần số. Do đó ma sát trong các bộ phận này giảm. Cần chú ý đảm bảo sao cho tần số dao động không gây ra tác động xung cho pít-tông của xylyanh truyền lực (tần số phải lớn hơn 50 Hz).

Ngoài lực ma sát nòng van còn chịu tác dụng của lực chiều trực do ảnh hưởng của hiện tượng thủy động lực học của dòng chất lỏng. Lực này có xu hướng làm cho nòng van dịch chuyển về vị trí trung bình và đóng kín của van.

Bằng thực nghiệm người ta nhận thấy lực thủy động tác dụng lên nòng van là một hàm của hai biến số : sự chênh lệch áp suất (sự áp) chất lỏng trên nòng van và độ mở của cửa van. Nói một cách khác lực thủy động phụ thuộc vào sự tiêu hao công suất do tiết lưu trong van. Đối với van tịnh tiến bốn kênh ứng với công suất tiêu hao do tiết lưu



Hình 6.11. Lực thủy động :
a) sơ đồ tác dụng của lực trên nòng van ;
b) quan hệ giữa lực thủy động lưu lượng và áp suất (Δp)

trong van là 1 ml xuất hiện lực chiều trực khoảng 0,4 - 0,6 kG. Số đờ tác dụng của lực thủy động lên nòng van và quan hệ của những lực này đối với lưu lượng và áp suất (h.6-11).

Chất lỏng từ ngã A chảy vào ngã B (hoặc ngược lại) qua khe hở thông được tạo thành giữa các mép sắc của gờ nòng van và ống lót x (h.6-11a) theo hướng tạo thành với đường trực của nòng van góc α . Giá trị tính toán của α đối với cặp nòng van có khe hở đối tiếp bằng không, mép hở thông sắc (mẹp 90°) chất lỏng chảy rồi, có thể đạt $\alpha = 69^\circ$. Phản lực R của dòng chất lỏng tạo thành với đường trực của nòng van góc α , có hướng ngược với hướng chuyển động của dòng chất lỏng :

$$R = mu,$$

trong đó :

m - khối lượng của lưu lượng chất lỏng qua khe hở thông trong 1s, kg/s ;

u - vận tốc trung bình tính toán của dòng chất lỏng khi ra khỏi khe hở thông, m/s.

Thành phần chiều trực của phản lực :

$$P = R \cos \alpha$$

Vì $m = Q\rho$, $Q = \mu f \sqrt{\frac{2\Delta\pi}{\rho}}$ và $u = \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta p}$ thay vào công thức trên ta có :

$$P = 2\mu f \Delta p \cos \alpha = 2\mu \omega x \Delta p \cos \alpha, \quad (6.5)$$

trong đó :

Q - lưu lượng chất lỏng qua khe hở thông của van, cm^3/s ;

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng, kg/cm^3 ;

μ - hệ số lưu lượng ;

$f = \omega x$ - diện tích khe hở thông, cm^2 ;

x - độ mở của van, cm ;

ω - chiều dài khe hở theo cung vòng tròn, cm (đối với nòng van có gờ $\omega = \pi d$) ;

Δp - độ chênh lệch áp suất trong khe hở thông giữa ngã A và B, kG/cm^2 .

Vì góc α dương nên lực P có xu hướng làm dịch chuyển nòng van về phía làm giảm khe hở thông. Quan hệ giữa P , lưu lượng Q và độ chênh lệch áp suất Δp (h.6-11b).

Đối với van tinh tiến có bốn kẽm, các gờ của nòng van phân bố đối xứng đối với các cửa thông của ống lót khi lưu lượng chất lỏng vào và ra khỏi van như nhau, lực chiều trực do ảnh hưởng thủy động lực học của dòng chất lỏng sẽ tăng lên gấp đôi :

$$P_t = 2P = 2\mu f \Delta p_1 \cos \alpha \quad (6.6)$$

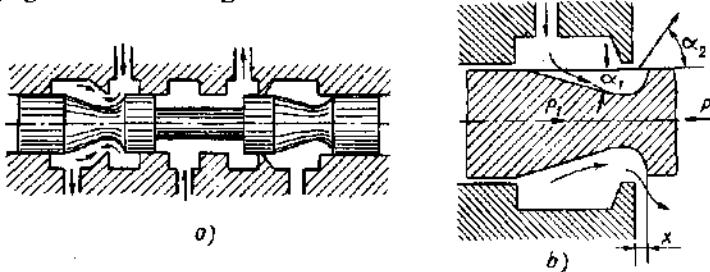
trong đó :

Δp_1 - tổng chênh lệch áp suất trong hai ngăn (vào và ra) của van.

Để giảm ảnh hưởng của lực chiều trực do tác dụng thủy động lực học của dòng chất lỏng cần thay đổi profil của nòng van (h.6-12) để tạo ra lực chiều trực phụ P' ngược chiều với lực P . Kết quả là nòng van sẽ chịu tác dụng của lực P' :

$$\begin{aligned} P' &= P_1 - P = Q u \rho (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2) = \\ &= 2\mu f \Delta p (\cos \alpha_1 - \cos \alpha_2) \end{aligned} \quad (6.7)$$

$P' = 0$ khi $\alpha_1 = \alpha_2$. Trong thực tế, loại kết cấu của nòng van như trên khá phức tạp và khi độ mở x của van thay đổi P' cũng thay đổi theo. Khi $\alpha_2 < \alpha_1$ lực chiều trực có xu hướng dịch chuyển nòng van về phía mở rộng khe hở thông.



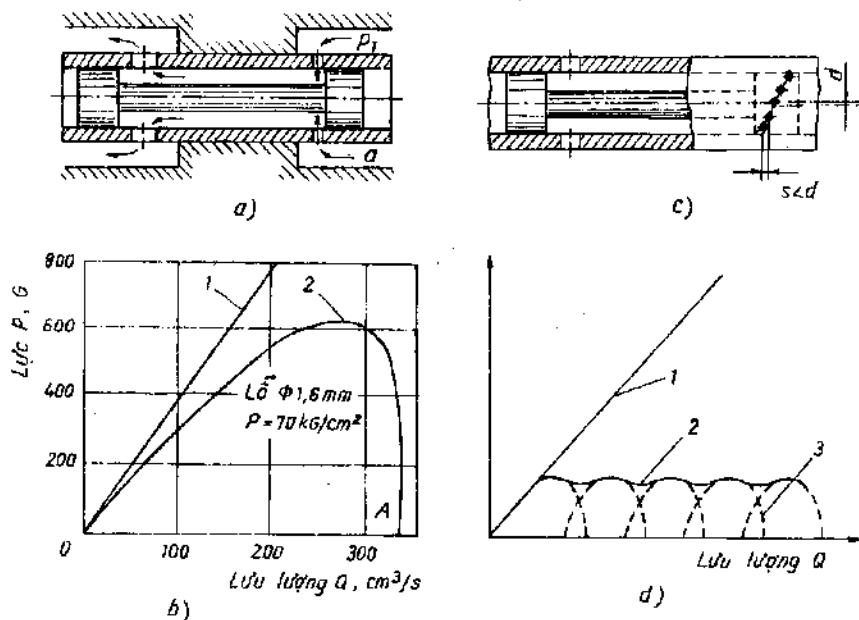
Hình 6-12. Sơ đồ van tinh tiến có kết cấu profil của nòng van cải tiến.

Để giảm và di đến triệt tiêu lực chiều trực P' có thể sử dụng kết cấu đơn giản hơn trong đó chất lỏng được dẫn vào các ngăn của van qua một số lỗ phân bố đối xứng và một cặp lỗ nhỏ phối hợp với một cặp lỗ to (h.6-13a). Đường kính 0,5 - 1 mm.

Khi mở những lỗ này trong quá trình chuyển động của nòng van góc α của dòng chảy ban đầu có trị số gần với 69° . Với việc tăng khe hở thông góc α sẽ tăng và khi lỗ được mở hoàn toàn $\alpha = 90^\circ$ và lực chiều trực sẽ bằng 0 (diagram A hình 6-13b).

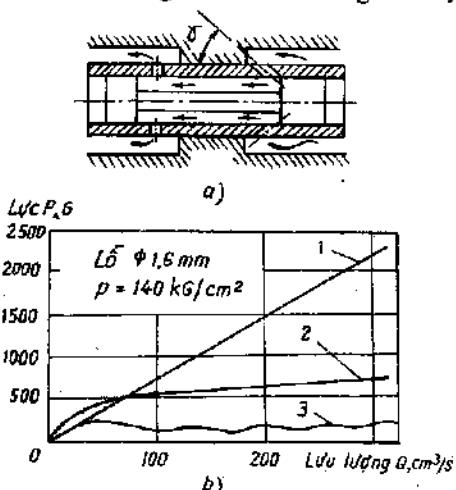
Nếu các lỗ được bố trí trên đường xoắn vít (h.6-13c) với bước s < d (có độ phủ), khi một cặp lỗ nào đó bắt đầu được mở thì cặp lỗ lân cận

vẫn còn tiếp tục mở, do đó đường cong phân bố lực chiều trực xuất hiện ứng với mỗi cặp lỗ 3 có những phần trùng lắp nhau. Kết quả cho ta đường cong phân bố lực chiều trực 2 (h.6-13d) tương đối đều. Đường 1



Hình 6-13. Sơ đồ van tịnh tiến có kết cấu giảm ảnh hưởng của lực chiều trực.

(h.6-13b và d) ứng với trường hợp khi van không có kết cấu giảm lực chiều trực. Loại van tịnh tiến có kết cấu giảm lực chiều trực có nhiều ưu điểm nhất (h.6-14). Cặp lỗ thứ nhất nghiêng với đường trục của nòng van góc $\gamma = 30^\circ$ (h.6-14a). Dòng chất lỏng ra khỏi lỗ nghiêng sẽ tác dụng lên các mặt mút của gờ nòng van và làm tăng lực chiều trực ngược chiều với lực P như đã nói ở trên. Do đó lực chiều trực thực tế tác dụng lên nòng van sẽ giảm nhỏ và đường cong phân bố của nó tương đối điều hòa (đường 3 hình 6-14b). Đường cong 1 và 2 (h.6-14b) tương ứng với lực



Hình 6-14. Van tịnh tiến có kết cấu giảm ảnh hưởng của lực chiều trực.

chiều trục khi kết cấu van không có lỗ hướng kính và có lỗ hướng kính, đường 3 - khi có lỗ nghiêng góc γ .

Việc điều khiển chuyển động của nòng van có thể thực hiện bằng tay, thủy lực, điện từ và điện thủy lực. Lực cần thiết để dịch chuyển nòng van phải thắng lực ma sát và lực thủy động của dòng chất lỏng tác dụng lên nòng van. Khi điều khiển bằng thủy lực, áp suất của chất lỏng trong mạch điều khiển không những đủ để thắng hai lực trên mà còn phải thắng được áp suất động $\gamma \frac{u^2}{2g}$, u - tốc độ chất lỏng trong kênh điều khiển van tịnh tiến; sức cản cục bộ trong mạch dẫn chất lỏng vào và ra của hệ điều khiển van ($\Delta p = \gamma \frac{u^2}{2g} \sum \varphi$, Σ - tổng hệ số sức cản cục bộ trong kênh điều khiển) v. v... Thông thường áp suất chất lỏng trong kênh điều khiển van 3 - 4 kG/cm². Theo kinh nghiệm quan hệ giữa lực cần thiết để dịch chuyển nòng van, đường kính của gờ nòng van và áp suất chất lỏng qua van (bảng 6-3).

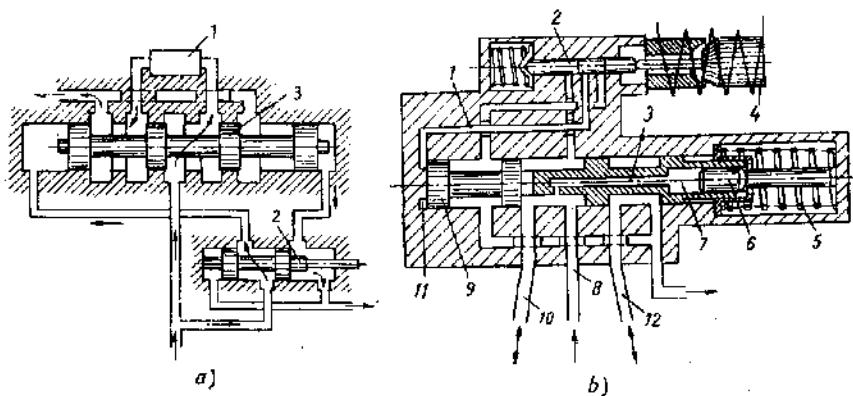
Bảng 6-3

Đường kính gờ nòng van, mm	Lực cần thiết để dịch chuyển nòng van, kG	Áp suất được dưa tới van, kG/cm ²	Đường kính gờ nòng van, mm	Lực cần thiết để dịch chuyển gờ nòng van, kG	Áp suất được dưa tới van, kG/cm ²
6	0,3	100	25	3,0	60
10	0,5	100	30	4,0	60
16	1,5	100	35	5,0	60
20	2,0	100			

Trong trường hợp muốn giảm nhỏ lực làm dịch chuyển nòng van đồng thời đảm bảo lưu lượng cần thiết của chất lỏng người ta sử dụng van tịnh tiến hai cấp hoặc còn gọi là van tịnh tiến kiểu trợ động. Sơ đồ nguyên lý và kết cấu của loại van này (h.6-15).

Van tịnh tiến chính 3 (h.6-15a) được điều khiển bằng van tịnh tiến phụ 2 có mặt cắt nhỏ hơn van tịnh tiến phụ được điều khiển bằng nam châm điện hoặc động cơ điện. Vì kích thước nòng van của van tịnh tiến phụ nhỏ hơn (đường kính khoảng 3 - 4 mm) nên công suất cần thiết để dịch chuyển nòng van cũng nhỏ hơn. Sơ đồ kết cấu của van tịnh tiến kép hai vị trí điều khiển bằng nam châm điện (h.6-15b). Khi nam châm điện không làm việc, nòng van 9 của van tịnh tiến cơ bản được giữ tại

vị trí tận cùng bên phải bởi lò xo 5 và áp suất chất lỏng làm việc qua kênh 3 vào ngăn 7. Chất lỏng từ ống 8 (được nối với bơm) qua kênh 10 mà vào xylanh truyền lực.



Hình 6-15. Sơ đồ van tịnh tiến hai cấp.

- a) : 1-van phụ ; 2-van chính ; 3-van phụ ;
- b) : 1,3,8,10,12- kênh ; 2,6-van phụ ; 4-nam châm điện ;
- 5-lò xo ; 7- ngăn ; 9-nòng van ; 11- ngăn trái van cơ bản.

Khi nam châm điện làm việc chất lỏng từ kênh 8 qua rãnh của van phụ 2 và kênh 1 vào ngăn phía bên trái 11 của van cơ bản. Vì diện tích làm việc của nòng van 9 lớn hơn diện tích của nòng van phụ 6, nòng van 9 sẽ dịch chuyển sang phải. Khi đó kênh 8 được nối với xylanh truyền lực qua kênh 12.

Van tịnh tiến mặt phẳng

Van tịnh tiến có cơ cấu phân phối kiểu trụ đòn hồi công nghệ gia công và kiểm tra cặp nòng van tương đối phức tạp nhất là đối với lỗ ống lót. Van tịnh tiến có cơ cấu phân phối kiểu mặt phẳng không có nhược điểm này. Sơ đồ van tịnh tiến có cơ cấu phân phối kiểu mặt phẳng (h.6-16).

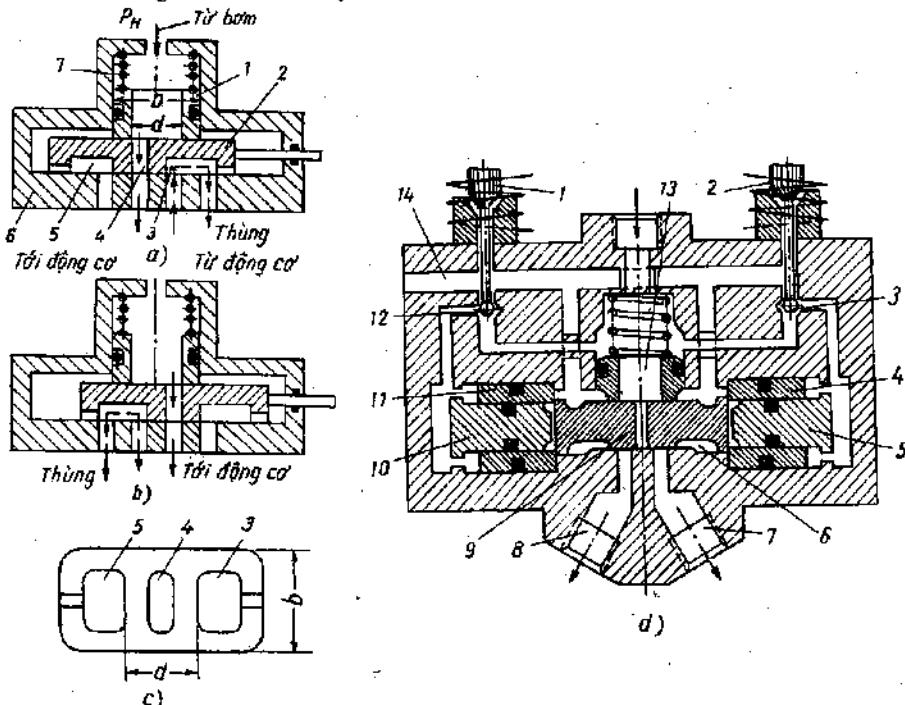
Bộ phận phân phối 2 (h.6-16a) trượt theo mặt đế của thân van 6 và được ép sát với mặt đế qua bạc 1 nhờ lò xo 7 và lực nén của chất lỏng lên bạc. Tùy theo vị trí của bộ phận phân phối 2 chất lỏng từ bơm qua cửa trung tâm 4 đi vào ngăn trái (h.6-16a) hoặc ngăn phải của cơ cấu chấp hành và qua các cửa 3 hoặc 5 chất lỏng từ cơ cấu chấp hành về thùng chứa. Hình dáng của các cửa 3, 4, 5 (h.6-16c).

Không kể lực nén của lò xo, chất lỏng có áp suất p_1 tác dụng lên mặt mút của bạc và bề mặt tiếp xúc với chất lỏng của bộ phận phân phối lực P_1 (h.6-16a).

Bỏ qua diện tích cửa thông 4, lực P_1 được xác định :

$$P_1 = \frac{\pi D^2}{4} p_1$$

D - đường kính của bạc 1.



Hình 6-16. Sơ đồ van tinh tiến mặt phẳng :

- a) 1- bạc ; 2- bộ phận phân phối ; 3,4,5- cửa ; 6- thân ; 7- lò xo ;
- c) 3,4,5- cửa ; d) 12- nam châm điện ; 3,12- bi ; 4,11- pít tông ngoài ;
- 5,10- pít tông trong ; 7,8,13- cửa ; 6- ngăn ; 9- bộ phận phân phối ;
- 14- khe hở giữa thân và thùng chứa.

Chất lỏng trong khe hở giữa bộ phận phân phối 2 và mặt đế của thân van 6 tác dụng lên bộ phận phân phối 2 lực P_2 , ngược chiều với P_1 . Giả thử áp suất chất lỏng trong khe hở phân bố theo đường thẳng và $p_{th} = \frac{p_1}{2}$ ta có :

$$P_2 = ab \cdot \frac{p_1}{2}$$

Điều kiện cân bằng của bộ phận phân phối :

$$\frac{\pi D^2}{4} p_1 = ab \cdot \frac{p_1}{2} \quad (6.8)$$

do đó :

$$D = \sqrt{\frac{2ab}{\pi}}$$

Tuy nhiên để đảm bảo cho bộ phận phân phoi 2 tiếp xúc khít và không rời khỏi đế thân van cần đảm bảo điều kiện $P_1 > P_2$. Thực tế cho thấy lực đẩy bộ phận phân phoi 2 khỏi đế thân van P_2 nhỏ hơn lực ép P_1 khoảng 10%.

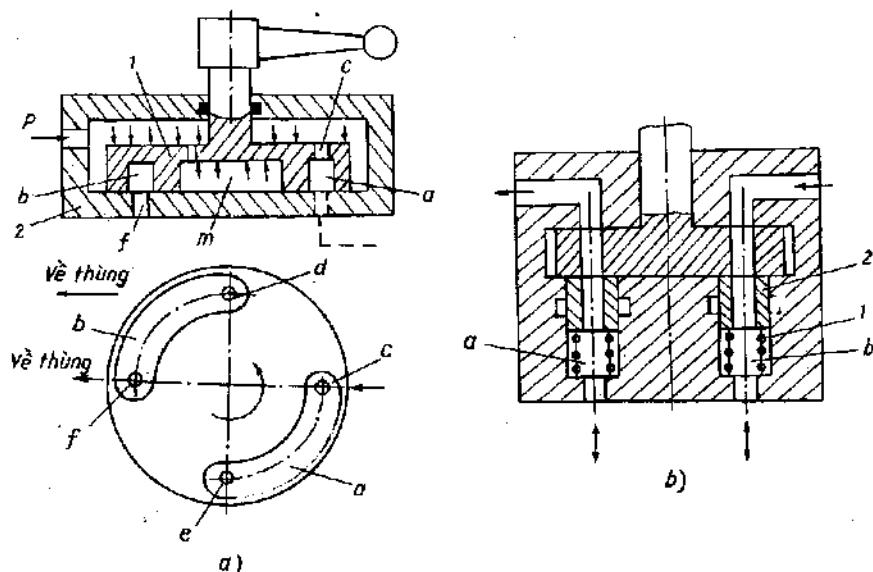
$$\frac{\pi D^2}{4} p_1 = ab \frac{p_1}{2} 1,1 \quad (6.9)$$

Lực P_1 được bổ sung thêm bởi lực nén của lò xo. Lực của lò xo được chọn sao cho đảm bảo sự tiếp xúc khít của bộ phận phân phoi 2 với đế thân van khi áp suất chất lỏng trong hệ thống bằng không hoặc nhỏ. Ưu điểm của van tinh tiến loại này là độ kín cao, rất ít xảy ra hiện tượng kẹt ; thời gian sử dụng tương đối dài.

Van tinh tiến mặt phẳng có tác dụng trợ động (h.6-16d). Các viên bi 3 và 12 nhờ tác dụng của các nam châm điện 2 và 1 điều khiển dòng chất lỏng qua bộ phận phân phoi 9 vào cơ cấu chấp hành. Khi các nam châm điện không làm việc hai viên bi 3 và 12 do tác dụng của lò xo bị ép lên phía trên, chất lỏng theo những kênh này vào các ngăn của các pittông ngoài 4, 11 và các pittông trong 5, 10. Lực tác dụng của áp suất chất lỏng lên những pittông này cân bằng nhau. Bộ phận phân phoi 9 được giữ ở vị trí trung bình ngăn không cho dòng chất lỏng từ cửa 13 qua cửa 8 hoặc 7 để vào cơ cấu chấp hành. Hai pittông 4 và 11 được dùng để định vị vị trí chính xác của bộ phận phân phoi 9 tại vị trí trung bình và hai vị trí làm việc của nó. Khi nam châm điện 2 làm việc, viên bi 3 bị ép xuống dưới. Chất lỏng không đi vào các ngăn của pittông 4 và 5, đồng thời các ngăn này được thông với kênh dẫn chất lỏng về thùng chứa 14. Do đó áp suất chất lỏng trong các ngăn này giảm và bộ phận phân phoi 9 dịch chuyển sang phải chất lỏng sẽ qua cửa 7 vào cơ cấu chấp hành. Chất lỏng từ cơ cấu chấp hành qua cửa 8 vào ngăn 6 qua kênh 14 rồi về thùng chứa. Khi nam châm điện 1 làm việc, quá trình làm việc của bộ phận phân phoi 9 sẽ ngược lại với trường hợp trên. Vì kích thước lỗ tiếp xúc với các viên bi 3 và 12 nhỏ (đường kính 1,5 - 2 mm) nên lực của nam châm điện rất nhỏ. Khối lượng nam châm điện không vượt quá 200 - 500g, đoạn dịch chuyển của bi tối 0,3 mm.

6.2. CƠ CẤU PHÂN PHỐI KIỂU VAN QUAY

Cơ cấu phân phối kiểu van quay thường được sử dụng khi lưu lượng và áp suất chất lỏng không lớn. Tùy theo kết cấu của bộ phận phân phối chia ra : van quay kiểu mặt phẳng và van quay kiểu nút. Kết cấu đơn giản nhất của van quay kiểu mặt phẳng (h.6-17).



Hình 6-17. Van quay có bộ phận phân phối mặt phẳng :
a) : 1- bộ phận phân phối ; 2- thân van ; b) : 1- lò xo ; 2- bac.

Bộ phận phân phối 1 có hai rãnh a và b . Trên rãnh a có lỗ suối c . Trên thân van 2 có ba lỗ d , e và f , trong đó lỗ f thông với thùng chứa, hai lỗ d , e nối với cơ cấu chấp hành. Khi bộ phận phân phối 1 ở vị trí như hình vẽ chất lỏng có áp suất p từ bơm qua lỗ c , rãnh a rồi lỗ e để vào một ngăn của cơ cấu chấp hành. Chất lỏng từ ngăn kia của cơ cấu chấp hành qua lỗ d , rãnh b rồi lỗ f để về thùng chứa. Khi bộ phận phân phối 1 quay đi một góc 90° (chiều mũi tên) chất lỏng sẽ vào cơ cấu chấp hành qua lỗ d và từ cơ cấu chấp hành về thùng chứa qua lỗ e . Để giảm lực quay bộ phận phân phối, ngăn m của nó được thông với ngăn có áp suất p (h.6-17a). Cũng có thể giảm lực diều khiển chuyển động của bộ phận phân phối bằng kết cấu (h.6-17b). Áp suất chất lỏng trong các ngăn a và b (nối với cơ cấu chấp hành) cùng với lực nén của các lò xo 1 sẽ tạo ra lực ngược chiều với lực nén của chất lỏng từ bơm tới bộ phận phân phối.

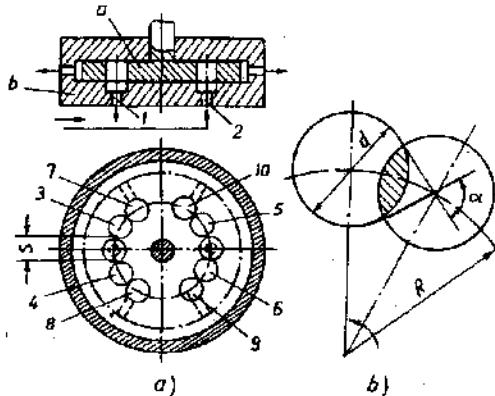
Trong các hệ thống thủy lực chép hình có thể dùng van quay có bộ phận phân phối mặt phẳng chính xác hơn. Sơ đồ kết cấu của loại van này (h.6-18).

Trên bộ phận phân phối *a* có tâm lỗ : bốn lỗ 3,4,5,6 dẫn chất lỏng từ bơm qua hai lỗ 1 ;2 trên thân *b* tới cơ cấu chấp hành, bốn lỗ 7,8,9,10 dẫn chất lỏng từ cơ cấu chấp hành qua bộ phận phân phối về thùng chứa. Mỗi lần chất lỏng vào và ra khỏi cơ cấu chấp hành đều qua các cặp lỗ đối xứng nhau so với tâm của bộ phận phân phối. Kết cấu này cho phép tăng diện tích của kheh kinh dẫn chất lỏng và đảm bảo sự phân bổ phụ tải đều trên bộ phận phân phối. Khi đường kính lỗ trên bộ phận phân phối và trên thân van bằng nhau *d*, bước vòng của các lỗ trên bộ phận phân phối *s* = *d* diện tích khe hở thông thay đổi theo hàm :

$$f = \frac{d^2}{4} \left(\frac{\pi \alpha}{180} - \sin \alpha \right) \quad (6.10)$$

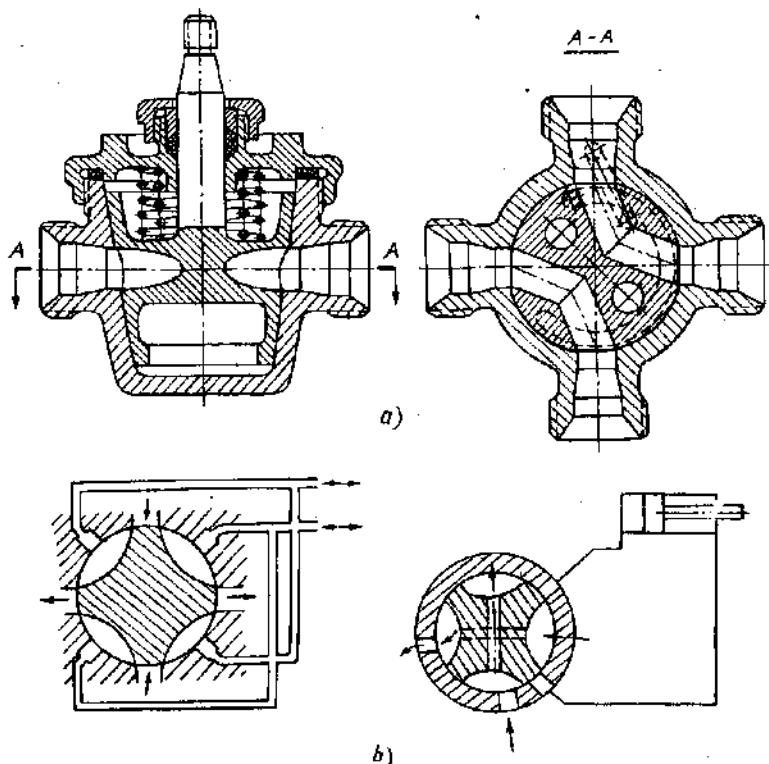
α thay đổi từ 0 đến π .

.Van quay kiểu nút có bộ phận phân phối hình trụ hoặc hình côn. Chuyển động quay của nút xung quanh đường trục của nó sẽ đóng hoặc mở dòng chất lỏng tới cơ cấu chấp hành. Sơ đồ kết cấu của van quay kiểu nút (h.6-19). Để cân bằng áp lực chất lỏng tác dụng lên nút van, tránh hiện tượng kẹt, chất lỏng từ bơm dẫn tới van để vào cơ cấu chấp hành và từ cơ cấu chấp hành qua van để về thùng chứa theo các ngăn đối diện nhau so với đường kính của nút (h.6-19b). Độ kín của van quay kiểu nút trụ được đảm bảo nhờ sự tiếp xúc khít của nút với ống lót (thân van). Đối với van quay có nút côn độ kín được đảm bảo như lò xo. Lực của lò xo phải đủ để thắng được lực của chất lỏng có xu hướng đẩy nút côn ra khỏi lỗ. Áp suất chất lỏng càng lớn, lực lò xo càng lớn và do đó lực cần thiết để quay nút van cũng lớn. Van quay có cơ cấu



Hình 6-18. Van quay mặt phẳng dùng trong hệ thống thủy lực chép hình :

1- lỗ trên thân van ;
3,4,5,6,7,8,9,10- lỗ trên bộ phận phân phối.



Hình 6-19. Sơ đồ van quay kiểu nút.

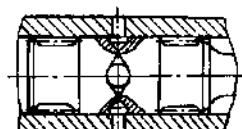
phân phối kiểu nút còn thường chỉ dùng ở áp suất chất lỏng nhỏ hơn 100 kG/cm^2 .

Trong các hệ thống thủy lực chép hình, để giảm ma sát khi quay nút van, tại bề mặt tiếp xúc giữa nút van và lỗ ống lót có đặt các bi kim. Sơ đồ kết cấu của van quay loại này (h.6-20).

6.3. CƠ CẤU PHÂN PHỐI KIỂU VAN NÚT

Trong các hệ thống thủy lực còn dùng cơ cấu phân phối kiểu van nút. Van nút dễ chế tạo, đảm bảo độ kín cũng như độ tin cậy trong sử dụng. Sơ đồ kết cấu đơn giản nhất của van loại này (h.6-21).

Lực cản thiết tác dụng lên nút van P phải thắng được lực do áp suất chất lỏng lúc vào van, lực nén của lò xo và lực ma sát giữa nút và thân van cũng như phản lực của dòng chất lỏng. Nếu mép lỗ trên thân van (chỗ tiếp



Hình 6-20. Sơ đồ van quay có kết cấu giảm ma sát.

xúc với nút van) hoàn toàn sắc và bỏ qua lực cản của dòng chất lỏng ta có :

$$P = p_1 F - p_2 (F - f) + P_{lx} + P_{ms} \quad (6.11)$$

trong đó :

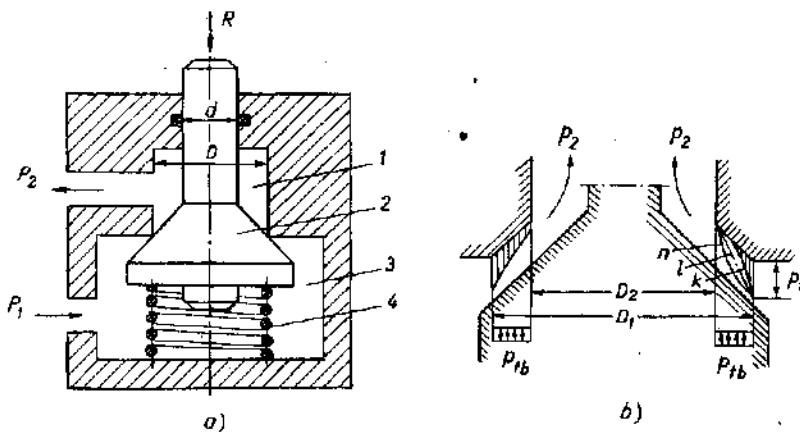
p_1, p_2 - áp suất chất lỏng trong ngăn vào 3 và ngăn ra 1 của van ;

P_{lx} - lực căng sơ bộ của lò xo ;

P_{ms} - lực ma sát tĩnh ;

$F = \frac{\pi D^2}{4}$ - diện tích tiếp xúc của nút côn với lỗ ;

$F = \frac{\pi d^2}{4}$ - diện tích của cần nút van.



Hình 6-21. Sơ đồ van nút :
1,3- ngăn; 2- nút ; 4- lò xo.

Trên thực tế sự tiếp xúc giữa nút van và lỗ thân van theo một mặt côn với đường kính của đáy lớn và đáy nhỏ D_1, D_2 do đó :

$$P = p_1 F_1 - p_2 (F_2 - f) + P_{lx} + P_{ms}$$

Khi chất lỏng bắt đầu đi qua khe hở giữa nút và lỗ trên thân van, áp suất chất lỏng trong khe hở sẽ giảm từ trị số p_1 và p_2 theo đường cong (h. 6-21b). Áp suất trung bình của chất lỏng trong khe hở :

$$p_{tb} = \frac{p_1 + p_2}{2}$$

Lực do áp suất p_{tb} gây ra có xu hướng làm giảm lực tác dụng P , do đó :

$$P = p_1 F_1 + p_2 (F_2 - f) + p_{th} (F_1 - F_2) + P_{msd} + P_{lx}$$

trong đó :

P_{msd} - lực ma sát động, đồng thời áp suất p_1 và lực căng của lò xo P_{lx} được coi là không đổi.

Kết quả trên cho thấy sau khi nút van rời khỏi lỗ, lực cần thiết để dịch chuyển nút van sẽ giảm đi.

Khi nút van đã mở hoàn toàn, áp suất chất lỏng trong ngăn ra của van tăng tới trị số $p_2 + \Delta p$, ở đây Δp - số gia của áp suất trong ngăn ra sau khi mở nút van. Do đó áp suất trung bình của chất lỏng trong khe hở sẽ tăng lên :

$$p_{th} = \frac{p_1 + p_2 + \Delta p}{2}$$

Lực cần thiết tác dụng lên nút van

$$P = p_1 F_1 + (p_2 + \Delta p)(F_2 - f) - \frac{(p_1 + p_2 + \Delta p)}{2} \times \\ \times (F_1 - F_2) + P_{msd} + P_{lx} \quad (6.12)$$

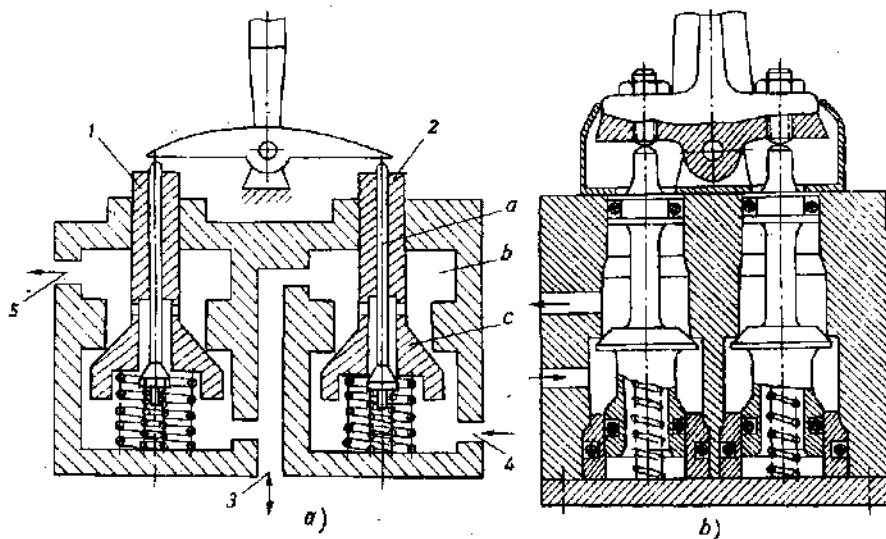
trong đó :

F_1, F_2 - diện tích tiếp xúc của nút côn với lỗ tương ứng với các đường kính D_1, D_2 .

Sự phân bố áp suất chất lỏng theo chiều dài của khe hở giữa nút và lỗ thân van thay đổi không đều. Đường cong phân bố áp suất (h.6-21b) có thể lồi hoặc lõm. Đặc điểm này cần phải chú ý khi thực hiện những tính toán ở trên.

Chuyển động của nút van có thể thực hiện bằng tay, bằng các cơ cấu cơ khí và điện. Cơ cấu điều khiển nút van bằng tay được sử dụng rộng rãi dựa trên nguyên tắc đòn bẩy. Sơ đồ kết cấu van nút loại này (h.6-22).

Khi đòn bẩy ở vị trí trung bình hai nút van 1 và 2 đóng kín các khe hở thông (h.6-22a). Kênh 3 (nối với cơ cấu chấp hành) không thông được với kênh 4 (bơm cung cấp chất lỏng) và kênh 5 (thùng chứa). Khi đòn bẩy quay sang phải chất lỏng từ bơm được cung cấp cho cơ cấu chấp hành. Ngược lại khi đòn bẩy quay sang trái chất lỏng từ cơ cấu chấp



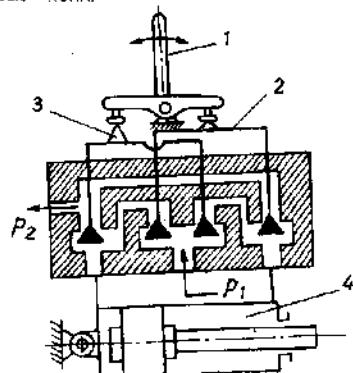
Hình 6-22. Sơ đồ van nút có cơ cấu điều khiển kiểu dòn bẩy :
1-2- nút van ; 3,4,5- các khe.

hành được dẫn về thùng chứa. Cũng có thể sử dụng cơ cấu dòn bẩy có thể điều khiển đồng thời hai nút van. Sơ đồ kết cấu loại van này (h.6-23).

Ngoài cơ cấu dòn bẩy, người ta còn sử dụng rộng rãi cơ cấu điều khiển nút van truyền dẫn bằng cam (h.6-24) và bằng nam châm điện (h.6-25).

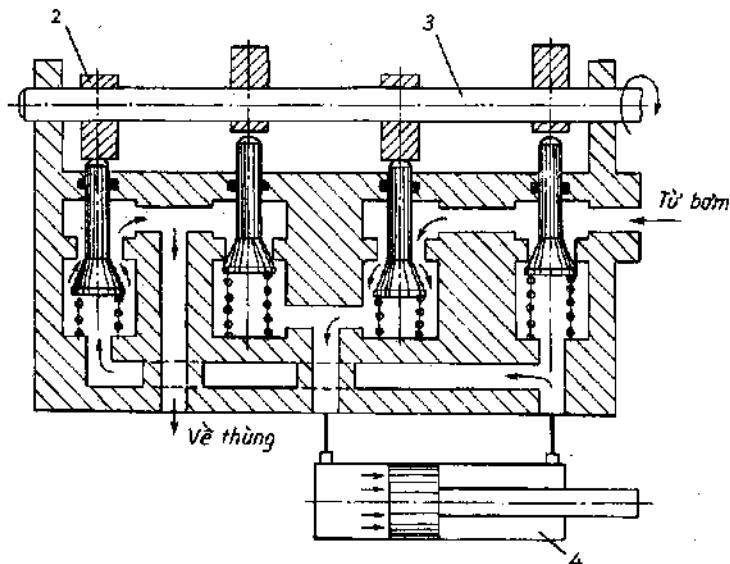
Trên trục 3 có lắp bốn cam 2 (h.6-24), mỗi cam điều khiển một nút van. Ở vị trí như hình vẽ các nút van thứ nhất và thứ ba (kể từ trái sang phải) được cam nén xuống, chất lỏng từ bơm được dẫn vào ngăn trái của cơ cấu chấp hành 4. Khi các nút van thứ hai và thứ tư nén quá trình sẽ xảy ra ngược lại.

Hai nam châm điện 1 và 2 (h.6-25) thực hiện chuyển động các nút van 3 và 4. Khi hai nam châm không làm việc hai nút van đóng kín các khe hở thông với bơm cung cấp chất lỏng và các ngăn của cơ cấu chấp hành được cuộn với thùng chứa. Khi nam châm 2 làm việc, nút van



Hình 6-23. Sơ đồ van nút có cơ cấu dòn bẩy điều khiển đồng thời hai nút van :
1- dòn bẩy ; 2,3- các nút van ;
4- xylanh.

3 bị đẩy sang trái và đóng kín khe hở thông với thùng chứa. Chất lỏng từ bơm được dẫn vào một ngăn của cơ cấu chấp hành còn ngăn kia được thông với thùng chứa khi nam châm 1 làm việc quá trình sẽ diễn ra ngược lại.

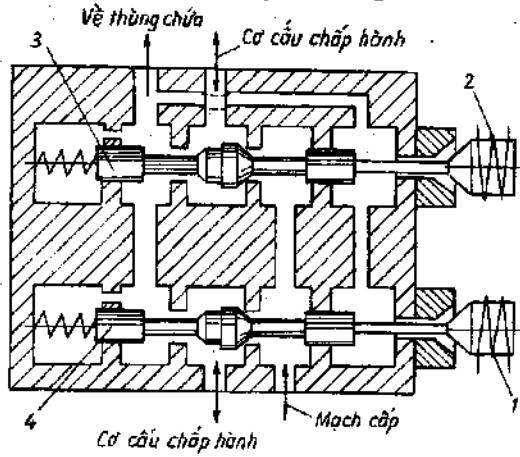


Hình 6-24. Sơ đồ van nút có cơ cấu điều khiển kiểu cam :
2- cam ; 3- trục ; 4- xylanh.

Cũng như các loại phân phối khác, khi lựa chọn kết cấu của van nút cần chú ý tới việc giảm lực điều khiển chuyển động của nút van. Điều này có ý nghĩa quan trọng khi áp suất chất lỏng và diện tích khe hở thông lớn cũng như khi tự động hóa quá trình điều khiển.

Sơ đồ nguyên lý van nút có kết cấu để giảm lực điều khiển (h.6-22a và h.6-26).

Theo hình 6-22a khi quay tay gạt (đòn bẩy) sang phải nút phụ a bị



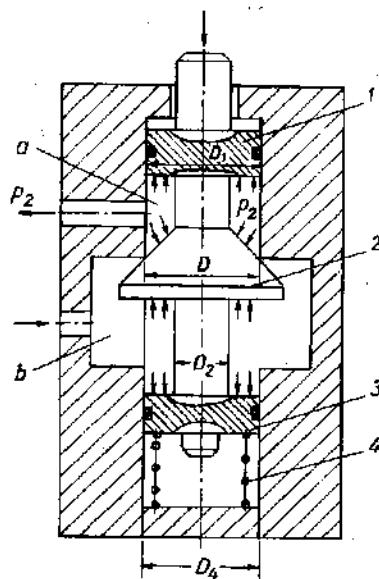
Hình 6-25. Sơ đồ van nút có cơ cấu điều khiển kiểu nam châm điện :
1,2- nam châm điện ; 3,4- nút van.

nén xuống trước nút chính. Do đó áp suất chất lỏng trong ngăn *b* sẽ tăng lên (chất lỏng trong ngăn *c* sẽ qua khe hở nhỏ giữa nút phụ *a* và nút chính để vào ngăn *b*). Lực làm dịch chuyển nút chính sẽ giảm.

Khác với kết cấu (h.6-22a) kết cấu của nút van (h.6-26) có thêm hai pít-tông phụ D_1 , D_2 . Khi $D = D_1 = D_2$ áp lực chất lỏng tác dụng lên nút van trong hai ngăn *a* và *b* sẽ cân bằng nhau. Trong trường hợp này lực làm dịch chuyển nút van cần thăng lực nén của lò xo khi $D_2 < D$, ngoài lực nén của lò xo, lực cản chuyển dịch của nút van do chất lỏng trong ngăn *b* sinh ra :

$$P = P_1 \frac{(D^2 - D_2^2)}{4},$$

sau khi nút van được mở ($p_2 > 0$) để bù cho sự thay đổi của lực lò xo nên lấy $D_1 > D$.



Hình 6-26. Sơ đồ van nút có kết cấu
giảm lực điều khiển :
1- pít-tông trù ; 2- nút cản ; 4- lò xo.

Chương 7

CƠ CẤU ĐIỀU CHỈNH

Trong truyền dẫn thủy lực để tạo ra chuyển động yêu cầu của cơ cấu chấp hành thường phải thực hiện các quá trình : điều chỉnh áp suất, điều chỉnh lưu lượng và điều chỉnh hướng của dòng chất lỏng. Các quá trình trên được thực hiện bằng các cơ cấu điều chỉnh.

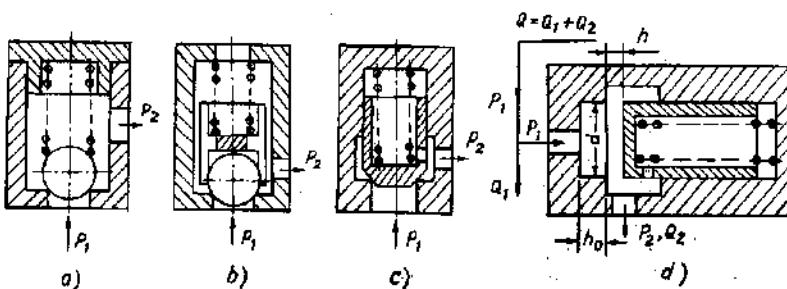
Cơ cấu điều chỉnh áp suất thường được dùng là van an toàn, van giảm áp và van tràn. Cơ cấu điều chỉnh lưu lượng : van tiết lưu, van giới hạn lưu lượng, van chia dòng thủy lực và van định lượng. Van một chiều thuộc về cơ cấu điều chỉnh hướng của dòng chất lỏng. Để điều chỉnh phối hợp có thể dùng van mở nối tiếp. Việc tự động điều chỉnh trong hệ thống thủy lực được thực hiện bằng role thủy lực. Trong một số hệ thống truyền dẫn thủy lực cần có sự điều hòa năng lượng người ta sử dụng rộng rãi acquy thủy lực.

7.1. VAN AN TOÀN

Van an toàn dùng để hạn chế việc tăng áp suất chất lỏng trong hệ thống thủy lực vượt quá trị số quy định. Nguyên lý làm việc của van dựa trên sự cân bằng tác dụng của những lực ngược chiều nhau trên nút van : lực tạo thành bởi kết cấu van (lò xo, đối trọng v.v...) và áp suất của chất lỏng. Khi áp suất chất lỏng từ nguồn cung cấp cho hệ thống vượt quá trị số quy định, áp suất chất lỏng tác dụng lên nút van sẽ thắng được lực lò xo (hoặc đối trọng) và hình thành khe hở thông giữa nút van và lỗ. Một phần chất lỏng sẽ qua khe hở này về thùng chứa và áp suất chất lỏng trong hệ sẽ giảm xuống mức quy định. Quá trình này không diễn ra thường xuyên. Loại van có nguyên lý làm việc và kết cấu giống van an toàn, nhưng được điều chỉnh sao cho luôn luôn có một phần chất lỏng từ mạch cung cấp được dẫn qua van về thùng chứa được gọi là van tràn.

7.1.1. Tính toán thiết kế và kết cấu van an toàn

Tùy theo kết cấu van an toàn được phân ra : van an toàn tác dụng trực tiếp và van an toàn hai cấp. Đối với van an toàn tác dụng trực tiếp, sự thay đổi kích thước khe hở thông được thực hiện bởi tác dụng trực tiếp của áp suất chất lỏng lên nút van. Đối với van an toàn hai cấp sự thay đổi kích thước khe hở thông được thực hiện bởi tác dụng của áp suất chất lỏng qua một bộ phận trung gian. Số đồ kết cấu các loại van an toàn tác dụng trực tiếp đơn giản (h.7-1).



Hình 7-1. Số đồ van an toàn.

Loại nút van đơn giản nhất là các viên bi (h.7-1a,b). Song van an toàn loại này chỉ được sử dụng ở áp suất chất lỏng không lớn và thời gian tác dụng ngắn. Sau thời gian dài, do sự rung động, viên bi sẽ làm mòn không đều lỗ trên thân van. Để khắc phục nhược điểm này, trong các van an toàn kiểu bi của các hệ thống thủy lực có áp suất cao có thêm chi tiết để định hướng chuyển động của viên bi (h.7-1b), do đó viên bi chỉ có chuyển động dọc trục.

Các nút van kiểu côn đâm bảo độ kín của van tốt hơn (h.7-1c). Phần mặt trụ và mặt côn của nút van cũng như của lỗ trên thân van phải đạt được độ đồng trục yêu cầu. Các nút van kiểu trụ (h.7-1d) thường dùng cho các loại van tràn hoặc van an toàn vi sai.

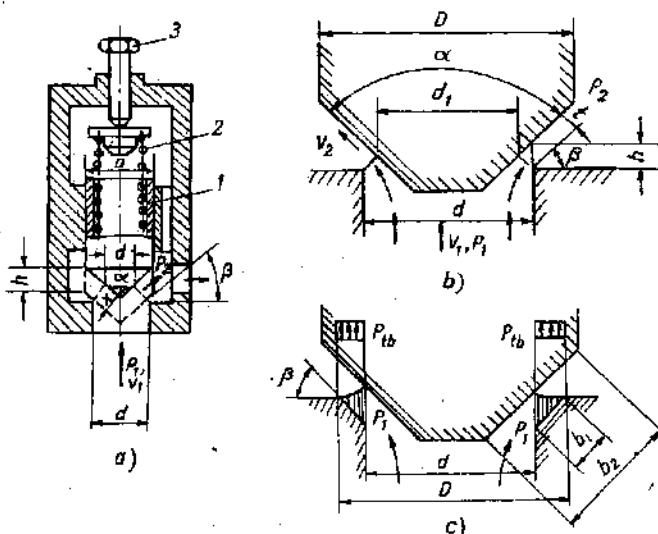
Khi tính toán thiết kế van an toàn cần chú ý đến đặc tính tĩnh và động của van. Đặc tính tĩnh của van được biểu thị bằng quan hệ giữa các đại lượng vào và ra khỏi van ở chế độ làm việc quy định ứng với các phụ tải quy định. Thông thường đặc tính tĩnh được biểu thị bằng hàm của áp suất với lưu lượng và hàm của sự dịch chuyển của nút van với lưu lượng.

$$p = f(Q) ;$$

$$h = f(Q).$$

Đặc tính động được biểu thị bởi quá trình xảy ra trong van khi dịch chuyển nút van và thay đổi phụ tải, lưu lượng. Đặc tính động có liên quan đến rung động, lực quán tính, lực thủy động của dòng chất lỏng v.v...

Tính van theo đặc tính tĩnh có nghĩa là xác định diện tích của cửa thông để đảm bảo lưu lượng yêu cầu của chất lỏng Q , ứng với độ chênh áp suất Δp . Số đồ tính toán van an toàn có nút côn (h.7-2).



Hình 7-2. Số đồ tính toán van an toàn có nút côn :
1- nút côn ; 2- lò xo ; 3- vít điều chỉnh.

$$Q = \mu f \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \Delta p}, \quad (7.1)$$

trong đó :

μ - hệ số lưu lượng ;

g - gia tốc trọng trường ;

γ - trọng lượng riêng của chất lỏng ;

Δp - độ chênh áp suất trong van, $\Delta p = p_1 - p_2$;

f - diện tích có ích của khe hở thông của van.

Diện tích có ích của khe hở thông f và hệ số lưu lượng μ là những đại lượng biến đổi. Diện tích có ích của khe hở thông phụ thuộc vào chiều cao nâng h của nút van đọc theo đường trục của nó. Theo hình 7-2 :

$$f = \pi \left(\frac{d - d_1}{2} \right) t ,$$

trong đó :

t - kích thước khe hở trong mặt cắt vuông góc với hướng của dòng chất lỏng ;

d - đường kính kênh dẫn chất lỏng của van (lỗ van có mép sắc) ;

d_1 - đường kính của mặt cắt có hiệu quả của mặt côn nút van.

$$d_1 = d - h \sin \alpha ,$$

$$t = h \sin \frac{\alpha}{2} ,$$

$$\text{Do đó : } f = \pi d h \sin \frac{\alpha}{2} \left(1 - \frac{h}{2d} \sin \alpha \right) , \quad (7.2)$$

trong đó :

h - chiều cao nâng của nút van đọc theo đường trục của nó ;

α - góc định mặt côn của nút van.

Vì h khá nhỏ so với d cho nên có thể bỏ qua thành phần $\frac{h}{2d} \sin \alpha$ trong công thức tính f

$$f = \pi d h \sin \frac{\alpha}{2} \quad (7.3)$$

Thay f trong công thức tính lưu lượng ta có :

$$h = \frac{Q}{\mu \pi d \sin \frac{\alpha}{2}} \sqrt{\frac{\gamma}{2g \Delta p}} \quad (7.4)$$

Khi $\alpha = 60 \div 90^\circ$, chiều cao nâng thường chọn $h = (0,2 \div 0,3)d$. Để tránh hiện tượng kẹt khi đóng nút van phải đảm bảo cho $\alpha \geq 60^\circ$. Đối với an toàn làm việc trong điều kiện áp suất cao, lưu lượng nhỏ, chiều cao nâng thường chọn :

$$h = (0,1 \div 0,5)d .$$

Đối với van an toàn làm việc trong điều kiện lưu lượng lớn và áp suất nhỏ, chiều cao nâng được chọn :

$$h = (0,25 \div 0,35)d .$$

Hệ số lưu lượng μ phụ thuộc vào số Re . Đối với van an toàn kiểu viền bi và nút côn khi $3 < Re < 160$.

$$\mu = \frac{0,727}{\sqrt{1 + \frac{181}{Re^{1,78}}}} \quad (7.5)$$

$$Re = \frac{4rv}{\nu},$$

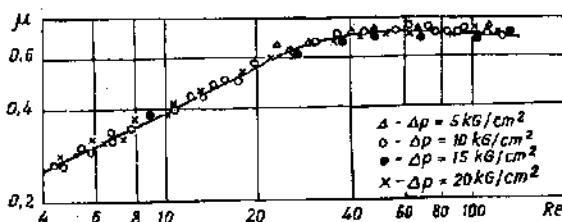
trong đó :

v - tốc độ chất lỏng qua van, thông thường $v = 15$ m/s, trong một số trường hợp đặc biệt có thể $v = 30$ m/s ;

r - bán kính thủy lực của mặt cắt dòng chảy ;

ν - hệ số độ nhớt động của chất lỏng.

Hình 7-3 đồ thị thực nghiệm về quan hệ giữa hệ số lưu lượng μ của van an toàn nút côn $\alpha = 90^\circ$ và số Re ứng với các trị số Δp khác nhau, chất lỏng được sử dụng là dầu AMG-10 ở nhiệt độ 30 và 50°C.



Hình 7-3. Quan hệ giữa μ và Re .

Theo đồ thị bắt đầu từ trị số $Re = 40$ trở đi hệ số lưu lượng μ hầu như không thay đổi khi $Re < 40$, hệ số lưu lượng có thể được xác định theo biểu thức :

$$\mu = 0,126 Re.$$

Khi $Re > 40$, $\mu = \text{const} = 0,75$. Trong nhiều trường hợp có thể dùng $\mu = 0,8$.

Hệ số lưu lượng μ còn thay đổi tùy theo kích thước độ nâng h của nút van và đường kính d lỗ thân van. Trị số μ đối với một số loại van an toàn (bảng 7-1).

Trong quá trình làm việc các lực tác dụng lên nút van : lực thủy tĩnh của dòng chất lỏng, lực ma sát, lực thủy động, lực do sự phân bố không đổi xung của áp suất chất lỏng trong khe hở hướng kính và do độ không đồng trực của nút van với lỗ, cũng như tác dụng không đổi

xứng của lò xo. Trong một số trường hợp cần kể đến lực quán tính do chuyển động có gia tốc của các bộ phận chuyển động : nút van, lò xo, chất lỏng.

Bảng 7-1

Hệ số lưu lượng μ

Kiểu van	Hệ số lưu lượng μ phụ thuộc vào các thông số							
Van có nút côn với góc côn 90°	$\frac{h}{d}$	0,1	0,15	0,20	0,25	0,30	0,35	0,40
	μ	0,253	0,371	0,479	0,577	0,663	0,740	0,807
Van có nút mặt phẳng	$\frac{b}{d}$	h/d						
	$\frac{b}{d}$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,20	0,25	-
Van có nút côn cắt ngắn (góc côn 90°) và van có nút cầu	0,10	0,249	0,298	0,341	0,389	0,477	0,573	
	0,15	0,248	0,295	0,340	0,383	0,465	0,557	
	0,20	0,246	0,293	0,337	0,379	0,456	0,542	
	0,25	0,245	0,290	0,333	0,378	0,446	0,526	
$\frac{h}{d}$	$\frac{h}{d}$	0,10	0,12	0,14	0,16	0,22	0,22	0,25
	μ	0,339	0,417	0,486	0,562	0,622	0,712	0,758

Khi tính toán gần đúng chỉ cần quan tâm đến lực thủy tĩnh. Phương trình cân bằng của các lực tĩnh tác dụng lên nút van

$$\left. \begin{aligned} P_o &= \Delta p F_o \\ \Delta p &= \frac{P_o}{F_o} = \frac{ch_o}{F_o} \end{aligned} \right\} \quad (7.6)$$

trong đó :

$F_o = \frac{\pi d_o^2}{4}$ - hình chiếu bề mặt nút van, chỗ tiếp xúc với chất lỏng có áp, lên mặt phẳng thẳng góc với đường trực của nó (diện tích mặt cắt của nút van theo đường tiếp xúc của nó với mép lõi thân van) ;

d_o - đường kính vòng tròn của hình chiếu này, đối với van có mép lõi sáu $d_o = d$ (d - đường kính lõi) ;

$P_o = ch_o$ - lực nén sơ bộ của lò xo ;

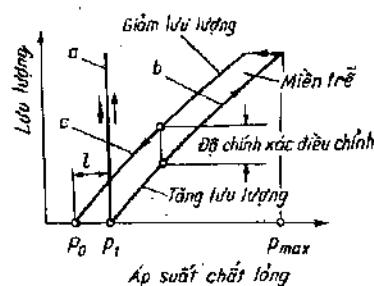
c, h_o - hệ số độ cứng và độ nén ban đầu của lò xo.

Sự chênh lệch áp suất khi đóng van và lúc bát đầu mở nút van bằng nhau. Sau khi nút van được mở, do tác động của lực thủy động, sự chênh lệch áp suất thay đổi. Khi lưu lượng chất lỏng qua van tăng, nút van được nâng lên ở chiều cao tương ứng, do đó lực nén lò xo cũng tăng cùng với áp suất chất lỏng để duy trì độ nâng của nút van thích hợp. Quan hệ giữa áp suất và lưu lượng của van an toàn một cấp khi mở nút van (tăng lưu lượng) và khi đóng (giảm lưu lượng) (h.7-4).

Trong trường hợp lý tưởng, nghĩa là không tính đến lực thủy động, quan hệ giữa lưu lượng và áp suất là đường thẳng α song song với trục tung. Khi tăng lưu lượng từ không tới trị số lớn nhất (lúc mở) và ngược lại (lúc đóng) áp suất không thay đổi. Trong thực tế, đối với các van an toàn một cấp, sự thay đổi lưu lượng dẫn đến sự thay đổi về áp suất. Khi van mở (nút van được nâng lên) lưu lượng chất lỏng qua van sẽ tăng và được biểu diễn bằng đường b (h.7-4). Khi van đóng (nút van hạ xuống đóng kín lõi) lưu lượng chất lỏng sẽ giảm theo đường c . Áp suất tương ứng với lúc bát đầu mở van p_h lớn hơn so với áp suất khi nút van vừa đóng kín lõi p_o . Sự chênh lệch giữa p_h và p_o (đoạn l trên sơ đồ hình 7-4) gọi là độ trễ của van an toàn. Yêu cầu đối với van an toàn là đảm bảo độ trễ càng nhỏ càng tốt.

Nguyên nhân xuất hiện độ trễ đưa đến sự mất ổn định về áp suất của van an toàn là do độ cứng của lò xo, lực ma sát của các bộ phận chuyển động của van, lực thủy động và lực quán tính. Để nâng cao tính ổn định về áp suất khi lưu lượng thay đổi trước hết cần tăng dàn tính của lò xo, giảm lực ma sát và khoảng chạy của nút van. Dàn tính của lò xo tăng khi tăng chiều dài của nó nghĩa là giảm hệ số độ cứng c của lò xo.

Lực ma sát trong van có liên quan đến chất lượng của van ở chế độ tĩnh. Đặc tính này được biểu thị bởi độ nhạy δ của van đối với việc thay đổi áp suất :



Hình 7-4. Quan hệ giữa áp suất và lưu lượng của van an toàn một cấp khi mở nút van và khi đóng.

$$\delta = \frac{\Delta p}{p} ,$$

trong đó :

Δp - độ tăng của áp suất so với áp suất danh nghĩa (tính toán) p ,
được xác định bởi lực lò xo của van.

Ngoài lực ma sát, độ nhạy của van an toàn δ còn phụ thuộc vào
kết cấu của nút van và hình dạng lỗ trên thân van. Độ nhạy δ dao động
trong phạm vi tương đối rộng $\delta = 0,03 \div 0,1$. Van an toàn kiểu trụ
trượt có độ nhạy δ thấp hơn so với van có nút côn.

Nếu kể đến lực ma sát (đồng thời bỏ qua lực thủy động và lực quán
tính) điều kiện cân bằng lực tác dụng lên nút côn của van an toàn (có
mẹp lỗ sắc) lúc bát đầu mở van hoặc đóng van ($Q \approx 0$, $h \approx 0$) :

$$\Delta p F_o = P_o \pm R = ch_o \pm R, \quad (7.7)$$

trong đó :

R - lực ma sát tĩnh của các bộ phận chuyển động của van.

Theo sơ đồ tính toán (h.7-2), khi nút van được mở, áp lực của chất
lỏng tác dụng lên bề mặt của nút van có đường kính $d_1 < d$. Diện tích
có ích của bề mặt nút van :

$$\begin{aligned} F_e &= \frac{\pi d_1^2}{4} < F_o \\ F_e &= \frac{\pi}{4} (d - 2h \sin\beta \cos\beta)^2, \\ F_e &= \frac{\pi}{4} (d - h \sin 2\beta)^2, \quad (7.8) \\ \beta &= 90^\circ - \frac{\alpha}{2}. \end{aligned}$$

Đối với van có độ nâng của nút van h nhỏ, sự giảm của diện tích
bề mặt có ích của nút van F_e có thể bỏ qua. Điều kiện cân bằng lực
tác dụng lên nút van (có mẹp lỗ sắc) khi lưu lượng chất lỏng qua van
lớn nhất :

$$\begin{aligned} \Delta p_{\max} F_e &= P_{\max} \pm R = c(h_o + h_{\max}) \pm R; \\ \Delta p_{\max} &= \frac{c(h_o + h_{\max}) \pm R}{F_e}, \quad (7.9) \end{aligned}$$

trong đó :

$P_{\max} > P_o$ - lực lò xo ứng với đoạn bị nén $h_o + h_{\max}$;

P_o - lực lò xo ứng với đoạn bị nén ban đầu h_o ;
 $F_c < F_o$ - diện tích cơ sở của van ;
 h - chiều cao nâng của nút van.

Khi tính toán gần đúng có thể bỏ qua lực ma sát.

Ở chế độ chuyển tiếp (giữa đóng van và mở van hoặc ngược lại) do gia tốc của các bộ phận chuyển động đã xuất hiện lực quán tính tác dụng lên nút van. Đối với những van an toàn có kích thước lớn còn phải chú ý đến lực quán tính do khối lượng của chất lỏng chuyển động tác dụng lên nút van.

$$P_{qt} = mJ, \quad (7.10)$$

trong đó :

P_{qt} - lực quán tính ;

m - tổng khối lượng của nút van, phần lò xo nối với nút van và của chất lỏng. Khi tính toán gần đúng m có thể được xác định :

$$m = m_{nv} + \frac{1}{2} m_{lx},$$

trong đó :

m_{nv} - khối lượng của nút van ;

m_{lx} - khối lượng của lò xo ;

J - gia tốc của nút van.

Từ điều kiện chuyển động có gia tốc đều có nút van :

$$J = \frac{2h}{\Delta t^2}, \quad (7.11)$$

trong đó :

h - chiều cao nâng khi mở nút van ;

Δt - thời gian nâng nút van.

Thực nghiệm cho thấy lượng vượt quá của áp lực khi mở van do có lực quán tính có thể đạt tới 50% trị số áp lực danh nghĩa lớn nhất.

Sau khi nút van tách khỏi lõi ($h > 0$) trong van sẽ xuất hiện lực thủy động P_{td} , lực này có xu hướng đóng kín nút van, nghĩa là hướng tác dụng của nó trùng với hướng tác dụng của lực lò xo. Lực thủy động có thể được coi như lực của lò xo thủy lực phụ với độ cứng vững thay đổi. Trị số của lực thủy động được xác định (h.7-2).

$$P_{td} = Q\rho \left(v_1 - v_2 \cos \frac{\alpha}{2} \right) , \quad (7.12)$$

trong đó :

Q - lưu lượng chất lỏng (theo giây) ;

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng ;

v_1 - vận tốc chất lỏng trước khe hở thông của van ;

v_2 - vận tốc chất lỏng trong khe hở thông của van ;

$\frac{\alpha}{2}$ - góc lệch của dòng chất lỏng trong khe hở thông ; đối với nút hình côn có góc ở đỉnh $< 140^\circ$ hướng của dòng chất lỏng trùng với hướng đường sinh của mặt côn của nút van, do đó góc lệch $\frac{\alpha}{2}$ có thể lấy bằng một nửa góc đỉnh mặt côn của nút van.

Vì vận tốc $v_1 \ll v_2$ do đó trong nhiều trường hợp lực thủy động P_{td} có thể được tính :

$$P_{td} = Q\rho v_2 \cos \frac{\alpha}{2} \quad (7.13)$$

Như trên đã trình bày lực thủy động có thể coi như lực lò xo thủy lực. P_{td} tăng cùng với việc tăng lưu lượng và độ nâng của nút van. Hệ số độ cứng của lò xo thủy lực :

$$c_{td} = \frac{\Delta P_{td}}{\Delta h} ,$$

trong đó :

ΔP_{td} - số giá (độ tăng) của lực thủy động ứng với độ tăng của lưu lượng) ;

Δh - số giá của độ nâng nút van.

Hệ số độ cứng tổng của van an toàn :

$$c_t = c + c_{td}$$

c - hệ số độ cứng của lò xo

$$c_t = \frac{\Delta P_{lx} + \Delta P_{td}}{\Delta h} , \quad (7.14)$$

trong đó :

ΔP_{lx} - độ tăng của lực lò xo ứng với Δh .

Thực nghiệm cho thấy trong nhiều trường hợp hệ số độ cứng thủy động c_{td} vượt quá hệ số độ cứng của lò xo c hai lần hoặc lớn hơn, do đó độ tăng (số gia) của lực trong van an toàn ΔP ứng với hệ số độ cứng c_1 lớn hơn nhiều so với độ tăng của lực lò xo ΔP_{tx} . Quan hệ giữa ΔP , ΔP_{td} và độ nâng của nút van h , lưu lượng Q (điểm bát đầu tính ứng với $Q = 10 \text{ l/ph}$) (h -7-5).

Các đường cong biểu diễn cho thấy ΔP , ΔP_{td} tỷ lệ thuận với sự thay đổi của độ nâng h trong một phạm vi tương đối rộng của lưu lượng Q . Điều đó có nghĩa các hệ số độ cứng c_{td} và c không đổi trong phạm vi lưu lượng đã cho. Khi lưu lượng lớn ΔP_{td} sẽ giảm do sự xuất hiện hiện tượng hổng trên bề mặt côn của van vì chất lỏng chảy qua khe hở thông với vận tốc lớn.

Tổng hệ số độ cứng c_1 lớn sẽ tăng tần số riêng của van đồng thời cũng làm tăng khả năng xuất hiện dao động cộng hưởng.

Trong trường hợp tổng quát, khi xét ảnh hưởng của các lực tác dụng lên nút van điều kiện cân bằng của van trong quá trình mở nút van :

$$\left. \begin{aligned} P &= c(h_0 + h) = \Delta p F_e - P_{qt} - P_{td} - R_d \\ \Delta p &= \frac{c(h_0 + h) + P_{qt} + P_{td} + R_d}{F_e} \end{aligned} \right\} \quad (7.15)$$

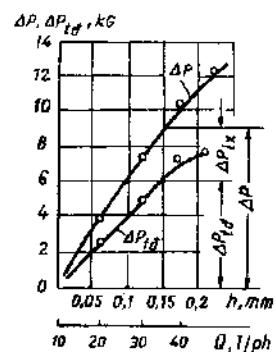
trong đó :

R_d - lực ma sát động của nút van.

Sau khi van đã mở lực quán tính P_{qt} sẽ bằng không và lực thủy động p_{td} biến đổi. Khi van được mở lớn nhất, điều kiện cân bằng lực tác dụng lên nút van có mép lỗ hoàn toàn sắc :

$$\left. \begin{aligned} P_{max} &= \Delta p_{max} F_e - P_{td} \pm R \\ \Delta p_{max} &= \frac{P_{max} + P_{td} \pm R}{F_e} \\ \Delta p_{max} &= \frac{c(h_0 + h_{max}) - Q\rho u_2 \cos \frac{\alpha}{2} \pm R}{F_e} \end{aligned} \right\} \quad (7.16)$$

Trong thực tế mép lỗ trên thân van không phải hoàn toàn sắc mà



Hình 7-5. Đặc tính của lực tác dụng lên nút côn của van.

có một bề mặt nào đó (h.7-2c). Do mép lỗ không sắc nên độ trễ của van tăng. Theo hình 7-2c trước khi mở nút van lực của lò xo được cân bằng với lực của chất lỏng tác dụng lên nút van. Sau khi nút van được mở, chất lỏng di vào tác dụng lên nút van. Sau khi nút van được mở, chất lỏng di vào khe hở thông giữa lỗ thân van và nút van. Áp suất chất lỏng ở mép trong của lỗ $p_1 = p_h$ sẽ giảm dần tới trị số p_2 ở mép ngoài của lỗ. Đường biểu diễn sự thay đổi của áp suất từ p_1 đến p_2 (h.7-2c) (khi các bề mặt côn của nút van và mép lỗ song song với nhau). Điều kiện cân bằng của lực tác dụng lên nút van theo đẳng thức (7.6) có thể viết dưới dạng :

$$P_o = \Delta p F_o + p_{tb} F_{ml} \quad (7.17)$$

trong đó :

$$F_{ml} = \frac{\pi(D_1^2 - d_2)}{4} \text{ - hình chiếu của bề mặt mép lỗ thân van trên mặt}$$

phẳng thẳng góc với đường trục của nút van ;

p_{tb} - áp suất trung bình trong khe hở thông.

Theo kinh nghiệm có thể lấy :

$$p_{tb} = 0,45 (p_1 - p_2).$$

Đẳng thức (7.17) có thể viết dưới dạng

$$\Delta p = \frac{P_o}{F_o + 0,45 F_{ml}} \quad (7.18)$$

Khi bề mặt tiếp xúc giữa nút côn của van và mép lỗ trên thân van không đảm bảo độ kín, áp suất chất lỏng trong khe hở giữa mép lỗ và nút van sẽ tham gia vào phương trình cân bằng lực tác dụng lên nút van khi bắt đầu mở van. Do đó đối với van an toàn loại này nút van sẽ được mở ở áp suất thấp hơn áp suất được tính theo công thức (7.6).

Để giảm độ trễ của van, trong trường hợp có thể nên chú ý giảm chiều rộng của bề mặt mép lỗ (bề mặt tiếp xúc giữa mép lỗ và nút van khi đóng). Chiều rộng của bề mặt mép lỗ b_1 (h.7-2c) thường được chọn theo biểu thức :

$$b_1 = \frac{D - d}{2\cos\beta} \approx 0,1 d,$$

trong đó :

β - góc côn của mép lỗ

$$b_{lmin} \geq 0,25 \text{ mm.}$$

Chiều dài phần côn của nút van b_2 cần lớn hơn chiều rộng b_1 của bề mặt mép lỗ để tránh sự mòn không đều của mép lỗ. Cũng có thể tăng mức độ ổn định, giảm độ trễ của van bằng cách sử dụng kết cấu có góc côn của nút van và của mép lỗ khác nhau $\alpha < \beta$ (h.7-6a).

Theo kết cấu này bề mặt tiếp xúc giữa nút van và mép lỗ khi đóng rất nhỏ.

Diện tích bề mặt chịu tác dụng của áp suất chất lỏng lúc bắt đầu mở nút van và ở giai đoạn cuối khi đóng nút van :

$$F = \frac{\pi d_2^2}{4}$$

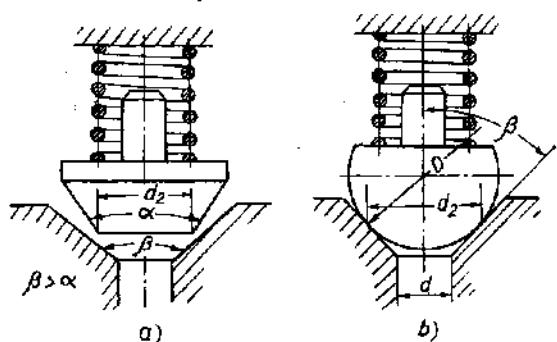
Cũng có thể giảm bề mặt tiếp xúc giữa nút van và mép lỗ bằng kết cấu nút van kiểu mặt cầu (h.7-6b). Loại kết cấu này đảm bảo sức cản của dòng chất lỏng không lớn (sức cản nhỏ hơn 1,5 - 2 lần so với van nút côn). Diện tích bề mặt chịu tác dụng của áp suất chất lỏng lúc bắt đầu mở nút van và ở giai đoạn cuối khi đóng nút van.

$$F = \frac{\pi d_2^2}{4} = \frac{\pi}{4} D^2 \sin^2 \beta ,$$

$$\beta = 90^\circ, D = 2d.$$

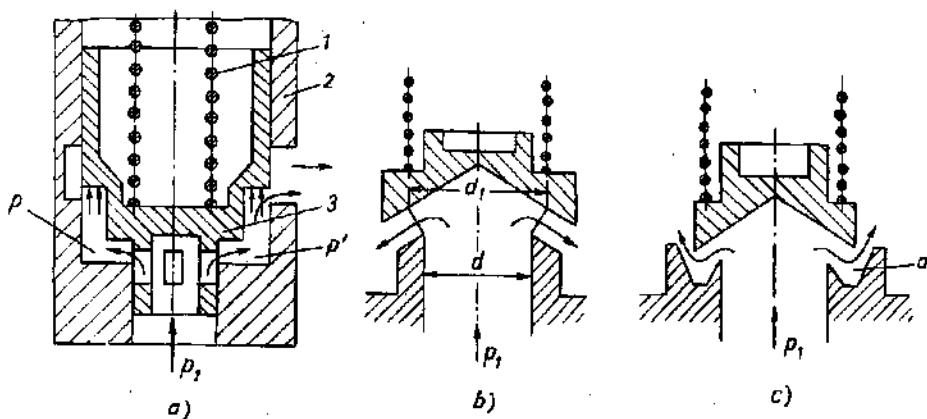
Để ổn định áp suất, kết cấu của van cần đảm bảo sau khi mở nút van sẽ xuất hiện một lực phụ tác dụng theo chiều nén lò xo của van lại. Sơ đồ kết cấu của van thỏa mãn yêu cầu trên (h.7-7)

Đối với van an toàn kiểu nút trụ (h.7-7a) nên tạo ra lực phụ tác dụng theo chiều nén lò xo, sau khi chất lỏng qua khe hở thông đi vào ngăn trung gian a . Áp suất chất lỏng p' trong ngăn này $0 < p' < p_1$ tạo thành lực phụ tác dụng lên lò xo I . Tùy theo việc lựa chọn diện tích của ngăn trung gian a có thể đạt được yêu cầu về ổn định đối với đặc trưng của van $p = f(Q)$.



Hình 7-6. Sơ đồ kết cấu van an toàn có bề mặt tiếp xúc giữa nút van và mép lỗ nhỏ.

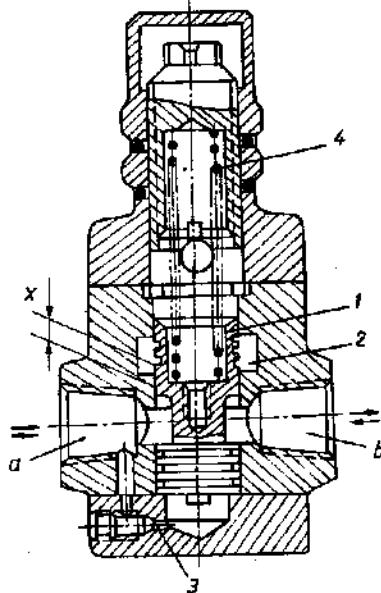
Hình 7-7b kết cấu của van có khe hở thông được tạo thành bởi các mặt côn ngược so với van an toàn có nút côn thông thường. Sau khi nút van được mở, chất lỏng qua khe hở thông có hướng dòng chảy thay đổi



Hình 7-7. Sơ đồ kết cấu của van an toàn có lực phụ để ổn định áp suất :
1- lò xo ; 2- thân ; 3- nút trù

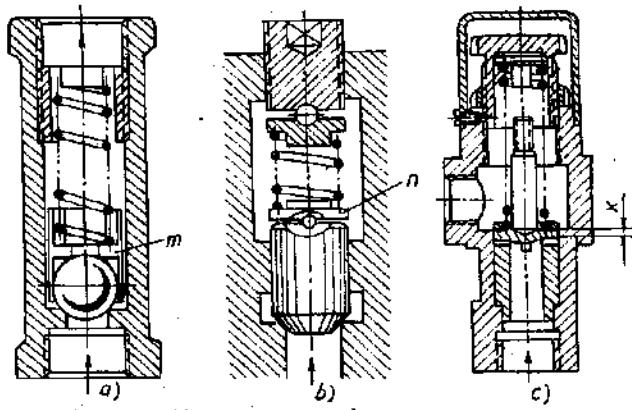
đáng kể đã tạo ra lực thủy động bổ sung tác dụng lên lò xo khi độ nâng của nút van tăng. Song việc tăng lực tác dụng lên lò xo khi tăng độ nâng của nút van chỉ có thể đạt được với điều kiện $d_1 > d$.

Hiệu quả của quá trình ổn định áp suất sẽ tốt hơn nếu miệng lỗ trên thân van có kết cấu mặt côn kép (h.7-7c). Khi mở nút van, lực bổ sung tác dụng lên lò xo được tạo thành trong ngắn trung gian a . Kinh nghiệm cho thấy loại kết cấu này có nhiều khả năng thực tế để đạt được độ ổn định về áp suất.



Hình 7-8. Van an toàn kiểu nút trù :
1- nút trù ; 2- ngắn ; 3- lỗ giảm chấn ; 4- lò xo.

Kết cấu của van an toàn kiểu nút trụ (h.7-8). Nút trụ 1 không cho chất lỏng từ ngăn *a* hoặc *b* thông với ngăn 2 để về thùng chứa. Lò xo 4 được điều chỉnh tùy theo áp suất chất lỏng được cung cấp từ bơm. Lỗ 3 được dùng để giảm chấn. Khi áp lực của chất lỏng vượt quá lực nén của lò xo, nút van được nâng lên và chất lỏng thừa qua ngăn 2 về thùng chứa. Vận tốc chất lỏng qua lỗ thông quy ước của van là 7 - 7,5 m/s và qua khe hở thông trong nút van là 15 - 16 m/s. Độ phủ kín của nút van $x \approx (0,33 \div 0,34)d$ ở đây *d* - đường kính của nút trụ. Kết cấu của van an toàn kiểu bi và nút côn tác dụng trực tiếp (h.7-9).



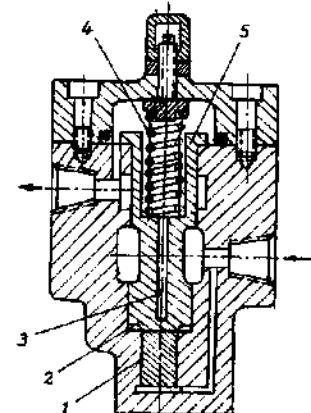
Hình 7-8. Van an toàn kiểu bi và nút côn.

Khi áp suất chất lỏng cao ($p > 20 \text{ kG/cm}^2$) thì đường kính nút van lớn, kích thước của van và độ cứng của lò xo cũng lớn. Để giảm những thông số này có thể dùng van an toàn kiểu vi sai, van an toàn hai cấp.

7.1.2. Van an toàn vi sai

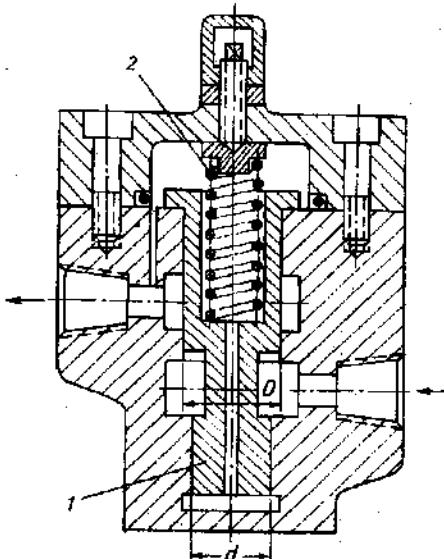
Kết cấu của van an toàn vi sai dựa trên nguyên tắc cân bằng một phần lực tác dụng của chất lỏng. Sự cân bằng này được thực hiện bởi kết cấu của nút van. Một số van an toàn vi sai thông dụng (h.7-10 đến h.7-14).

Theo hình 7-10 chất lỏng theo kenh *a* tác dụng lên mặt mút phía dưới của nút phụ 1. Do đường kính của nút phụ nhỏ hơn so với đường kính của nút chính nên lực chất lỏng tác dụng lên lò xo 4 để mở van cũng nhỏ. Khác với kết cấu của van vi sai loại này,

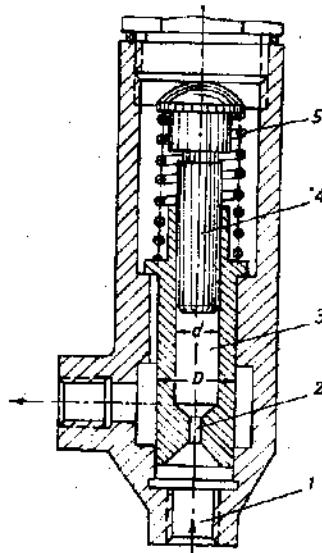


Hình 7-10. Van vi sai nút trụ có nút phụ :

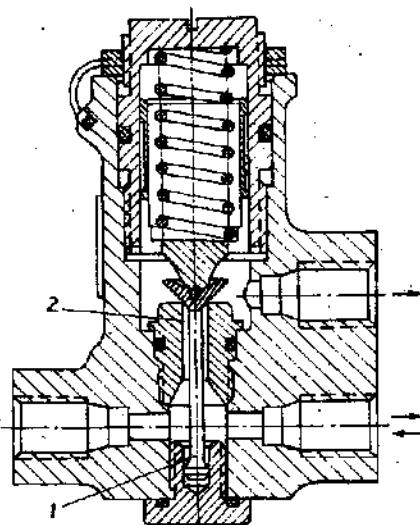
1- nút van phụ ; 2,3- kẽm dẫn ; 4- lò xo ; 5- bắc ;



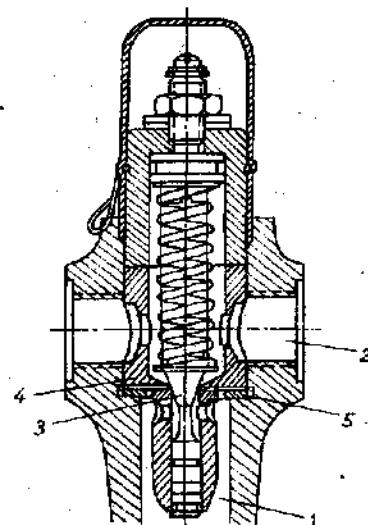
Hình 7-11. Van vi sai nút trục
với đường kính khác nhau :
1- nút van phụ ; 2- lò xo.



Hình 7-12. Van vi sai nút trục liên hợp :
1- lỗ thân ; 2- lỗ giảm chấn ; 3- ngắn ;
4- nút trục ; 5- lò xo.



Hình 7-13. Van vi sai có đế nút van
thay thế :
1- nút van ; 2- đế nút van thay thế.



Hình 7-14. Van vi sai liên hợp có
đế nút van thay thế :
1- lỗ vào ; 2- lỗ ra ; 3- nút ;
4- đế ; 5- đệm

van vi sai (h.7-11) không có nút phụ. Sự cân bằng một phần lực chất lỏng tác dụng lên lò xo 2 để mở van được thực hiện bằng cách bố trí đường kính của nút van không đều nhau trên suốt chiều dài. Lực chất

lòng tác dụng lên lò xo 2 (khi không xét đến ma sát)

$$P = p_1 F = p_1 \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \quad (7.19)$$

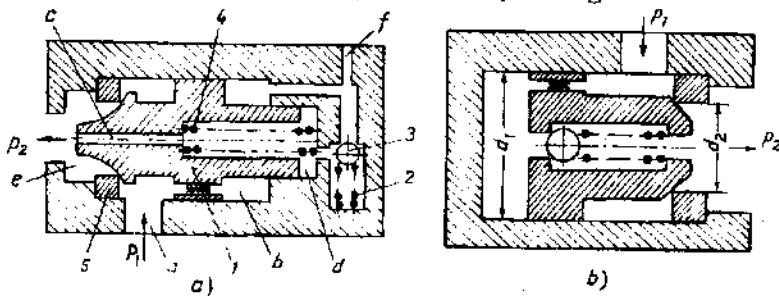
Diện tích có ích của nút van F càng nhỏ thì tỷ lệ của lực ma sát trong phương trình cân bằng lực tác dụng lên nút van sẽ tăng và độ trễ của van cũng tăng. Thực tế cho thấy để thỏa mãn yêu cầu làm việc của van, diện tích có ích của nút van phải $F \geq 0,25 \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi D^2}{16}$, đồng thời phải đảm bảo độ đồng trục giữa các bề mặt có đường kính d và D . Van an toàn vi sai liên hợp (h. 7-12) có kết cấu đơn giản hơn. Chất lỏng qua lỗ thông 1 ; lỗ giảm chấn 2 ($\varnothing = 1 + 1,5$ mm) vào ngăn 3 của van. Nút trụ 4 tỳ lên nắp của thân van. Lò xo 5 cân bằng với lực chất lỏng tác dụng lên bề mặt $F = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$. Bề mặt mứt hình cầu của nút van 4 đã tránh được ảnh hưởng của độ không đồng trục của các lỗ d và D .

Để đơn giản cho việc sửa chữa khi đế nút van bị mòn có thể sử dụng van vi sai có đế nút van thay thế được (h.7-13). Phần hình trụ phía dưới của nút van 1 vừa thực hiện vai trò dẫn hướng vừa cân bằng một phần lực chất lỏng tác dụng lên lò xo. Để nút van 2 có thể thay thế dễ dàng khi cần có đặc tính lưu lượng khác của van. Kết cấu của van (h.7-14) không những có đế nút van thay thế được mà bắn thân nút van cũng thay thế được. Präfin của nút van có thể chọn tương ứng với đặc tính lưu lượng của van. Phần phía dưới hình trụ của nút van cũng có chức năng tương tự như đối với kết cấu (h.7-13).

7.1.3. Van an toàn hai cấp (van an toàn có tác dụng trợ động)

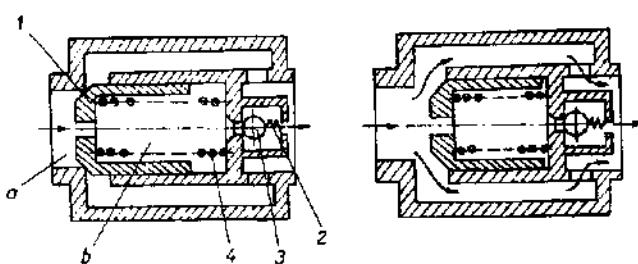
Van an toàn tác dụng trực tiếp (van an toàn một cấp) không sử dụng được trong các hệ thống thủy lực có áp suất cao bởi vì kích thước của van, nút van sẽ lớn, lực lò xo phải tăng quá mức cho phép. Trong trường hợp này van vi sai không đảm bảo độ nhạy yêu cầu. Để giảm lực của lò xo ở điều kiện áp suất và lưu lượng lớn đồng thời tăng độ nhạy của van và độ ổn định về áp suất trong van có thể sử dụng van an toàn hai cấp hoặc còn gọi là van an toàn có tác dụng trợ động. Sơ đồ kết cấu của van an toàn hai cấp (h.7-15). Chất lỏng có áp suất p_1 từ ngăn a (h. 7-15a) qua lỗ tiết lưu vào ngăn b sau đó được dẫn tới van an toàn phụ 3. Dưới tác dụng của lò xo 4 và áp suất chất lỏng trong ngăn b , nút van 1 được giữ ở vị trí đóng. Khi lực do chất lỏng có áp trong ngăn b dù để thẳng được lực của lò xo 2 van phụ 3 sẽ mở. Khi

đó áp suất trong ngăn *b* do sức cản của lỗ tiết lưu sẽ giảm và nút van *1* sẽ tách khỏi đế *5*. Áp suất p_1 trong ngăn *a* cũng giảm tối trị số mà lưu lượng chất lỏng qua van *3* sẽ bằng lưu lượng chất lỏng qua tiết lưu vào ngăn *b*. Bằng cách điều chỉnh lực căng sơ bộ của lò xo *2* của van phụ *3* có thể điều chỉnh được van chính. Lỗ *c* thông giữa ngăn *d* và *e* (đường kính của ngăn *d* bằng đường kính của đế *5*) để cân bằng nút van *1*. Kênh *f* được dùng cho việc điều khiển bơm cung cấp chất lỏng từ xa. Khi nối kênh *f* với mạch chất lỏng ra (về thùng chứa), áp suất chất lỏng trong ngăn *b* giảm xuống bằng áp suất p_2 của mạch ra. Nút van *1* dịch chuyển sang phải, mạch chính (mạch cung cấp) và mạch ra được nối với nhau và bơm làm việc ở chế độ không tải.



Hình 7-15. Sơ đồ van an toàn hai cấp :
1- nút van ; 2- lò xo ; 3- van phụ (bi) ; 5- đế.

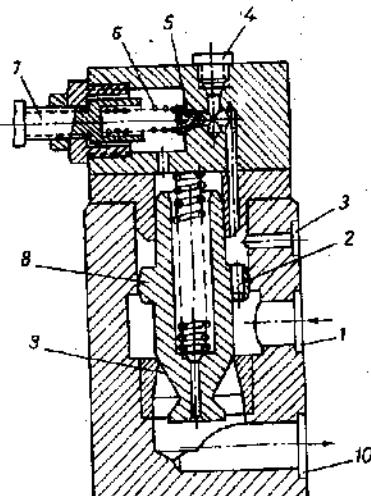
Do lưu lượng chất lỏng qua tiết lưu nhỏ cho nên áp suất chất lỏng trong ngăn *b* tác dụng lên nút van tương đối ổn định và áp suất p_1 của dòng chất lỏng qua cửa nút van *1* cũng tương đối ổn định ở mọi chế độ làm việc.



Hình 7-16. Sơ đồ tác dụng của van an toàn hai cấp :
1- nút van chính ; 2- lò xo ; 3- van phụ

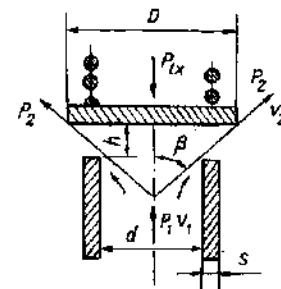
Khác với kết cấu của van an toàn hai cấp (h.7-15a) kết cấu theo hình 7-15b có van phụ được đặt trong nút van chính. Kết cấu này tương đối đơn giản cho chế tạo. Sơ đồ tác dụng của van an toàn hai cấp có kết cấu tương tự (h.7-16).

Khi áp suất trong hệ thống thấp hơn trị số quy định van phu 3 (van cảm biến) được đóng kín (h.7-16a). Áp suất trong ngăn a và b bằng nhau vì chất lỏng từ ngăn a qua lỗ tiết lưu vào ngăn b . Lò xo 4 giữ cho nút van chính 1 ở vị trí đóng kín. Khi áp suất trong hệ thống vượt quá trị số quy định được tính theo lực lò xo 2, van phu 3 được mở. Áp suất trong ngăn b giảm xuống và do sự chênh lệch về áp suất giữa ngăn a và b nút van 1 được mở, chất lỏng qua khe hở thông về thùng chứa (h.7-16b). Một trong những kết cấu của van an toàn hai cấp tương đối phổ biến (h. 7-17). Sơ đồ nguyên lý làm việc của van tương tự sơ đồ (h.7-15a).



Hình 7-17. Van an toàn hai cấp :

- 1- lỗ dẫn chất lỏng vào ; 2- lỗ giảm chấn ;
- 3- lỗ để điều khiển từ xa ; 4- lỗ tháo tài ;
- 5- nút côn của van phu ; 6- lò xo ; 7- vít điều chỉnh áp suất trong hệ thống ; 8- nút van chính ; 9- đế nút van ; 10- lỗ dẫn chất lỏng chảy ra.



Hình 7-18. Sơ đồ kết cấu van an toàn mặt phẳng.

7.1.4. Van an toàn mặt phẳng

Trong một số hệ thống thủy lực người ta còn dùng van an toàn có nút phẳng. So với các loại van an toàn đã nêu ở trên, nếu đảm bảo độ chính xác và độ nhẫn bì mặt của các bì mặt làm việc của nút van và đế, van an toàn kiểu mặt phẳng đảm bảo độ kín và độ tin cậy trong quá trình làm việc tương đối cao. Sơ đồ kết cấu của van an toàn mặt phẳng (h.7-18).

Lưu lượng chất lỏng qua van được tính theo công thức (7.1).

$f = \pi dh$ - diện tích thay đổi của khe hở thông ;

d và h - đường kính lỗ đẽ và chiều cao nâng nút van ; hệ số lưu lượng μ có thể lấy bằng 0,62.

Lực tác dụng lên nút van từ phía dưới (khi bỏ qua lực ma sát và chiều dày thành S) .

$$P = \Delta p F_o + Q\rho(v_1 - v_2 \cos\beta), \quad (7.20)$$

trong đó :

$$F_o = \frac{\pi d^2}{4} \cdot \text{diện tích lỗ đẽ (kênh dẫn chất lỏng)} ;$$

$Q\rho(v_1 - v_2 \cos\beta)$ - lực thủy động (phản lực của dòng chất lỏng trên nút van) ;

v_1 và v_2 - vận tốc trung bình của chất lỏng trước nút van (trong lỗ đẽ) và trong khe hở thông của van ;

ρ - khối lượng riêng của chất lỏng ;

β - góc lệch của dòng chất lỏng sau khi ra khỏi khe hở thông.

Góc β biến đổi và phụ thuộc vào h , D , d và S . Góc β sẽ giảm khi tăng chiều cao nâng của nút van h . Việc xác định β chính xác theo h tương đối phức tạp cho nên người ta thường tính gần đúng. Khi $D = d$ có thể coi $\beta = 69^\circ$. Khi $D > d$ và h không lớn có thể lấy $\beta = 90^\circ$. Thông thường có thể lấy $D = 1,25d$.

Sau khi mở van ($h > 0$) lực P cân bằng với lực tác dụng của lò xo P_{lx} :

$$P_{lx} = P$$

$$P_{lx} = (h_o + h) c = \Delta p F_o + Q\rho(v_1 - v_2 \cos\beta), \quad (7.21)$$

trong đó :

h_o - độ nén ban đầu của lò xo (khi $h = 0$) ;

h - độ nâng (chiều cao nâng) của nút van ;

c - hệ số độ cứng vững của lò xo.

Từ đẳng thức (7.21) :

$$\Delta p = \frac{P_{lx}}{F_o} - \frac{Q\rho(v_1 - v_2 \cos\beta)}{F_o}.$$

Khi lưu lượng chất lỏng qua van nhỏ (h nhỏ) có thể bò qua phản lực của dòng chất lỏng. Đẳng thức (7.21) có thể viết :

$$(h_0 - h)c = \Delta p F_0 ;$$

$$h_0 + h = \frac{\Delta p F_0}{c} .$$

Đối với những hệ thống thủy lực có áp suất rất cao người ta thường dùng các van an toàn kiểu màng (tấm). Sơ đồ kết cấu của van an toàn kiểu màng (h.7-19).

Lực được tạo thành bởi chất lỏng tác dụng lên màng mỏng. Khi sự chênh lệch áp suất trong van vượt quá trị số tính toán, màng sẽ bị phá hỏng. Màng thường được chế tạo bằng đồng đúc, bạc, bimétan.

Với sơ đồ kết cấu (h.7-19), khi làm việc, màng bị cắt tại chu vi kẹp chất. Điều kiện tính toán :

$$p \frac{\pi d^2}{4} = \tau_{ca} \pi d S ,$$

$$p = 4\tau_{ca} \frac{S}{d} ,$$

trong đó :

τ_{ca} - ứng suất tiếp xúc của vật liệu chế tạo màng khi chịu cắt ;
đối với đồng đúc $\tau_{ca} \approx 15 \text{ kG/mm}^2$;

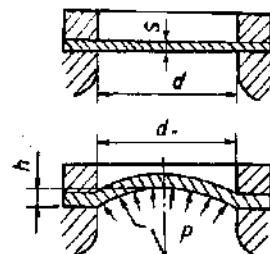
S - chiều dày của màng lúc bắt đầu chịu tải ;

d - đường kính lỗ van được bịt bởi màng

$$S = \frac{pd}{4\tau_{ca}} .$$

7.1.5. Van tràn

Các loại van đã nêu ở trên có thể từng lúc hoặc thường xuyên cho một phần chất lỏng trong hệ thống chảy qua. Trong trường hợp thứ nhất van được gọi là van an toàn, trong trường hợp thứ hai van được gọi là van tràn. Van tràn có tác dụng giữ cho áp suất chất lỏng trong hệ thống không đổi. Trong thực tế người ta còn gọi van tràn là van áp lực. Thông số thủy lực của van tràn là hiệu giữa áp suất chất lỏng được dẫn tới van và áp suất chất lỏng ra khỏi van, lưu lượng chất lỏng ra khỏi van Q_2 được xác định :



Hình 7-19. Sơ đồ kết cấu của van an toàn kiểu màng.

$$Q_2 = Q + Q_1,$$

trong đó :

Q_2 - lưu lượng chất lỏng ra khỏi van ;

Q - lưu lượng chất lỏng được cung cấp từ nguồn cung cấp (bơm) ;

Q_1 - lưu lượng chất lỏng làm việc của hệ thống.

Về kết cấu van tràn, van an toàn tương tự nhau, song người ta thường sử dụng van tràn có kết cấu nút van hình trụ (h.7-1d). Độ phủ kín cửa thông của nút van h_0 phải lớn hơn biên độ dao động dọc trực của nút van. Để giảm chấn động trong van có bố trí lỗ tiết lưu a .

Nếu bỏ qua ảnh hưởng của lực thủy động và lực ma sát, điều kiện cân bằng lực tác dụng lên nút van :

$$P_0 + c(h_0 + h) = (p_1 + p_2) \frac{\pi d^2}{4}, \quad (7.22)$$

trong đó :

P_0 - lực căng sơ bộ (ban đầu) của lò xo (khi $h + h_0 = 0$) ;

c - hệ số độ cứng vững của lò xo ;

h_0 - kích thước độ phủ kín cửa thông của nút van, nghĩa là độ dịch chuyển của nút van từ vị trí đóng ban đầu tới vị trí bắt đầu mở khe hở thông (cửa thông) ;

h - độ mở cửa thông của nút van ;

p_1 - áp suất chất lỏng được dẫn tới van (áp suất làm việc) ;

p_2 - áp suất chất lỏng ra khỏi van (áp suất ra) ;

d - đường kính nút van.

Độ chênh áp suất lúc bắt đầu mở cửa thông.

$$\Delta p = p_1 - p_2 = \frac{4 [P_0 + c(h_0 + h)]}{4d^2}$$

Thông thường đối với van tràn, yêu cầu về độ kín khi nút van ở vị trí đóng có thể bỏ qua. Do đó lực căng ban đầu của lò xo $P_0 = 0$. Đẳng thức (7.22) có thể viết dưới dạng :

$$c(h_0 + h) = (p_1 - p_2) \frac{\pi d^2}{4} \quad (7.23)$$

Lưu lượng chất lỏng chảy qua van (lưu lượng ra).

$$Q_2 = \mu x dh \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\rho}} =$$

$$= \mu x dh \sqrt{\frac{2(p_1 - p_2)}{\gamma}}$$

Thay trị số của h từ phương trình (7.22) :

$$Q_2 = \mu\pi d \left[\frac{\pi d^2}{4c} (p_1 - p_2) - \frac{P_o}{c} - h_o \right] \times \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_2)}{\gamma}} \quad (7.24)$$

Dối với van tròn để giảm mức độ ảnh hưởng của lưu lượng chất lỏng chảy qua van tới áp suất trong hệ thống (p_1) nghĩa là đảm bảo cho đường cong $p_1 = f(Q_2)$ thoái hơn cần giảm hệ số độ cứng của lò xo và tăng đường kính d của van.

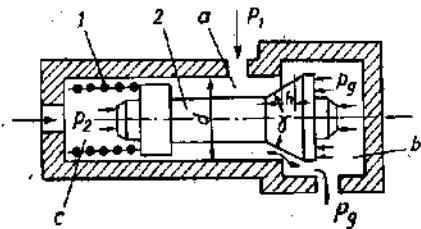
7.2. VAN GIÁM ÁP

Khi cần cung cấp chất lỏng từ một nguồn (bơm) cho một số cơ cấu chấp hành có những yêu cầu khác nhau về áp suất người ta tính chọn áp suất của nguồn theo áp suất lớn nhất của một trong những cơ cấu chấp hành của hệ thống. Để đảm bảo áp suất yêu cầu không đổi cho các bộ phận khác nhau, người ta dùng van giảm áp hoặc còn gọi là van giảm áp có áp suất không đổi.

7.2.1. Van giảm áp có áp suất không đổi

Về thực chất van giảm áp là một loại van tiết lưu tác động tự động. Tại mỗi thời điểm đã cho, sức cản của van bằng hiệu giữa áp suất chất lỏng vào p_1 và áp suất đã giảm p_g của chất lỏng sau khi ra khỏi van.

Sơ đồ kết cấu đơn giản nhất của van giảm áp (h.7-20). Nút van 2 có kết cấu mặt côn ở đầu bên phải và mặt trụ ở đầu trái để cân bằng áp lực. Lò xo 1 đẩy nút van sang phải để tạo thành khe hở thông thường xuyên giữa mặt côn của nút van và lỗ thân van. Chất lỏng có áp suất cao p_1 được dẫn tới ngăn a rồi qua khe hở thông vào ngăn b và ra ngoài. Sự giảm áp suất từ p_1 đến $p_g = \text{const}$ được thực hiện bởi sự cân bằng động của các lực tác dụng lên lực thủy động, lực ma sát, lực quán tính



Hình 7-20. Sơ đồ van giảm áp :

Vì mặt trù ở đầu trái và mặt tiếp xúc của mặt côn ở đầu phải của nút van 2 với lỗ thân van có đường kính bằng nhau nên nút van được cân bằng tĩnh đối với lực của chất lỏng có áp suất p_1 tạo nên. Khi áp suất p_g nhỏ hơn trị số tính toán, lò xo 1 sẽ đẩy nút van 2 sang phải để tăng kích thước khe hở thông h , đồng thời p_g cũng tăng. Trái lại khi p_g tăng quá trị số tính toán (được điều chỉnh bởi lò xo 1), dưới tác dụng của lực do chất lỏng có áp suất p_g nút van 2 dịch chuyển sang trái để giảm kích thước khe hở thông h , bỏ qua lực ma sát và lực quán tính, phương trình cân bằng lực tác dụng lên nút van khi bắt đầu mở van ($h = 0$).

$$P_o = h_0 c = p'_g \frac{\pi d^2}{4} \quad (7.25)$$

trong đó :

P_o - lực căng (nén) ban đầu của lò xo ;

h_0 , c - độ nén ban đầu và hệ số độ cứng vững của lò xo ;

p'_g - áp suất được giảm khi bắt đầu mở nút van ;

d - đường kính mặt cắt dã cho của phần côn của nút van (h.7-20).

Khi nút van đã mở ($h > 0$), lực thủy động P_{td} xuất hiện tác động lên nút van theo chiều giảm kích thước khe hở thông h . Phương trình (7.25) có dạng :

$$(h_0 + h)c = p_g \frac{\pi d^2}{4} + P_{td} \quad (7.26)$$

$$p_g = \frac{4(h_0 + h)c - P_{td}}{\pi d^2}$$

trong đó :

p_g - áp suất được giảm sau khi mở nút van.

Lực thủy động P_{td} cũng được xác định theo đẳng thức (7.12). Lưu lượng chất lỏng qua van.

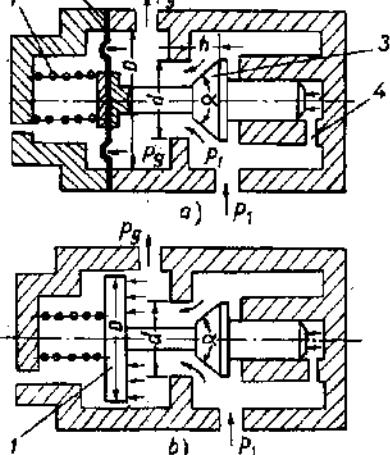
$$Q = \mu \pi d h \sin \frac{\alpha}{2} \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_g)}{\gamma}} \quad (7.27)$$

Khi kích thước khe hở thông h không lớn, lực thủy động P_{td} nhỏ và ta có thể bỏ qua P_{td} trong tính toán.

Để giảm ảnh hưởng của những thay đổi về áp suất trong mạch ra (về thùng chứa) p_2 tới p_g ngăn c của van được nối với mạch ra.

Loại van giảm áp có kết cấu trên thường không nhạy đối với những thay đổi của p_g vì có lực ma sát và bề mặt của nút van chịu tác dụng của p_g nhỏ. Để tránh lực ma sát và nâng cao độ nhạy của van khi áp suất được giảm p_g không lớn ($3 - 5 \text{ kG/cm}^2$) người ta dùng van giảm áp kiểu màng (h.7-21a).

Về kết cấu, van giảm áp kiểu màng, chỉ khác với loại van giảm áp (h.7-20) ở chỗ phần mặt trục của nút van được thay bằng màng vải cao su 2 (h.7-21a). Khi nút van 3 di chuyển màng 2 chỉ biến dạng mà không di chuyển. Lực cản do biến dạng của màng nhỏ hơn so với lực ma sát giữa mặt trục của nút van và lỗ. Mặt khác đường kính của màng D lớn hơn nhiều so với đường kính d của lỗ để nút van. Do đó độ nhạy của van đối với sự biến đổi của p_g tương đối cao.



Hình 7-21. Sơ đồ van giảm áp :

- a) 1- lò xo ; 2- màng ;
- 3- nút van ; 4- kênh ;
- b) 1- pít tông.

Nếu bỏ qua ảnh hưởng của lực ma sát, lực cản đàn hồi của màng và giả thiết áp lực phân bố đều trên bề mặt của nút van, phương trình cân bằng lực tác dụng lên nút van :

$$(p_1 - p_2) \frac{\pi d^2}{4} + p_g \frac{\pi D^2}{4} = P_o - ch \quad (7.28)$$

Kích thước khe hở thông h (độ mở hoặc hành trình nút van) :

$$h = \frac{1}{k} \left[\frac{4P_o}{\pi d^2} - p_g \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) P_1 \right]$$

với

$$k = \frac{4c}{\pi d^2}$$

Thay h vào (7.27) ta có công thức tính lưu lượng :

$$Q = \mu \pi d s \sin \frac{\alpha}{2} \frac{1}{k} \times \\ \times \left[\frac{4P_o}{\pi d^2} - p_g \left(\frac{D^2}{d^2} - 1 \right) - p_1 \right] \sqrt{\frac{2g(p_1 - p_g)}{\gamma}} \quad (7.29)$$

Từ phương trình (7.28), khi $h = 0$, áp suất p_g sẽ là cực đại

$$p_{g \max} = \left(\frac{4P_0}{\pi d^2} - p_1 \right) \frac{1}{\frac{D^2}{d^2} - 1}$$

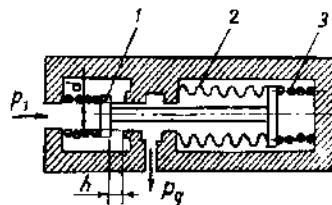
Đẳng thức trên chứng tỏ khi p_1 giảm thì p_g sẽ tăng.

Khi cần có p_g tương đối lớn, màng mỏng a được thay bằng pít tông 1 có đường kính D (h.7-21b), phương trình cân bằng lực tác dụng lên nút van.

$$(p_1 - p_g) \frac{\pi d^2}{4} + p_g \frac{\pi D^2}{4} = P_{ms} = P_0 - ch , \quad (7.30)$$

P_{max} - lực ma sát.

Trong trường hợp cần duy trì p_g ở trị số nhất định khi lưu lượng nhỏ (gần bằng không) và độ nhạy cao, kết cấu van phải đảm bảo độ kín tương đối tốt. Để thỏa mãn yêu cầu này người ta thường dùng nút van phẳng có phối hợp với hộp xếp bằng kim loại để làm kín mối ghép động giữa nút van và thân van (h.7-22).



Hình 7-22. Sơ đồ van giảm áp
kiểu hộp xếp :
1- nút phẳng ; 2- hộp xếp ;
3- lò xo.

Nếu bỏ qua lực thủy động, điều kiện cân bằng của van có thể được xác định gần đúng :

$$(p_1 - p_g) \frac{\pi d^2}{4} + p_g \frac{\pi D_{tb}^2}{4} = P_0 - ch , \quad (7.31)$$

trong đó :

$$D_{tb} - đường kính trung bình của hộp xếp D_{tb} = \frac{D_1 + D_2}{2}$$

(D_1, D_2 - đường kính trong và ngoài của hộp xếp) ;

P_0 - tổng lực nén ban đầu của lò xo 3 và hộp xếp kim loại 2 khi độ mở của van $h = 0$;

c - tổng hệ số độ cứng vững của lò xo 3 và hộp xếp kim loại 2 ;
 h - độ mở của van.

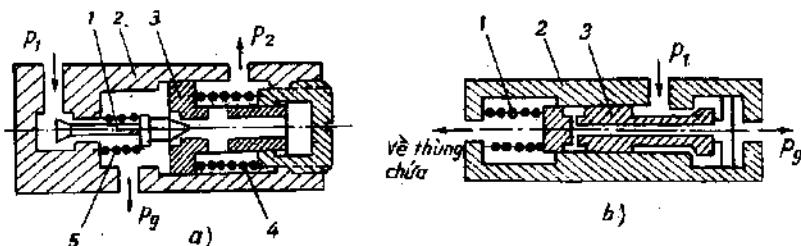
Khi độ mở của van h nhỏ có thể bỏ qua lực ch . Khi đó từ phương

trình (7.31) ta suy ra đẳng thức xác định áp suất được giảm p_g

$$p_g = \frac{P_0}{\frac{\pi}{4}(D_{tb}^2 - d^2)} = p_1 \frac{d^2}{D_{tb}^2 - d^2}$$

7.2.2. Van giảm áp - an toàn

Trong thực tế van giảm áp có thể đảm nhiệm thêm chức năng của van an toàn, ta gọi van giảm áp - an toàn. Số đồ kết cấu của van giảm áp - an toàn (h.7-23).



Hình 7-23. Sơ đồ kết cấu van giảm áp - an toàn.

a) 1- nút van ; 2- thân van ; 3- pít tông ; 4- lò xo ;

b) 1- lò xo ; 2- thân van ; 3- nút van.

Hình 7-23a ở vị trí đã cho của nút van 1, chất lỏng qua khe hở giữa nút van 1 và thân van 2 để tới bộ phận yêu cầu với áp suất p_g . Dưới tác dụng lực nén của lò xo 4 pít tông 3 đóng kín khe hở thông giữa ngăn có áp suất p_g với kênh dẫn chất lỏng về thùng chứa. Khi áp suất p_1 tăng, áp suất p_g cũng tăng, pít tông 3 bị ép sang phải. Lò xo 5 đẩy nút van 1 dịch chuyển sang phải. Khe hở thông giữa nút van 1 và thân van 2 giảm đồng thời p_g cũng giảm. Khi áp suất p_1 giảm, pít tông 3 dịch chuyển sang trái và làm cho khe hở thông giữa nút van 1 và thân van 2 tăng lên, p_g tăng theo. Khi p_g tăng quá trị số cho phép, lực chất lỏng sẽ làm cho pít tông 3 dịch chuyển sang phải tạo thành khe hở thông giữa pít tông 3 và nút van 1. Chất lỏng trong hệ thống sẽ theo khe hở này về thùng chứa. Trong trường hợp này van giảm áp làm nhiệm vụ của van an toàn.

Khác với kết cấu (h.7-23a) van giảm áp - an toàn (h.7-23b) đơn giản hơn. Nút van 3 thực hiện hai chức năng : nút van giảm áp và nút van an toàn. Khi áp suất p_g vượt quá trị số cho phép, chất lỏng theo lỗ a trong nút van 3 thông với kênh dẫn tới thùng chứa. Khi đó van thực hiện chức năng của van an toàn.

7.2.3. Van giảm áp hai cấp

Các loại van giảm áp tác dụng trực tiếp đã trình bày ở trên có nhược điểm là áp suất chất lỏng sau khi qua van p_g không được ổn định. Để nâng cao tính ổn định của p_g người ta sử dụng van giảm áp tác dụng không trực tiếp hoặc còn gọi là van giảm áp hai cấp. Sơ đồ kết cấu của van giảm áp hai cấp (h.7-24).

Chất lỏng có áp suất p_1 theo khe hở thông giữa mặt côn của nút van 1 và thân van vào ngăn a rồi đi ra với áp suất p_g . Một phần chất lỏng trong ngăn a qua tiết lưu 2 vào ngăn b . Nên khi $d_1 = d_2$ lực của chất lỏng tác dụng lên nút van khi nó ở vị trí đóng ($h = 0$) hoặc mở ($h > 0$) được cân bằng.

Nếu áp suất p_g lớn hơn trị số tính toán, van phụ 3 được mở và áp suất chất lỏng trong ngăn b giảm xuống. Giữa ngăn a và b hình thành sự chênh lệch áp suất và nút van 1 dịch chuyển lên phía trên để giảm khe hở thông h . Áp suất trong ngăn a giảm xuống tới trị số yêu cầu. Khi đó van phụ 3 lại được đóng kín và nút van 1 trở lại trạng thái cân bằng động tương ứng với áp suất p_g của chất lỏng.

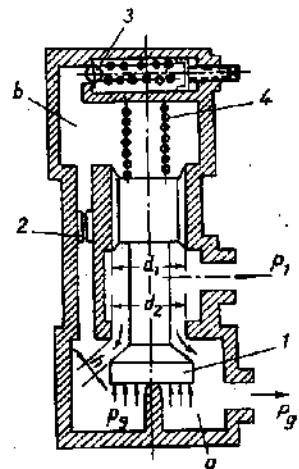
Nếu áp suất p_g nhỏ hơn trị số tính toán, lò xo 4 sẽ đẩy nút van 1 xuống dưới để tăng khe hở thông h . Áp suất p_g trong ngăn a tăng lên tới trị số yêu cầu.

Rõ ràng là lưu lượng chất lỏng qua van phụ 3 được xác định bởi sức cản của tiết lưu 2 và không phụ thuộc vào lưu lượng của chất lỏng qua khe hở thông h . Van đảm bảo độ ổn định tương đối cao cho áp suất p_g đổi với sự thay đổi của p_1 và lưu lượng chất lỏng trong ngăn a .

7.2.4. Kết cấu van giảm áp

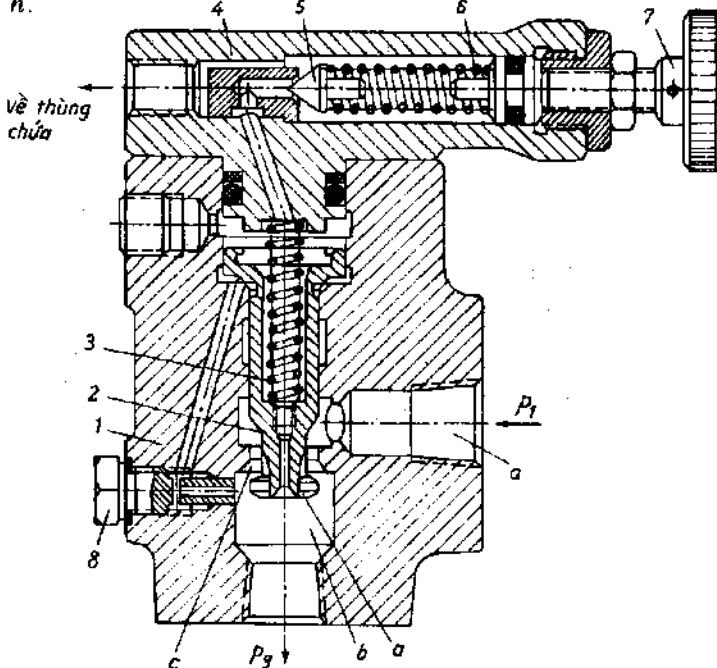
Loại kết cấu tương đối thông dụng của van giảm áp (h.7-25).

Van phụ 5 được bố trí trên nắp 4 của van chính. Chất lỏng sau khi



Hình 7-24. Sơ đồ kết cấu van giảm áp hai cấp:
1- nút van ; 2- tiết lưu ;
3- van phụ ; 4- lò xo.

theo khe hở thông giữa thân van 1 và nút van 2 vào ngăn b sẽ theo lỗ c (lỗ giảm chấn) tới van phụ 5. Lò xo 3 và 6 được điều chỉnh tùy theo yêu cầu của áp suất p_g . Van phụ 5 sẽ mở cho chất lỏng đi qua để về thùng chứa khi p_g tăng quá trị số yêu cầu. Ngược lại, khi p_g giảm quá mức quy định, lò xo 3 sẽ đẩy nút van 2 xuống dưới để mở rộng khe hở thông h .



Hình 7-25. Kết cấu van giảm áp :

- 1- thân van ; 2- nút van chính ; 3,6- lò xo ;
- 4- nắp thân van ; 5- nút van phụ ;
- 7- vít điều chỉnh ; 8- nút bịt kín.

Khi cần điều khiển từ xa, nút bịt kín 8 được tháo ra và lỗ được nối với kênh dẫn chất lỏng điều khiển.

Một kết cấu khác tương đối điển hình của van giảm áp (h.7-26).

Nguyên lý tác động của van giảm áp (h.7-26) cũng tương tự như van giảm áp (h.7-25). Nút van 2 luôn ở trạng thái cân bằng động đối với lực của chất lỏng có áp suất p_f và p_g . Van phụ 6 được mở cho chất lỏng trong ngăn 4 theo kênh 9 về thùng chứa khi áp suất chất lỏng trong ngăn 4 (đồng thời là áp suất p_g) vượt quá trị số tính toán (tương ứng với tính điều chỉnh lò xo 7). Khi đó áp suất trong ngăn 4 giảm xuống, nút van 2 dịch chuyển lên để giảm diện tích khe hở thông. Khi p_g giảm

thấp hơn trị số tính toán, lò xo 5 sẽ đẩy nút van 2 đi xuống để tăng diện tích khe hở thông.

7.3. VAN TIẾT LƯU

Van tiết lưu là cơ cấu tạo ra sức cản thủy lực cục bộ, đặt trên đường chảy của chất lỏng để điều chỉnh lưu lượng hoặc giảm áp suất của dòng chất lỏng. Để thực hiện chức năng này sức cản trong van tiết lưu phải lớn hơn sức cản chung trong nhánh chính của hệ thống thủy lực, còn vận tốc chất lỏng đi qua mặt cắt thông của van phải lớn hơn vận tốc trong đường ống 9 - 10 lần.

Trong các sơ đồ thủy lực van tiết lưu được dùng để :

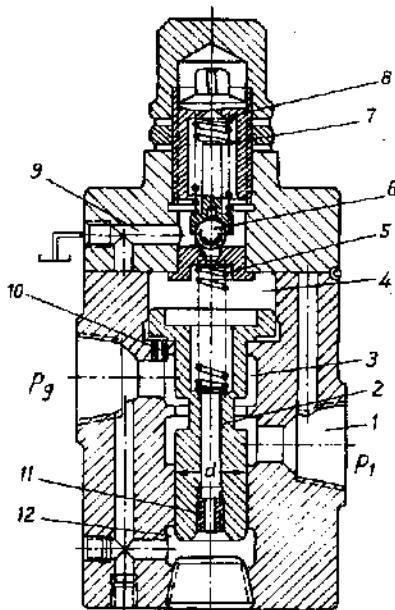
a) giảm áp suất của dòng chất lỏng trong các hệ thống bôi trơn của máy, trong bộ phân phối điều khiển bằng thủy lực v.v... Trong những trường hợp này người ta thường dùng những van tiết lưu có kết cấu đơn giản;

b) điều chỉnh lưu lượng và vận tốc của các cơ cấu chấp hành (chuyển động tịnh tiến - piston xylyanh) và chuyển động quay động cơ cũng như cho các mục đích phụ khác. Để điều chỉnh lưu lượng bằng tiết lưu, bên cạnh van tiết lưu cần có các thiết bị thủy lực sử dụng chất lỏng thừa hoặc dẫn về thùng chứa (đường ống dẫn bôi trơn, acquy thủy lực, van tràn v.v...).

Trong hệ thống thủy lực dùng phương pháp điều chỉnh tiết lưu, lưu lượng của bơm và công suất cần cho bơm là không đổi. Đặc tính của phương pháp này :

$$Q_H > Fv, \quad (7.32)$$

trong đó :



Hình 7.28. Kết cấu van giảm áp :

- 1-lỗ dẫn chất lỏng vào (P_1) ; 2-nút van ;
- 3-ngăn áp suất giảm (P_g) ; 4-ngăn thông với kênh dẫn chất lỏng có áp suất P_g ;
- 5-lò xo của nút van 2 ; 6-van phụ ;
- 7-lò xo của van phụ ; 8-dai ốc ; 9-kênh dẫn chất lỏng tới thùng chứa ; 10-giảm chấn ;
- 11-tiết lưu ; 12-ngăn thông với kênh dẫn chất lỏng có áp suất P_g .

Q_{H} - lưu lượng của bơm, cm^3/ph ;

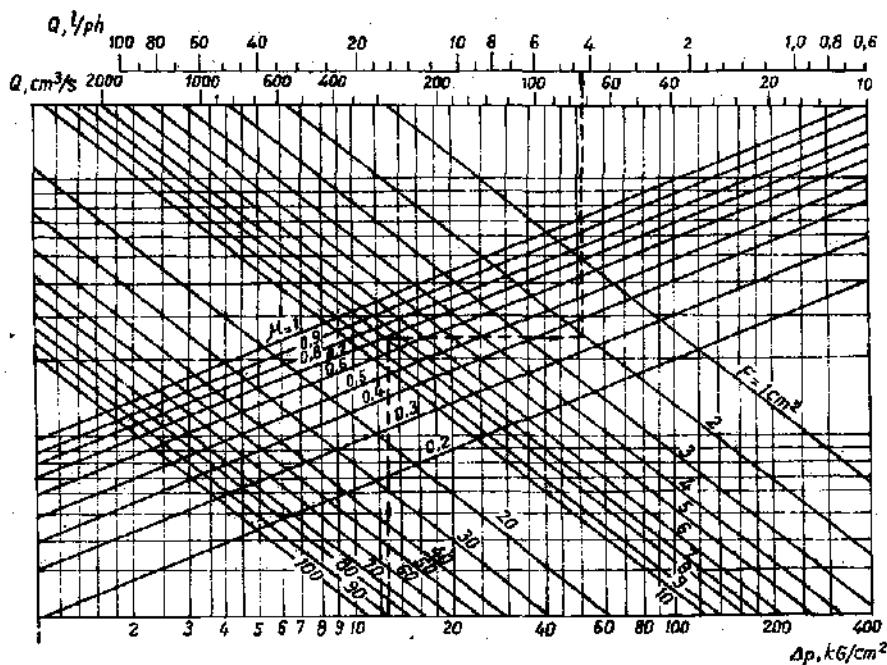
F - diện tích cối ích, cm^2 ;

v - vận tốc của cơ cấu chấp hành, cm/ph .

7.3.1. Tính toán thiết kế và kết cấu van tiết lưu

Khi tính toán thiết kế van tiết lưu cần quan tâm đến các thông số : lưu lượng chất lỏng qua tiết lưu Q , độ chênh áp suất trong tiết lưu Δp (sự chênh lệch giữa áp suất chất lỏng vào và ra khỏi tiết lưu) và diện tích mặt cắt thông (lỗ thông) của tiết lưu F . Ba thông số này có quan hệ với nhau theo công thức (7.1).

Dựa theo công thức này có thể xây dựng biểu đồ (h.7-27) để xác định Q theo μ , F và Δp .



Hình 7-27. Biểu đồ để xác định Q theo Δp , μ và F khi trọng lượng riêng chất lỏng $\gamma = 850 \text{ kg/m}^3$ (dầu khoáng thông dụng cho hệ thống thủy lực).

Có thể xác định gần đúng diện tích mặt cắt thông lớn nhất trong tiết lưu theo công thức thực nghiệm :

$$f_{\max} \approx 0,1 \frac{\pi d_o^2}{4} \approx 0,83 d_o^2, \quad (7.33)$$

trong đó :

d_o - đường kính ống dẫn.

Hệ số μ có thể xác định sơ bộ từ 0,7 đến 0,75. Tùy theo vận tốc và tải trọng của cơ cấu chấp hành, bảng tính toán có thể xác định được lưu lượng chất lỏng qua xylanh truyền lực và từ đó có thể xác định sơ bộ lưu lượng chất lỏng qua tiết lưu Q tùy theo vị trí tiết lưu được đặt trên mạch vào hoặc mạch ra.

Độ chênh áp suất trong tiết lưu Δp có thể xác định theo biểu đồ (h. 7-27) hoặc theo công thức :

$$\Delta p = \frac{Q}{\mu f} \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} \quad (7.34)$$

Trong ngành chế tạo máy thường dùng hai loại van tiết lưu : van tiết lưu có nòng van dịch chuyển chiều trực và van tiết lưu có nòng van quay.

Đối với van tiết lưu có nòng van dịch chuyển chiều trực, hình dạng mặt cắt thông có thể được tạo thành.

a) Bề mặt trụ của nòng van (h.7-28a). Khoảng dịch chuyển chiều trực lớn nhất của nòng van h_{\max} được xác định theo đẳng thức :

$$f_{\max} = \frac{\pi d_o^2}{4} \approx \pi D h_{\max}$$

do đó :

$$h_{\max} = \frac{d_o^2}{4D} \quad (7.35)$$

Phạm vi điều chỉnh của mặt cắt thông

$$K_F = \frac{h_{\max}}{h_{\min}},$$

trong đó :

h_{\min} - khoảng dịch chuyển chiều trực (hành trình) nhỏ nhất của nòng van, được xác định :

$$h_{\min} = \frac{h_{\max}}{K_F} = \frac{d_o^2}{4DK_F} \quad (7.36)$$

Đặc tính hình học của mặt cắt thông :

$$K = \frac{f}{f_{\max}} = \frac{4\pi Dh}{\pi d_o^2} = 4 \frac{Dh}{d_o^2}. \quad (7.37)$$

Thông thường $D = d_o$ do đó các công thức (7.35), (7.36) và (7.37) sẽ trở nên đơn giản.

b) Bề mặt côn của nòng van (h.7-28b). Diện tích mặt cắt lỗ thông được xác định

$$f = \pi s \frac{D + d}{2}, \quad (7.38)$$

vì $d = D - 2a$; $s = h \sin \alpha$; $a = h \sin \alpha \cos \alpha$, có diện tích gần đúng

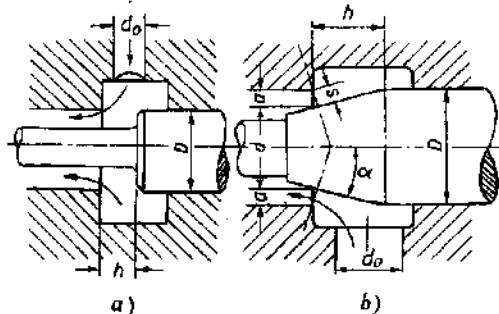
$$f = \pi D h \sin \alpha. \quad (7.39)$$

Thông thường góc côn $\alpha = 1,5 \div 15^\circ$, thường dùng $\alpha \approx 6^\circ$. Khoảng dịch chuyển chiều trục lớn nhất và nhỏ nhất của nòng van cũng như đặc tính hình học của mặt cắt thông cũng được xác định tương tự như trường hợp (h.7-28a).

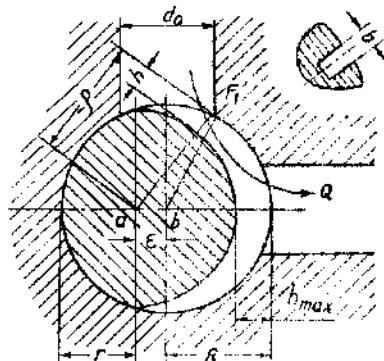
Thực tế cho biết rằng mặt cắt (lỗ) thông càng kéo dài ma sát giữa chất lỏng với mặt cắt thông của tiết lưu càng lớn và chất lỏng càng bị nóng. Do đó với một chế độ nhiệt, van tiết lưu có nòng van quay và lỗ thông có dạng khe hở (h.7-29) có ưu điểm hơn.

Hình 7-29, mặt cắt thông của van tiết lưu là rãnh bố trí lệch tâm so với tâm lỗ thân van một đoạn ϵ , chiều rộng rãnh b . Kích thước h của mặt cắt thông phụ thuộc vào độ lệch tâm ϵ và góc quay của nòng van φ .

$$h = \epsilon (1 - \cos \varphi).$$



Hình 7-28. Hình dạng mặt cắt thông của van tiết lưu có nòng van dịch chuyển chiều trục:
a) nòng van tròn; b) nòng van côn.



Hình 7-29. Hình dạng mặt cắt thông của van tiết lưu có nòng van quay.

Diện tích mặt cắt thông :

$$f = bh = be(1 - \cos\varphi),$$

$$f = 2besin^2 \frac{\varphi}{2} \quad (7.40)$$

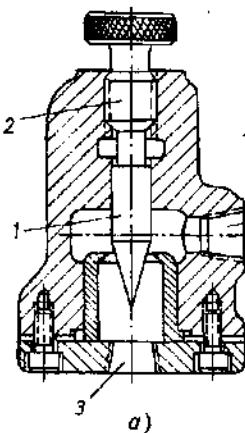
Độ lệch tâm ϵ được xác định từ đẳng thức $\frac{\pi d_o^2}{4} = f_{\max}$ khi $\varphi = \varphi_{\max} = 90^\circ$.

Khi đó :

$$f_{\max} = be;$$

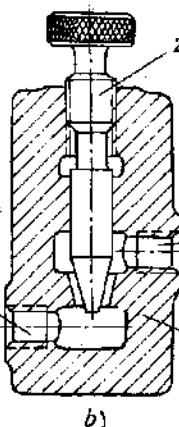
$$\epsilon = \frac{\pi d_o^2}{4b} \quad (7.41)$$

Sau giai đoạn tính toán sơ bộ cần chọn kết cấu van tiết lưu theo tiêu chuẩn (tiêu chuẩn Nhà nước, tiêu chuẩn Ngành, tiêu chuẩn Xí nghiệp). Van tiết lưu có kết cấu đơn giản để giảm áp suất dòng chất lỏng trong hệ thống bôi trơn của máy (h.7-30). Nút 1 được gắn liền với phần có ren 2. Để thuận tiện cho điều chỉnh ren được chế tạo với bước nhỏ. Kết cấu của các van tiết lưu kiểu Г77-11; Г77-14, theo tiêu chuẩn của viện nghiên cứu khoa học thực nghiệm về chế tạo máy của Nga ("ЭНИМС") (h.7-31). Thân 8 của tiết lưu được lắp ghép với hai nắp 6 và



Hình 7-30. Kết cấu của van tiết lưu kiểu đơn giản :

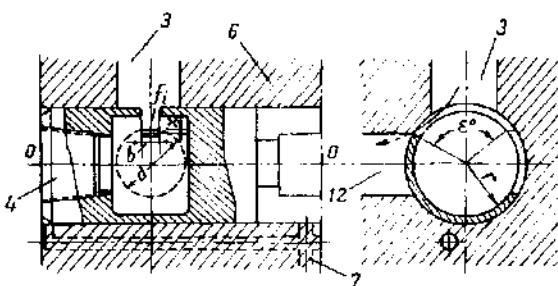
1- nút ; 2- phần có ren ; 3- đường chất lỏng vào ; 4- đường chất lỏng ra.



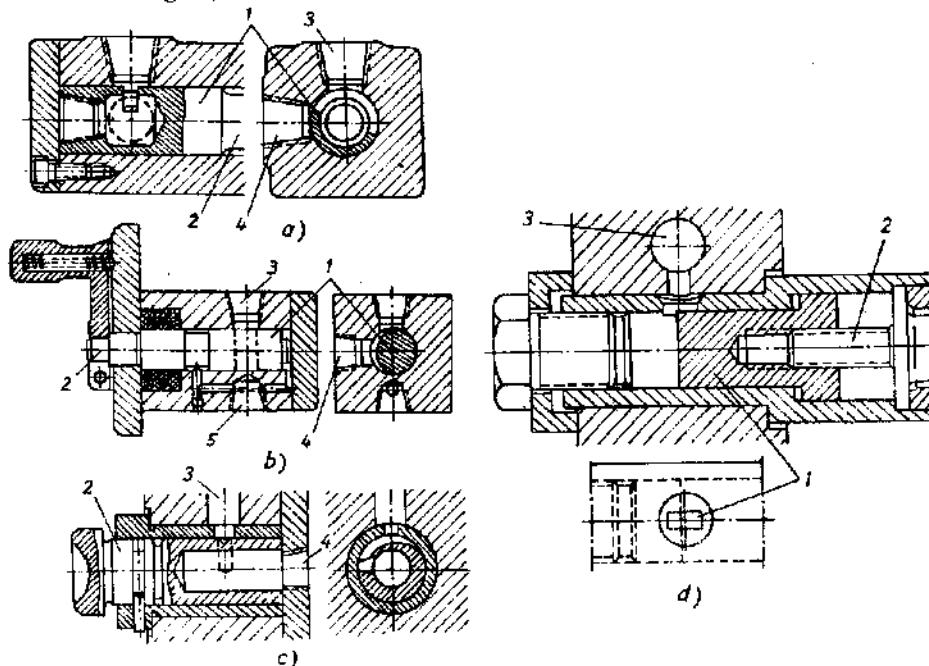
Hình 7-31. Kết cấu của van tiết lưu (theo tiêu chuẩn "YBVС")

1- khe tiết lưu ; 2- nòng van ;
3,4,5- lỗ ; 6,7- nắp ; 8- thân ;
9- đĩa ; 10- thang chia ; 11- dài ốc.

7 bằng bulong (hoặc vít). Nắp 6 được dùng làm mặt tựa để lắp thân 8. Nòng van 2 có khe tiết lưu 1. Chất lỏng được dẫn vào qua lỗ 3, rồi ra theo lỗ 4. Lỗ 5 được dùng để dẫn chất lỏng bị rò rỉ trong van. D้า 9 được lắp trên đầu mút của nòng van 2 và thang chia độ 10 được kẹp chặt trên nắp 6. Dai 11 dùng để định vị nòng van 2. Đối với van tiết lưu kiểu Г77-11 lưu lượng chất lỏng qua van $0,07 - 12 \text{ l/ph}$, sự chênh áp $2 - 2,5 \text{ kG/cm}^2$, diện tích lớn nhất mặt cắt thông 13 mm^2 , hệ số sức cản trong tiết lưu $1,85 - 1,9$. Đối với kiểu Г77-14 ; $Q = 1 - 70 \text{ l/ph}$, $\Delta p = 3 - 3,5 \text{ kG/cm}^2$, $f = 64 \text{ mm}^2$, hệ số sức cản tương tự như đối với kiểu Г77-11.



Hình 7-32. Kết cấu của van tiết lưu
(theo tiêu chuẩn ГОСТ) :
3,4,12- các lỗ ; 6- tiết lưu ; 7- lỗ thoát.



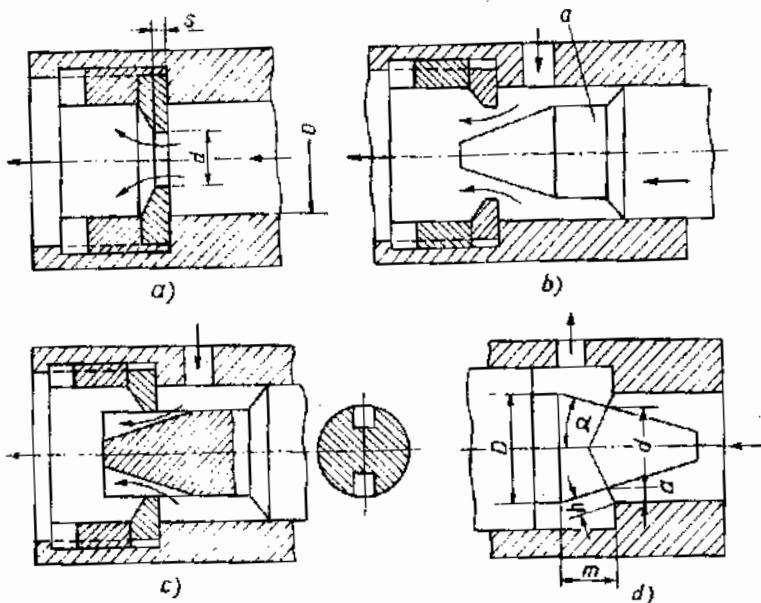
Hình 7-33. Kết cấu của một số loại van tiết lưu
có diện tích mặt cắt thông khác nhau :

- 1- nòng van ; 2- đầu nòng van có ren hoặc không ;
- 3- đường chất lỏng vào ; 4- đường chất lỏng ra ;
- 5- lỗ dẫn chất lỏng rò rỉ.

Đối với tiết lưu có kích thước lớn, lỗ chiêu trực 4 được đóng kín lại (h.7-31) và đầu được dẩn ra ngoài lỗ 12 (h.7-32). Kết cấu của một số van tiết lưu khác được sử dụng trong ngành chế tạo máy thủy lực (h.7-33).

Trong các van tiết lưu việc điều chỉnh diện tích mặt cắt thông bằng cách quay nòng van (h.7-33a,b,c) có ưu điểm hơn so với phương pháp dịch chuyển tịnh tiến nòng van. So với các hình dạng mặt cắt thông kiểu lèch tâm (h.7-33b), kiểu hình giọt nước (h.7-33c), mặt cắt thông kiểu hình chữ nhật (h.7-33a) đảm bảo được sự thay đổi tuyến tính giữa góc quay của nòng van và diện tích mặt cắt thông.

Mặt cắt thông của tiết lưu không được gây ra sự thay đổi đáng kể của hệ số lưu lượng khi nhiệt độ chất lỏng thay đổi. Yêu cầu này có thể được thỏa mãn khi toàn bộ mặt cắt thông gần với lỗ kiểu màng (chiều sâu lỗ rất nhỏ) có vát mép (h.7-30a) (h.7-33d). Các tiết lưu đơn giản nhất kiểu này kiểu này là các vòng đệm mỏng có lỗ tròn (h.7-34a).

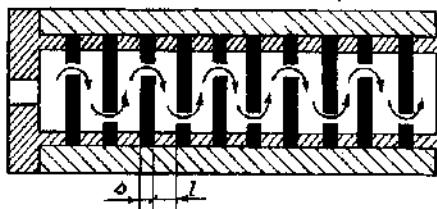


Hình 7-34. Sơ đồ các van tiết lưu kiểu đệm.

Lỗ tròn chế tạo đơn giản, lỗ tròn có diện tích nhỏ nhất so với các lỗ khác khi cùng một chu vi, hơn nữa xác suất bị làm bẩn nhỏ hơn so với các lỗ khác. Do vát mép lỗ ở phía chất lỏng đi ra, chiều dày mép s có thể nhỏ đến 0,5 mm hoặc nhỏ hơn. Thực tế chứng tỏ rằng ở chiều dày này, sức cản nhót của van tiết lưu sẽ nhỏ so với sức cản chung của

nó. Để điều chỉnh vô cấp lưu lượng qua tiết lưu có thể dùng nút côn (h.7-34b) hoặc nút rãnh côn (h.7-34c).

Để có sự chênh áp lớn hoặc lưu lượng qua tiết lưu nhỏ, diện tích mặt cắt thông phải nhỏ hoặc chiều dài của khenh tiết lưu (đối với tiết lưu kiểu đệm là chiều dày s) phải lớn. Diện tích mặt cắt thông quá nhỏ, khenh tiết lưu rất dễ bị bẩn và có thể bị tắc. Chiều dài khenh tiết lưu lớn, sức cản nhót sẽ tăng và dẫn đến sự thay đổi đáng kể của hệ số lưu lượng μ khi nhiệt độ chất lỏng thay đổi. Hai hiện tượng trên được khắc phục bằng cách dùng tiết lưu với một bộ đệm tiết lưu (h.7-35).



Hình 7-35. Sơ đồ tiết lưu có kết cấu là một bộ các đệm tiết lưu.

Thực tế chỉ ra rằng khoảng cách giữa các vòng đệm tiết lưu l có ảnh hưởng đến chất lượng điều chỉnh lưu lượng. Trị số hợp lý của l được xác định

$$l = (3 \div 5) d_o \quad (7.42)$$

Khi lắp, các lỗ trên hai vòng đệm lân cận nhau không nên đối diện nhau. Đối với tiết lưu có n vòng đệm cùng một kích thước, cùng kiểu bố trí cách đều nhau, khi tính có thể coi lưu lượng đối với các vòng đệm chỉ phụ thuộc vào sự chênh áp và không phụ thuộc vào áp suất ngược của chất lỏng trong các ngăn trung gian. Độ chênh áp của mỗi vòng đệm đều bằng nhau và độ chênh áp chung Δp_n của các đệm tiết lưu bằng tổng độ chênh áp của mỗi đệm Δp

$$\Delta p_n = \Delta p, n \Rightarrow \Delta p = \frac{\Delta p_n}{n} \quad (7.43)$$

Lưu lượng chất lỏng qua mỗi vòng đệm Q là như nhau :

$$Q = \mu \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}} = c \frac{\pi d_o^2}{4} \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma}} \quad (7.44)$$

trong đó :

μ - hệ số lưu lượng đối với một vòng đệm ;

d_o - đường kính lỗ vòng đệm ;

c - hệ số lưu lượng tương đương.

$$c = \frac{\mu}{\sqrt{n}} \quad (7.45)$$

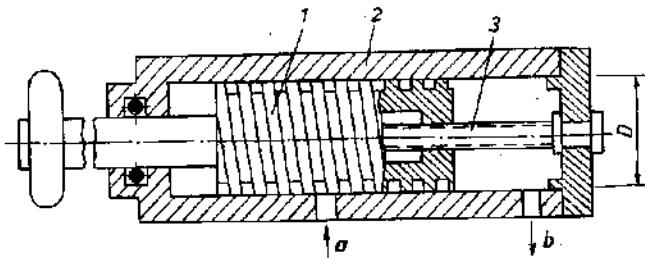
Tuy nhiên khi thử van tiết lưu có n vòng đệm, hệ số sức cản của tiết lưu nhỏ hơn tích hệ số sức cản của tiết lưu có một vòng đệm và số vòng đệm n , còn hệ số lưu lượng μ_n lớn hơn. Do đó trong thực tế tính toán có thể dùng biểu thức sau cho hệ số lưu lượng :

$$\mu_n = k \frac{\mu}{\sqrt{n}} \quad (7.46)$$

trong đó :

k - hệ số ảnh hưởng lẫn nhau của các bậc, được chọn $k = 1,25$.

Bên cạnh những van tiết lưu thực hiện việc điều chỉnh lưu lượng bằng thay đổi diện tích mặt cắt thông, bằng một bộ các đệm tiết lưu, người ta còn dùng các van tiết lưu trong đó việc điều chỉnh sức cản được thực hiện bằng thay đổi chiều dài của kênh tiết lưu khi tiết diện của nó không đổi. Sơ đồ kết cấu của van tiết lưu kiểu này (h.7-36).



Hình 7-36. Sơ đồ kết cấu van tiết lưu
kiểu rãnh xoắn vít (kiểu ống mao dẫn) :
1- tiết lưu ; 2- bạc ; 3- vít.

Van tiết lưu gồm tiết lưu 1 được lắp khít với bạc 2, vít phụ 3 để dịch chuyển chiều trục vít 1. Chất lỏng dẫn vào lỗ a qua rãnh vít đi ra lỗ b . Khi dịch chuyển dọc trục vít tiết lưu 1 chiều dài đường di chất lỏng thay đổi và sức cản của tiết lưu (độ chênh áp) cũng thay đổi theo. Van tiết lưu kiểu này thường dùng cho các cơ cấu điều chỉnh có áp suất làm việc thấp (đến 5 kG/cm^2) và phạm vi thay đổi nhiệt độ nhỏ.

Lưu lượng qua tiết lưu đổi với chế độ chảy tăng

$$Q = 3,34 \frac{f^2 \Delta p}{\nu \gamma l} \cdot 10^9 \text{ cm}^3/\text{s},$$

trong đó :

f - diện tích mặt cắt thông, cm^2 ;

ν - độ nhớt động của chất lỏng, cSt ;

γ - trọng lượng riêng của chất lỏng, kG/m³ ;

l - chiều dài kênh tiết lưu, cm được xác định $l = \pi Dn$;

n - số rãnh xoắn làm việc.

7.4. MỘT SỐ PHẦN TỬ THỦY LỰC PHỤ

Trong các truyền dẫn thủy lực, ngoài những cơ cấu điều chỉnh đã trình bày ở trên, còn có một số cơ cấu thực hiện những chức năng điều chỉnh khác : giới hạn định lượng, bảo vệ hệ thống bị tổn thất chất lỏng làm việc khi một bộ phận nào đó trong hệ bị phá vỡ ; định vị cơ cấu chấp hành ở một vị trí xác định nào đó v.v...

Tất cả những cơ cấu trên gọi là phần tử thủy lực phụ. Sau đây là một số phần tử thủy lực phụ thường gặp.

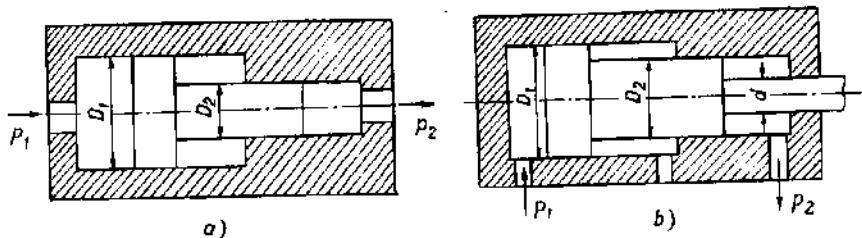
7.4.1. Bộ biến đổi thủy lực

Trong thực tế làm việc của các hệ truyền dẫn thủy lực, nhiều khi phải thay đổi áp suất hoặc lưu lượng trên những mạch chính hoặc phụ của hệ. Bộ biến đổi thủy lực thực hiện quá trình này. Nó là một loại bộ phận thủy lực để biến đổi gián đoạn năng lượng của một dòng chất lỏng này sang năng lượng của một dòng chất lỏng khác có những giá trị áp suất và lưu lượng thay đổi.

Bộ biến đổi áp suất được gọi là bộ tăng áp khi hệ số biến đổi $i > 1$, và là bộ giảm áp khi $i < 1$.

Hệ số biến đổi i là tỷ số giữa áp suất vào và áp suất ra của bộ biến đổi.

Theo nguyên lý tác động các bộ biến đổi thủy lực được chia thành hai loại : loại tác động thẳng và loại tác động quay.



Hình 7-37. Sơ đồ bộ tăng áp thủy lực tác động thẳng.

Hình 7-37a sơ đồ kết cấu của bộ tăng áp thủy lực tác động thẳng.

$$i = \frac{p_2}{p_1} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{D_1^2}{D_2^2},$$

trong đó :

F_1 và D_1 - diện tích và đường kính pítông ở khoang vào ;

F_2 và D_2 - diện tích và đường kính pítông ở khoang ra ;

p_1 - áp suất ở khoang vào ;

p_2 - áp suất ở khoang ra.

Hình 7-37b bộ tăng áp vi sai.

Hệ số biến đổi áp suất trong trường hợp này :

$$i = \frac{D^2}{D_2^2 - d^2} = \frac{p_2}{p_1},$$

trong đó :

d - đường kính cần pítông.

Bộ tăng áp kiểu này khi thiết kế phải được tính toán cẩn thận về độ bền và độ cứng vững của kết cấu vì áp suất ở khoang ra nhận được sẽ rất lớn.

Giả sử áp suất ở khoang vào $p_1 = 50 \text{ kG/cm}^2$ hệ số biến đổi $i = 5$ thì áp suất ở khoang ra $p_2 = i p_1 = 5 \cdot 50 = 250 \text{ kG/cm}^2$.

Bộ giảm áp (h.7-38) có kết cấu giống như bộ tăng áp nhưng tác động của nó ngược lại, nghĩa là áp suất chất lỏng p_1 vào khoang pítông có diện tích nhỏ và nhận được áp suất p_2 ở khoang pítông có diện tích lớn.

$$p_1 > p_2, i < 1.$$

Khi xét hai dạng biến đổi trên ta thấy rằng

$$i = \frac{p_2}{p_1} = \frac{F_1}{F_2} = \frac{Q_1}{Q_2},$$

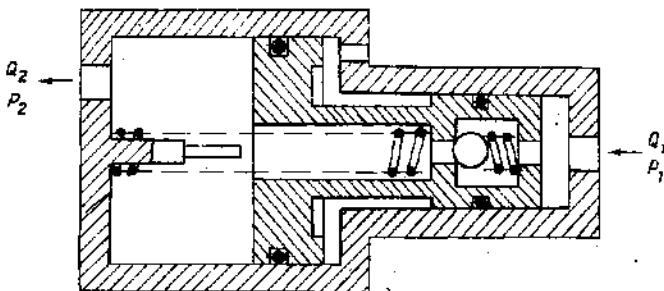
Nghĩa là khi ta tăng áp suất lên bao nhiêu lần thì ta giảm lưu lượng chất lỏng nhận được xuống bấy nhiêu lần và ngược lại.

Vì vậy bộ tăng áp ta có thể gọi là bộ giảm lưu lượng hoặc ngược lại bộ giảm áp ta có thể gọi là bộ tăng lưu lượng.

Bộ biến đổi thủy lực tác động quay kiểu pítông hướng trực (h.7-39).

Khi ta sử dụng phần 1 như một cơ cấu chấp hành thì phần 2 sẽ làm việc như một bơm.

$$i = \frac{n_2 q_2}{n_1 q_1} = \frac{Q_2}{Q_1}$$



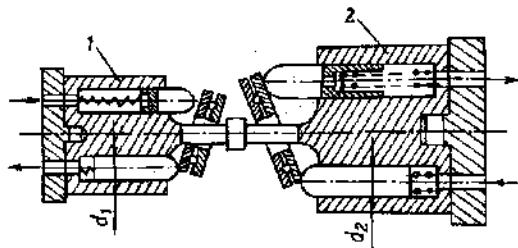
Hình 3-38. Sơ đồ bộ giảm áp.

Từ đó suy ra $Q_2 = iQ_1$.

$n_2 = n_1 = n$ - tần số quay của bộ biến đổi.

$$q_2 = \frac{\pi d_2^2}{4} z_2 h_2,$$

$$q_1 = \frac{\pi d_1^2}{4} z_1 h_1$$



Hình 7-39. Bộ biến đổi thủy lực tác động quay.

trong đó :

q_1, q_2 - thể tích làm việc của mỗi phần động cơ và bơm ;

d_1, d_2 ; h_1 và h_2 ; z_1 và z_2 - đường kính ; khoảng chạy có ích và số pít-tông tương ứng với các phần 1 và 2 (động cơ và bơm) ;

Q_1, Q_2 - lưu lượng của động cơ và bơm.

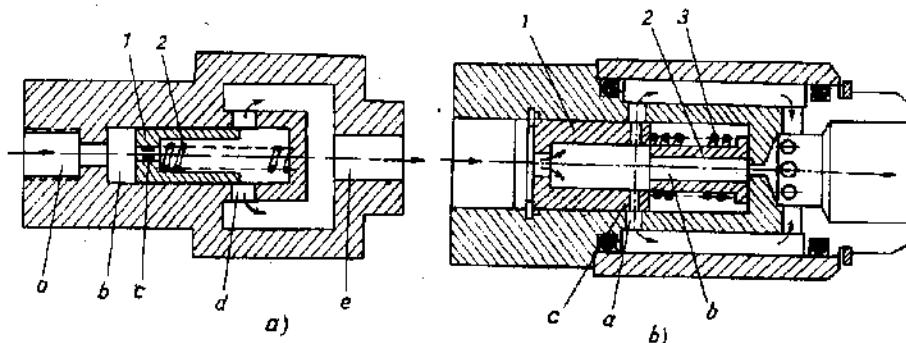
Từ điều kiện cân bằng công suất ta tính được áp suất ra p_2 của bơm, nếu không kể tổn thất cơ khí

$$p_2 = p_1 \frac{q_1}{q_2}$$

7.4.2. Van giới hạn lưu lượng

Van được sử dụng trong những trường hợp cần giữ cố định vận tốc chuyển động của cơ cấu chấp hành như động cơ thủy lực chuyển động thẳng hoặc chuyển động quay khi tải trên đầu ra của nó thay đổi.

Khi van giới hạn có khả năng điều chỉnh lưu lượng tự động ta gọi nó là van điều chỉnh lưu lượng.



Hình 7-40. Sơ đồ kết cấu van điều chỉnh lưu lượng :

- a) 1- nòng van ; 2- lò xo ;
- b) 1- nòng van ; 2- dãy hướng lò xo ; 3- lò xo.

Van có hai cửa tiết lưu. Cửa *c* là tiết lưu không điều chỉnh được, cửa *d* điều chỉnh tự động được phụ thuộc vào chênh lệch áp suất giữa cửa vào và cửa ra.

Nếu lưu lượng chất lỏng qua van tăng nghĩa là chênh lệch áp suất ở đây cũng tăng, nòng trượt sẽ dịch chuyển sang phải, thăng lực lò xo 2, giảm bớt cửa thông *d*, như vậy lưu lượng qua nó cũng giảm.

Từ điều kiện cân bằng lực trên nòng van ta có phương trình :

$$F\Delta p = P_{lx} ; \quad \frac{P_{lx}}{F} = \Delta p = \frac{Q^2}{f^2} \cdot \frac{\rho}{2\mu^2}$$

F - diện tích mặt cắt nòng van ;

Δp - chênh lệch áp suất ở lỗ *c* ($-3 - 5 \text{ kG/cm}^2$) ;

P_{lx} - lực nén lò xo ;

Q - lưu lượng chất lỏng qua tiết lưu *c* ;

f - diện tích lỗ *c*.

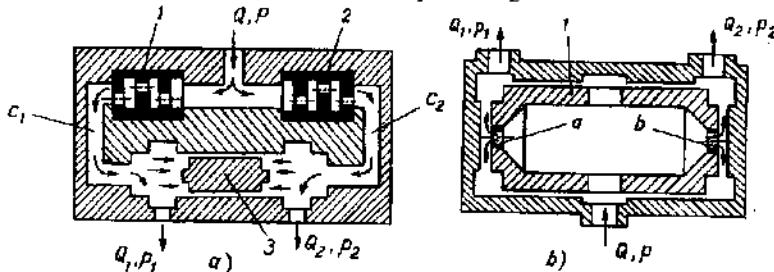
Hình 7-40b van điều chỉnh lưu lượng có thêm trục dãy hướng lò xo 2 và lỗ *b* có tác dụng giới hạn lưu lượng ở mức nhỏ nhất, khi chênh lệch áp suất đạt mức giới hạn.

7.4.3. Van chia dòng thủy lực

Van dùng để chia một dòng chất lỏng làm việc thành hai hoặc nhiều dòng nhỏ khác theo những tỷ lệ cần thiết.

Van chia dòng làm việc dựa trên nguyên lý khống chế lưu lượng bằng tiết lưu trên đường dẫn.

Van gồm hai tiết lưu đệm 1 và 2 được bố trí ở hai nhánh trái và phải để nhận được hai lưu lượng Q_1 và Q_2 (h.7-41a).



Hình 7-41. Sơ đồ kết cấu van chia dòng thủy lực :

- a) 1,2- tiết lưu ; 3- nòng trượt ;
- b) 1- nòng di động ; a,b- tiết lưu.

Vị trí của nòng trượt 3 phụ thuộc vào áp suất p_1 và p_2 ở hai khoảng C_1 và C_2 nghĩa là phụ thuộc vào độ cản trên các tiết lưu và sẽ có ba trường hợp xảy ra :

$$\left. \begin{array}{l} a) \Delta p_1 = \Delta p_2 \\ \Delta p_1 = p_n - p_1 \\ \Delta p_2 = p_n - p_2 \end{array} \right\} \text{ suy ra } p_1 = p_2.$$

Nòng trượt 3 sẽ nằm ở vị trí giữa $Q_1 = Q_2$;

b) $\Delta p_1 > \Delta p_2$ nghĩa là $p_1 < p_2$.

Nòng trượt 3 sẽ nằm ở vị trí cuối trái $Q_2 > Q_1$.

c) $\Delta p_1 < \Delta p_2$ nghĩa là $p_1 > p_2$.

Nòng trượt 3 sẽ nằm ở vị trí cuối phải $Q_1 > Q_2$.

Theo công thức (7.1) ta có thể tính được lưu lượng Q_1 và Q_2 ở mỗi mạch.

Hình 7-41b là một kiểu van chia dòng có nòng di động 1 và hai tiết lưu a và b, nguyên lý làm việc của van này cũng giống như loại van chia dòng vừa xét ở trên.

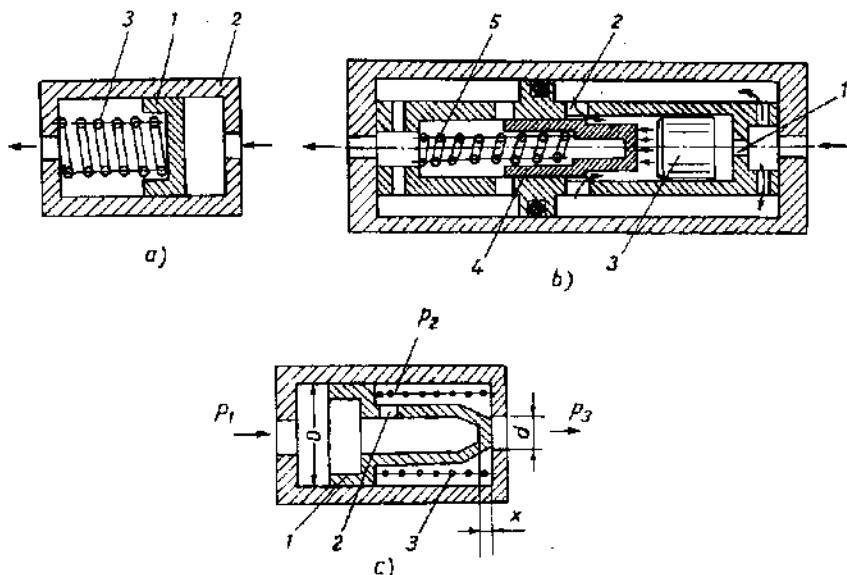
7.4.4. Van định lượng

Van định lượng là một loại van thủy lực dùng để khống chế dòng chảy với một lượng xác định. Lượng chất lỏng cho qua sau một lần làm việc của van trượt xác định bởi thể tích khoang làm việc của nó.

Sau khi một thể tích chất lỏng làm việc nhất định nào đó chảy qua van, các cửa thông của van sẽ hoàn toàn đóng lại.

Hình 7-42a, sơ đồ kết cấu một kiểu van định lượng đơn giản. Khi có dòng chất lỏng áp suất dẫn tới khoang phải của van, pítông 1 sẽ tăng lực cản của lò xo 3 và trượt theo xylanh 2. Khoảng dịch chuyển và đường kính pítông sẽ xác định lượng chất lỏng làm việc của van.

Pítông 1 chuyển dịch ngược lại bằng lò xo 3 khi khoang phải mất áp suất.



Hình 7-42. Van định lượng :

- a) 1- pítông ; 2- thân xylanh ; 3- lò xo ;
- b) 1-2- tiết lưu ; 3,4- pítông ; 5- lò xo
- c) 1- pítông ; 2- tiết lưu ; 3- lò xo.

Hình 7-42b van định lượng thể tích. Khi cho dòng chất lỏng áp suất vào khoang giữa, pítông 4 sẽ nén lò xo 5 và chuyển dịch sang trái. Cùng một lúc chất lỏng với lưu lượng Q_1 chảy qua lỗ tiết lưu 1, tác động lên mặt đầu của pítông 3, qua cửa tiết lưu 2 tạo nên lưu lượng làm việc Q_2 . Sự cung cấp chất lỏng làm việc tiếp tục đến khi pítông 3 đóng cửa tiết lưu 2.

Thể tích chất lỏng qua van định lượng có thể xác định được gần đúng nếu ta bỏ qua lực ma sát, lực quán tính và coi các hệ số lưu lượng của các tiết lưu 1 và 2 bằng nhau.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{f_2}{f_1},$$

trong đó :

f_1, f_2 - diện tích mặt cắt của các lỗ tiết lưu ;

Q_1, Q_2 - lưu lượng qua tiết lưu 1 và 2 ở chế độ ổn định.

Thời gian để dịch chuyển pittông 3 sẽ được tính bằng công thức :

$$t = \frac{FS}{Q_1} = \frac{V_{pt}}{Q_1},$$

trong đó :

F, S - diện tích và khoảng chạy của pittông 3 ;

V_{pt} - thể tích làm việc do sự chuyển dịch của pittông 3.

Công thức sau đây dùng để tính thể tích làm việc của van định lượng thể tích, khi ta bỏ qua mất mát.

$$V_u = (Q_1 + Q_2)t = V_{pt} + Q_2t = V_{pt} \left(1 + \frac{f_2}{f_1} \right).$$

Van định lượng chỉ nên sử dụng trong những trường hợp khi thể tích chất lỏng yêu cầu cung cấp tương đối nhỏ so với thể tích của thùng chứa và sự mất mát chất lỏng do van định lượng gây ra không ảnh hưởng đến sự làm việc của hệ.

Van định lượng thể tích được sử dụng rộng rãi trong hệ thủy lực của các máy cắt kim loại như mài, phay v.v..., ở đó cơ cấu chấp hành thủy lực được khống chế lưu lượng ở đầu ra để tạo nên những bước dịch chuyển chính xác.

Van định lượng lưu lượng dùng để bảo vệ hệ thủy lực khỏi bị mất mát chất lỏng và giới hạn vận tốc dòng chảy khi lưu lượng tiêu thụ của cơ cấu làm việc vượt quá định mức.

Hình 7-42c là một kiểu van định lượng lưu lượng. Chất lỏng làm việc từ bơm dẫn đến cơ cấu làm việc qua lỗ tiết lưu 2, khi qua pittông 1, pittông 1 gây trở và tạo nên sự chênh áp $p_1 - p_2$ để nén lò xo. Khi lưu lượng chất lỏng tăng, độ chênh áp và trở của nó cũng sẽ tăng lên.

Áp suất p_1 đạt đến một giá trị nào đó thì thắng lực lò xo 3 và đóng cửa ra cơ đường kính d , như vậy van đã làm việc.

Ở lưu lượng Q , cửa mở của van là x , khi đó trên pittông 1 sẽ tác dụng những lực biểu diễn bằng phương trình sau :

$$(p_1 - p_2) F_2 + (p_1 - p_3) F_1 = P_{tx} - cx$$

hoặc viết ở dạng khác :

$$\frac{\pi}{4} [p_1 - p_2) D^2 + (p_1 - p_3)d^2] = P_{tx} - cx,$$

trong đó :

P_{tx} - lực lò xo ở khi cửa mở bằng không ($x = 0$) ;
 c - độ cứng của lò xo ;

$$F_2 = \frac{\pi D^2}{4} - \text{diện tích piston} ;$$

$$F_1 = \frac{\pi d^2}{4} - \text{diện tích cửa ra cửa van} ;$$

p_1 , p_2 và p_3 - tương ứng với áp suất ở cửa vào, trong khoang lò xo và ở cửa ra.

Lưu lượng Q được tính theo công thức (7.1)

Khi $Q = \text{const}$ thì nó sẽ không phụ thuộc vào độ mở x của van.

Những van định lượng thể tích và lưu lượng nối trên làm việc với lưu lượng nhỏ nhất khoảng 0,4 l/ph. Vì vậy khi tổn thất lưu lượng nhỏ hơn 0,4 l/ph van sẽ không làm việc, chất lỏng trong thời gian đó sẽ bị tổn thất.

7.4.5. Van một chiều

Van một chiều là một loại phần tử thủy lực được lắp trên đường truyền dẫn, có tác dụng chỉ cho phép dòng chất lỏng làm việc chảy theo một chiều nhất định.

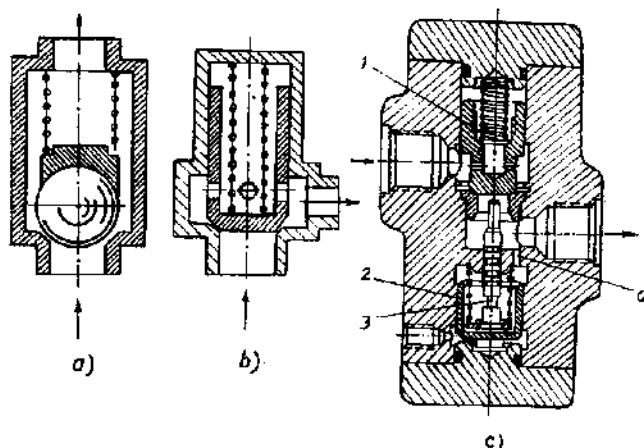
Phân biệt hai loại van một chiều : loại không điều khiển được (h.7-43a, b) và loại điều khiển được (h.7-43c).

Van một chiều kiểu nút cầu (h.7-43a) và kiểu nút côn (h.7-43b) có kết cấu giống như van an toàn đã được trình bày ở mục 7.1. Chúng có một điểm khác là không có vít điều chỉnh lực nén của lò xo.

Yêu cầu đối với van một chiều là khi dòng chất lỏng chảy theo chiều thuận, mất mát áp suất trên van có giá trị nhỏ nhất, nghĩa là chênh lệch áp suất giữa cửa vào và cửa ra sao cho nhỏ nhất. Đối với các loại van an toàn giá trị chênh lệch áp suất lớn hơn vì vậy lực của lò xo để gây trở cũng lớn hơn.

Van một chiều kiểu nút côn tác động nhanh hơn liều nút cầu. Thời gian tác động của van một chiều nằm trong khoảng từ 0,1 đến 10 ms và phụ thuộc vào kết cấu và kích thước van.

Trong các hệ thủy lực tự động thường sử dụng loại van một chiều kiểu điều khiển được (h.7-43c).

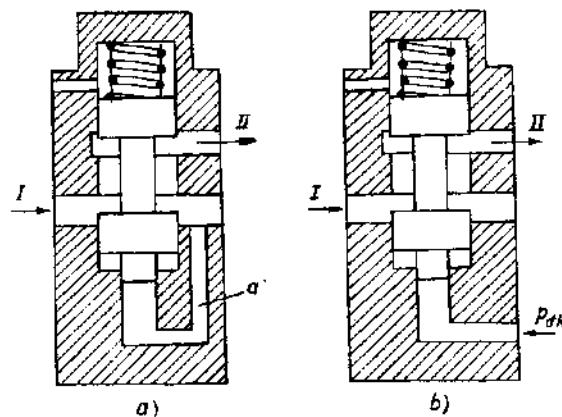


Hình 7-43. Sơ đồ kết cấu van một chiều :
c) 1- nút côn ; 2- pítông ; 3- chốt đẩy.

Khi ta cho dòng chất lỏng đi qua van đến khoang a , áp suất sẽ tác động lên mặt đầu của pítông 2 làm nó chuyển dịch lên trên và mở nút côn 1, lúc này chất lỏng có thể chảy theo chiều ngược lại.

Tính toán thiết kế cũng như công nghệ chế tạo van một chiều tương tự như đối với van an toàn kiểu nút cầu và nút côn.

7.4.6. Van mở nối tiếp (h.7-44)



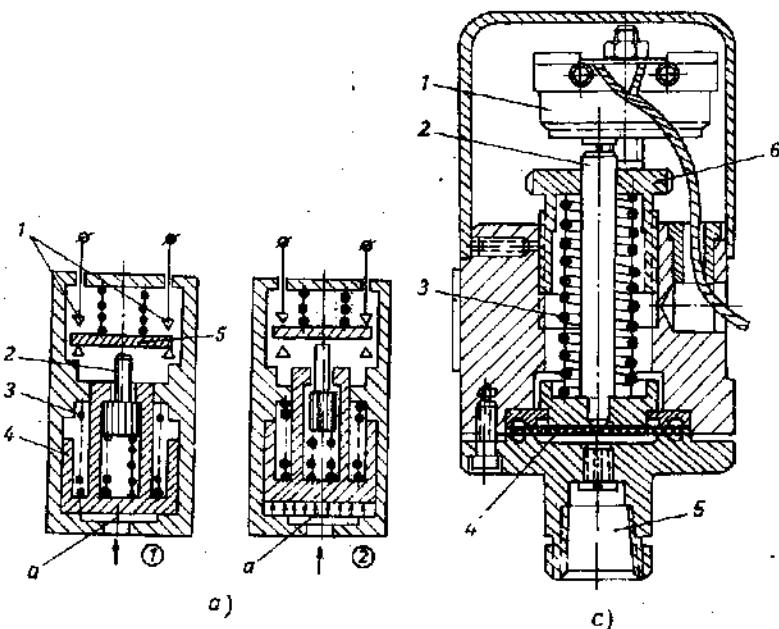
Hình 7-44. Sơ đồ van mở nối tiếp :
a) kiểu điều khiển bằng áp suất ra ;
b) Kiểu điều khiển bằng áp suất điều khiển P_{dk} độc lập.

Van được sử dụng trong trường hợp khi yêu cầu mở nối tiếp hai dòng chất lỏng áp suất và sự mở của một dòng (dòng II) được thực hiện nhờ tín hiệu áp suất của dòng kia (dòng I, hoặc dòng điều khiển p_{dk}).

7.4.7. Role thủy lực

a) Role áp suất

Role áp suất là một cơ cấu để tự động phát tín hiệu điều khiển (thường là tín hiệu điện) khi áp suất chất lỏng làm việc trong mạch đạt giá trị định trước. Nguyên lý làm việc của role áp suất đều dựa vào sự tác động của áp suất chất lỏng lên nòng pít-tông, lò xo hoặc màng chắn bố trí trong role. Tác động này sẽ tạo ra chuyển động thẳng hoặc quay của các cơ cấu tay đòn, ngược chiều tác động của lò xo, làm đóng hoặc ngắt những tiếp điểm điện.



Hình 7-45. Sơ đồ role áp suất :

- a) 1- tiếp điểm ; 2- nòng ; 3- lò xo ; 4- trục ; 5- tấm dẫn điện ;
- c) 1- công tắc ; 2- nòng ; 3- lò xo ; 4- màng ; 5- khoang ; 6- nút ren.

Hình 7-45a là một kiểu role áp suất đơn giản nhất. Kiểu công tắc thủy lực - điện.

Khi áp suất trong khoang a của role tăng đạt mức định trước, nòng

2 sẽ chuyển dịch lên trên tháng các lực gây ra do lò xo nén xuống.

Chuyển động của nòng van chỉ có thể xảy ra được khi

$$p_a > \frac{P_{lx}}{F},$$

trong đó :

p_a - áp suất chất lỏng làm việc trong khoang a ;

P_{lx} - lực nén của lò xo 3 ;

F - diện tích mặt đầu của pittông.

Khi nòng van làm chuyển động tám dẫn điện 5 lên trên, hai tiếp điểm dưới sẽ bị ngắt và hai tiếp điểm trên sẽ được nối (h.7-45a₁).

Khi áp suất khoang a giảm $p_a < \frac{P_{lx}}{F}$ nòng van sẽ tụt xuống (h.7-45a₂), hai tiếp điểm điện trên ngắt, hai tiếp điểm dưới nối.

Hình 7-45c rôle áp suất kiểu màng. Khi áp suất chất lỏng làm việc ở khoang 5 tăng, màng 4 sẽ bị tác động và làm chuyển động nòng 2, nén lò xo 3, các tiếp điểm điện của công tắc 1 sẽ được đóng hoặc ngắt.

Nòng 2 bắt đầu chuyển động khi :

$$pF = p + S + c\alpha,$$

trong đó :

F - diện tích làm việc có ích của màng ;

S - lực ma sát ;

c, α - độ cứng và khoảng nén ban đầu của lò xo.

b) Rôle thời gian thủy lực

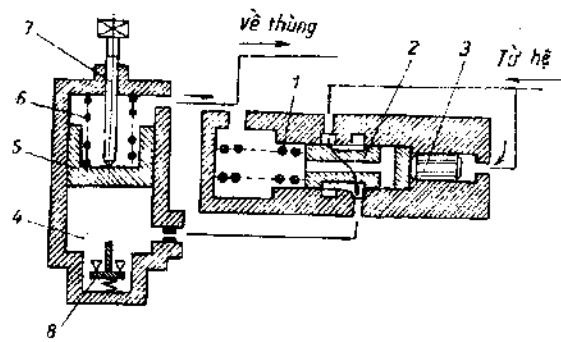
Rôle thời gian sử dụng trong các hệ thủy lực như một cơ cấu phản phôi chất lỏng làm việc, tác động sau một khoảng thời gian nhất định khi áp suất trong đường dẫn đạt một giá trị xác định.

Rôle thời gian thường được dùng để phát tín hiệu áp suất sau một khoảng thời gian nào đó, hoặc dùng trong các mạch truyền dẫn mà ở đó yêu cầu các cơ cấu chấp hành tác động lệch pha nhau.

Hình 7-46 một kiểu rôle thời gian thủy lực. Rôle gồm hai phần : nòng van điều khiển 2 có lò xo 1 và xylanh 4 có pittông 5, lò xo 6 và vít định cữ 7. Thể tích khoang xylanh 4 xác định thời gian lệch pha của rôle.

Khi role bát đầu làm việc, dầu từ hệ qua nòng van điều khiển 2 vào khoang 4. Thời gian điện dây khoang 4 được điều chỉnh bằng vít định cù 7 và cũng là thời gian trễ của role.

Khi pittông 5 đã chuyển động đến vị trí trên cùng áp suất trong mạch vào tăng, nó sẽ tác động lên nòng 3 đẩy nòng điều khiển 2 sang trái, dầu từ khoang 4 sẽ chảy ra qua kênh trong nòng van 2 đến các bộ phận làm việc khác hoặc về thùng. Pittông 5 ở cuối khoang chạy dưới sẽ tác động lên công tắc điện (hoặc van đổi chiều thủy lực) để dừng hoặc chuyển hệ sang chế độ làm việc khác.



Hình 7-46. Sơ đồ kết cấu role thời gian thủy lực :

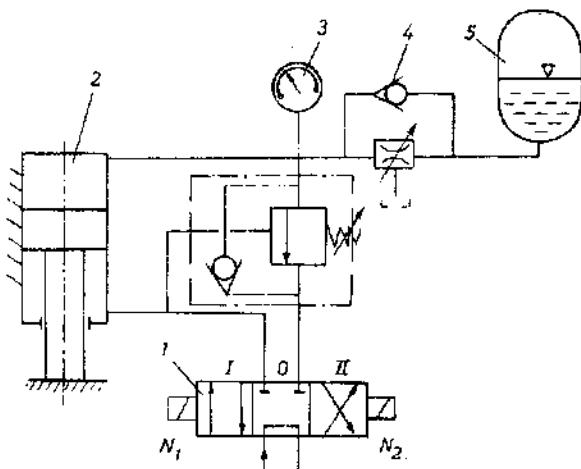
1- lò xo ; 2- van điều khiển ; 3- nòng ;

4- xylanh ; 5- pittông ; 6- lò xo ; 7- vít ;

8- công tắc điện.

7.4.8. Ắc quy thủy lực

Ắc quy thủy lực là cơ cấu dùng trong các hệ truyền dẫn thủy lực để điều hòa nang lượng thông qua áp suất và lưu lượng của chất lỏng làm việc.



Hình 4-47. Sơ đồ nguyên lý một hệ thủy lực

đơn giản có sử dụng ắc quy thủy khí :

1- van phân phối ba vị trí ; 2- xylanh làm việc ;

3- áp kế ; 4- van một chiều ; 5- ắc quy.

Acquy làm việc theo hai quá trình : tích và cấp năng lượng.

Acquy được sử dụng rộng rãi trong các loại máy rèn, ép, trong các cơ cấu tay máy và đường dây tự động v.v... nhằm giảm công suất của bơm, tăng độ tin cậy và hiệu suất sử dụng của toàn hệ thủy lực.

Theo nguyên lý gây tải acquy thủy lực được chia thành ba loại : acquy trọng vật, acquy lò xo và acquy thủy khí.

a) Acquy trọng vật

Acquy trọng vật tạo ra một áp suất lý thuyết hoàn toàn cố định, nếu bỏ qua lực ma sát sinh ra ở chỗ tiếp xúc giữa cơ cấu làm kín và pittông, và không tính đến lực quán tính của pittông chuyển dịch khi thể tích acquy thay đổi trong quá trình làm việc.

Acquy loại này yêu cầu phải bố trí trọng vật thật đối xứng so với pittông, nếu không sẽ gây ra lực thành phần ngang ở cơ cấu làm kín. Lực tác dụng ngang này sẽ làm hỏng cơ cấu làm kín và ảnh hưởng xấu đến sự làm việc ổn định của acquy.

Áp suất trong khoang làm việc của pittông phụ thuộc vào phụ tải ngoài và được tính bằng công thức :

$$p = \frac{G_1 + G_2}{F} = \frac{4(G_1 + G_2)}{\pi d^2}, \text{ kG/cm}^2,$$

trong đó :

G_1 - trọng lượng của vật gây tải ;

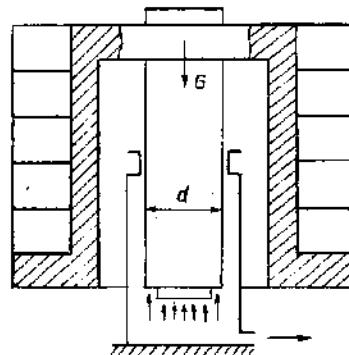
G_2 - trọng lượng của pittông ;

d - đường kính của pittông.

Acquy trọng vật là một cơ cấu đơn giản song công kén, vì vậy trong thực tế thường được bố trí ở ngoài xưởng. Loại acquy này còn có nhược điểm như giá thành cao và sửa chữa phức tạp. Những lý do trên đã hạn chế việc sử dụng loại acquy này.

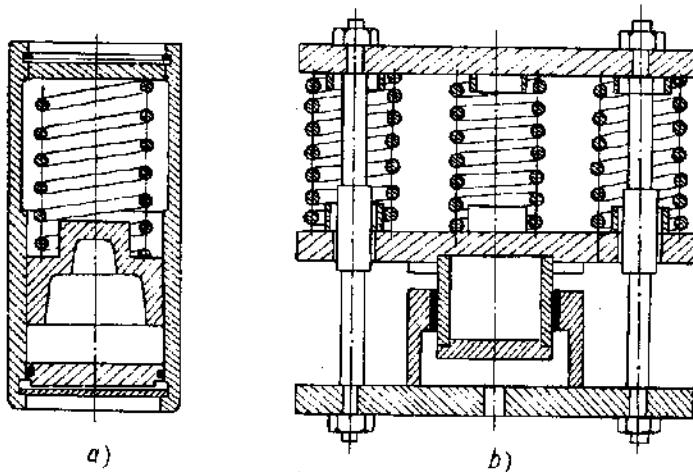
b) Acquy lò xo

Quá trình tích năng lượng ở acquy lò xo là quá trình biến dạng của lò xo.



Hình 7-48. Sơ đồ kết cấu acquy trọng vật.

Ácquy lò xo có quán tính nhỏ hơn so với ácquy trọng vật, vì vậy nó được sử dụng để làm tắt những va đập thủy lực trong các hệ thủy lực và giữ áp suất cố định trong các cơ cấu kẹp.



Hình 7-48. Sơ đồ kết cấu ácquy lò xo :
a) loại một lò xo ; b) loại nhiều lò xo.

Công thức để tính ácquy lò xo :

$$ch = (p_{\max} - p_{\min})F, \text{ kG},$$

trong đó :

c - độ cứng của lò xo, kG/cm ;

h - khoảng dịch chuyển của lò xo, cm ;

p_{\max} p_{\min} - áp suất lớn nhất và nhỏ nhất trong khoang làm việc của ácquy ;

F - diện tích pittông.

Thể tích lớn nhất của chất lỏng tích được trong ácquy sau quá trình tích nồng :

$$Q = Fh = \frac{P_{\max} - P_{\min}}{c} F^2, \text{ cm}^3.$$

c) Ácquy thủy khí

Ácquy thủy khí lợi dụng tính chất nén được của khí để tạo ra áp suất chất lỏng. Tính chất này làm cho ácquy trở thành một cơ cấu có khả năng giảm chấn. Trong ácquy trọng vật áp suất hầu như cố định không phụ thuộc vào vị trí của pittông. Trong ácquy lò xo, áp suất thay

đổi tỷ lệ tuyến tính, còn trong ắc quy thủy khí áp suất chất lỏng thay đổi theo những định luật thay đổi áp suất của khí.

Theo kết cấu ắc quy thủy khí được chia thành hai kiểu chính : kiểu không có ngăn và kiểu có ngăn.

Những ắc quy kiểu không có ngăn rất ít gặp trong thực tế. Sở dĩ chúng không được ứng dụng rộng rãi vì có một nhược điểm cơ bản : khi tiếp xúc trực tiếp với chất lỏng. Trong quá trình làm việc khí sẽ xâm nhập vào chất lỏng và gây ra sự làm việc không ổn định cho toàn hệ. Muốn khắc phục nhược điểm này ắc quy phải có kết cấu hình trụ nhỏ và dài để giảm bớt diện tích tiếp xúc giữa khí và chất lỏng.

Trong các hệ thủy lực yêu cầu lưu lượng chất lỏng làm việc lớn thường sử dụng ắc quy nước - khí hoặc emunxi - khí. Những ắc quy này cùng với những thiết bị khác được bố trí thành trạm nguồn cung cấp chung cho một số máy làm việc.

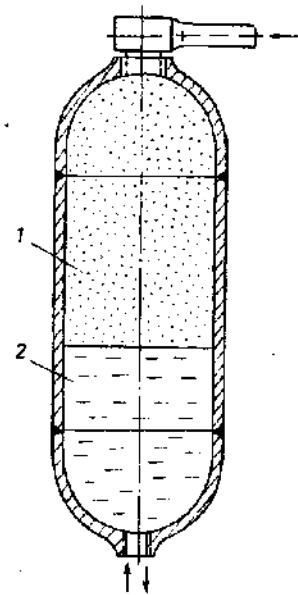
Khi thiết kế và sử dụng ắc quy loại này phải chú ý duy trì mức chất lỏng ít nhất trong ắc quy. Chỉ được phép sử dụng 2/3 thể tích làm việc của chất lỏng trong ắc quy.

Ắc quy thủy khí có ngăn phân cách hai môi trường được sử dụng rộng rãi trong những hệ thủy lực di động. Ắc quy loại này không yêu cầu những thiết bị đặc biệt để theo dõi mức chất lỏng làm việc như ở loại không có ngăn.

Ắc quy thủy khí có ngăn được phân ra nhiều kiểu phụ thuộc vào kết cấu của ngăn phân cách : kiểu pittông, kiểu màng v.v...

Trong khoang trên 5 của ắc quy thủy khí có ngăn pittông (h.7-51), được nạp khí với áp suất nạp p_n khi không có chất lỏng làm việc trong ắc quy.

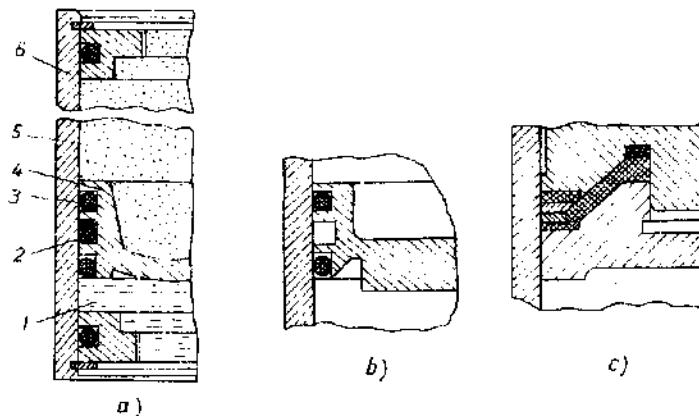
Nếu ta gọi p_{min} là áp suất nhỏ nhất của chất lỏng làm việc của ắc quy thì $p_n \approx p_{min}$. Áp suất p_{max} của chất lỏng đạt được khi thể tích



Hình 7-50. Ắc quy thủy khí không có ngăn :
1- thể tích khí ; 2- thể tích chất lỏng.

chất lỏng trong ắc quy có giá trị lớn nhất V_{max} , ứng với giá trị cho phép lớn nhất của áp suất khí trong khoang trên.

Khi sử dụng trong ắc quy thường là nitơ hoặc không khí, con chất lỏng làm việc là dầu.



Hình 7-51. Ắc quy thủy khí có ngăn kiểu pittông :

- 1- khoang dầu ; 2- vòng làm kín chữ nhật ; 3- vòng làm kín tròn ; 4- pittông ; 5- khoang khí nén ; 6- xylanh.

Trong ắc quy thủy khí có ngăn thì việc làm kín giữa hai khoang khí và chất lỏng là vấn đề vô cùng quan trọng đặc biệt là đối với loại ắc quy làm việc ở áp suất cao và nhiệt độ thấp.

Hình 7-51 một số kết cấu làm kín ở ngăn chia của ắc quy thủy khí kiểu pittông.

Trong kết cấu (h.7-51a) hai khoang được làm kín bằng ba vòng làm kín với hai loại mặt cắt : tròn và chữ nhật. Hai vòng làm kín mặt cắt tròn để tăng độ kín. Vòng mặt cắt chữ nhật ngoài tác dụng làm kín ra còn tăng chiều dài tiếp xúc với xylanh để chỉnh độ đồng tâm của pittông trượt doc trong xylanh.

Ắc quy được làm kín kiểu này có thể làm việc ở áp suất chất lỏng đến 100 kG/cm^2 .

Ắc quy thủy khí có ngăn túi và có ngăn là màng dàn hồi đầm bảo hộ kín tuyệt đối giữa hai khoang khí và chất lỏng làm việc. Vì ở ắc quy loại này không có chi tiết dịch chuyển như ở ắc quy kiểu pittông nén không xuất hiện lực quán tính.

Ắc quy kiểu này không yêu cầu nạp khí lại ngay cả khi thời gian làm việc bị gián đoạn dài.

Kết cấu ắc quy ngăn túi thân trụ (h.7-52) gồm van nắp khí 1, túi khí bằng cao su chịu dầu 2, thân ắc quy 3, van chất lỏng 4 bắc nối 5.

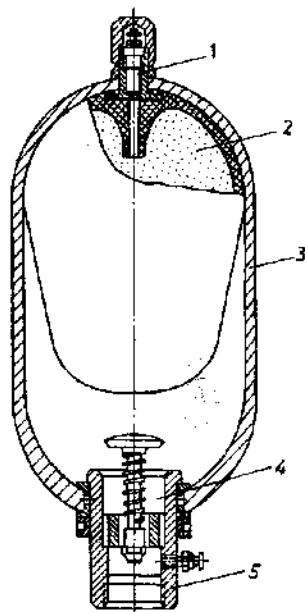
Ắc quy thân hình cầu có hệ số sử dụng vật liệu trên một đơn vị thể tích chất lỏng làm việc nhỏ nhất và thường được chế tạo bằng thép 30XГС.

Những ắc quy thủy khí kiểu này chịu được áp suất đến 150 kG/cm^2 .

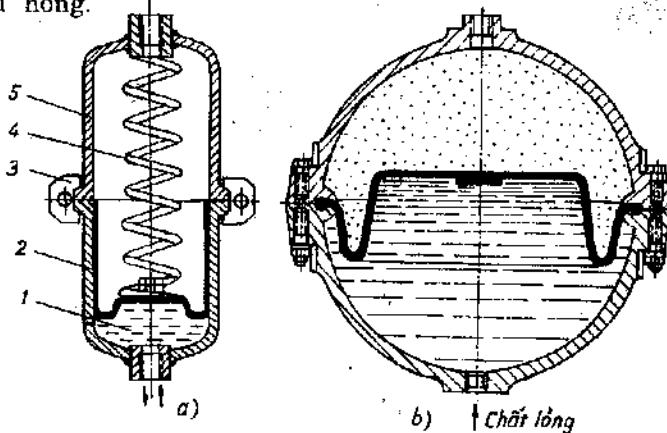
Cũng như ắc quy thủy khí kiểu ngăn túi ắc quy thủy khí kiểu màng ngăn dàn hồi bằng cao su chịu dầu có thân trụ hoặc thân cầu (h.7-53).

Để tăng độ dàn hồi của màng, trong nhiều kết cấu ắc quy được lắp thêm lò xo 4 (h.7-53a). Lò xo còn có tác dụng để màng làm việc đối xứng. Nhằm giảm ma sát giữa màng và thân mặt trong của thân ắc quy phải sơn bóng hoặc phủ một lớp nhựa epoxy.

Đối với ắc quy thủy khí có ngăn chia dàn hồi nên sử dụng khí nitơ vì không khí sẽ làm cao su mau hỏng.



Hình 7-52. Ắc quy ngăn túi thân trụ :
1- van nắp khí ; 2- túi khí
bằng cao su ; 3- thân ;
4- van chất lỏng ; 5- bắc nối



Hình 7-53. Ắc quy kiểu màng ngăn dàn hồi :

a) thân trụ ; b) thân cầu.

1-khoang dầu ; 2-màng ngăn ;

3-kẹp ; 4-lò xo ; 5-thân.

Chương 8

LỌC CHẤT LỎNG

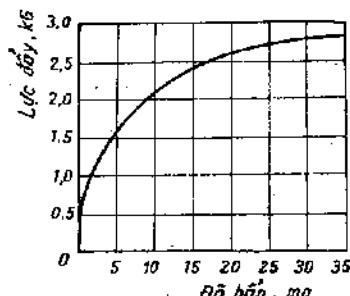
8.1. ẢNH HƯỞNG CỦA CHẤT LỎNG BẨN ĐỐI VỚI THIẾT BỊ THỦY LỰC

Chất lỏng bẩn ảnh hưởng rất lớn đến khả năng làm việc, độ bền và tuổi thọ của thiết bị thủy lực. Các hạt bẩn rắn làm gián đoạn màng dầu, ảnh hưởng xấu cho sự bôi trơn, làm tắc các khe tiết lưu và các rãnh có tiết diện nhỏ. Sự bẩn làm tăng ma sát, cản trở chuyển động các chi tiết của thiết bị thủy lực và gây nên chuyển động gián đoạn. Độ bẩn lớn sẽ làm giảm khả năng làm việc của các con trượt trong các bộ phận phân phôi, đặc biệt là khi độ hở hướngh kính giữa con trượt và lỗ khoảng 1- 5 μm . Ma sát giữa các bề mặt tiếp xúc tăng tỷ lệ với sự tăng của độ bẩn.

Hình 8-1 biểu đồ chỉ sự liên quan giữa lực đẩy con trượt trong bộ phận phân phôi BY-10 (Nga) với độ bẩn của dầu. Chất bẩn trong thí nghiệm này là bột đá mài có kích thước 12 - 5 μm .

Theo biểu đồ ta thấy lực đẩy con trượt đạt giá trị lớn nhất khi số lượng hạt bẩn chiếm 25 mg/l tức là 0,003% tính theo khối lượng.

Trong bảng dưới đây cho biết tỷ lệ tuổi thọ của các pittông trong bơm cấp nhiên liệu của máy diézen với chất lượng lọc khác nhau.



Hình 8-1. Liên quan giữa lực đẩy con trượt và độ bẩn của dầu.

Vật liệu lọc	Độ tinh lọc, μm	Tỷ lệ tuổi thọ của pittông
Dầu không lọc	-	1
Lọc bằng vải sợi bông	24	1,3
phốt	19	1,8
giấy	13	3,5
giấy đặc biệt	-	8,5

Trên cơ sở thí nghiệm bơm với dầu được làm bẩn nhân tạo ta có thể kết luận về ảnh hưởng của dầu bẩn đối với khả năng làm việc và tuổi thọ của bơm. Để giảm thời gian thí nghiệm người ta thường tăng cường độ làm việc của bộ phận được thử.

Hình 8-2 các đường cong biểu diễn ảnh hưởng của các loại chất bẩn đối với lưu lượng của bơm cánh gạt $\Gamma 12-22A$, khi khối lượng chất bẩn chiếm $0,0005\%$ khối lượng dầu ; kích thước hạt bẩn $10 - 40 \mu\text{m}$.

Khi kích thước và nồng độ thể tích hạt bẩn như nhau, sau một giờ làm việc, lưu lượng bơm cánh gạt giảm 50% nếu hạt bẩn là bột đá mài ; $6,5\%$ nếu hạt bẩn là bột thạch anh ; và 1% nếu hạt bẩn là bột kim loại.

Hình 8-3 đồ thị ảnh hưởng của kích thước và nồng độ của bột mài đối với lưu lượng của bơm cánh gạt. Trên đồ thị ta thấy lưu lượng của bơm giảm nhiều nhất khi chất bẩn là bột mài M40. Bi mòn nhiều nhất là mặt dầu của rôto và đĩa phân phôi. Hiện tượng mòn này giảm hiệu suất thể tích của bơm rất nhanh.

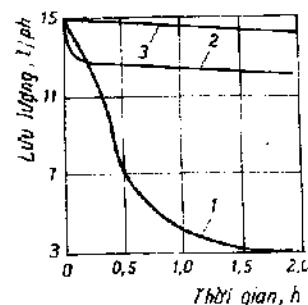
Đối với bơm pittông hướng trực, hiệu suất thể tích giảm chủ yếu là do mòn mặt dầu bộ phận phân phôi sau đó là do mòn các xylanh, pittông.

Thực tế cho thấy, nguy hiểm nhất là các hạt bẩn có cùng kích thước với khe hở giữa các bề mặt tiếp xúc, đặc biệt là các hạt có độ cứng cao như bụi khí quyển, bột rà còn sót lại, các hạt kim loại. Khi nồng độ các hạt này trong chất lỏng làm việc đạt đến mức $0,5 \text{ mg/l}$ và lớn hơn thì ảnh hưởng lại càng tai hại.

Trên cơ sở thí nghiệm và thực tế có thể đi đến kết luận

1. Hạt bẩn có kích thước bằng hoặc lớn hơn khe hở các bề mặt tiếp xúc của các phân tử thủy lực làm tăng lực cản thiết để dịch chuyển các phân tử này. Khi khối lượng hạt bẩn cao hơn $0,002 - 0,003\%$ so với khối lượng chất lỏng thì xuất hiện sự mài mòn nhanh chóng các phân tử.

2. Đối với tất cả các loại bơm, tuổi thọ giảm tỷ lệ với sự tăng kích thước và nồng độ các hạt bẩn.

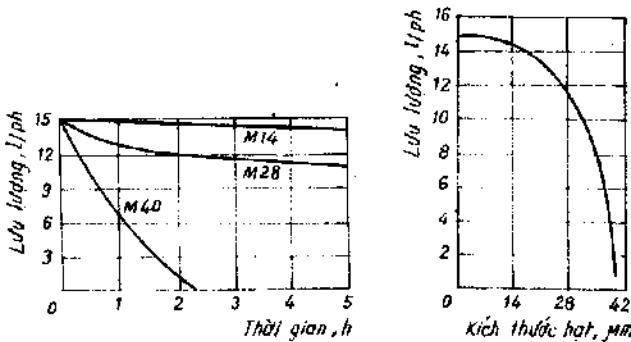


Hình 8-2. Ảnh hưởng các loại hạt bẩn đối với lưu lượng của bơm cánh gạt $\Gamma 12-22A$:

- 1- bột mài có độ cứng 2290 kG/m^2 ; 2- thạch anh có độ cứng 800 kG/m^2 ;
- 3- bột kim loại có độ cứng 140 kG/m^2 .

3. Độ cứng các hạt bẩn trong chất lỏng càng lớn, càng nhanh chóng mài mòn các bề mặt tiếp xúc của các phần tử thủy lực.

4. Muốn tăng tuổi thọ các phần tử thủy lực và giảm chi phí trong quá trình sử dụng các máy có truyền dẫn thủy lực, hiệu quả nhất là sử dụng các bộ lọc có độ tinh lọc khoảng $3 - 10 \mu\text{m}$ (phụ thuộc vào chức năng và độ phức tạp của hệ thủy lực) và làm kín hệ.



Hình 8-3. Ánh hưởng của các loại bộ mài
đối với lưu lượng bơm cánh ga.

8.2. YÊU CẦU ĐỐI VỚI BỘ LỌC

8.2.1. Phương pháp lọc và các loại lọc

Bộ lọc là cơ cấu trong đó chất lỏng được làm sạch các hạt bẩn từ ngoài rơi vào, cũng như các hạt được tạo thành do sự mài mòn hoặc ôxy hóa các chi tiết của thiết bị thủy lực và ôxy hóa bẩn thân chất lỏng.

Có hai phương pháp để tách chất bẩn ra khỏi chất lỏng là phương pháp cơ học và phương pháp lực. Lọc cơ học là phương pháp lọc bằng các phần tử có các lỗ thông, khe hở hoặc lỗ xốp. Lọc bằng phương pháp lực là lọc từ, lọc ly tâm, lọc điện, lọc trọng lực v.v...

Trong các hệ thủy lực của máy thường dùng phương pháp lọc thứ nhất bằng những vật liệu lọc có kích thước và đặc tính khác nhau.

Trên cơ sở các vật liệu lọc được sử dụng, các bộ lọc cơ học có thể chia thành hai loại. Ở loại thứ nhất, các chất bẩn được giữ lại chủ yếu trên bề mặt vật liệu lọc; ở loại thứ hai - trong bùn thân vật liệu lọc. Nói cách khác, các bộ lọc được chia thành hai loại: lọc bể mặt và lọc

chiều sâu. Lọc bề mặt gồm các loại lọc có phần tử lọc làm bằng lưới kim loại, vải, giấy, sợi v.v... Lọc chiều sâu là loại lọc có phần tử lọc làm từ bột gốm, gốm kim loại, bột kim loại hoặc len, vải, các xơ, sợi vô cơ và một số giấy lọc khác.

Tùy theo các thông số của truyền dẫn thủy lực và đặc điểm vận hành mà trong kết cấu các bộ lọc thường có bộ phận cảm biến để kiểm tra độ bẩn của phần tử lọc và có cơ cấu để làm sạch nó bằng tay hoặc tự động.

8.2.2. Tính toán bộ lọc

Tính bộ lọc chủ yếu là xác định lưu lượng chất lỏng và tốn thất thủy lực trên một đơn vị bề mặt vật liệu lọc.

Do kết cấu các vật liệu lọc phức tạp (luôi, khe, lỗ xốp v.v...) và sự khác nhau về hình dạng, kích thước các lỗ thông nên việc xác định đặc tính và tính chất của chúng bằng lý thuyết là một điều khó khăn. Đặc tính thủy lực của vật liệu lọc thường được xác định bằng thực nghiệm.

Trong trường hợp chung, lưu lượng bộ lọc được tính theo các công thức :

$$q = k \frac{\Delta p}{\mu} ; Q = qS = k \frac{\Delta p S}{\mu},$$

trong đó :

Q - lưu lượng qua bộ lọc trong một đơn vị thời gian ;

q - lưu lượng qua một đơn vị diện tích của vật liệu lọc trong một đơn vị thời gian ;

μ - hệ số độ nhớt động của chất lỏng được lọc ;

Δp - chênh lệch áp suất trên bộ lọc ;

S - diện tích bề mặt phần tử lọc ;

k - hệ số tỷ lệ biểu thị lưu lượng qua một đơn vị diện tích bề mặt vật liệu lọc khi chênh lệch áp suất 1 kG/cm^2 và độ nhớt chất lỏng $1P$ ($1P = 0,0102 \text{ kG.s/m}^2 = 0,1 \text{ N.s/m}^2$).

Thực tế cho thấy hệ số k tương đối ổn định đối với các bộ lọc khi lưu lượng và áp suất chênh lệch khá lớn trong các điều kiện làm việc giống nhau. Nhờ đặc tính này mà hệ số k thường dùng để so sánh tính cảm thủy lực của vật liệu lọc.

Sau đây là giá trị hệ số k của một số vật liệu lọc bề mặt :

Vật liệu	Hệ số k	Vật liệu	Hệ số k
Lưới sợi : N°01	11,24	Giấy Aa < -2	0,036
N°009	9,91	Giấy Aa < -1K	0,030
N°0071	6,93	Giấy Aa < -1	0,015
N°006	6,06	Vải 7-2	0,013
N°0045	2,27	Sợi tổng hợp	0,012
N°002	1,16	Giấy thí nghiệm	0,00065
Phát lọc hàng không	0,037		

Đối với các loại lọc chiều sâu, hệ số k phụ thuộc vào mật độ (độ xốp) và chiều dày của vật liệu. Trong trường hợp này k là hệ số thẩm qua một đơn vị độ dày quy ước của vật liệu.

Sau đây là giá trị hệ số k của một số vật liệu lọc (độ dày 1 mm) :

Vật liệu	Hệ số k	Vật liệu	Hệ số k
		ép từ hạt đồng thau tròn có đường kính, mm	
ép từ hạt thép tròn có đường kính, mm			
0,6	0,0182		
0,4	0,0172	0,15	0,0105
0,4	0,0138	0,07	0,0093
0,2	0,0132	0,05	0,0030
0,1	0,0116	0,005	0,00072
0,005	0,001		

Thực nghiệm cho thấy khi tăng chiều dày vật liệu lọc làm bằng bột gốm kim loại từ 2 đến 3 mm, lưu lượng chất lỏng có độ nhớt 2,5 cSt giảm 15 lần.

8.2.3. Độ tinh lọc

Vật liệu phần tử lọc phải có tính thẩm cao và phải có khả năng giữ lại các hạt bẩn. Vì thế vật liệu lọc phải có lỗ thông bé và tổng diện tích bề mặt lọc (tổng diện tích các lỗ thông phải lớn). Số lượng lỗ trên một đơn vị diện tích bề mặt quyết định lưu lượng đi qua và kích thước các hạt nhỏ nhất được giữ lại.

Độ tinh lọc là kích thước của hạt bẩn nhỏ nhất trong chất lỏng được phần tử lọc giữ lại. Kích thước của hạt bẩn nhỏ nhất được giữ lại chính là kích thước lỗ thông của phần tử lọc.

Tỷ số Ψ giữa số hạt bẩn được bộ lọc giữ lại sau mỗi lần lọc với

hạt bẩn có trong chất lỏng chưa lọc là chỉ số đặc trưng cho độ tinh lọc :

$$\Psi = \frac{n_1 - n_2}{n_1}$$

trong đó :

n_1 - số lượng hạt bẩn có trong chất lỏng chưa lọc ;

n_2 - số lượng hạt bẩn còn trong chất lỏng đã lọc một lần.

Đối với lưới lọc kim loại, dùng kính hiển vi ta có thể đo được kích thước của lỗ thông. Đối với các loại lọc sâu, kích thước của lỗ thông không thể đo trực tiếp được. Ngay độ xốp trong các vật liệu này cũng có thể phân bố không đều.

Tổng thể tích lỗ xốp của vật liệu lọc xác định theo mức độ tăng trọng lượng của nó sau khi được ngâm vào chất lỏng :

$$V_x = \frac{G_2 - G_1}{\gamma}$$

trong đó :

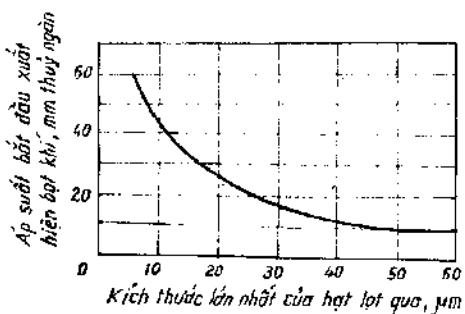
V_x - tổng thể tích chất lỏng các lỗ xốp và cũng là tổng thể tích các lỗ xốp ;

G_1 và G_2 - trọng lượng vật liệu lọc trước và sau khi ngâm vào chất lỏng ;

γ - trọng lượng riêng của chất lỏng.

Để xác định kích thước của hạt bẩn lớn nhất lọt qua phần tử lọc thường sử dụng phương pháp thử bọt khí. Cách thử này tiến hành bằng cách đặt phần tử lọc vào chất lỏng và thổi không khí vào trong phần tử đã được bít kín. Tăng dần áp suất cho đến khi xuất hiện các bọt khí đầu tiên trên bề mặt vật liệu lọc. Lỗ có bọt khí lớn nhất chính là lỗ có kích thước lớn nhất. Đo kích thước của lỗ này ta được kích thước của hạt lớn nhất lọt qua.

Hình 8-4 đường cong phụ thuộc giữa áp suất bắt đầu xuất hiện bọt khí với kích thước hạt bẩn lớn nhất lọt qua phần tử lọc làm bằng lưới thép không gỉ. Đường cong này có thể sử dụng cho các phần tử lọc loại khác với sai số khoảng 10%.



Hình 8-4. Đường đặc tính của sự xuất hiện bọt khí trong phần tử lọc lưới.

Khi chọn độ tinh lọc cần chú ý đến các điều kiện sau : 1. áp suất làm việc trong hệ thủy lực ; 2. vận tốc dòng chất lỏng làm việc ; 3. mức độ bị nhiễm bẩn của chất lỏng trong quá trình làm việc ; 4. mức độ cần làm sạch dầu của hệ và từng bộ phận trong hệ ; 5. vị trí đặt bộ lọc ; 6. độ hở và vận tốc dịch chuyển của các bề mặt tiếp xúc đặc trưng nhất trong hệ ; 7. độ nhớt và nhiệt độ của chất lỏng làm việc.

8.3. CÁC BỘ LỌC CƠ HỌC THÔNG DỤNG

8.3.1. Lọc lưới

Lọc lưới là lọc mà trong đó chất lỏng được lọc đi qua các mắt lưới của phần tử lọc. Theo vật liệu lọc có thể chia thành hai loại : lưới kim loại và lưới phi kim loại.

Lưới lọc thường đan vuông hoặc chéo. Vật liệu phổ biến để chế tạo lưới lọc là đồng thau, đồng thanh phôtpho, thép thường có phủ lớp chống gỉ, thép không gỉ nikén, một số sợi kim loại và phi kim loại khác.

Trong trường hợp không cần độ tinh lọc cao, thường dùng lưới dây đồng tiết diện tròn đan theo hình vuông.

Độ tinh lọc và thông lượng của lưới phụ thuộc vào kích thước và số lượng lỗ thông trên một đơn vị diện tích bề mặt lọc. Hệ số đặc trưng cho các tính chất này là hệ số tiết diện thông b (tỷ số giữa diện tích lỗ thông S_o với tổng diện tích S của lưới) :

$$b = \frac{S_o}{S} = \left(\frac{a}{d+a} \right)^2,$$

trong đó :

d - đường kính sợi lưới ;

a - kích thước lỗ thông.

Trong cùng một điều kiện làm việc, nếu giảm kích thước lỗ thông sẽ giảm hệ số tiết diện thông và tăng tính cản thủy lực.

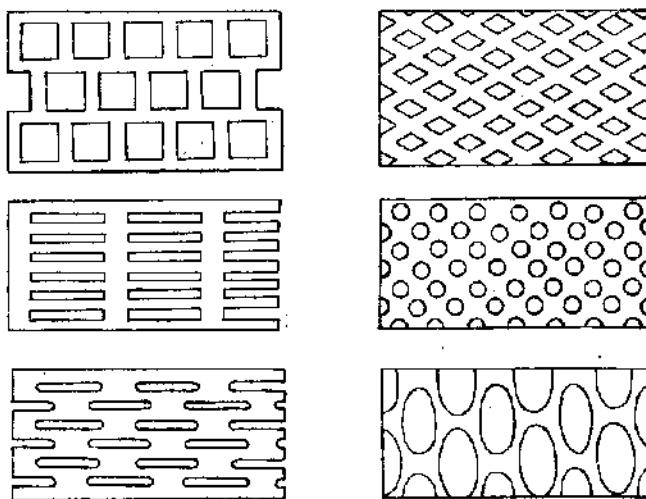
Độ tinh lọc danh nghĩa và độ bền cơ học của lưới đan chéo cao hơn so với lưới đan vuông.

Ngoài lưới đan ra, sử dụng khá rộng rãi các tấm kim loại có lỗ. Hình 8-5 một số kiểu lỗ thường được sử dụng. Lỗ trên các tấm này nhận được bằng phương pháp đột hoặc ăn mòn.

So với lưới đan thì các tấm lỗ có hệ số tiết diện thông cao hơn, bề mặt phẳng, mỏng nên chúng cho hiệu suất lọc cao, tính cản thủy lực bé, thời gian phục vụ lâu, dễ sửa chữa.

Sau đây là một số thông số cơ bản của các lưới lọc thường dùng :

Số lưới N°	Kích thước lỗ mm	Đường kính sợi, mm	Số sợi trên 1 cm	Số lỗ trên 1 cm ²	Hệ số tiết diện thông, %
001	0,04	0,03	143	20450	28
0045	0,045	0,035	125	15000	29,8
005	0,05	0,04	118	13900	31
006	0,06	0,055	100	10000	36
0071	0,071	0,065	80	6400	31,4
0085	0,085	0,065	66,6	4430	32
01	0,1	0,07	58,8	3460	34,6
015	0,15	0,1	40,8	1670	36
018	0,18	0,13	32,3	1040	33,8
020	0,20	0,13	30,3	9918	36,7

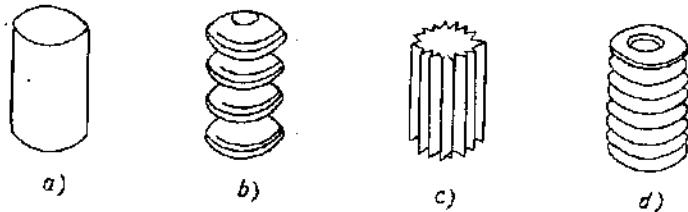


Hình 8-6. Các kiểu tấm lõi của phần tử lọc.

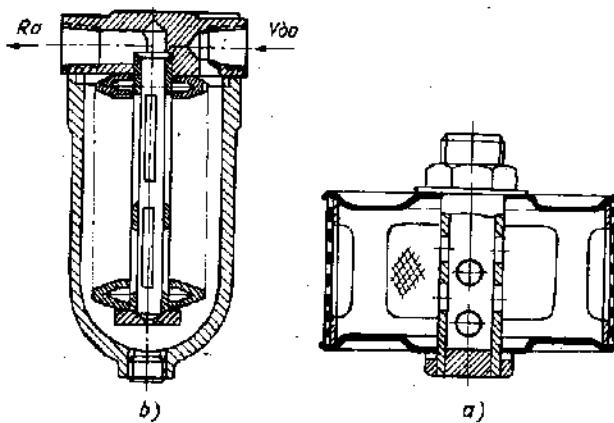
Bình thường phần tử lọc được làm theo hình trụ có bề mặt nhẵn. Trong trường hợp cần lưu lượng lớn người ta thường tăng diện tích bề mặt lưới bằng cách xếp đĩa hình vỏ đỗ, gấp mặt lưới theo hình trụ, gấp mặt lưới theo chiều vuông góc với trục và một số kiểu khác.

Hình 8-6 và 8-7 một số kiểu phần tử lọc lưới và kết cấu bộ lọc.

Trong thực tế cũng thường sử dụng các bộ lọc lưới có nhiều lớp lưới. Các lớp lưới này có thể có cùng kích thước lỗ thông hoặc có kích thước lỗ thông giảm dần theo chiều dòng chảy. Sử dụng lọc lưới nhiều lớp làm tăng độ tinh lọc.



Hình 8-6. a) hình trụ nhẵn ; b) đĩa hình vỏ dỗ ;
c) hình trụ gấp theo chiều trực ;
d) hình trụ gấp vuông góc với chiều trực.

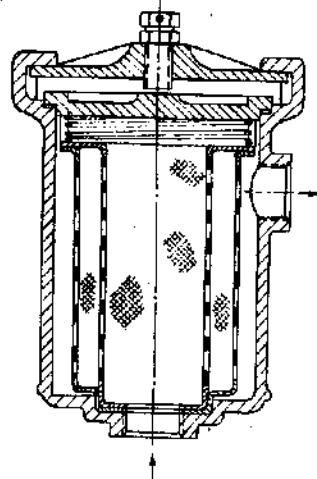


Hình 8-7. a) bộ lọc có bề mặt lưới hình trụ nhẵn ;
b) bộ lọc có phần tử lọc hình vỏ dỗ.

Tổn thất áp suất của chất lỏng đi qua bộ lọc nhiều lớp lưới, lớn hơn so với một lớp lưới cùng loại với số lần bằng số lớp lưới. Hình 8-8 kết cấu một loại bộ lọc hai lớp lưới.

Trong phạm vi chênh lệch áp suất từ 0 đến 3 kG/cm² lưu lượng của chất lỏng qua một đơn vị diện tích phụ thuộc tuyến tính với chênh lệch áp suất. Đối với các lưới lọc có cùng hệ số tiết diện thông, lưới lọc có lỗ thông lớn hơn sẽ có lưu lượng riêng lớn hơn.

Bằng thực nghiệm có thể xác định rằng, đối với các lưới lọc có cùng hệ số tiết diện thông, tỷ số thông lượng giữa chúng bằng tỷ lệ kích thước lỗ thông.



Hình 8-8. Bộ lọc có hai lớp lưới lọc.

Diện tích bề mặt S của lưới lọc một lớp phải chọn lớn hơn 40 - 60 lần so với diện tích lỗ vào hoặc tiết diện của ống dẫn.

Ưu điểm của lưới lọc làm bằng sợi kim loại so với sợi phi kim loại là bền và giữ được kích thước của lỗ thông trong quá trình làm việc.

8.3.2. Lọc khe

Lọc khe là loại lọc mà sự làm sạch chất lỏng thực hiện nhờ các khe hở trong phần tử lọc. Trong lọc khe gồm có lọc tấm và lọc sợi.

a) Lọc tấm

Theo độ tinh lọc thì lọc tấm thuộc loại lọc thô. Kích thước hạt bẩn được giữ lại thường lớn hơn $80 - 120 \mu\text{m}$. Cũng có một số nước sản xuất các bộ lọc tấm có độ tinh lọc $25 - 50 \mu\text{m}$ và bé hơn, nhưng rất ít. Vật liệu các tấm lọc có thể là kim loại hoặc phi kim loại.

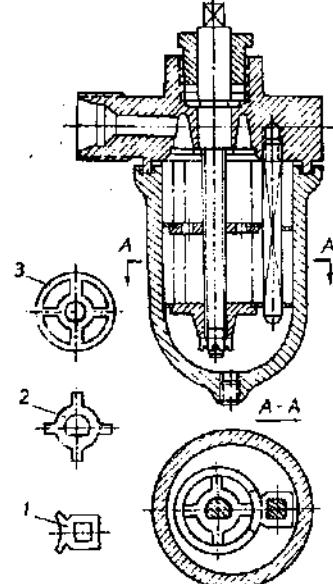
Loại lọc tấm phổ biến của Nga là Г41-1, Г41-2 với độ tinh lọc $80 - 200 \mu\text{m}$.

Trên hình 8-9 kết cấu một loại lọc bằng tấm kim loại. Phần tử lọc gồm các tấm kim loại 3, tấm chia 2 và tấm chải 1 dùng để làm sạch khói tấm lọc. Bộ lọc kiểu này thường có khe hở từ 80 đến $180 \mu\text{m}$. Khe hở này được xác định do tấm chia 2. Chiều dày tấm lọc $0,5 \text{ mm}$; chênh lệch áp suất trên bộ lọc đến 4 kG/cm^2 .

Giá trị nhỏ nhất của khe học đạt được khi siết chặt khói tấm lọc cùng các tấm chia. Các tấm chia là cùi các khe hở này. Chiều dày các tấm chải phải bé hơn kích thước các khe hở.

b) Lọc sợi

Phần tử lọc của bộ lọc sợi được chế tạo từ sợi có tiết diện tròn hoặc hình thang, quấn theo khung hình trụ của lỗ thông trên bề mặt. Sợi được quấn theo rãnh xoắn dâ làm săn trên bề mặt khung hoặc quấn sít nhau. Trong trường hợp quấn theo rãnh, khe hở được xác định do khoảng cách giữa các rãnh. Trong trường hợp quấn sít nhau, khe hở được tạo nên do sự không đều của tiết diện dây. Kích thước khe hở nhỏ nhất của loại lọc này khoảng $40 - 50 \mu\text{m}$.



Hình 8-9. Bộ lọc có phần tử lọc bằng tấm kim loại :
1- tấm chải ; 2- tấm chia ;
3- tấm kim loại.

8.3.3. Lọc sâu

Ở các bộ lọc sâu, quá trình làm sạch chất lỏng thực hiện nhờ các lỗ xốp của vật liệu lọc. Các phần tử lọc loại này thường được chế tạo từ các vật liệu xơ, xốp, hạt bột, giấy, sợi dệt, phoi bào, gốm - kim loại, gốm, các vật liệu được tán nhỏ, nhựa và một số vật liệu khác.

Các phần tử được chế tạo bằng cách cho vào các khuôn kim loại, sau đó tẩm chất kết dính và nung nóng đến khi vật liệu phần tử được định hình vững chắc theo các mẫu cần thiết.

Ngoài ra, các phần tử lọc còn được chế tạo bằng cách chồng các tấm phót, giấy cactông hoặc nhiều lớp vải, giấy, bông, chì bông và các vật liệu khác theo khung hình trụ.

Hình 8-10 bộ lọc trong đó phần tử lọc 1 có hình đĩa. Các đĩa này có mép ngoài nhô lên và được hàn với nhau từng đôi một tạo nên các khoang đĩa bên trong. Chiều dày của mỗi đĩa khoảng 100 lớp hạt. Các phần tử lọc được xếp lên ống cổ cửa thông 3 cùng với đệm 2. Chất lỏng làm việc theo thân bộ lọc đi qua các đĩa vào khoang trong rồi theo ống 3 đến cửa ra.

Để tránh biến dạng uốn các đĩa lọc do chênh lệch áp suất bên trong các đĩa lọc có khung đỡ đặc biệt để tăng độ cứng vững của đĩa.

Đối với các phần tử lọc từ hạt bột kim loại hình cầu, đường kính quy ước d của các hạt bẩn lớn nhất đi qua lỗ có thể tính theo công thức :

$$d = 0,155D,$$

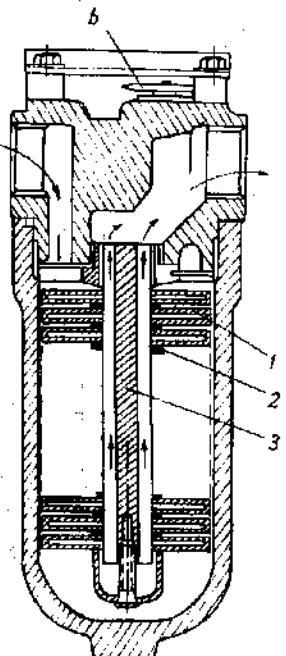
trong đó :

D - đường kính hạt bột vật liệu lọc.

Công thức trên tính trong điều kiện hạt bẩn và hạt bột có hình cầu lý thuyết. Trong thực tế do độ gồ ghề của các hạt nên lỗ hở thường bé hơn và được tính gần đúng theo công thức

$$d \approx 0.1 D.$$

Độ thẩm cũng như tính cần thủy lực của bộ lọc phụ thuộc vào độ xốp của phần tử lọc.



Hình 8-10. Bộ lọc có phần tử lọc hình đĩa :

- 1- đĩa lọc;
- 2- đệm;
- 3- cửa thông.

Giảm kích thước lỗ xốp của phần tử lọc dẫn đến sự tăng tính cản của nó. Ví dụ độ cản của bộ lọc có độ tinh lọc $3,5 \mu\text{m}$ lớn hơn 2 - 3 lần so với độ cản của bộ lọc $5 \mu\text{m}$.

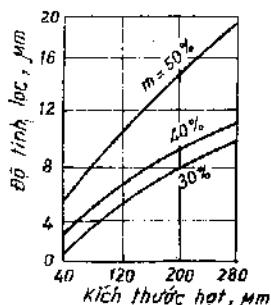
Hình 8-11 đường cong biểu diễn sự phụ thuộc của hệ số thẩm với độ xốp của vật liệu ở các độ dày khác nhau của phần tử lọc.

Muốn đạt một độ tinh lọc nào đó, ta có hai cách là tăng, giảm kích thước hạt bột hoặc tăng giảm độ xốp. Thực nghiệm cho thấy độ xốp khoảng 50 - 60% là thích hợp nhất.

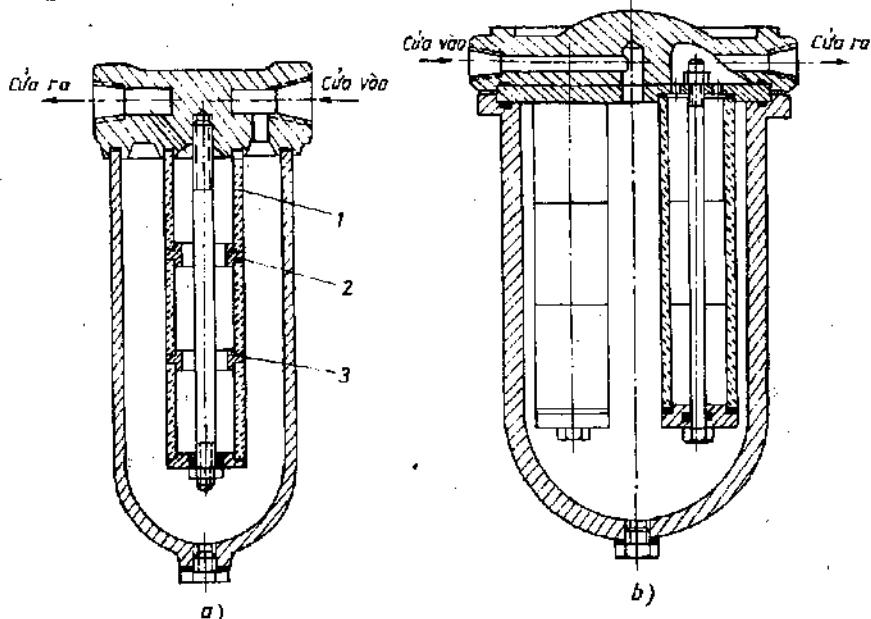
Hình 8-11 đồ thị phụ thuộc độ tinh lọc của phần tử lọc từ bột không hình cầu với độ xốp m và kích thước hạt.

Để tăng độ tinh lọc người ta thường sử dụng phần tử lọc kim loại có nhiều lớp. Các lớp này thường có độ xốp khác nhau và sắp xếp theo hướng giảm dần theo chiều dòng chảy.

Hình 8-12 kết cấu một số kiểu lọc bằng gỗ - kim loại thường được sử dụng



Hình 8-11. Đặc tính của vật liệu bằng gỗ - kim loại



Hình 8-12. a) bộ lọc có nhiều phân tử lọc và đệm mềm :

1- phân tử lọc ; 2- vòng trung gian ; 3- đệm ;

b) bộ lọc có nhiều phân tử lọc được nối bằng hàn hơi.

8.3.4. Lọc bằng giấy

Lọc bằng giấy thuộc loại lọc bề mặt ; lọc giấy có độ tinh lọc khá cao ($5 - 30 \mu\text{m}$). Phần tử lọc giấy thường được làm theo hình trụ. Để tăng diện tích bề mặt lọc giấy được gấp thành nhiều lớp và đỡ bằng khung kim loại. Để tăng độ tinh lọc cần làm bộ lọc có nhiều lớp. Lọc giấy có thể làm việc ở nhiệt độ từ âm 45° đến dương 125°C .

Ngoài loại lọc giấy trên còn phổ biến khá rộng rãi loại lọc khe giấy. Phần tử lọc loại này được làm từ các vòng gấp ép xếp thành chồng rồi nén bằng lò xo. Khoảng cách giữa các vòng giấy được xác định theo độ nén lò xo. Độ tinh lọc phụ thuộc vào khoảng cách này.

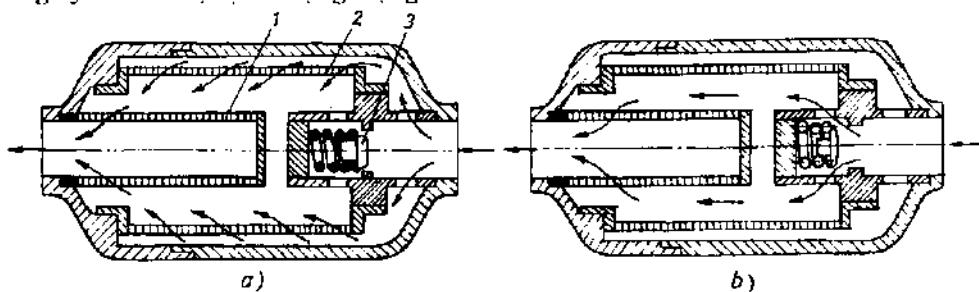
Các phần tử lọc bằng giấy thường có hình dáng và kiểu giống như các phần tử lọc lưới (h.8-6).

Trong nhóm lọc giấy còn có các phần tử lọc làm bằng vải thường, vải sợi tổng hợp. Trường hợp nhiệt độ làm việc cao, phải dùng vật liệu lọc chịu nhiệt như vải sợi graphit, sợi than đá, nhôm silicat.

Khi chênh lệch áp suất quá lớn có thể gây hiện tượng xáo trộn hoặc phá hỏng bộ lọc. Vì vậy bên cạnh bộ lọc thường có van áp suất. Khi chênh lệch áp suất vượt quá mức cho phép van áp suất sẽ mở cho chất lỏng đi qua nó rồi vào hệ chứ không qua phần tử lọc.

Để tránh trường hợp có vật bẩn lớn lọt vào hệ khi van áp suất mở trong bộ lọc thường đặt thêm phần tử lọc thô. Hình 8-13 kết cấu một trong những kiểu lọc này.

Mặc dù có hệ số tiết diện thấp nhưng do thống nhất kích thước phù bì và kích thước lắp nối với các bộ lọc lưới có kiểu tương đương, nên lọc giấy vẫn được sử dụng rộng rãi.



Hình 8-13. Bộ lọc có van áp suất :

1- phần tử lọc thô ; 2- phần tử lọc tinh ; 3- van áp suất
a) khi bộ lọc làm việc bình thường ; b) khi van áp suất mở.

8.3.5. Các bộ lọc khác

Trong hệ thủy lực một số máy thường dùng lưới lọc từ sợi niken đan kết hợp (chéo và một số kiểu khác). Loại lưới này có thể lọc các hạt bẩn có kích thước đến $2 - 3 \mu\text{m}$. Các phần tử lọc được xếp nhiều lớp sợi quấn vòng, giữa các lớp này đặt các tấm lưới sợi đan hoặc sợi xơ. Sợi quấn và sợi đan để chéo nhau. Đường kính của sợi khoảng vài μm . Lỗ thông của từng lớp bằng lỗ thông của lưới đan, nhưng phần tử lọc được làm bằng nhiều lớp nên kích thước lỗ thông của phần tử lọc rất bé và mang đặc tính của lọc chiết sâu.

Ngoài lưới đan kết hợp trên, trong một số máy cũng thường sử dụng các phần tử lọc được kết hợp giữa lọc bề mặt và lọc chiết sâu. Ví dụ, ép các sợi xơ hoặc các vật liệu lọc khác vào giữa các lớp lưới. Nếu phần tử có nhiều lớp thì độ tinh của chúng sắp xếp theo hướng tăng dần theo chiều dòng chảy.

8.4. CÁCH CHỌN VÀ SỬ DỤNG BỘ LỌC

8.4.1. Chọn hệ thống lọc

Chọn hệ thống lọc cho hệ thủy lực phụ thuộc vào nhiều yếu tố như kích thước của hệ, sự nhạy cảm của hệ và thiết bị thủy lực đối với chất lỏng bẩn, mức độ tin cậy và độ bền cần thiết của thiết bị, loại chất lỏng làm việc và điều kiện làm việc (lưu lượng, áp suất, nhiệt độ).

Có hai mức lọc : lọc một phần chất lỏng hoặc lọc toàn bộ. Nếu lọc một phần chất lỏng thì bộ lọc được mắc song song với dòng chảy, nếu lọc toàn bộ thì mắc nối tiếp.

Thông thường vẫn sử dụng một lúc hai cách lọc, lọc toàn bộ chất lỏng bằng lọc thô và lọc tinh một phần chất lỏng cho các thiết bị yêu cầu độ tinh lọc cao.

Đối với hệ truyền dẫn thủy lực cỡ nhỏ (lưu lượng bơm dưới 35 l/ph), làm việc với áp suất không quá $63 - 100 \text{ kG/cm}^2$, chỉ cần một bộ lọc đặt trên đường hút của bơm là đủ. Trong trường hợp này thường dùng lọc lưới.

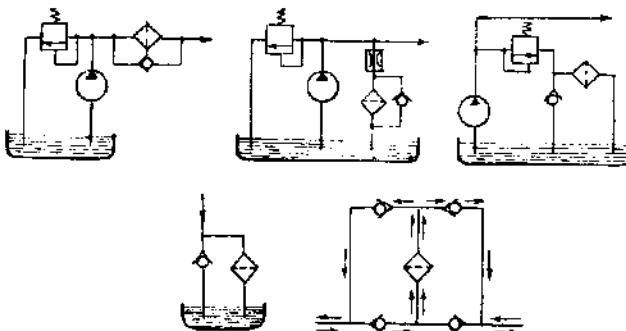
Đối với hệ truyền dẫn thủy lực cỡ trung bình (lưu lượng bơm khoảng 200 l/ph) làm việc với áp suất 200 kG/cm^2 , ngoài bộ lọc trên cần đặt thêm một bộ lọc trên đường thái.

Đối với hệ truyền dẫn thủy lực cỡ lớn, có thể tích bể chứa lớn hơn 1000 - 2000 l, cần có hệ thống lọc riêng.

Trong trường hợp này đơn giản hơn hết là dùng bể lắng. Kích thước của bể phải đảm bảo loại trừ được khả năng chất bẩn chưa kịp lắng đã bị hút vào bom.

Lọc chất lỏng phải tiến hành thường xuyên hoặc sau từng khoảng thời gian quy định. Trong hệ nên có bộ phận lọc thô khi đổ dầu vào và lọc không khí xâm nhập vào hệ.

Hình 8-14 sơ đồ vị trí của các bộ lọc trong hệ truyền dẫn thủy lực.



Hình 8-14. Một số vị trí đặt bộ lọc trong hệ thủy lực.

8.4.2. Chọn bộ lọc

Khi chọn bộ lọc phải tính đến các yếu tố cần thiết như thông lượng, độ tinh lọc, áp suất làm việc, chênh lệch áp suất, loại chất lỏng làm việc. Tùy nhu cầu và điều kiện làm việc của hệ mà chọn bộ lọc thích hợp.

1. Nên ưu tiên đặt bộ lọc trên đường hút của bơm vì ở vị trí này lọc được toàn bộ chất lỏng trong hệ kể cả bơm. Nhược điểm của cách đặt bộ lọc trên đường hút của bơm là tăng lực cản trên đường hút, ảnh hưởng đến việc dien dây chất lỏng cho các khoang bơm, gây ra hiện tượng xâm thực khí, nguy hiểm cho bơm. Vì vậy chọn bộ lọc cho trường hợp này phải chú ý đảm bảo thông lượng lớn hơn lưu lượng của bơm trong cùng một đơn vị thời gian. Đặc biệt đối với các bơm đắt tiền cần thận trọng hơn trong vấn đề này.

2. Nếu không thể đặt bộ lọc trên đường hút thì có thể đặt trên đường đẩy của bơm hoặc trên đường thải. Khi chọn bộ lọc đặt trên đường đẩy phải chú ý đến độ bền của nó vì trong trường hợp này áp suất trong bộ lọc tương đương với áp suất làm việc của hệ.

3. Nếu hệ thủy lực có bộ phận yêu cầu độ tinh lọc cao hơn so với các bộ phận khác thì phải đặt thêm bộ lọc có độ tinh lọc theo yêu cầu và đảm bảo được lưu lượng, áp suất làm việc cho bộ phận này.

4. Khi chọn độ tinh lọc phải dựa theo các điều kiện làm việc cụ thể. Đối với hệ thủy lực của các máy có áp suất làm việc 63 kG/cm² có thể chọn độ tinh lọc 63 - 80 μm. Đối với hệ làm việc ở áp suất đến 160 kG/cm² nên chọn độ tinh lọc khoảng 25 μm. Trong các trường hợp còn lại nên chọn theo bảng sau

Vị trí bộ lọc	Độ tinh lọc, μm
Lọc khi rót vào	100 - 200
Lọc kháng khí xâm thực vào hệ	5 - 40
Lọc trên đường hút	63 - 200
Lọc khi áp suất thấp	25 - 63
Lọc khi áp suất cao	5 - 63
Lọc trên đường thải	25 - 100

5. Khi dùng bơm phụ để mồi bơm chính, dòng chất lỏng mồi phải được lọc để đảm bảo cho sự làm việc bình thường của bơm chính.

6. Đối với các bộ lọc đặt trên đường hút của bơm cần có cơ cấu bảo mức độ bẩn và tháo bẩn dễ dàng. Nếu bộ lọc dễ bị tắc thì phải có van an toàn để bảo vệ bơm khỏi bị xâm thực khí.

7. Bộ lọc phải thuận tiện cho việc tháo lắp, để khi tháo bộ lọc không phải tháo các bộ phận khác.

8. Bộ lọc phải có kết cấu sao cho dòng chất lỏng không tác động trực tiếp vào phần tử lọc vì như vậy vật liệu lọc dễ bị bẩn và mất tính chất lỏng rất nhanh.

9. Chênh lệch áp suất cho phép trên bộ lọc chọn như sau : 1,05 - 1,4 kG/cm² đối với bộ lọc áp suất cao có van áp suất kèm theo 1,05 - 1,8 kG/cm² đối với bộ lọc áp suất cao không có van áp suất kèm theo; 0,35 - 0,70 kG/cm² đối với bộ lọc trên đường thải. Đối với bộ lọc có độ bền cao như gỗ mít - kim loại và các loại tương tự, cho phép chênh lệch áp suất cao hơn, nhưng không quá 6 kG/cm².

Áp suất làm việc cao nhất của thân bộ lọc phải tính theo công thức :

$$p_{\max} = \frac{fp_w}{n},$$

trong đó :

p_{\max} - áp suất làm việc lớn nhất của thân bộ lọc ;

p_v - áp suất phá vỡ thân bộ lọc ;

f - hệ số chất lượng ($f = 1$ đối với thân liền ; $f = 0,8$ đối với thân hàn ; $f = 0,7$ đối với thân gang đúc) ;

n - hệ số an toàn ($n = 4$ đối với áp suất $0 - 20 \text{ kG/cm}^2$; $n = 3,5$ đối với áp suất $20 - 63 \text{ kG/cm}^2$; $n = 3$ đối với áp suất lớn hơn 63 kG/cm^2).

8.4.3. Thời hạn sử dụng và cách phục hồi bộ lọc

Sự nồng nặc bẩn phần tử lọc trong quá trình lọc sẽ kéo theo sự giảm thông lượng qua nó nếu chênh lệch áp suất không đổi hoặc tăng chênh lệch áp suất nếu thông lượng không đổi.

Khoảng thời gian từ khi bộ lọc bắt đầu làm việc đến khi phải thay thế hoặc phải làm sạch phần tử lọc gọi là thời hạn sử dụng thực tế của phần tử lọc.

Để kiểm tra độ bẩn của phần tử lọc thường dùng các dụng cụ đo khác nhau. Nguyên lý làm việc của các dụng cụ này thường dựa trên sự thay đổi chênh lệch áp suất khi phần tử lọc bị bẩn.

Một trong những tiêu chuẩn để đánh giá chất lượng bộ lọc là khả năng phục hồi chức năng của phần tử lọc.

Các phần tử lọc sợi hầu như không có khả năng phục hồi. Các phần tử lưới kim loại, gồm - kim loại có thể phục hồi bằng phương pháp cơ học, hóa học, dao động, xung khí. Hiệu quả nhất là làm sạch phần tử lọc trong xang dưới tác dụng của xung có tần số 180 Hz. Bằng phương pháp này có thể phục hồi được 95 - 98% tính chất của phần tử lọc.

Khi chọn chất lỏng để rửa, nên chọn những chất dễ tạo xâm thực khí, tức là các chất lỏng có tính đàn hồi cao và độ nhớt thấp. Dòng chất lỏng rửa phải có chiều ngược lại với chiều dòng chất lỏng làm việc.

Một phương pháp có hiệu quả thấp hơn là làm sạch phần tử bằng khí nén hoặc thay đổi chiều dòng chất lỏng qua phần tử. Thực tế cho thấy, thổi bằng dòng khí nén chỉ phục hồi được không quá 50 - 60% tính chất của phần tử lọc.

Có thể rửa các phần tử lọc bằng các dung dịch hóa học như xang, axêtôn, cồn v.v... Đối với phần tử lọc bằng bột gồm có thể rửa bằng axit.

Ngoài ra còn có thể làm sạch phần tử lọc bằng phương pháp ly tâm.

8.5. LỌC DƯỚI TÁC ĐỘNG LỰC

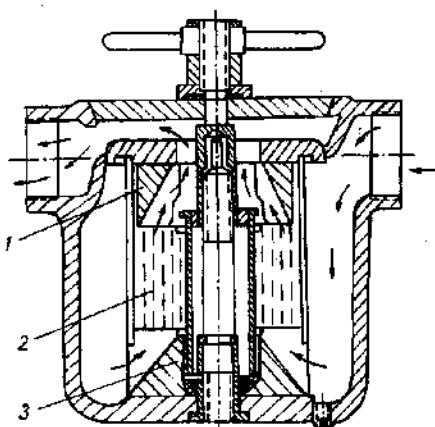
8.5.1. Lọc từ

Lọc từ được sử dụng để lọc các hạt sắt từ trong chất lỏng làm việc. Thông thường lọc từ được kết hợp với các loại lọc cơ học mà chủ yếu là các loại lọc bề mặt như lọc lưới, lọc khe. Trong các bộ lọc này, phần tử lọc từ có nhiệm vụ giữ các hạt sắt, phần tử lọc bề mặt giữ các hạt còn lại.

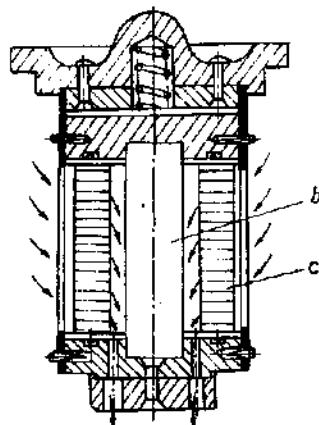
Phần tử lưới trong bộ lọc từ làm bằng sợi có tính nhiễm từ và thường được quấn theo hình trụ. Lưới được nhiễm từ nhờ nam châm vĩnh cửu đặt cạnh dây. Khi đi qua các lỗ lưới, các hạt sắt bị hút và bám vào bề mặt lưới.

Khi cần làm sạch lưới chỉ việc lấy lưới ra khỏi nam châm, lúc này lưới được khử từ và ta có thể rửa bình thường bằng xăng hoặc dầu hỏa.

Hình 8-15 là kết cấu một loại lọc kết hợp phần tử lưới với nam châm. Phần tử lưới 2 được làm theo khối trụ. Hai đầu của phần tử lưới đặt hai nam châm vĩnh cửu 1 và 3. Chất lỏng theo khe hở của nam châm dưới 3 vào phía trong khói lưới rồi đi ra theo khe hở của nam châm trên 1.



Hình 8-15. Bộ lọc kết hợp lưới với nam châm :
1- nam châm vĩnh cửu ; 2- lưới.



Hình 8-16. Bộ lọc kết hợp có phần tử lọc từ được ghép bằng các tấm nam châm mỏng.

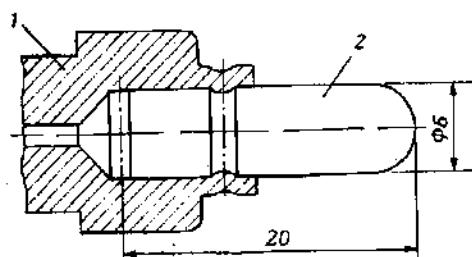
Lọc từ giữ lại được các hạt sắt rất bé (bé hơn $0,4 \mu\text{m}$). Những hạt nhỏ này kết lại với nhau trong từ trường thành những miếng lớn. Thực nghiệm cho thấy : lọc từ không những chỉ lọc được các hạt sắt mà cả các hạt phi kim loại.

Ở những trường hợp có rung động và va đập lớn không nên sử dụng các bộ lọc từ.

Một loại lọc từ đơn giản thường được sử dụng là nút từ. Nút từ là các mẩu nam châm có hình dạng khác nhau tùy thuộc vào vị trí của nó trong hệ (đặt ở trong bể, trên đường đi của dòng dầu hoặc các nơi khác) sao cho thích hợp với không gian nơi đặt. Nút từ thường được đặt gần để bảo vệ các nam châm điện ngầm trong dầu vì các hạt sắt có trong chất lỏng thường gây trở ngại cho sự làm việc của các nam châm điện này.

Thực nghiệm cho thấy các nút từ có khả năng hút được các hạt sắt có kích thước 0,5 μm và nhỏ hơn.

Hình 8-17 kết cấu của nút từ được đặt trên đường hút của bơm. Nút từ được cấu tạo từ thanh nam châm 2, đặt trong thân 1 làm bằng vật liệu không nhiễm từ.

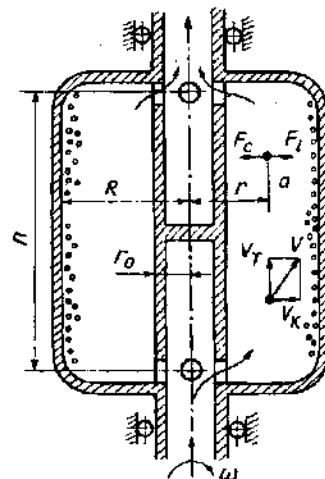


Hình 8-17. Nút từ :
1- thân ; 2- nam châm.

8.5.2. Lọc ly tâm

Trong các hệ thủy lực của các máy sử dụng khá rộng rãi các bộ lọc ly tâm. Các bộ lọc này có khả năng lọc khá lớn đối với các hạt bẩn có khối lượng riêng lớn hơn khối lượng riêng của chất lỏng làm việc. Bộ phận chính của lọc ly tâm là thùng ly tâm và cơ cấu truyền dẫn.

Hình 8-18 sơ đồ nguyên lý của lọc ly tâm. Chất lỏng cần được lọc được cấp vào ống trong của thùng quay với áp suất 3 - 6 kG/cm². Khi thùng quay, chất lỏng quay theo với vận tốc góc gần bằng vận tốc của thùng quay. Lúc này các hạt bẩn có khối lượng riêng lớn hơn khối lượng riêng chất lỏng sẽ bị bắn ra phía thành thùng do lực ly tâm và lắng lại ở đáy.



Hình 8-18. Nguyên lý lọc ly tâm.

Nếu không tính đến lực adesimet thì lực ly tâm F_1 tác động lên hạt bẩn a khi nó quay cùng thùng quay được tính theo công thức :

$$F_1 = m \cdot r \cdot \omega^2$$

trong đó :

m - khối lượng hạt bẩn ;

r - bán kính tức thời, có nghĩa là khoảng cách tức thời từ trọng tâm của hạt đến đường tâm quay của thùng quay ;

ω - vận tốc góc của hạt. Nếu cho vận tốc góc của chất lỏng và của thùng quay bằng nhau ta có thể viết :

$$\omega = \frac{\pi n}{30},$$

trong đó :

n - số vòng quay của thùng trong một phút.

Nhờ tác động của lực ly tâm F_1 , hạt bẩn sẽ vượt khỏi lực cản F_c của chất lỏng và dịch chuyển theo hướng kính với vận tốc v_k . Đồng thời nó chuyển động cùng chất lỏng theo hướng trục với vận tốc v_T .

$$v_T = \frac{Q}{S},$$

trong đó :

Q - lưu lượng chất lỏng qua thùng quay, cm^3/s ;

S - diện tích mặt cắt thông của thùng quay, cm^2 .

Tổng hợp các lực trên hạt bẩn sẽ chuyển động với vận tốc v về phía thành thùng quay và tạo nên một góc với đường tâm quay. Khi chạm phải thành, hạt bẩn sẽ lảng lại ở đấy.

Nếu hạt bẩn có dạng hình cầu thì thành phần hướng kính của lực cản thủy lực có thể tính theo công thức sau đây :

$$F_c = 3\pi\mu d v_k,$$

trong đó :

μ - hệ số độ nhớt tuyệt đối của chất lỏng ;

d - đường kính quy ước của hạt.

Điều kiện để hạt chuyển động là : $F_1 = F_c$ hay có thể viết :

$$m\omega^2 r = 3\pi\mu d v_k.$$

Thay giá trị khối lượng :

$$m = \frac{4}{3} \left(\frac{d}{2} \right)^3 \frac{\gamma}{g}$$

ta có :

$$\frac{\pi^2 n^2 d^2 \gamma r}{5400 g} = 3\mu v_k ,$$

trong đó :

γ - khối lượng riêng của hạt.

Cần chú ý là không phải tất cả các hạt bẩn có khối lượng riêng lớn hơn khối lượng riêng của chất lỏng đều có thể lọc bằng phương pháp ly tâm. Nếu nhỏ hơn kích thước giới hạn thì hạt bẩn không lắng được ở thành.

Kích thước (đường kính quy ước) giới hạn của hạt bẩn phụ thuộc vào vận tốc góc của thùng quay và được tính theo công thức :

$$d = \frac{40,5}{h} \sqrt{\frac{\mu g v_k}{\gamma r}}$$

Khi chọn lưu lượng chất lỏng đi qua thùng quay cần chú ý là nếu vận tốc và lưu lượng quá lớn, các hạt bẩn chưa kịp lắng lại ở thành thùng quay đã bị dòng chất lỏng cuốn theo nó. Vận tốc lớn nhất của dòng chất lỏng qua thùng quay được tính theo công thức :

$$v_{T_{max}} = \frac{Q_{max}}{F}$$

trong đó :

Q_{max} - lưu lượng lớn nhất, mà ở lưu lượng này hạt bẩn bắt đầu bị cuốn đi.

F - diện tích mặt cắt ngang của khoang thùng quay.

Trong tính toán thường chọn $v_{T_{max}} = 10$ cm/s.

Khi trong thùng quay có nhiều hạt bẩn được lắng thì thể tích còn lại giảm đi, vận tốc chất lỏng tăng lên (vì lưu lượng không đổi) và khả năng chất lỏng bị cuốn cũng tăng theo. Vì vậy đối với các thùng quay không có cơ cấu làm sạch kịp thời cần trừ hao 25% thể tích cho sự lắng hạt bẩn.

Như vậy khi chọn vận tốc và lưu lượng chất lỏng đi qua thùng quay cần đảm bảo điều kiện :

$$v_T = \frac{Q}{F} \leq 0,75 v_{T_{max}},$$

Q - lưu lượng chất lỏng cho qua thùng quay.

8.5.3. Lọc tĩnh điện

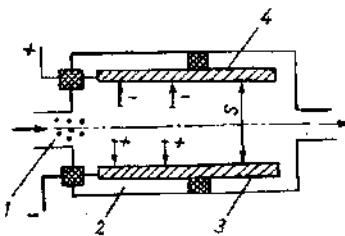
Lọc bằng phương pháp tĩnh điện dùng để lọc tĩnh các dung dịch không dẫn điện. Các hạt bẩn trong chất lỏng được tích tĩnh điện bằng ma sát hoặc bằng phương pháp nhân tạo. Khi đi qua điện trường được tạo bằng hai cực, các hạt bẩn được tích điện trong chất lỏng bị hút về phía điện cực trái dấu với chúng.

Sơ đồ nguyên lý phương pháp lọc này (h.8-19).

Trong thân 2 có hai điện cực trái dấu 3 và 4, được cấp dòng điện một chiều điện thế khoảng 300 - 500V hoặc lớn hơn. Hiệu điện thế cần thiết chọn theo khoảng cách S giữa các điện cực nhưng không vượt quá 90 - 95% điện thế phỏng điện qua chất lỏng. Khoảng cách S thường chọn khoảng 0,1 - 0,3 mm.

Khi chất lỏng bẩn đi qua giữa hai điện cực, các hạt bẩn 1 sẽ bị hút về phía điện cực trái dấu.

Nếu tiếp xúc với các điện cực, các hạt bẩn sẽ bị trung hòa và mất lực hút với các điện cực. Để khắc phục tình trạng này cần có các lớp hoặc các môi trường cách ly.



Hình 8-19. Sơ đồ nguyên lý lọc tĩnh điện : 1- hạt bẩn ; 2- thân ; 3-4- điện cực.

Chương 9

CƠ CẤU LÀM KÍN

Cơ cấu làm kín là cơ cấu để ngăn hoặc hạn chế chất lỏng có áp suất chảy từ khoang này sang khoang khác, nó đóng vai trò quan trọng trong việc đảm bảo các chỉ tiêu về độ chính xác, độ tin cậy, độ bền và tuổi thọ của thiết bị.

Tính toán thiết kế cơ cấu làm kín liên quan đến nhiều yếu tố như nguyên lý làm việc, tính chất mối ghép, môi trường, chế độ làm việc, vật liệu làm kín v.v...

Dưới đây chỉ xét những yếu tố cơ bản nói trên.

9.1. NGUYÊN LÝ LÀM KÍN VÀ PHÂN LOẠI CƠ CẤU LÀM KÍN

9.1.1. Những nguyên lý làm kín cơ bản

Thiết kế cơ cấu làm kín dựa trên những nguyên lý cơ bản sau

- a) Tăng cản thủy lực qua các khe hở để giảm rò rỉ.
- b) Lắp ghép chính xác các mặt tiếp xúc của các chi tiết để giảm khe hở.
- c) Dùng vật liệu đàn hồi chuyển các mối ghép chặt sang mối ghép động tháo, lắp được.
- d) Sử dụng tính chất vật lý tĩnh và động của chất lỏng điền đầy các khe hở để làm kín.
- e) Điền đầy các vật liệu làm kín vào khe hở.
- g) Ngăn các khoang bằng màng mỏng hoặc màng xếp đàn hồi.

9.1.2. Phân loại các cơ cấu làm kín

Cơ cấu làm kín có thể phân loại theo nhiều cách khác nhau :

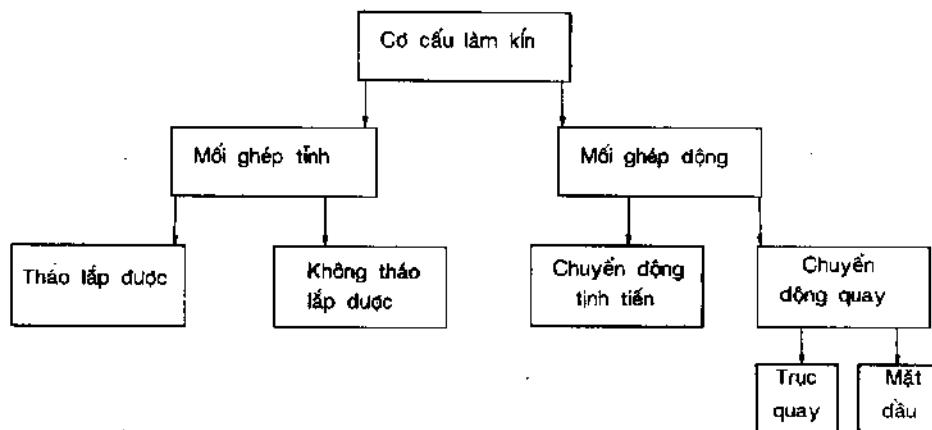
- theo tính chất của mối ghép ;
- theo nguyên lý làm kín ;
- theo kết cấu làm kín.

Phân loại các cơ cấu làm kín theo tính chất của mối ghép.

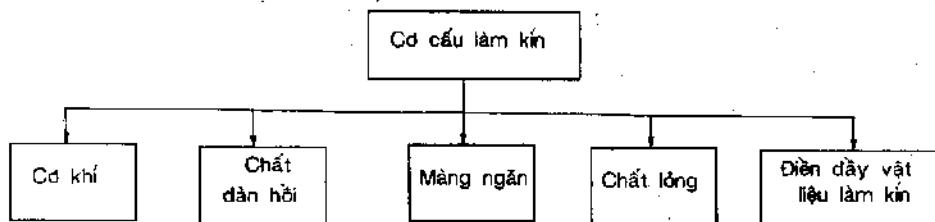
9.2. MỘT SỐ KẾT CẤU LÀM KÍN THƯỜNG DÙNG

a) Kết cấu làm kín cơ khi không tiếp xúc

Sơ đồ kết cấu làm kín (h.9-1). Nguyên lý làm việc của nó là tăng cảm thụy lực qua khe hở ở để giảm rò rỉ, sau đó dùng cơ cấu làm kín kiểu khác để tăng mức kín của mối ghép. Ưu điểm của cơ cấu làm kín này là kết cấu đơn giản, các bề mặt không tiếp xúc với nhau nên mất do ma sát ít, không bị mài mòn các chi tiết, có độ tin cậy và tuổi thọ cao. Nhược điểm là phải có khoang chứa và ông dẫn dầu rò. Do có ưu nhược điểm trên nên kết cấu làm kín này thường dùng để làm kín các mối ghép động và các khoang có áp suất tương đối cao trong cơ cấu làm kín nhiều cấp.



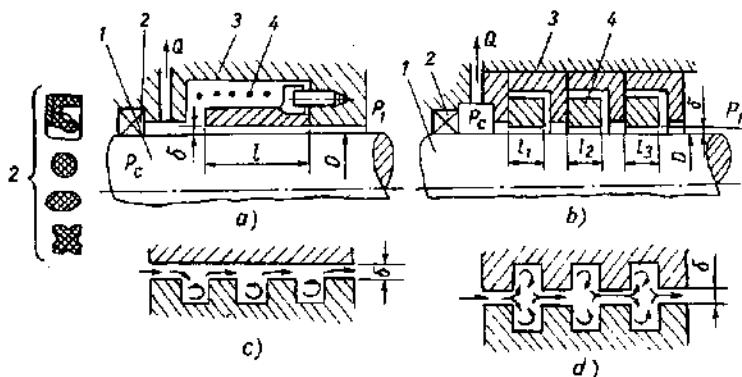
Phân loại theo nguyên lý làm việc :



Phân loại theo kết cấu làm kín :



Hình 9-1 cơ cấu làm kín nhiều cấp. Cấp thứ nhất là kết cấu làm kín cơ khí không tiếp xúc 4. Cấp thứ hai là kết cấu làm kín tiếp xúc 2. Tùy theo mỗi ghép kết cấu làm kín không tiếp xúc 4 có thể theo nhiều kiểu khác nhau (h.901b,c và d). Còn kết cấu làm kín tiếp xúc 2 thường dùng vòng làm kín có mặt cắt khác nhau.

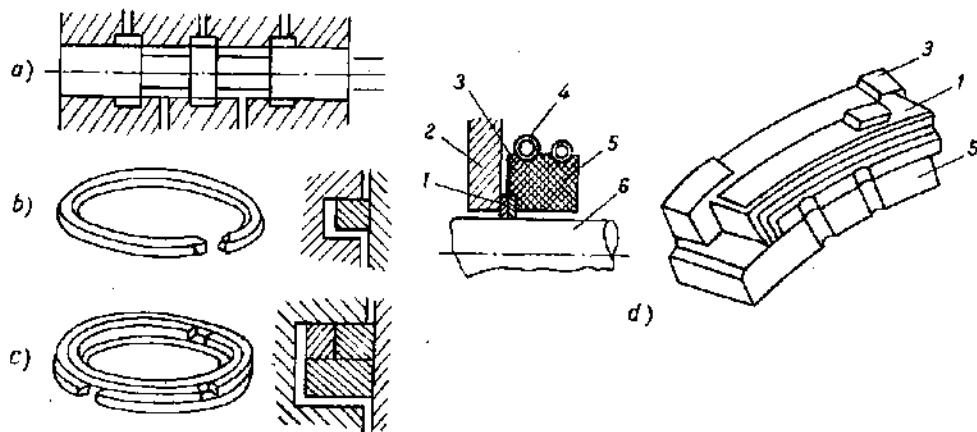


Hình 9-1. Cơ cấu làm kín cơ khí nhiều cấp :

- 1- trục ; 2- kết cấu làm kín tiếp xúc ; 3- thân ;
- 4- kết cấu làm kín cơ khí không tiếp xúc ;
- P_f - áp suất trong hở ; P_c - áp suất khoang rò ;
- Q - lượng rò ; δ - lượng khe hở ; l_1, l_2, l_3 , l - chiều dài khe hở.

b) Kết cấu làm kín cơ khí tiếp xúc

Trong các kết cấu làm kín, phần tử làm kín thường được chế tạo từ vật liệu rắn như kim loại, than, chì, sứ kiểu vòng găng hoặc lắp ráp chính xác giữa các bề mặt làm kín với khe hở 1 - 2 μm .



Hình 9-2. Số đồ kết cấu làm kín cơ khí tiếp xúc :

- 1- cung bằng than chì ; 2- mặt bích đỡ ;
- 3,5- cung đỡ là xo ; 4- lò xo ; 6- trục.

Hình 9-2a làm kín giữa các khoang trong van trượt bằng cách lắp chính xác nòng và thân van. Phương pháp này đòi hỏi phải chế tạo chính xác các kích thước hình học.

Hình 9-2b,c,d phần tử làm kín là các vòng găng bằng kim loại. Để tránh rò rỉ qua các miệng của vòng, thường dùng nhiều vòng đặt lệch nhau (h. 9-2c). Ở các kết cấu có kích thước đường kính quá lớn, khó tháo lắp, thường dùng các vòng làm kín bằng các cung tròn (h.9-2d).

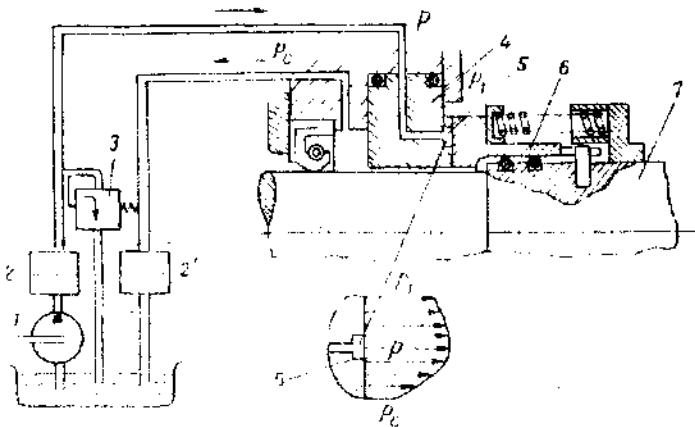
c) *Làm kín mặt dầu bằng phương pháp thủy tĩnh*

Thường được sử dụng để làm kín các bộ phận làm việc trong điều kiện nặng nề đòi hỏi độ tin cậy, độ bền và tuổi thọ cao.

Sơ đồ nguyên lý phương pháp làm kín này (h.9-3). Trong đó bơm 1 để đảm bảo áp suất và lưu lượng làm kín trong khoang 5. Áp suất trong khoang 5 được điều chỉnh bằng van 3, van này đóng vai trò van an toàn. Chất lỏng làm kín được lọc sạch trước và sau khi vào khoang 5 nhờ bộ lọc 2 và 2' ; 4 và 6 đĩa và bạc làm kín ; 7- trục thiết bị ; p_1 - áp suất trong hệ ; p và p_c - áp suất vào và xả của khoang làm kín 5.

d) *Làm kín các mối ghép bằng cách phân tử làm kín chế tạo từ chất dẻo tổng hợp, cao su, giấy, gỗ bần và các vật liệu làm kín khác.*

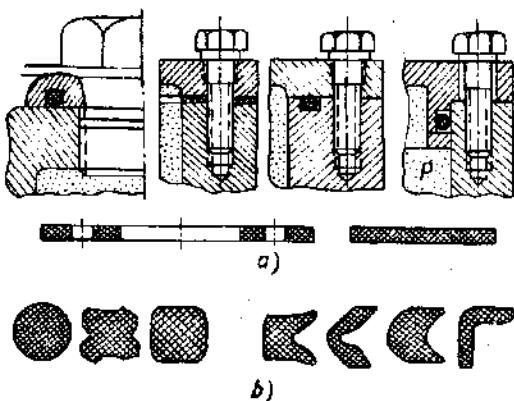
Khi làm kín các mối ghép động và tĩnh thường sử dụng các tấm đệm và vòng làm kín có mặt cắt và kết cấu khác nhau. Hình 9-4 các tấm đệm tại và vòng làm kín thì có mặt cắt tròn, chữ X, vuông, chữ V, hình phèo, hình khay v.v... hoặc các vòng làm kín (h.9-5).



Hình 9-3. Sơ đồ làm kín mặt dầu bằng phương pháp thủy tĩnh
trong môi trường kết nối làm kín nhiều cấp

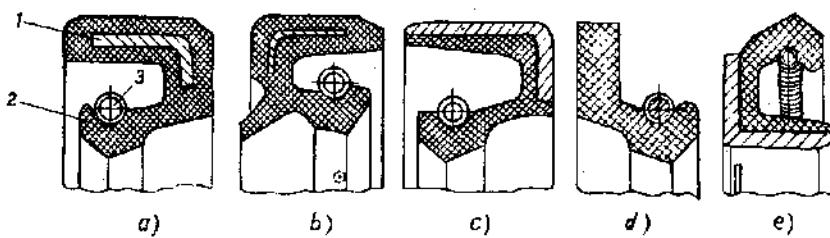
- 1- bơm ; 2, 2'- bộ lọc ; 3- van ; 4- đĩa
- 5- khoang làm kín ; 6- bạc ; 7- trục.

Các tấm đệm và vòng làm kín có mặt cắt tròn, chữ nhật, vuông, chữ X thường được sử dụng để làm kín các mối ghép tinh.



Hình 9-4. Đệm và vòng làm kín.

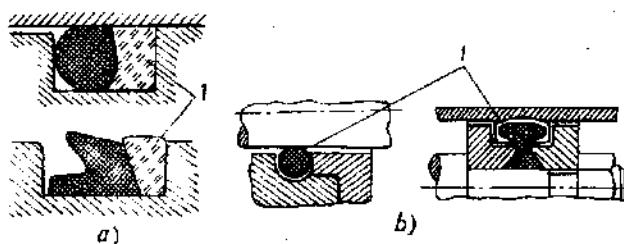
Các vòng làm kín có mặt cắt hình chữ V, hình khay, hình phễu thường sử dụng để làm kín các mối ghép có chuyển động quay và tịnh tiến.



Hình 9-5. Vòng làm kín.

1- lõi kim loại; 2- cao su nền vải; 3- vòng kim loại.

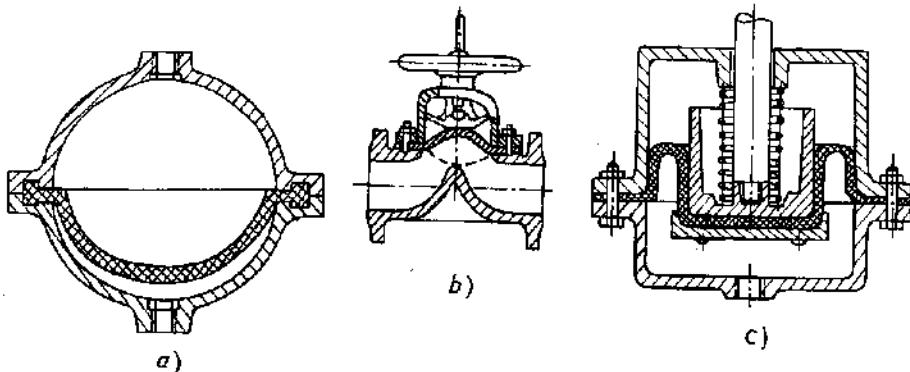
Để tăng độ bền, tuổi thọ của cơ cấu làm kín có tính đàn hồi thường sử dụng các cơ cấu bảo vệ chế tạo từ các vật liệu cứng hơn như cao su nền vải, vòng kim loại, cao su lưu hóa cùng lõi kim loại (h.9-5) và (h.9-6).



Hình 9-6. Làm kín mối ghép tinh tiến có vòng bảo vệ.

e) Kết cấu làm kín bằng màng ngăn, màng xếp, màng đàn hồi (h.9-7).

Để ngăn kín các khoang chứa chất lỏng khác nhau (như ắc quy thủy lực - khí nén) hoặc làm kín các cơ cấu có độ di chuyển lớn thường sử dụng các màng ngăn, màng xếp, màng đàn hồi chế tạo bằng cao su hoặc kim loại.



Hình 9-7. Kết cấu làm kín bằng màng ngăn đàn hồi :

- a) màng ngăn dùng cho ắc quy thủy lực - khí nén ;
- b) màng ngăn dùng cho van thủy lực hoặc khí nén ;
- c) màng lượn sóng hoặc màng xếp dùng cho cơ cấu khoang chạy lớn.

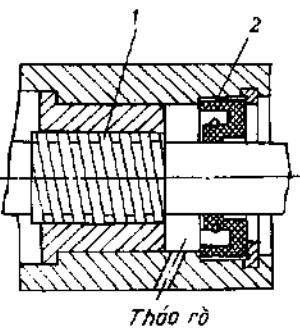
Các màng mỏng, màng xếp và màng đàn hồi chế tạo từ cao su, chỉ chịu được chênh lệch áp suất dưới 1 kG/cm^2 . Khi độ chênh lệch áp suất lớn khoảng 150 kG/cm^2 , màng phải chế tạo từ đồng thanh, thép không gỉ v.v...

g) Làm kín kiểu bơm trực vít

Phương pháp này ứng dụng ảnh hưởng ma sát nhót của chất lỏng đối với thành các chi tiết cần làm kín (thân máy và trục quay) và tính chất của bơm trực vít. Cơ cấu làm kín kiểu này (h.9-8) thường được sử dụng để làm kín các trục có vận tốc không nhỏ hơn $3 - 5 \text{ m/s}$, và có chiều quay không đổi. Hướng xoắn của vít phải phù hợp với chiều quay của trục làm sao để khi trục quay chất lỏng rò được bơm trở lại ngược chiều chảy của nó.

Ưu điểm của kiểu làm kín này là cơ kết cấu đơn giản, tuổi thọ cao, dễ chế tạo.

Nhược điểm là có rò rỉ khi trục đứng yên, chiều quay của trục làm



Hình 9-8. Làm kín kiểu bơm trực vít :

1- trục vít ; 2- vòng làm kín.

kín phải không đổi, do đó thường sử dụng để làm kín ở cấp thứ nhất trong cơ cấu làm kín nhiều cấp cho các thiết bị có chiều quay của trục không đổi. Hình 9-8 cơ cấu làm kín kiểu bơm trực vít ở cấp thứ nhất, còn cấp thứ hai dùng vòng làm kín.

f) *Làm kín bằng phương pháp điền dài các vật liệu làm kín*

Một trong những phương pháp làm kín được ứng dụng rộng rãi là phương pháp điền dài các vật liệu làm kín. Hình 9-9 mô tả cách làm kín này. Vật liệu làm kín 3 có tính chất chịu mòn cao, ít ma sát, không thấm như : vải, len đan cao su, mỡ, sợi kim loại, đồng, chì, than chì, sunfit, moliipden. Kiểu làm kín này thường được áp dụng để làm kín các mối ghép động tịnh tiến.

Chiều dài vật liệu làm kín tính theo công thức :

$$s = k \sqrt{d},$$

trong đó :

k - hệ số điều chỉnh 1,5 - 2,5.

Chiều dài l lấy theo kết cấu thông thường $l = (6 \div 10)s$.

Lực ma sát được tính theo công thức :

$$P_t = 0,5 f d l p, \text{ kG}, \quad (9.2)$$

trong đó :

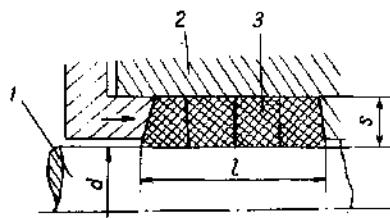
f - hệ số ma sát trượt, đường kính d và chiều dài l tính bằng cm.

Khi áp suất cao (200 kG/cm^2) cần có vòng chặn bằng vật liệu rắn hơn hoặc bằng kim loại.

Độ nhẵn bề mặt của trục phải đạt $\nabla 8 \div \nabla 9$, còn của bạc $\nabla 6$.

9.3. CHỌN PHƯƠNG PHÁP LÀM KÍN

Cơ cấu làm kín ảnh hưởng đến kết cấu, khối lượng, kích thước và chất lượng của máy. Vì vậy khi chọn phương pháp làm kín phải nghiên cứu kỹ yêu cầu và điều kiện làm việc của nó, từ đó chọn các hệ và cơ cấu làm kín tối ưu, đảm bảo những yêu cầu về kỹ thuật nhưng gọn nhẹ, dễ chế tạo và rẻ tiền.



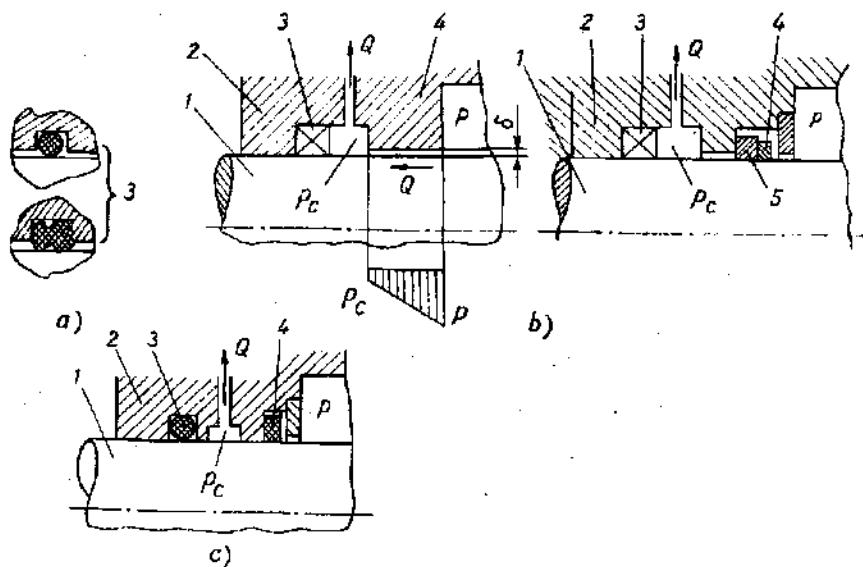
Hình 9-9. *Làm kín bằng phương pháp điền dài :*

1- trục ; 2- thân ; 3- vật liệu làm kín
; s, l, d - kích thước.

Ví dụ : chọn phương pháp làm kín cho cần pittông của xylanh thủy lực chịu áp suất cao.

Yêu cầu đặt ra là lực ma sát nhỏ, tổn thất công suất ít, không cho khí vào khi xylanh có áp suất âm, độ rò rỉ ít nhất, tuổi thọ cao.

Căn cứ những yêu cầu trên ta chọn kết cấu làm kín hai cấp (h.9-10). Ở cấp thứ nhất chọn kết cấu làm kín không tiếp xúc có khe hở 4 (h.9-10a) để giảm áp suất trong hệ từ 200 đến 300 kG/cm^2 xuống áp suất khoang chứa p_c bằng $0,1 - 1 \text{ kG/cm}^2$. Như trên đã nêu cơ cấu này có ưu điểm tổn thất do ma sát ít, tăng tuổi thọ cơ cấu làm kín.



Hình 9-10. Cơ cấu làm kín nhiều cấp dùng để làm kín cần pittông :

- 1- cần pittông ; 2- mặt bích ; 3- kết cấu thứ cấp ;
- 4- kết cấu làm kín cấp thứ nhất ; 5- vòng đệm.

Khe hở ở chon trong khoảng $15 - 20 \mu\text{m}$. Trong trường hợp này lượng rò rỉ qua khe hở có thể đến $200 \text{ cm}^3/\text{ph}$ và tổn thất công suất do ma sát khoảng 100 W .

Ở cấp thứ hai, làm kín bằng cơ cấu làm kín tiếp xúc thông thường là vòng làm kín có mặt cát tròn hoặc chữ X (h.9-10 a-3) để không cho rò rỉ ra ngoài và không khí từ ngoài vào khi trong xylanh có áp suất âm.

Để giảm rò rỉ ($\leq 10 \text{ cm}^3/\text{ph}$) ta dùng kết cấu (h.9-10b,c). Ở cấp thứ nhất dùng vòng làm kín 4 và vòng đệm 5. Trường hợp này lực ma sát sẽ tăng lên và tuổi thọ vòng làm kín sẽ giảm xuống do bị mài mòn.

Phạm vi sử dụng của các đệm kín vòng bít trong hệ thống thủy lực được giới thiệu trong bảng 9-1.

Bảng 9-1

Phạm vi sử dụng các đệm kín, vòng bít cho các mối ghép động

Kiểu đệm kín, vòng bít	Giá trị cho phép của			Đang chuyển động của chi tiết được làm kín
	áp suất làm việc, KG/cm ²	nhiệt độ làm việc, °C	vận tốc chuyển động, m/s	
Đệm kín	Đến 900 ¹⁾	Đến +450 ¹⁾	Đến 15 ³⁾	Tịnh tiến qua lại ; quay
Vòng bít chữ V Cao su Poliamic Teflon	500 1000 400	-30 đến +70 0 đến +90 -195 đến +250	1 2 2,5	Tịnh tiến qua lại ; quay
Vòng bít chữ U Da Polichovinyl Cao su Cao su có tiết diện nhỏ	100 1000 320 100 600	+20 đến +70 +3 đến +60 -35 đến +80 -45 đến +100 -15 đến +90	0,3 0,3 0,2 0,5 0,05	Tịnh tiến qua lại
Vòng bít cao su có cốt	Đến 2 ²⁾	-45 đến +120	Đến 15 ³⁾	Quay
Vòng bít cao su có tiết diện tròn	150 Đến 150 600	-60 đến +150 ¹⁾	Đến 1,2 ³⁾ Đến 3 ³⁾	Tịnh tiến qua lại, quay Mối ghép cố định
Vòng bít cao su tiết diện tròn có đệm che bằng teflon	350	-60 đến +150 ¹⁾	Đến 1,5 ³⁾	Tịnh tiến qua lại
Vòng bít cao su tiết diện tròn cùng với vòng bít bằng teflon	400	-80 đến +250 ¹⁾	15	Tịnh tiến qua lại
Vòng bít cao su tiết diện chữ nhật có đệm che	600	-15 đến +80	1,5	Tịnh tiến qua lại
Vòng kim loại đàn hồi	500	700	7,5	Tịnh tiến qua lại
	50		100	Quay

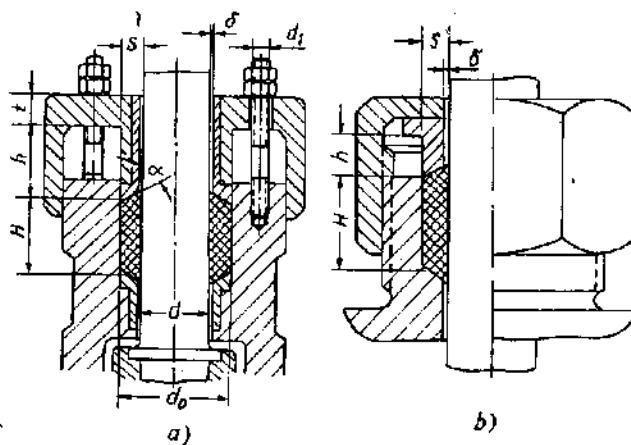
1) Phụ thuộc vào vật liệu làm kín.

2) Phụ thuộc vào vận tốc của chi tiết được làm kín.

3) Phụ thuộc vào áp suất trong hệ thống.

Đệm kín

Kết cấu điển hình của làm kín bằng đệm (đệm kín) được giới thiệu trên hình 9-11.



Hình 9-11. Kết cấu điển hình của đệm kín :
a) bích ; b) dai ốc lồng.

Các kích thước cơ bản cho làm kín bằng đệm (h.9-11). Khe hở hướng kinh giữa trục và thân (hộp) δ , mm :

$$\delta = 0,02 d \text{ (nhưng không lớn hơn } 0,8 \text{ mm)}$$

trong đó :

d - đường kính trục, mm.

Chiều cao của đệm kín H , mm.

$$H = (10 + 15)\sqrt{d} \text{ đối với áp suất đến } 100 \text{ kG/cm}^2;$$

$$H = (15 + 20)\sqrt{d} \text{ đối với áp suất đến } 300 \text{ kG/cm}^2.$$

Chiều dày đệm kín s , mm

$$s = (1,5 + 2,5)\sqrt{d}$$

Góc ở dây α , độ

$$\alpha = 45 + 60$$

Chiều cao của bac ép h , mm

$$h = H - (d_0 - d)$$

Đường kính của bulông, d_b , mm

$$d_b \approx \sqrt{\frac{\pi d_0^2 - d^2}{3z R_z}}$$

trong đó :

z - sô bulông ;

R_z - ứng suất cho phép đối với bulong, $R_z = 200 \div 250 \text{ kG/cm}^2$ đối với áp suất thấp, $R_z = 250 \div 350 \text{ kG/cm}^2$ đối với áp suất cao.

Chiều dài của bích t , mm

$$t \approx 1.25d$$

Vật liệu chế tạo đệm kín thường là sợi bông, sợi lanh, sợi gai dầu, sợi amiang và các sợi khác. Để nâng cao khả năng làm việc của đệm kín các loại sợi trên có thể được ngâm tẩm. Hàm lượng của vật liệu tẩm của đệm kín không nhỏ hơn 35% (theo khối lượng).

Vòng bit chia V

Kết cấu của vòng bít chữ V thường là một bộ gồm vòng bít, vòng đỡ và vòng ép. Độ kín của mối ghép được đảm bảo bằng biến dạng của vòng bít dưới tác dụng của lực ép do kết cấu lắp ráp và áp lực của chất lỏng làm việc. Thường sử dụng rộng rãi vòng bít chữ V bằng cao su và vải cao su. Đối với các thiết bị thủy lực làm việc trong môi trường nước hoặc êmunxi ở áp suất đến 1000 kG/cm^2 , vận tốc chuyển động tịnh tiến qua lại đến 2 m/s và nhiệt độ môi trường xung quanh từ 0 đến 90°C có thể dùng vòng bít poliamit.

Vòng bit cao su được dùng để làm kín xylanh và cản pittông của các thiết bị thủy lực làm việc ở áp suất đến 100 kG/cm^2 và ở áp suất đến 500 kG/cm^2 khi dùng vòng bảo vệ, với vận tốc chuyển động tĩnh tiến qua lại đến $0,5 \text{ m/s}$ trong môi trường dầu khoáng, nước êmuksi.

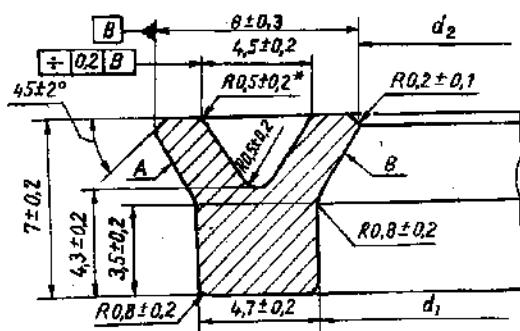
Kết cấu và kích thước vòng bít cao su chữ V có tiết diện giảm nhỏ được giới thiệu trong các bảng 9-2, 9-3, 9-4.

Bảng 9-2

Vòng bit làm kín xylanh đường kính

$D = 25 \div 60$ và cần có đường kính $d = 15 \div 60$

Kích thước, mm



Tiếp bảng 9-2

Chi tiết được làm kín				d_1		d_2		Khối lượng 1000 chiếc, kg	Chi tiết được làm kín				d_1		d_2		Khối lượng 1000 chiếc, kg
xylanh D	cần d	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	xylanh D	cần d	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	danh nghĩa	sai lệch giới hạn				
25	(15)	15,3		12		2,4	40	(30)	30,3	$\pm 0,3$	27	$\pm 0,3$	4,6				
(26)	16	16,3		13		2,6	(42)	32	32,3		29		5,0				
(28)	18	18,3	$\pm 0,3$	15	$\pm 0,3$	3,0	45	(35)	35,3		32		5,3				
(30)	20	20,3		17		3,3	(46)	36	36,3		33		5,4				
32	22	22,3		19		3,6	50	40	40,3	$\pm 0,4$	37	$\pm 0,4$	6,0				
(35)	25	25,3		22		4,0	(55)	45	45,3		42		6,6				
36	(26)	26,3		23		4,1	56	(46)	46,3		43		6,9				
(38)	28	28,3		25		4,4	(60)	50	50,3		47		7,3				

Bảng 9-3

Vòng bit làm kín xylanh đường kính

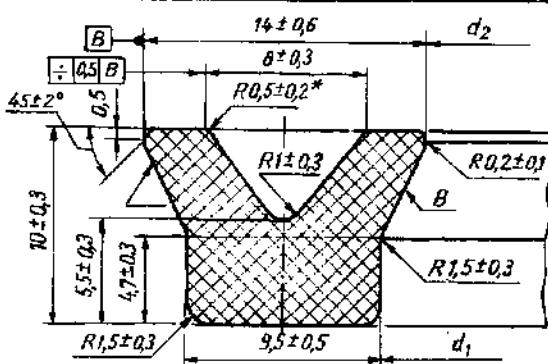
 $D = 63 \div 90$ và cần đường kính $d = 48 \div 75$

Kích thước, mm

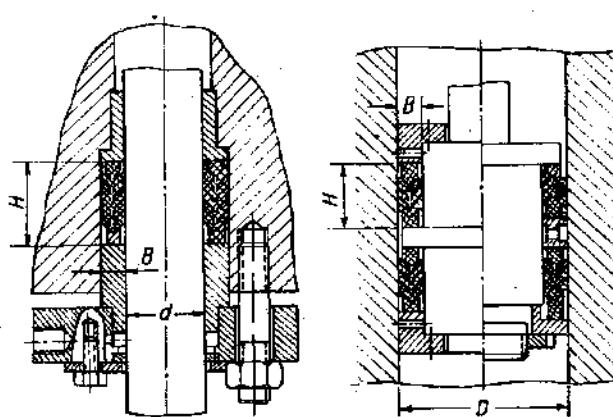
Chi tiết được làm kín				d_1		d_2		Khối lượng 1000 chiếc, kg	Chi tiết được làm kín				d_1		d_2		Khối lượng 1000 chiếc, kg
xylanh D	cần d	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	xylanh D	cần d	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	danh nghĩa	sai lệch giới hạn				
63	(48)	48,5		45		14,0	80	(65)	65,5	$\pm 0,7$	62		18,5				
70	(55)	55,5	$\pm 0,7$	51	$\pm 0,7$	15,0	(85)	70	70,5	$\pm 0,7$	67	$\pm 0,7$	19,7				
(71)	56	56,5		52		15,9	90	(75)	75,5		72		21,0				
(78)	63	63,5		60		17,2											

Bảng 9-4

Vòng bit làm kín xy lanh đường kính
 $D = 100 \div 320$ và cần đường kính $d = 80 \div 300$
 Kích thước, mm

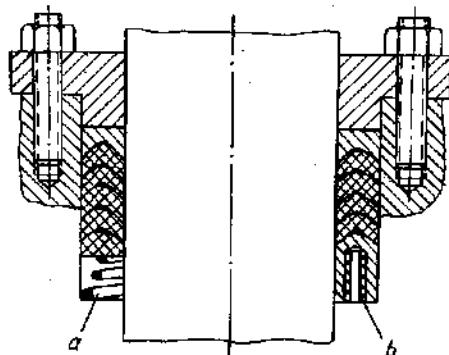


Chi tiết được làm kín				d_1		d_2		Khối lượng 1000 chiếc, kg	Chi tiết được làm kín				d_1		d_2		Khối lượng 1000 chiếc, kg
xylanh D	dần d	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	d	d		xylanh D	cần d	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	d_1	d_2	
100	80	80.5	± 1.0	76	± 1.0	34	125	(105)	105.5	105.5	± 1.0	101	101	± 1.0	43		
110	90	90.5		86		38	(130)	110	110.5	110.5		160	160		45		
(120)	100	100.5		96		41	140	(120)	120.5	120.5		116	116		49		



Hình 9-12. Kết cấu làm kín bằng nhiều vòng bit chũ V.

Kết cấu và kích thước của vòng bít poliamit để làm kín xylanh và cần pittông được giới thiệu trên các hình 9-12 ; 9-13 và các bảng 9-5, 9-6 và 9-7.



Hình 9-13. Kết cấu ép các vòng bít chữ V:
a- bằng một lò xo;
b- bằng một số lò xo.

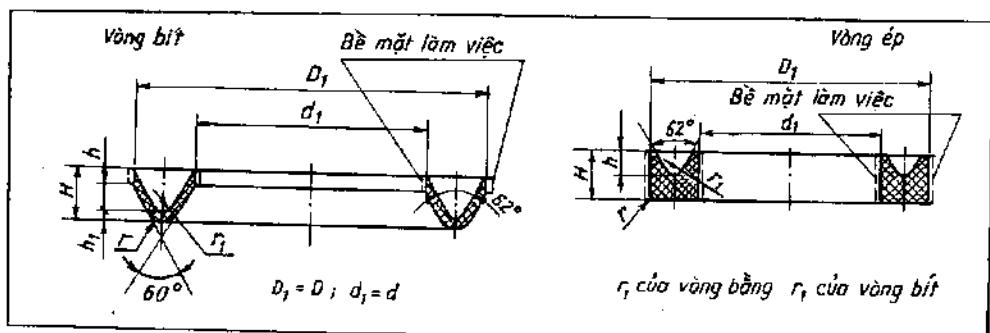
Bảng 9-5

Số lượng các vòng bít cho một mối ghép kín tùy theo đường kính xylanh, cần pittông và áp suất chất lỏng làm việc

Đường kính làm kín, mm		Số lượng (bộ) vòng bít khi áp suất chất lỏng làm việc, kG/cm ²				
cần pittông d	xylanh D	200	200 - 400	400 - 630	630 - 800	800 - 1000
10 - 24	22 - 36	4	6	7	8	10
25	40	6	7	8	10	12
25 - 90	45 - 100	7	8	10	12	14
100	125	8	10	12	14	16
110 - 220	140 - 250	10	12	14	16	18
240 - 710	280 - 750	12	14	16	18	20

Vòng bít và vòng ép
Kích thước, mm

Bảng 9-6

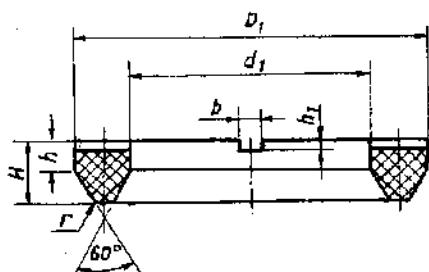


Tiếp bảng 9-6

Đường kính làm kín		Vòng bít						Vòng ép					
cần pittông <i>d</i>	xylanh D	H	<i>h</i>	<i>h</i> ₁	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	khối tương 1000 chiếc, kg	H	<i>h</i>	<i>r</i>	<i>r</i> ₁	khối lượng 1000 chiếc, kg	
10	22*						0,054					0,054	
12	24*	5,3	16	12	1,5	1	0,061					0,207	
13*	25						0,064					0,219	
14	26*						0,067					0,230	
16	28*						0,074					0,253	
18	30*	5,3	16	12	1,5	1	0,081	7	3,6	0,5	1	0,276	
20	32						0,088					0,299	
22	34*						0,094					0,322	
24*	36						0,115					0,355	
25	40	6,1	16	13	2	1,5	0,132	9	4,2		1,5	0,617	
25	45						0,150					0,663	
28	48*						0,228					1,260	
30	50						0,240					1,326	
32	52*						0,252					1,393	
35*	55						0,270					1,492	
36	56*						0,280					1,600	
40	60	8	18	1,5	2,5	2	0,390	12	5,8		1,2	1,658	
45	65*						0,330					1,824	
50	70						0,360					1,990	
55	75*						0,390					2,155	
60	80						0,420					2,321	
70	90						0,480					2,653	
80	100						0,540					2,984	
90	110						0,600				2	3,316	
100	125	10	2	1,7	2,8	2,25	0,943	15	7,5		2,25	5,773	
110	140						1,566					9,163	
125	155*						1,754					10,263	
130*	160						1,817					10,630	
140*	170*						1,942					11,369	
150*	180						2,087					12,096	
160*	190	12	2,5	2,1	3,5	2,75	2,192	18	9,1	1,5	2,75	12,829	
170*	200						2,318					13,562	
180*	210						2,443					14,295	
190*	220						2,568					16,028	
200	230*						2,694					15,761	
220	250						2,944					17,227	
240*	280	15	2,5	2,3	4,8	4,2	4,204					35,785	
250	290*						4,366	25	11,8	1,5	4,25	37,190	
280	320						4,851					41,250	

* không nên dùng.

Vòng đỡ
Kích thước, mm



$$d_1 = d + 1 \text{ mm};$$

$$D_1 = D - 1 \text{ mm}$$

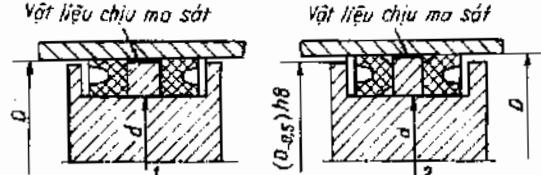
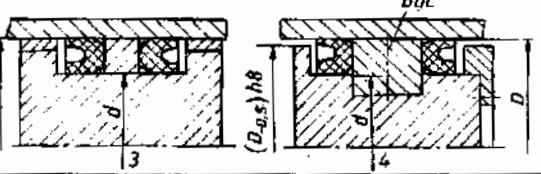
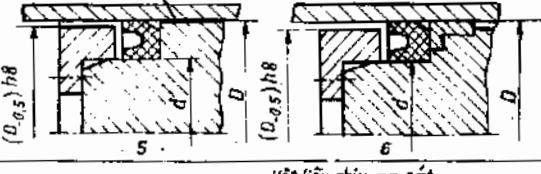
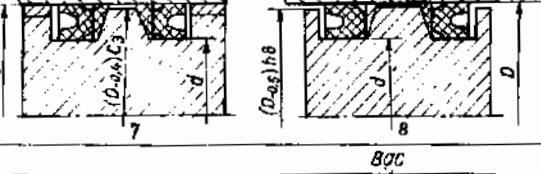
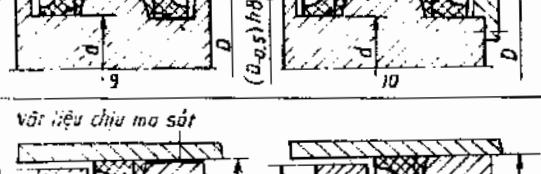
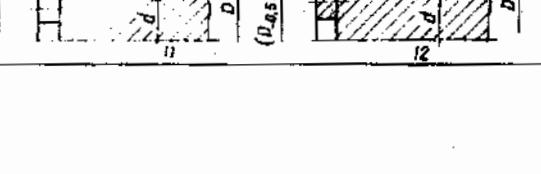
Đường kính làm kín							Đường kính làm kín								
cần pittông d	xylanh D	H	h	h ₁	b	r	cần pittông d	xylanh D	H	h	h ₁	b	r	Khối lượng 100 chiếc, kg	
10	22*						60	80						1,756	
12	24						70	90						2,006	
13	25						80	100						2,257	
14	26*														
16	28*	6	3,2				90	110	11	5,7	2	4	2,5	2,508	
18	30						100	125	13	5,8			2,8	4,348	
20	32														
22	34*						110	140						6,641	
24*	36						125	155*						7,438	
25	40	7,5	3,9				130*	160						7,704	
							140	170*						8,235	
							150	180						8,766	
							160	190*						9,298	
25	45						170*	200						9,629	
28	48						1,003	180						10,360	
30*	50						1,053	190*						10,891	
32	52*						1,129	200						11,423	
35	55	11	5,7	2	4	2,5	1,240	220						12,485	
36	56*						1,254								
40	60						1,379	240*	280					24,850	
45	65*						1,505	250	290*	20	8,3	2,5	5	25,805	
50	70						1,630	280	320					28,620	
52	75*														

* không nên dùng

Các ví dụ về lắp ráp vòng bit để làm kín xylanh và cần pittông được giới thiệu trong bảng 9.8 và 9.9. Kết cấu và kích thước của các bề mặt lắp ghép vòng bit để làm kín xylanh và cần pittông được giới thiệu trong bảng 9-10 và 9-11.

Bảng 9-8

Lắp ráp vòng bit để làm kín xylanh

Sơ đồ kết cấu	Điều kiện sử dụng	
	áp suất làm việc, kG/cm^2	đường kính rãnh lắp vòng bit d , mm
	Từ 1 đến 100	Từ 80 đến 500
	Từ 1 đến 100	Tù 80 đến 500
	Tù 1 đến 100	Tù 15 đến 500
	Tù 1 đến 500	Tù 80 đến 500
	Tù 1 đến 500	Tù 80 đến 500
	Tù 1 đến 500	Tù 15 đến 500

Tiếp bảng 9-9

Sơ đồ kết cấu	Điều kiện sử dụng	
	áp suất làm việc. kG/cm ²	đường kính cấn d, mm
	Từ 1 đến 500	Từ 15 đến 525
	Từ 0 đến 100	Xem sơ đồ 4-1
	Từ 0 đến 500	Xem sơ đồ 5-8

Bảng 9-10

Kết cấu và kích thước các bè mặt lắp ghép
vòng bit để làm kín xylanh
Kích thước, mm

Khung ván gác	Cố ván gác

Tiếp bảng 9-10

Ký hiệu vòng bi $D \times d$	D		d		h	h_1	E			
	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	sai lệch giới hạn theo H14					
25 x 15	25	H8 f8	15	-0.12	8.5	10.5	0,07			
26 x 16	(26)		16							
28 x 18	(28)		18							
30 x 20	(30)		20	-0.14						
32 x 22	32		22							
35 x 25	(35)		25							
36 x 26	36		26							
38 x 28	(38)		28	-0.17						
40 x 30	40		30							
42 x 32	(42)		32							
45 x 35	45		35							
46 x 36	(46)		36							
50 x 40	50		40							
55 x 45	(55)	H8 f8	45	-0.20	11.0	13.5	0.10			
56 x 46	56		46							
60 x 50	(60)		50							
70 x 55	70		55							
78 x 63	(78)		63							
80 x 65	80	H8 f7	65	-0.23	12.0	14.0	0.14			
85 x 70	(85)		70							
90 x 75	90		75							
100 x 80	100		80							
110 x 90	110		90							
120 x 100	(120)		100							
125 x 105	125		105							
130 x 110	(130)		110							
140 x 120	140		120							
145 x 125	(145)		125	-0.26						
160 x 140	160		140							
180 x 160	180		160							
200 x 180	200	H8 f7	180	-0.30	14.5	0.14	0.14			
220 x 200	220		200							
240 x 220	(240)		220							
250 x 230	250		230							
270 x 250	(270)		250							
280 x 260	280	H8 f7	260	-0.34	-	-	-			
300 x 280	(300)		280							
320 x 300	320		300							

**Kết cấu và kích thước các bề mặt lắp ghép
vòng bit để làm kín cần pít-tông**
Kích thước, mm

Ký hiệu vòng bit $D \times d$	d		D		h	h_1	E
	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	danh nghĩa	sai lệch giới hạn	sai lệch giới hạn theo H14		
25 x 15	(15)		25				
25 x 16	16		26				
28 x 18	18		28				
30 x 20	20		30				
32 x 22	22		32				
35 x 25	25		35				
36 x 26	(26)		36				
38 x 28	28		38				
40 x 30	(30)		40	+0,17	0,85	10,5	
42 x 32	32		42				
45 x 35	(35)	H8	45				0,07
46 x 36	36	f8	46				
50 x 40	40		50				
55 x 45	45		55				
56 x 46	(46)		56	+0,2			
60 x 50	50		60				
70 x 55	(55)		70	+0,20			
78 x 63	63		78	+0,20			
80 x 65	(65)		80	+0,20	110	13,5	
85 x 70	70		85	+0,23			
90 x 75	(75)		90	+0,23			

Tiếp bảng 9-11

Ký hiệu vòng bit $D \times d$	d	D	r	b_f	L
vòng bit $D \times d$	danh nghĩa danh nghĩa	sai lệch giới hạn	danh nghĩa danh nghĩa	sai lệch giới hạn	sai lệch giới hạn theo H14
100 x 80	80		100	+0.23	
100 x 90	90		100	+0.3	
120 x 100	100		120	+0.23	
120 x 105	105		125	+0.26	
130 x 110	110	H8	130	+0.26	
140 x 120	120	17	140	+0.26	
145 x 125	125		145	+0.26	
160 x 140	140		160	+0.26	14.0
180 x 160	160		180	+0.26	
200 x 180	180		200	+0.30	12.0
220 x 200	200		220		
240 x 220	220		240	+0.30	
250 x 230	230		250		
270 x 250	250	H8	270		
280 x 260	260	97	280	0.34	14.5
300 x 280	280		300		
320 x 300	300		320		

Vòng bit cao su tiết diện tròn

Trong hệ thống thủy lực, vòng bit cao su tiết diện tròn được dùng để làm việc ở áp suất đến 500 kG/cm^2 đối với mối ghép tĩnh (không có chuyển động) tương đối giữa các chi tiết lắp ghép và tối 320 kG/cm^2 đối với mối ghép động làm việc trong môi trường dầu khoáng, nhiên liệu lỏng, emulsion, chất bôi trơn v.v... vận tốc chuyển động đến 0.5 m/s . Sơ đồ làm việc của vòng bit cao su tiết diện tròn được giới thiệu trên hình 9-14.

Khi lắp vòng bit vào thiết bị (h.9-14b), vòng bit sẽ bị biến dạng để tạo ra bề mặt tiếp xúc có chiều rộng b_1 . Dưới tác dụng của áp lực môi trường lỏm kim, vòng bit sẽ tiếp tục biến dạng và bề mặt tiếp xúc sẽ tăng lên tới giá trị b_f (h.9-14c). Khi lắp ráp vòng bit, đường kính trong d_1 của vòng bit bị gian ra. Hỗn số gian α được xác định :

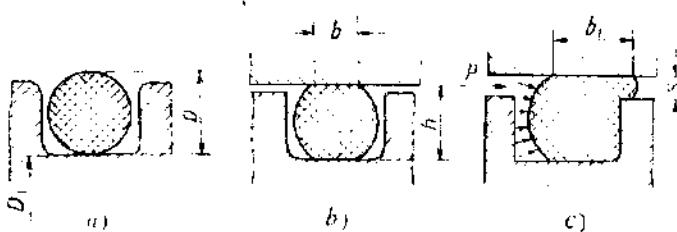
$$\alpha = \frac{d_1 + d_2}{D_1 + D_2} = 1.01 \div 1.07$$

trong đó :

d_1 - đường kính trong của vòng bit.

d_2 - đường kính của tiết diện vòng bit.

D_1 - đường kính của cánh láp vòng bit



Hình 9.14. Sơ đồ làm việc của vòng bit cao su tiết diện tròn

Cùng với việc giãn ra của đường kính d_1 , đường kính của tiết diện vong bit d_2 giảm đi (h.9-14) tại tối giá trị a . Đối với cao su có độ cứng 50 ± 70 .

$$n = \pi / d_2 = \sqrt{\frac{1,31}{0,5}} = 0,31 \quad \text{khi } d_2 = 4 \div 7 \text{ mm}$$

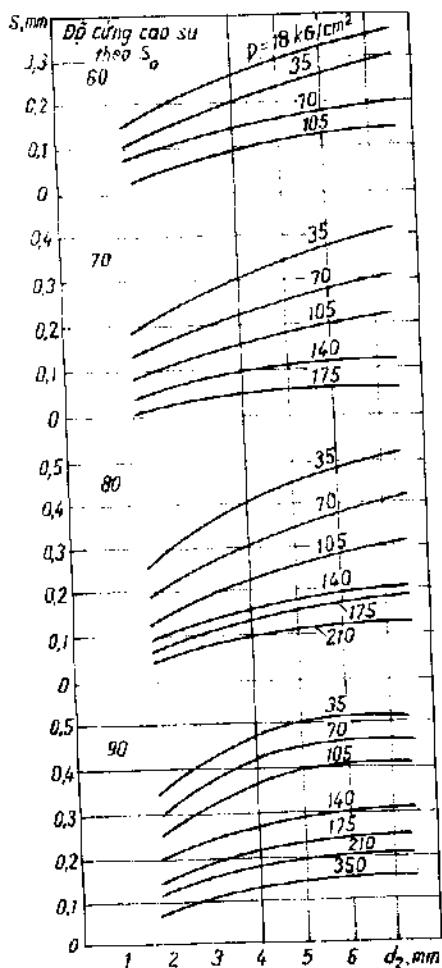
$$a = d_2 \sqrt{\frac{1,21}{\alpha}} = 0,21 \quad \text{ khi } d_2 = 2 + 4 \text{ mm}$$

Khi được lắp ráp ở vị trí làm việc (h.9.14b), tiết diện của vòng bit theo chiều cao bị giảm đi tối thiểu h . Độ lún (nén ép) tương đối của vòng bit W được xác định :

$$W = \frac{d_2 - h}{d_2} \approx 100\%$$

Thông thường $W = 10 \div 25\%$ đối với mối ghép động và $W = 20 \div 35\%$ đối với mối ghép tĩnh.

Kho hở s giữa các chi tiết được làm kín có ảnh hưởng lớn tới khả năng làm việc và tuổi thọ của đệm kín phụ thuộc vào tiêu diện của vòng độ cứng của cao su và áp suất trong hệ thống. Có thể xác định kho hở s theo đồ thị trên hình 9-15.

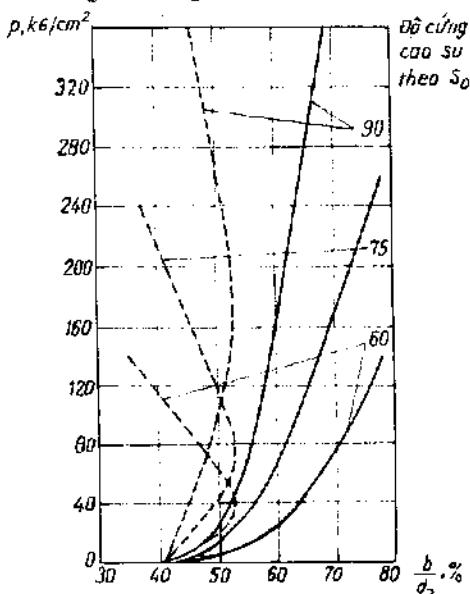


Hình 9-15. Đồ thị khe hở huống kính cho phép lớn nhất khi làm kín bằng vòng đệm tiết diện tròn.

Chiều rộng b của bờ mặt tiếp xúc được hình thành khi lắp ráp vòng (h. 9-14b) phụ thuộc vào độ lún tương đối W và tiết diện của vòng. Độ với cao su có độ cứng S_0 50 ± 75 :

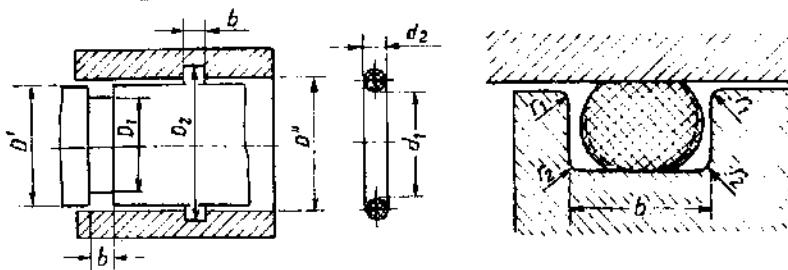
$$b = 0,03 d_2 W, \text{ mm}$$

Quan hệ giữa chiều rộng b_1 của bờ mặt tiếp xúc do áp suất trong hệ thống được giới thiệu trên hình 9-16.



Hình 9-16. Sự thay đổi chiều rộng bờ mặt tiếp xúc của vòng bít dưới tác dụng của áp suất chất lỏng đối với các rãnh chữ nhật và tam giác có góc nghiêng của thành $23 - 24^\circ$ (đường nét đậm).

Hình 9-17 giới thiệu các kích thước của rãnh lắp.



Hình 9-17. Các kích thước của rãnh lắp vòng bít cao su tiết diện tròn.

Vòng bít cao su tiết diện tròn.

Đối với rãnh trên pittông :

$$D_{1\max} = D''_{\min} - 2 (d_{2\max} - W_{\max})$$

$$D_{1\min} = D''_{\max} - 2 (d_{2\min} - W_{\min})$$

$$d_{1\max} = D_{1\min} + 0,1 d_2$$

$$d_{1\min} = D_{1\max} - 0,25 d_2$$

Đối với rãnh trong xylanh

$$D_{1\min} = D'_{\max} + 2 (d_{2\max} - W_{\max})$$

$$D_{2\max} = D'_{\min} + 2 (d_{2\min} - W_{\min})$$

$$D_{1\max} = D'_{\min} + 0,1 d_2$$

$$d_{1\min} = D'_{\max} - 0,25 d_2$$

$$b_{\max} = 1,3 d_{2\max}$$

$$b_{\min} = 1,25 d_{2\max}$$

$$r_1 = 0,02 \div 0,03 \text{ mm}$$

$$r_2 = 0,3 \div 0,8 \text{ mm}$$

Dãy các kích thước d_2 và d_1 của vòng bít cao su tiết diện tròn
(TQCT 9833-73)

d_2 , mm	d_1 , mm
2,5	19,5 - 49
3,0	19,5 - 93
3,6	21,5 - 195,5
4,6	27,5 - 245,5
5,8	49 - 304,5
8,5	180 - 299,5

Chương 10

ĐƯỜNG ỐNG VÀ CÁC BỘ NỐI ỐNG

Dường ống và các bộ nối ống là một bộ phận quan trọng nối liền các cơ cấu thủy lực khác nhau trong hệ. Thông thường khối lượng của đường ống và các bộ nối ống chiếm khoảng 30% khối lượng chung của hệ thống thủy lực. Chất lượng của đường ống có ảnh hưởng trực tiếp tới chất lượng làm việc của hệ thống thủy lực. Tùy theo đặc điểm của cơ cấu chấp hành thủy lực kết cấu đường ống có thể làm cứng hoặc mềm và phương pháp nối ống có thể là tinh hoặc động.

10.1. ĐƯỜNG ỐNG CỨNG

Dường ống cứng của các hệ thống thủy lực trong các máy được chế tạo bằng các ống thép hình trụ không hàn mác C10 và C20 (TQCT 8734-70). Các ống bằng kim loại màu và chất dẻo ít được sử dụng. Trong các hệ thống thủy lực của máy bay người ta thường dùng đường ống bằng thép không gỉ mác 1X18H9T, hoặc bằng thép 30XFCA và 20. Đối với các hệ thống thủy lực có áp suất cao (500 - 7000 kG/cm²) đường ống được chế tạo bằng thép hợp kim đặc biệt có giá công cơ bắp mặt bên trong. Trong các hệ thống thủy lực dùng dầu khoáng không nên chế tạo đường ống và các bộ nối ống bằng hợp kim đồng đúc vì hợp kim này sẽ làm cho dầu bị ôxyt hóa.

Đối với áp suất làm việc lớn hơn và bằng 150 kG/cm² nên dùng các ống thép không hàn, ống thép hàn dùng cho áp suất làm việc đến 70 kG/cm², ống hợp kim nhôm dùng cho áp suất làm việc đến 150 kG/cm², ống đồng đến 30 kG/cm².

10.1.1. Tính toán đường ống theo sức bền tĩnh

Tính toán đường ống theo sức bền tĩnh nhằm xác định chiều dày của thành ống ứng với áp suất làm việc đã cho của chất lỏng. Nếu bỏ qua ứng suất phụ phát sinh do độ không tròn của mặt cắt ngang đường ống (độ ôvan) có thể kiểm tra sự đứt dọc của đường ống theo công thức :

$$\sigma_d = \frac{pd_n}{2s}, \quad (10.1)$$

trong đó :

σ_d - ứng suất cho phép, kG/cm^2 thường chọn bằng 30 - 35% giới hạn bền σ_b của vật liệu ống ;

p - áp suất lớn nhất của chất lỏng, kG/cm^2 ;

d_n và s - đường kính ngoài và chiều dày của thành ống, cm.

Từ công thức (10.1) nếu xét đến sai lệch đường kính và chiều dày thành ống, ta có :

$$s = \frac{p(d-m)}{2\sigma_d n} \quad (10.2)$$

trong đó :

$m = 0,3$ - sai lệch theo đường kính ống, mm (TOCT 8734-70) ;

$n = 0,9$ - hệ số xét đến ảnh hưởng sai lệch của chiều dày thành ống (TOCT 8734-70).

Chiều dày tối thiểu của thành ống thép không nhỏ hơn 0,5 mm, ống hàn hợp kim nhôm không nhỏ hơn 0,8 - 1 mm.

Đối với những ống dày ($\frac{d}{s} \geq 16$) ứng suất thay đổi từ trị số lớn nhất trên thành phía trong đến trị số nhỏ nhất trên thành phía ngoài. Khi đó ứng suất được tính theo công thức Lame :

$$\sigma_d = p \cdot \frac{d^2 + 2s + 2s^2}{2s(d-s)} \quad (10.3)$$

Chiều dày nhỏ nhất của thành ống :

$$s_{\min} = \frac{d}{2} \left(\sqrt{\frac{\sigma_d + P}{\sigma_d - P}} - 1 \right) \quad (10.4)$$

Vì sự tăng lên tức thời của áp suất trong đường ống có thể vượt quá áp suất làm việc 2 - 4 lần, cho nên hệ số an toàn khi tính sức bền đường ống thường chọn bằng 3 - 4.

Ngoài công thức (10.3) có thể tính sức bền của ống, có thành dày theo công thức :

$$\sigma_d = \frac{p(d_n^2 + d_t^2)}{d_n^2 - d_t^2}, \quad (10.5)$$

trong đó :

d_n , d_t - đường kính ngoài và trong của đường ống.

Đường kính trong của đường ống được xác định theo lưu lượng và vận tốc của dòng chất lỏng

$$d_t = 4,6 \sqrt{\frac{Q}{v}}, \quad (10.6)$$

trong đó :

Q - lưu lượng chất lỏng, l/ph ;

v - vận tốc trung bình của dòng chất lỏng trong ống, m/s.

Để giảm mất mát trên đường ống, khi tính toán thiết kế cần chọn chiều dài đường ống là ngắn nhất trong phạm vi có thể, đồng thời mặt cắt ống nên lớn và sự đổi hướng từ từ, tránh những chỗ ngoặt đột ngột.

10.1.2. Sức bền mỏi của đường ống

Trong đường ống của các hệ thống thủy lực thường xuất hiện đồng thời hai loại phụ tải : tĩnh và động. Phụ tải tĩnh xuất hiện do áp suất chất lỏng bên trong đường ống, do lắp ráp cũng như do biến dạng nhiệt của đường ống và các bộ phận máy được lắp với đường ống. Tác dụng xung của áp suất chất lỏng, va chạm thủy lực cũng như sự rung động của bát thán đường ống gây ra phụ tải động trong đường ống. Ứng suất phát sinh trong vật liệu chế tạo đường ống là tổng của các ứng suất do các phụ tải tĩnh và động tạo ra.

Trong rất nhiều trường hợp sự hư hỏng vì mỏi của đường ống do xung của áp suất chất lỏng có liên quan mật thiết đến độ không tròn (độ ôvan) của mặt cắt ngang đường ống. Đối với ống có mặt cắt ngang hoàn toàn tròn, áp suất chất lỏng bên trong có xu hướng tăng chu vi của mặt cắt ngang. Khi mặt cắt ngang của ống có độ ôvan, áp suất chất lỏng bên trong có xu hướng khắc phục độ ôvan này, đưa mặt cắt ngang trở lại dạng tròn. Tuy nhiên sự phân bố ứng suất theo chu vi của mặt cắt ngang của ống không đều. Tại những điểm có độ cong lớn của mặt cắt ôvan ứng suất sẽ lớn. Trí số ứng suất phụ thuộc vào độ ôvan và được đặc trưng bằng tỷ số

$$k = \frac{a}{b} \text{ hoặc } k' = \frac{b-a}{b} 100\%,$$

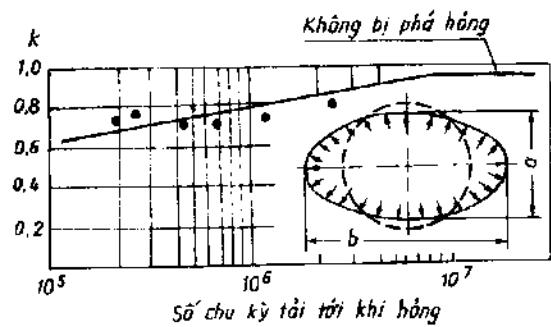
trong đó :

a và b - kích thước của đường trục nhỏ và to của mặt cắt ôvan.

Dò thị sức bền mỏi của đường ống có mặt cắt ngang là hình ôvan (h. 10-1). Dò thị được xây dựng trên cơ sở thực nghiệm khi có xung áp suất từ 0 đến 110 kG/cm^2 , tần số 70 Hz, vật liệu làm đường ống thép 20. Qua dò thị ta nhận thấy độ ôvan đã làm giảm đáng kể thời gian sử dụng (tuổi thọ) của đường ống. Đối với đường ống bằng thép được dùng làm việc trong điều kiện có xung áp suất, độ ôvan cho phép không vượt quá $k' = 4 \pm 5\%$. Đường ống bằng thép hợp kim phải có độ ôvan nhỏ hơn so với đường ống bằng thép cacbon, đối với ống bằng thép không gỉ X18H10T $k' = 3,5 \pm 4\%$. Việc nắn sửa đường ống để giảm độ ôvan không làm tăng sức bền mỏi của nó bởi vì khi nắn sửa độ ôvan tại một mặt cắt nào đó sẽ gây ra sai lệch hình dạng tại những mặt cắt ngang khác. Một khía cạnh việc nắn sửa mặt cắt ngang của đường ống thường làm cho hình dạng của nó gần với hình nhiều cạnh và ứng suất tập trung trong những mặt cắt ngang này sẽ tăng lên so với trước khi nắn. Trong cùng một điều kiện làm việc (khi có xung áp suất) khi $k = 0,8$ tuổi thọ của đường ống sẽ giảm đi 10 lần hoặc lớn hơn so với đường ống có mặt cắt ngang hoàn toàn tròn ($k = 1$).

Tại những chỗ đường ống được uốn cong do yêu cầu về kết cấu của hệ thống thủy lực, áp suất chất lỏng có xu hướng nắn thẳng lại các đoạn cong này. Kết quả là tại những điểm có độ cong lớn nhất sẽ xuất hiện ứng suất lớn. Một khía cạnh tại những điểm có độ cong lớn nhất, mặt cắt ngang của đường ống thường có độ ôvan lớn. Do đó để tăng tuổi thọ của đường ống nên chọn bán kính cong của các đoạn ống cong $R > 3D$, ở đây D và R - đường kính ngoài của đường ống và bán kính cong của các đoạn ống được uốn cong.

Sức bền mỏi của đường ống cũng có thể giảm do xuất hiện ứng suất trong quá trình lắp và chất lượng bề mặt phía bên trong đường ống. Sự không trùng nhau của các đường trục giữa các mặt cắt ngang của đường ống và các bộ phận kẹp chặt ống, độ không chính xác về kích thước lắp



Hình 10.1. Dò thị sức bền mỏi của đường ống có mặt cắt ngang là hình ôvan.

và sự biến dạng vì nhiệt đã sinh ra ứng suất khi lắp. Ứng suất khi lắp có thể phát sinh khi kẹp không đúng hai đường kính khác nhau bằng những vòng kẹp chung. Thực tế cho biết khi ứng suất trong quá trình lắp lớn, đường ống có thể bị phá hỏng vì mồi mạc dù biên độ của rung động không lớn.

Bề mặt bên trong đường ống có độ nhám lớn, vết xước, lỗ rỗ và các khuyết tật khác sẽ tạo nên ứng suất tập trung và giảm sức bền mồi.

Tính sức bền mồi của đường ống. Sức bền mồi của đường ống thường thấp hơn sức bền của vật liệu chế tạo đường ống. Trong trường hợp chung, khi đường ống làm việc có xung động về áp suất với biên độ gần bằng 40 - 50% áp suất làm việc, ứng suất cho phép của đường ống cần giảm nhỏ hai lần so với ứng suất cho phép của đường ống làm việc với tải trọng tĩnh.

Khi tính toán sơ bộ đường ống theo sức bền mồi có thể dùng các công thức (10.1) và (10.3) với ứng suất cho phép giảm đi 50%. Đối với ống tiêu chuẩn không hàn bằng thép cacbon mác 20, ứng suất giới hạn mồi cho phép khoảng 1800 kG/cm², đối với ống bằng thép không gỉ - 2100 kG/cm².

10.1.3. Dao động cộng hưởng của đường ống

Sức bền mồi của đường ống có liên quan mật thiết tới dao động của nó và đặc biệt là dao động cộng hưởng.

Tần số dao động riêng của một đoạn đường ống nào đó phụ thuộc vào một loạt các yếu tố, đặc biệt là phụ thuộc vào đặc tính kẹp chặt các đầu ống. Khi ngâm cứng cả hai đầu, tần số dao động riêng của đường ống thẳng bằng thép được xác định (có tính đến khối lượng của chất lỏng chứa đầy trong ống).

$$\omega = \frac{3,56}{L^2} \sqrt{\frac{EJg}{G_o + G_d}}, \text{ Hz}, \quad (10.7)$$

trong đó :

L - khoảng cách giữa các 2 tựa (giữa các vòng kẹp chặt ống), cm ;

E - môđun đàn hồi của vật liệu ống, kG/cm² ;

J - mômen quán tính của mặt cắt ngang đường ống, cm⁴ ;

g - giá trị của trọng trường, cm/s² ;

G_o, G_d - trọng lượng của đường ống và chất lỏng trong đường ống trên chiều dài centimet, kG/cm.

Nếu một đầu ống được ngầm cứng còn đầu thứ hai là khớp quay :

$$\omega = \frac{2,43}{L^2} \sqrt{\frac{EJg}{G_0 + G_{cl}}} , \text{ Hz.} \quad (10.8)$$

Nếu cả hai đầu ống đều là khớp quay

$$\omega = \frac{\pi}{2L^2} \sqrt{\frac{EJg}{G_0 + G_{cl}}} , \text{ Hz.} \quad (10.9)$$

Trong cùng một điều kiện, tần số dao động riêng của các đoạn ống cong cao hơn so với tần số dao động riêng của các đoạn ống thẳng.

Tần số dao động riêng của đường ống cũng phản ánh ảnh hưởng của áp suất và vận tốc chảy của chất lỏng. Khi xét đến ảnh hưởng này tần số dao động riêng được xác định :

$$\omega_1 = \omega \sqrt{1 - \frac{P}{P_{ole}}} , \text{ Hz,} \quad (10.10)$$

$$P = pf + m \frac{v^2}{2} , \text{ kG ;}$$

$$P_{ole} = \frac{\pi^2 E J}{L^2} \cdot \text{lực tối hạn theo Ole, kG ;}$$

trong đó :

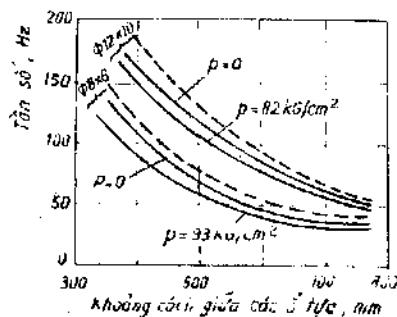
p - áp suất chất lỏng trong đường ống, kG/cm^2 ;

f - diện tích mặt cắt ngang ống tính theo đường kính trong, cm^2 ;

m - khối lượng chất lỏng trên một đơn vị chiều dài $\text{kg.s}^2/\text{cm}$;

v - vận tốc chảy của chất lỏng trong đường ống, cm/s .

Để nâng cao độ bền chịu dao động và do đó tăng sức bền môi, kết cấu của đường ống phải đảm bảo sao cho có khả năng làm tắt dao động. Tại các ổ tựa của đường ống lắp với bộ phận kẹp cần có bậc đệm bằng cao su. Khi lắp bộ phận kẹp không nên tạo ra lực cung quá lớn, đặc biệt cần lựa chọn khoảng cách giữa các ổ tựa thích hợp. Hình 10-2 và bảng 10-1 giới thiệu quan hệ giữa tần số dao động



Hình 10-2. Quan hệ giữa tần số dao động riêng của đường ống thẳng và khoảng cách giữa các ổ tựa.

riêng của đường ống thẳng với khoảng cách giữa các ống tựa và trị số
khoảng cách giữa các ống tựa nên dùng.

Bảng 10-1

Khoảng cách giữa các ống tựa

Đường kính ngoài của ống, mm	Khoảng cách giữa các ống tựa, mm		Đường kính ngoài của ống, mm	Khoảng cách giữa các ống tựa, mm	
	ống thép	ống hợp kim nhôm		ống thép	ống hợp kim nhôm
6	400	340	15	650	560
8	450	380	20	700	600
10	500	400	25	800	660
12	580	500			

10.2. ỐNG DÙNG TRONG HỆ THỐNG THỦY LỰC

Ống thép không hàn gia công biến dạng ngoài ГОСТ 8734-75). Vật liệu C10, C20, C35, C45, 10Г2 ; 15Х ; 20Х ; 40Х ; 30ХГСА, 15ХМ.

Tùy theo tỷ số giữa đường kính ngoài D_n và chiều dày thành s ống được phân loại :

- ống thành rất mỏng khi D_n/s lớn hơn 40 và ống có đường kính 20 mm và nhỏ hơn với chiều dày thành 0,5 mm và nhỏ hơn ;
- ống thành mỏng khi $D_n/s = 12,5 \div 40$, đường kính ống 20 mm và nhỏ hơn, chiều dày thành 1,5 mm ;
- ống thành dày khi $D_n/s = 6 \div 12,5$;
- ống thành rất dày $D_n/s < 6$.

Bảng 10-2

Đường kính ngoài D_n và chiều dày thành ống s
Kích thước, mm

D_n	s	D_n	s	D_n	s
5	0,3 - 1,5	25 - 28	0,4 - 7,0	140	1,6 - 22
6	0,4 - 2,0	30 - 36	0,4 - 8,0	150	1,8 - 22
7 - 9	0,4 - 2,5	38 ; 40	0,4 - 9,0	160	2,0 - 22

Tiếp bảng 10-2

D_n	s	D_n	s	D_n	s
10 - 12	0,3 - 3,5	42	1,0 - 9,0	170	2,0 - 24
13 - 15	0,3 - 4,0	45 : 48	1,0 - 10	180	2,0 - 24
16 - 19	0,3 - 5,0	50 - 76	1,0 - 12	190	2,8 - 24
20	0,3 - 6,0	80 - 95	1,0 - 12	200 - 220	3,0 - 24
21 - 23	0,4 - 6,0	100 - 108	1,5 - 18	240 - 260	4,5 - 24
24	0,4 - 6,5	110 - 130	1,5 - 22		

Dây kích thước đường kính ngoài : 7 ; 8, 9 ; 10 ; 11 ; 12 ; 13 ; 14 ; 15 ; 16 ; 17 ; 18 ; 19 ; 21 ; 22 ; 23 ; 25 ; 26 ; 27 ; 28 ; 30 ; 32 ; 34 ; 35 ; 36 ; 38 ; 40 ; 50 ; 51 ; 53 ; 54 ; 56 ; 57 ; 60 ; 63 ; 65 ; 68 ; 70 ; 73 ; 75 ; 76 ; 80 ; 83 ; 85 ; 90 ; 95 ; 100 ; 102 ; 108 ; 110 ; 120 ; 130 ; 200 ; 210 ; 220 mm.

Dây các kích thước chiều dày thành :

0,3 ; 0,4 ; 0,5 ; 0,6 ; 0,8 ; 1,0 ; 1,2 ; 1,4 ; 1,5 ; 1,6 ; 1,8 ; 2,0 ; 2,2 ; 2,5 ; 2,8 ; 3,0 ; 3,2 ; 3,5 ; 4,0 ; 4,5 ; 5,0 ; 5,5 ; 6,0 ; 6,5 ; 7,0 ; 7,5 ; 8,0 ; 8,5 ; 9,0 ; 9,5 ; 10 ; 11 ; 12 ; 14 ; 16 ; 18 ; 20 ; 22 ; 24 mm.

Ống thép không hàn cán nóng (ГОСТ 8732-70)

Vật liệu C10, C20 ; C35, C45, 10Г2, 20Х, 40Х, 30ХГСА, 15ХМ ; 30ХМА ; 12ХН2.

Bảng 10-3

Đường kính ngoài D_n và chiều dày thành ống s
Kích thước, mm

D_n	s	D_n	s
25 - 42	2,5 - 4,0	127	4 - 30
45	2,5 - 5,0	133	4 - 32
50	2,5 - 5,5	140 - 159	4,5 - 46
54	3 - 11	168 - 194	5 - 45
57	3 - 12	203 - 219	6 - 50
60 : 63,5	3 - 14	245 - 273	7 - 50
68 : 70	3 - 16	299 - 351	8 - 75
73 : 76	3 - 18	377 - 426	9 - 75
83	3,5 - 18	450	16 - 75
89 - 102	3,5 - 22	480 - 530	25 - 75
108 - 121	4 - 28		

Dày kích thước đường kính ngoài : 25 ; 28 ; 32 ; 38 ; 42 ; 89 ; 95 ; 102 ; 108 ; 114 ; 121 ; 140 ; 146 ; 152 ; 159 ; 168 ; 180 ; 194 ; 299 ; 325 ; 351 ; 377 ; 402 ; 426 ; 480 ; 500 ; 530 mm.

Dày các kích thước chiều dày thành : 2,5 ; 2,8 ; 3,0 ; 3,5 ; 4,0 ; 4,5 ; 5,0 ; 5,5 ; 6 ; 7 ; 8 ; 9 ; 10 ; 11 ; 12 ; 14 ; 16 ; 18 ; 20 ; 22 ; 25 ; 28 ; 30 ; 32 ; 36 ; 40 ; 45 ; 50 ; 56 ; 60 ; 63 ; 65 ; 70 ; 75 mm.

Ống thép chịu ăn mòn, không hàn, gia công biến dạng nóng (TOCT 9940-72). Vật liệu : các loại thép crôm và crôm - niken.

Bảng 10-4

**Đường kính ngoài D_o và chiều dày thành ống s
Kích thước, mm**

D_o	s	D_o	s	D_o	s
76 - 83	3,5 - 10	121 - 127	5 - 26	219	10 - 28
89	3,5 - 14	133 - 159	4 - 26	245	11 - 25
95	5 - 16	168	7 - 26	273	11 - 20
102 - 108	5 - 20	180	8 - 28	325	12 - 15
114	5 - 22	194	9 - 28		

Dày các kích thước đường kính ngoài : 133 ; 140 ; 146 ; 152 ; 159 mm.

Dày các kích thước chiều dày thành : 3,5 ; 4,0 ; 4,5 ; 5,0 ; 5,5 ; 6,0 ; 6,5 ; 7,0 ; 7,5 ; 8,0 ; 8,5 ; 9,0 ; 9,5 ; 10 - 28 với khoảng cách 1 mm.

Ống thép chịu ăn mòn, không hàn, gia công biến dạng người và nóng (TOCT 9941-70). Vật liệu : các loại thép crôm và crôm - niken.

Bảng 10-5

**Đường kính ngoài D_o và chiều dày thành ống
Kích thước, mm**

D_o	s	D_o	s	D_o	s
5	0,3 - 10	30 - 35	0,3 - 5,5	76 - 90	3,0 - 8,5
6 - 7	0,3 - 15	36	0,4 - 5,5	95 - 102	3,0 - 10
8 - 9	0,3 - 20	38 - 45	0,4 - 6,0	108	3,5 - 10
10 - 13	0,3 - 25	48 - 50	0,4 - 7,5	110 - 120	3,5 - 12
14 - 17	0,3 - 30	51 - 56	0,5 - 7,5	130 - 150	3,5 - 20
18 - 19	0,3 - 35	57	0,5 - 0,8	160 - 220	4,0 - 22
20 - 24	0,3 - 40	60	0,5 - 8,5	250	4,5 - 22
25 - 28	0,3 - 45	63 - 75	15 - 8,5		

Dãy kích thước đường kính ngoài : 10 ; 11 ; 12 ; 13 ; 14 ; 15 ; 16 ; 17 ; 20 ; 21 ; 22 ; 23 ; 24 ; 25 ; 27 ; 28 ; 30 ; 32 ; 34 ; 35 ; 38 ; 40 ; 42 ; 45 ; 51 ; 53 ; 54 ; 56 ; 63 ; 65 ; 68 ; 70 ; 73 ; 75 ; 76 ; 80 ; 83 ; 85 ; 89 ; 90 ; 95 ; 100 ; 102 ; 130 ; 140 ; 150 ; 160 ; 170 ; 180 ; 200 ; 220 mm.

Dãy các kích thước chiều dày thành : 0,3 ; 0,4 ; 0,5 ; 0,6 ; 0,8 ; 1,0 ; 1,2 ; 1,4 ; 1,5 ; 1,8 ; 2,0 ; 2,2 ; 2,5 ; 2,8 ; 3,0 ; 3,2 ; 3,5 ; 4,0 ; 4,5 ; 5,0 ; 5,5 ; 6,0 ; 6,5 ; 7,0 ; 7,5 ; 8,0 ; 8,5 ; 9,0 ; 9,5 ; 10 ; 11 ; 12 ; 14 ; 16 ; 18 ; 20 ; 22 mm.

Ống đồng thau (ГОСТ 494-76)

Ống được chế tạo từ đồng thau Л63 và Л68 kéo và cán nguội.

Bảng 10.6

Đường kính ngoài D_n và chiều dày thành ống s

Kích thước, mm

D_n	s	D_n	s
3 ; 4	0,5	23	10 ; 15 ; 2,5 ; 3,0 ; 3,5 ; 4,5
5	0,5 ; 0,8 ; 1,0	24	10 ; 20 ; 3,0 ; 4,0 ; 6,0 ; 7,0
6	0,5 ; 0,8 ; 1,0 ; 1,5 ; 2,0	25	10 ; 15 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0 ; 3,5 ; 4,0
8 ; 9 ; 10	0,5 ; 0,8 ; 1,0 ; 1,5 ; 2,0	26	10 ; 20 ; 2,5 ; 3,0 ; 4,0 ; 5,0 ; 6,0 ; 7,0
11	1,0 ; 1,5 ; 2,0	27	10 ; 20 ; 3,0 ; 3,5 ; 4,0
12	0,5 ; 0,8 ; 1,0 ; 1,5 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0	28	10 ; 15 ; 2,0 ; 3,0 ; 3,5 ; 4,0 ; 5,0 ; 6,0
13	0,5 ; 0,8 ; 1,0 ; 1,5 ; 2,0 ; 3,0	30	10 ; 15 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0 ; 3,5 ; 4,0 ; 4,5 ; 6,0
14	0,5 ; 1,0 ; 1,5 ; 2,0	32	10 ; 15 ; 2,0 ; 3,5 ; 4,0 ; 4,5 ; 5,0
15	0,5 ; 1,0 ; 1,5 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0	35	10 ; 15 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0 ; 4,0 ; 5,0 ; 6,0
16	0,5 ; 1,0 ; 1,5 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0	36	3,0 ; 4,0 ; 5,0 ; 6,0 ; 7,0
18	1,0 ; 1,5 ; 2,0 ; 3,0 ; 4,0	38	10 ; 15 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0 ; 4,0 ; 4,5 ; 5,0 ; 10
19	0,5 ; 0,8 ; 1,0 ; 1,5 ; 2,0 ; 4,5	40	10 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,5 ; 4,0 ; 6,0
20	1,0 ; 1,5 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0 ; 5,0	42	10 ; 20 ; 3,0 ; 3,5 ; 5,0
22	1,0 ; 1,5 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0 ; 4,0 ; 6,0	45	10 ; 15 ; 2,0 ; 3,0 ; 3,5 ; 4,0 ; 6,0

Ống đồng thanh ép (ГОСТ 1208-73) được chế tạo từ đồng thanh ЕрАЖМц 10-3-1,5 và ЕрАЖН 10-4-4.

Bảng 10.7

Đường kính ngoài D_n và chiều dày thành ống s

Kích thước, mm

D_n	s	D_n	s
50 - 60 ; 70	5	85 - 140	22,5
45 - 100	7,5	80 ; 90 - 135	25
50 - 115	10	120 - 140	27,5

Tiếp bảng 10-7

D_n	s	D_n	s
55 - 125 ; 135 - 155	12,5	100 - 140	30
60 : 70 - 160	15	115 - 140	32,5
65 - 160	17,5	125 ; 135 ; 140	35
80 - 140	20	120 ; 135	37,5

Dây kích thước đường kính ngoài : 45 ; 50 ; 55 ; 60 ; 65 ; 70 ; 75 ; 80 ; 85 ; 90 ; 100 ; 105 ; 110 ; 115 ; 120 ; 125 ; 130 ; 135 ; 140 ; 155 ; 160 mm.

Ống nhôm và hợp kim nhôm cán, kéo (ГОСТ 18475-73)

Bảng 10-8

Đường kính ngoài D_n và chiều dày thành ống s Kích thước, mm

D_n	s	D_n	s	D_n	s
6,7	0,5 - 1,5	22	0,5 - 5	62	4 : 5
8 : 9	0,5 - 2,0	23	15	63	0,75 - 10
10 : 11	0,5 - 2,5	24 - 26	0,5 - 5	65	1,5 - 10
12 - 15	0,5 - 3,0	27 - 30	0,75 - 5	68	5
16	0,5 - 3,5	32 - 38	0,75 - 6	70 : 75	1,5 - 10
17	15	40 - 48	0,75 - 8	80	2 - 10
18	0,5 - 3,5	50 ; 52	0,75 - 10	85 - 120	2 - 5
19	15	53	15	125 - 180	3 - 5
20	0,5 - 4,0	54 - 60	0,75 - 10		

Dây kích thước đường kính ngoài : 12 ; 13 ; 14 ; 15 ; 24 ; 25 ; 26 ; 27 ; 28 ; 30 ; 32 ; 33 ; 34 ; 35 ; 36 ; 37 ; 38 ; 40 ; 42 ; 43 ; 45 ; 48 ; 54 ; 55 ; 58 ; 60 ; 85 ; 90 ; 95 ; 100 ; 105 ; 110 ; 115 ; 120 ; 125 ; 130 ; 135 ; 140 ; 150 ; 160 ; 165 ; 180 mm.

Dây các kích thước chiều dày thành : 0,5 ; 0,75 ; 1,0 ; 1,5 ; 2,0 ; 2,5 ; 3,0 ; 3,5 ; 4 ; 5 ; 6 ; 8 ; 10 mm.

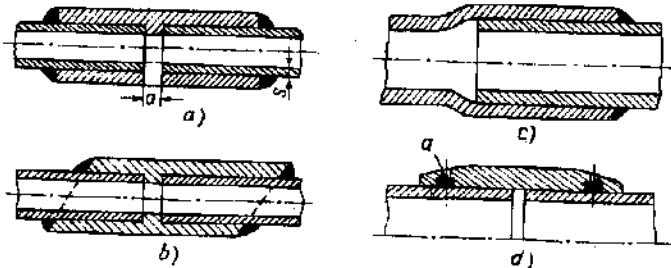
Vật liệu chế tạo ống nhôm, hợp kim nhôm cán và kéo (ГОСТ 4784-74) : АД0 ; АД1 ; Д1 ; Д16 ; АВ ; АМц ; АМг2 ; АМг3 ; АМг5 ; АМг6.

10.3. NỐI ỐNG VÀ CÁC BỘ NỐI ỐNG

Trong hệ thống thủy lực của các máy, mỗi nối ống có yêu cầu tương đối cao về độ bền và độ kín. Tùy theo điều kiện sử dụng mỗi nối có thể cố định (không tháo được) hoặc tháo được.

10.3.1. Mỗi nối ống cố định

Mỗi nối ống cố định có kết cấu thông dụng (h.10-3). Hai đầu ống được lắp trong chi tiết bạc và chi tiết bạc này được gắn hoặc hàn với các đầu ống. Hai đầu mút của bạc có thể thẳng (h.10-3a) hoặc nghiêng (h.10-3b).



Hình 10-3. Mối nối ống cố định.

Loại kết cấu bạc có mặt mút nghiêng cho phép giảm được ứng suất trên lớp bề mặt ống bởi vì sự phân bố ứng suất được thực hiện trên chiều dài lớn hơn so với kết cấu bạc có mặt mút thẳng. Chiều dài của bạc thường dao động trong khoảng 50 - 80 mm. Khoảng cách a giữa hai đầu mút của ống bằng chiều dày s của thành ống.

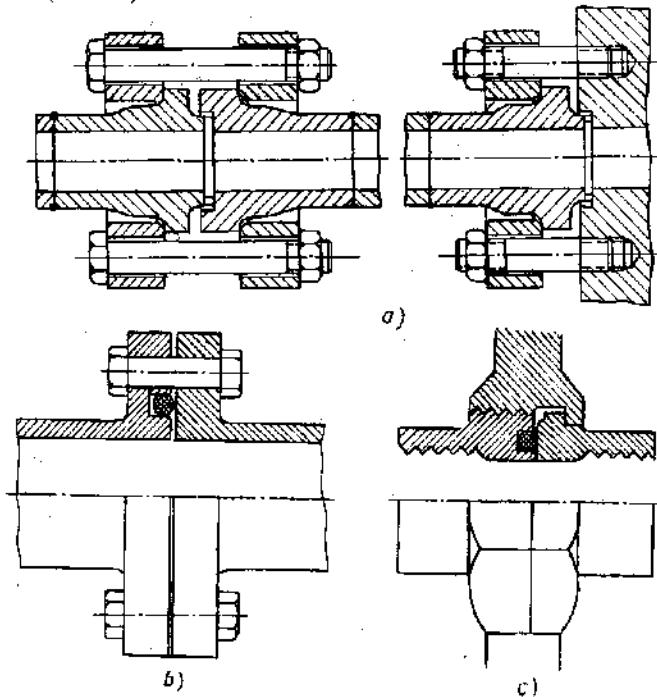
Trong nhiều trường hợp có thể thay loại nối bằng cách nong rộng một đầu ống một trị số bằng hai lần chiều dày thành ống (h.10-3c). Chiều dài của phần ống được nong khoảng 1,5 - 2 đường kính. Để giảm khối lượng cũng có thể nối ống bằng cách hàn nối đầu (hàn giáp mép). Hình 10-3d sơ đồ kết cấu một kiểu ống nối ống cố định trong đó chất hàn tự cháy trong môi trường khí tro. Chất hàn được chứa trong rãnh a của bạc nối. Khe hở hướng kính giữa đường kính trong của bạc nối và đường kính ngoài của đầu ống được chọn trong giới hạn 0,05 - 0,1 mm. Sau khi các đầu ống được làm sạch và lắp vào bạc nối, chỗ nối được nung nóng trong môi trường khí tro tới nhiệt độ làm cháy chất hàn. Để cho vùng bị nung nóng của đường ống là nhỏ nhất người ta thường dùng phương pháp nung cảm ứng trong trường tần số cao. Chất hàn gồm 71,8% bạc, 28% đồng và 0,2% liti. Với loại kết cấu này khi cần thay thế một

đoạn đường ống nào đó theo điều kiện sử dụng, có thể nung nóng bạc nối tới nhiệt độ chảy chất hàn, sau đó tháo bỏ đoạn ống cũ đi và thay vào bằng đoạn ống mới.

So với mối nối ống tháo được, mối nối ống cố định cho phép giảm khối lượng chung của đường ống khoảng 25 - 30%.

10.3.2. Mối nối ống tháo được

Đối với ống có đường kính trong lớn hơn 40 mm, mối nối ống thường được thực hiện nhờ các mặt bích tròn hoặc vuông. Khi áp suất chất lỏng trong đường ống cao mặt bích được gắn chặt với ống bằng hàn, trái lại khi áp suất thấp mặt bích được gắn với ống bằng ren. Số đồ mối nối ống mặt bích (h.10-4).



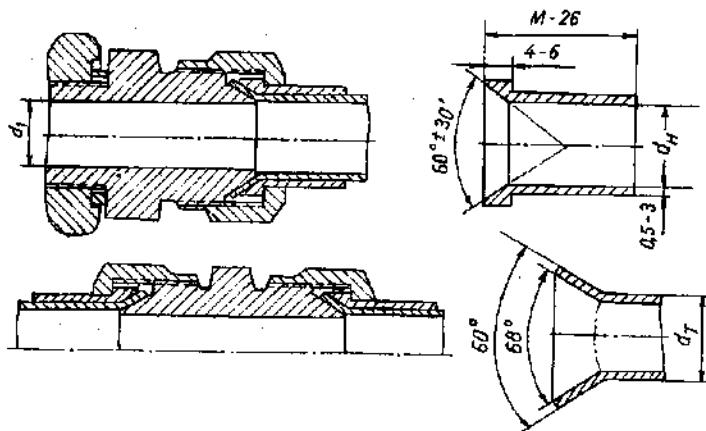
Hình 10-4. Mối nối ống mặt bích :
a và b) bằng bulong ; c) bằng đai ốc.

Mối nối kiểu mặt bích có ưu điểm hơn so với các mối nối khác trong các hệ thống thủy lực làm việc ở áp suất tối 300 - 400 kG/cm².

Để làm kín mối nối ống mặt bích có thể dùng các đệm mềm bằng đồng hoặc nhôm, trong đó các vòng đệm bằng đồng đúc được dùng rất phổ biến. Trước khi lắp các đệm hoặc vòng đệm cần được ủ. Các vòng

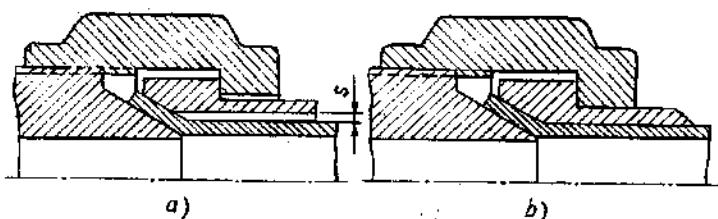
dệm bằng cao su có tiết diện tròn được dùng rất rộng rãi (h.10-4b và c).

Dối với các mối nối ống trung gian có đường kính không lớn (đến 30 - 35 mm), chiều dày thành vừa phải cũng như các mối nối giữa đường ống và các bộ phận của hệ thống thủy lực người ta thường dùng các bộ nối ống với đầu ống được nong rộng. Ống được chế tạo từ thép rèn và cho phép nong ở trạng thái nguội. Góc nong rộng đầu ống từ 30 đến 90° (ở Nga : 60° , ở Anh 30° , và ở Mỹ : 37°). Phần đầu ống được nong phải đảm bảo chiều dày thành không nhỏ hơn 80 - 85% chiều dày thành ban đầu và độ nhẵn bề mặt không thấp hơn V7. Sơ đồ mối nối với ống nong (h.10-5).



Hình 10-5. Mối nối ống với ống nong.

Độ bền mỏi của đường ống phụ thuộc nhiều vào khe hở s giữa đường kính ngoài của đường ống và đường kính trong của ống chẹn (h.10-6a). Độ bền mỏi của đường ống sẽ tăng khi s giảm. Do đó khi gia công và lắp ráp cần cố gắng giảm nhỏ hoặc triệt tiêu khe hở s , giới hạn bền mỏi cũng tăng lên khi đuôi của ống chẹn có mặt vát (h.10-6b).



Hình 10-6. Mối nối ống với ống nong :

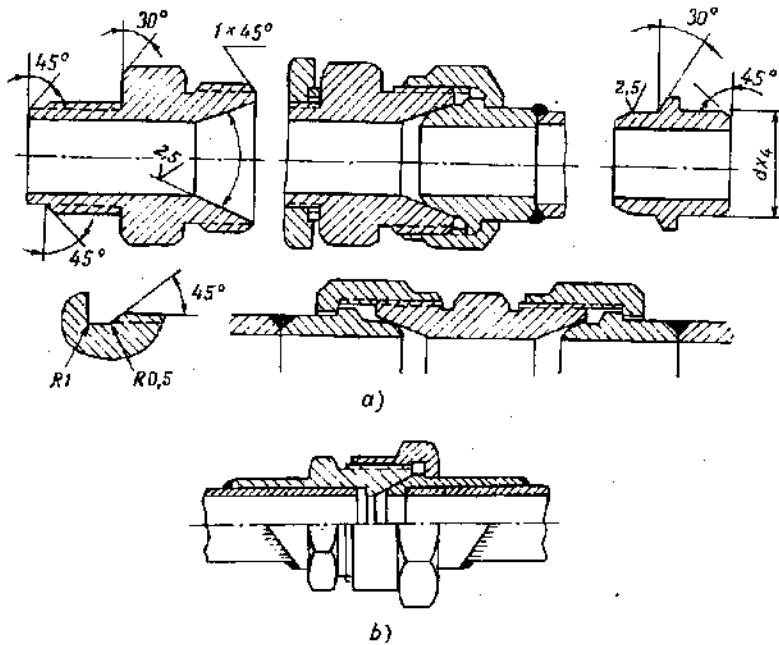
a) có khe hở giữa ống chẹn và ống ;

b) ống chẹn có mặt vát cân.

Mỗi nối ống với ống nong tuy đơn giản nhưng chỉ có thể dùng cho áp suất tối đa 200 - 300 kG/cm². Việc nong ống ở trạng thái nguội sẽ không gây ra vết nứt nên đường kính sau khi nong không tăng quá 35%. Không nên nong ống ở trạng thái nóng vì sẽ làm giảm sức bền của vật liệu. Các bộ nối ống bằng thép cho phép tháo lắp tự do. Đối với ống đồng và nhôm, số lần tháo lắp bị hạn chế bởi tính hóa cứng của vật liệu và sự biến chất của phần ống được nong.

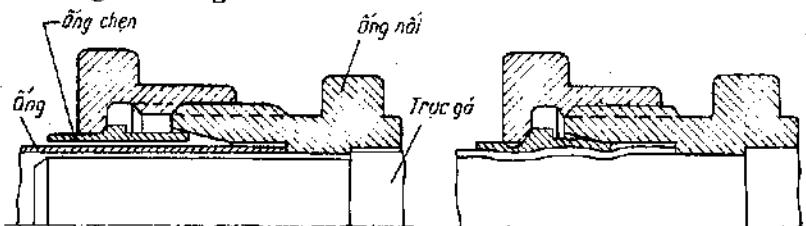
Khi đường ống làm việc với áp suất cao hơn (300 - 400 kG/cm²) nên dùng mối nối ống cầu. Loại mối nối này còn tiện lợi đối với đường ống cần tháo lắp luân. Sơ đồ kết cấu của mối nối ống cầu (h.10-7). Độ kín của mối nối được đảm bảo bằng sự tiếp xúc khít giữa mặt cầu nối đầu ống với mặt côn của ống nối. Đoạn ống có mặt cầu được hàn nối tiếp với đường ống (h. 10-7a) hoặc hàn bao ngoài đầu đường ống (h.10-7b). Khi hàn theo phương pháp thứ hai sức bền mối và độ tin cậy của mối nối tăng lên 2 - 3 lần so với phương pháp hàn thứ nhất. Công việc hàn thường được thực hiện với dòng điện có tần số cao.

Khi đường ống làm việc trong điều kiện nhiệt độ cao có thể dùng mối nối ống có kết cấu (h.10-8). Khi siết chặt đai ốc nối, dưới tác dụng của mặt côn của ống nối ống cầu sẽ bóp chặt lấy đường ống và mối nối



Hình 10-7. Mối nối ống kiểu ống cầu

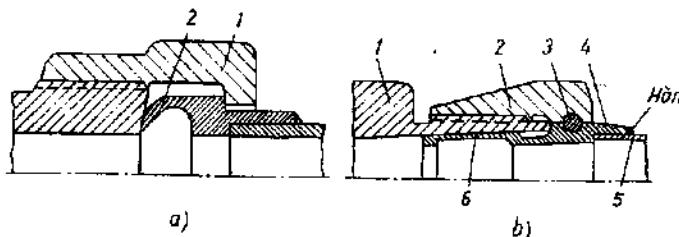
được làm kín. Khi bị mặt côn của ống nối ép, ống cầu có xu hướng bung ra và tạo nên sự tiếp xúc, sự kín khít giữa mặt ngoài của ống cầu và mặt côn trong của ống nối.



Hình 10-8. Mối nối ống làm việc ở nhiệt độ cao.

Nhờ tác dụng lò xo này của ống cầu có thể đảm bảo được sự tiếp xúc khít của mối nối khi các chi tiết bị biến dạng nhiệt. Mối nối ống loại này có thể làm việc ở áp suất đến $800 - 1000 \text{ kG/cm}^2$. Khuyết điểm của mối nối ống làm việc ở nhiệt độ cao là sức bền mỏi phụ thuộc vào nhiệt độ và không có khả năng lắp lại.

Để làm việc được trong điều kiện có dao động tương đối lớn về nhiệt độ người ta thường dùng mối nối ống cầu có bộ phận đàn hồi để bù cho sự giảm độ kín vì dân nở khác nhau của các chi tiết của bộ phận làm kín. Kết cấu của mối nối ống loại này (h.10-9) khi lắp bộ phận đàn hồi của ống cầu 2 (h. 10-9a) bị biến dạng, đảm bảo áp suất tiếp xúc yêu cầu trong mối nối và áp suất này sẽ tăng lên tỷ lệ với áp suất chất lỏng. Bộ phận đàn hồi cần được chế tạo bằng thép có tính lò xo và giữ được tính chất này trong điều kiện làm việc. Chiều dày của bộ phận đàn hồi bị biến dạng thường bằng $0,5 - 1 \text{ mm}$. Khi sử dụng bộ phận đàn hồi có chiều dày lớn hơn cần tăng lực căng của đai ốc 1. Mối nối ống (h.10-9a) có thể làm việc ở áp suất 100 kG/cm^2 và phạm vi dao động nhiệt độ từ 0 đến 340°C .



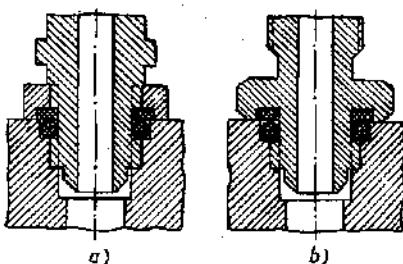
Hình 10-9. Mối nối ống làm việc trong điều kiện có dao động lớn về nhiệt độ :

- a) 1- đai ốc ; 2- ống cầu ;
- b) 1- ống nối ; 2- đai ốc ; 3- chốt định vị ;
- 4- ống chén ; 5- ống nối ; 6- bộ phận đàn hồi.

Hình 10-9b kết cấu khác của mối nối ống làm việc trong điều kiện có dao động lớn về nhiệt độ. Độ kín của mối nối được đảm bảo do bộ phận đan hồi 6 của ống cầu 4 được lắp cố định dọc trong lỗ ống nối 1. Bộ phận đan hồi 6 có thể đảm bảo độ kín tiếp xúc khi không có áp suất chất lỏng. Độ kín tiếp xúc giữa bộ phận đan hồi và ống nối sẽ tăng tỷ lệ với áp suất chất lỏng. Ống được hàn với ống chẹn 4. Sau khi lắp, mối nối được cố định bằng chốt định vị 3. Độ nhẵn bề mặt tiếp xúc với các chi tiết khác của mối nối của lỗ ống cầu và bộ phận đan hồi không thấp hơn V7 - V8.

Để nối giữa đường ống với các thiết bị của hệ thống thủy lực người ta dùng ống nối có ren trụ hoặc côn. Loại ống nối có ren côn có ưu điểm là không cần dùng các đệm kín. Tuy nhiên đối với ren côn khó đảm bảo được vị trí góc đã cho của ống nối với các thiết bị. Loại ống nối có ren trụ được dùng phổ biến. Sơ đồ kết cấu của ống nối loại này (h.10-10). Mối nối sử dụng các đệm kín có tiết diện tròn và chữ nhật.

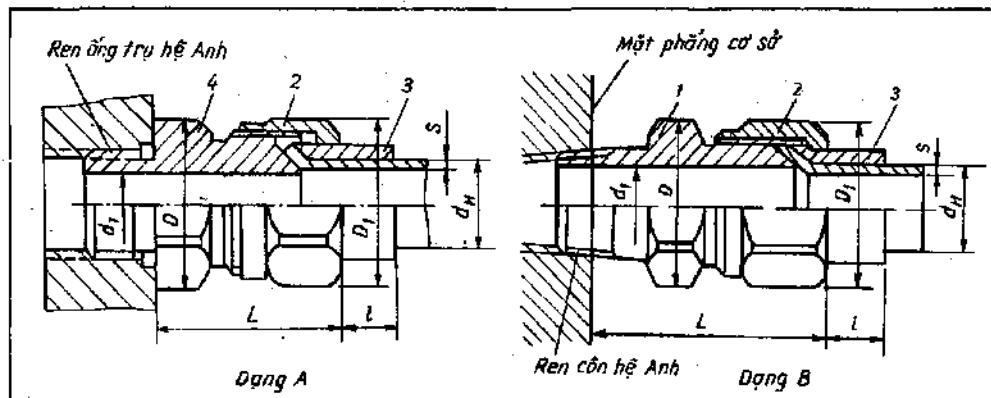
Kết cấu, kích thước cơ bản của một số nối ống thông dụng, bằng thép, làm việc ở áp suất đến 125 kG/cm^2 được giới thiệu trong các bảng 10-9 đến 10-26. Để làm việc ở áp suất trên 125 kG/cm^2 cần tăng chiều dày thành ống s.



Hình 10-10. Sơ đồ mối nối ống với các thiết bị của hệ thống thủy lực.

Bảng 10-9

Mối nối ống thẳng cuối có ống nong, mm



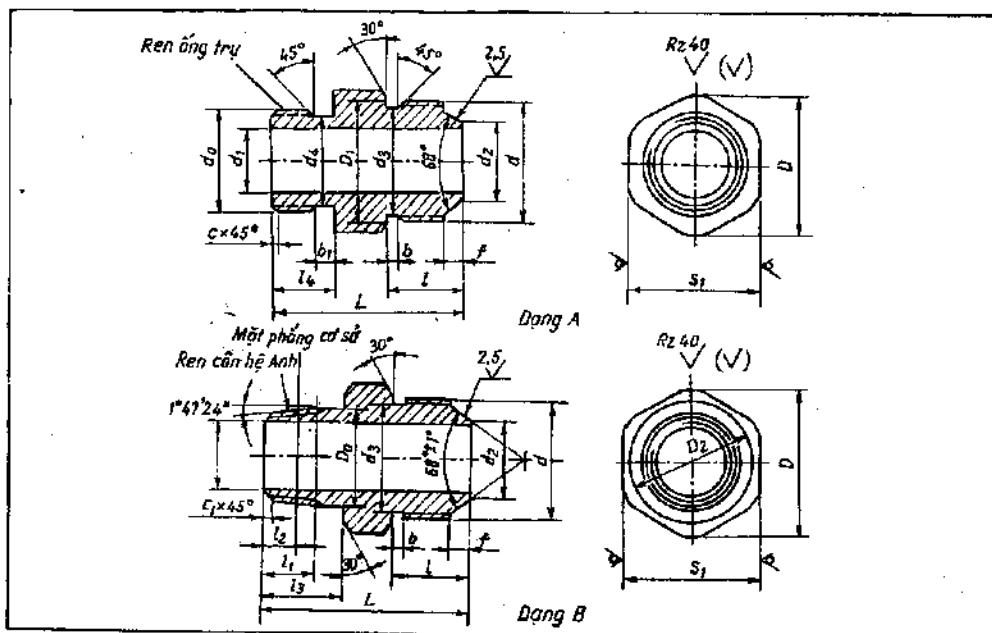
Tiếp bảng 10-9

Kích thước chung					Dạng A		Dạng B	
đường kính ngoài $D_n \times$ chiều dày s	d_1	D	D_1	t	ren ống hệ Anh, in	L	ren côn hệ Anh, in	L
8 x 0,5	4	16	16	8	1/8	26	1/8	29
8 x 0,8 10 x 1	5,5 7,5	19,5 21,5	19,5 21,5	9 10	1/4	27	1/4	36 37
12 x 1 14 x 1	9,5 11	21,5 27	25 27	11 12	3/8	31 35	3/8	38 43
18 x 15 22 x 1,6 28 x 2	14 19 24	34 41 47	34 41 52	13 14 16	1/2 3/4 1	40 44 47	1/2 3/4 1	49 53 59

- 1- ống nối, theo bảng 10-10
 2- dài ốc theo bảng 10-11
 3- ống chặn, theo bảng 10-12

Bảng 10-10

Ống nối cuối 1, mm



Tiếp bảng 10-10

Kích thước chung

diameter outside D_o x chiều dày s	ren d	d_1 (sai lệch H14)	d_2 (sai lệch +0,3)	d_3 (sai lệch h14)	$t^{+0,2}$	b	r	khối lượng, kg
6 x 0,6	M12 x 1,25	4,0	4,5	10,2	13		3,5	0,018
8 x 0,8	M14 x 1,5	5,5	6	11,8	14		3,5	0,030
10 x 1	M16 x 1,5	7,5	8	13,8	15		4,0	0,031
12 x 1	M18 x 1,5	9,5	10	15,8	16		4,0	0,046
14 x 1	M22 x 1,5	11	12	19,8	18	3	4,5	0,066
16 x 1,2	M27 x 1,5	14	15	24,8	20		5	0,150
22 x 1,6	M33 x 1,5	19	20	30,8	22		6	0,180
28 x 2	M39 x 1,5	24	25	36,8	24		7	0,263

Tiếp bảng 10-10

Dạng A

ren ống trụ hệ Anh		d_4 (sai lệch +0,2)	D	D_1	L (sai lệch h14)	d_4 (sai lệch \pm 0,2)	b_1	c	s_1
in	d_o								
1/8	9,728	8,0	16	13,5	26 28	8	2	1	14
1/4	13,157	11,0	21,5	16,5	34				19
3/8	16,662	14,5	27	22	36 39	12	2,5	16	24
1/2	20,955	18	34	27	45	14	3,0	2,0	30
3/4	26,441	23,5	41	33	50	16	3,0	2,0	36
1	33,250	28,5	47	39	56	18	4,0	2,5	41

Tiếp bảng 10-10

Dạng B

ren côn					c_1	D	D_2	L (sai lệch h14)	s_1
hệ Anh, in	D_o	t_1	t_2	t_3 (sai lệch \pm 0,3)					
1/8	10,42	7	4,572	9	1	13,5 16	10,5 13,5	27 29	12 14

Tiếp bảng 10-10

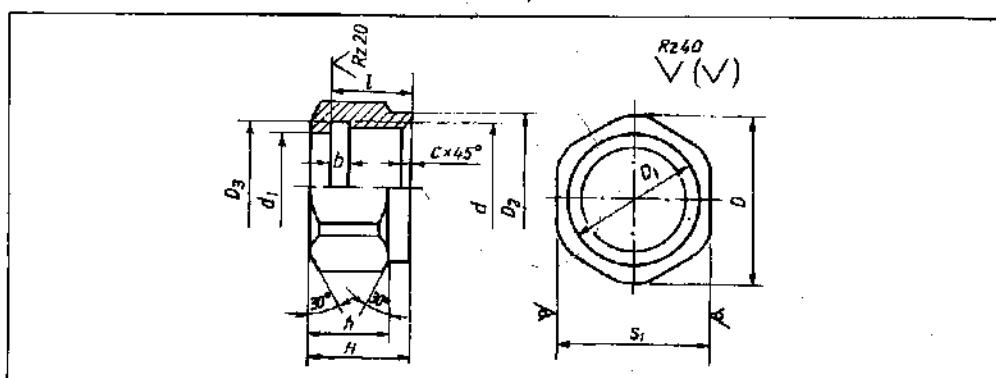
1/4	13,85	9,5	5,080	14	1,5	19,5	16,5	36 37	17
3/8	17,33	10,5	6,096			21,5 27	18 22	38 42	19 24
1/2	21,56	13,5	8,128	19	1,5	34	27	50	30
3/4	26,91	14,0	8,611	19	1,5	41	33	54	36
1	33,69	17,5	10,16	24	2,0	47	39	62	41

Vật liệu: Thép C35, thép tự động A12

Miền dung sai ren hệ mét 8g

Bảng 10-11

Đai ốc 2, mm



Kích thước đai	D _y	Ren hệ mét d	d ₁ (sai lệch H11)	D	D ₁	D ₂ (sai lệch -0,5 -0,7)	D ₃	H (sai lệch H14)	H	H -0,5	b	c	S ₁	Khối lượng kg
D _n x s														
-	6x0,6	-	M12x1,25	7	10	14	11,5	14	11	12	4,5	1,6	14	0,008
-	8x0,8	-	M14x1,5	9	12	17	13,4	15	12	13	5,4	1,6	17	0,010
-	10,1	-	M16x1,5	11	21,5	14	19	15,4	16	13	5,4	1,6	19	0,014
12x2	12x1	8	M18x1,5	14	25	17	22	17,4	18	14	5,4	1,6	22	0,019
14x2	14x1	10	M22x1,5	18	27	21	24	21,4	20	15	5,4	1,6	24	0,022
20x2,5	18x1	15	M27x1,5	22	34	25	30	26,4	22	16	5,4	1,6	30	0,040
25x3	22x1,6	20	M33x1,5	28	41	33	36	32,4	24	18	5,4	1,6	36	0,650
37x3,5	28x1,6	25	M39x1,5	34	52	42	44	38,4	27	20	5,4	1,6	46	0,135
40x4	-	32	M48x1,5	43	62	52	54	47,4	32	24	5,4	1,6	55	0,211
50x5	-	40	M56x2	48	72	62	64	54,8	35	28	6,5	2,0	65	0,300

Vật liệu thép C35, thép tự động A12

Miền dung sai ren hệ mét 8g

D_y - đường kính quy ước.

Bảng 10-12

Ống chén 3, mm

Kích thước ống $D_n \times s$	D (sai lệch đmt)	d $+0,2$ $-0,1$	d_1 $+0,2$ $-0,1$	H $\pm 0,3$	h $\pm 0,3$	Khối lượng, kg
	D_n	s	d	d_1	H	
6 x 0,6	10	9,5	6	7	14	0,001
8 x 0,8	12	11	8	9	15	0,002
10 x 1	14	13	10	11	16	0,002
12 x 1	16	15	12	14	18	0,005

Vật liệu : thép C35, thép tự động A12.

Bảng 10-13

Mỗi nối ống thẳng, trung gian, có ống nong

Kích thước ống $D_n \times s$	d_1	D	D_1	L	l
6 x 0,6	4	16	16	42	8
8 x 0,8	5,5	19,5	19,5	44	9
10 x 1	7,5	19,5	21,5	46	10
12 x 1	9,5	21,5	25	52	11
14 x 1	11	27	27	59	12
18 x 1,2	14	34	34	64	13
22 x 1,6	19	41	41	71	14
28 x 2	24	47	52	76	16

1- ống nối, theo bảng 10-14

2- đai ốc, theo bảng 10-11

3- ống chén, theo bảng 10-12

Bảng 10-14

Ống nối 1, mm

Kích thước ống	Ren hệ mét d	d_1 (sai lệch H14)	d_2 (sai lệch -0,3)	d_3 (sai lệch h14)	D	D_1	L (sai lệch h14)	f $\pm 0,2$	h	S_1	f	Khối lượng, kg
$D_n \times s$												
6 x 0,6	M12 x 1,25	4	4,5	10,2	16	13,5	32	13	3,5	14	3	0,020
8 x 0,8	M14 x 1,5	5,5	8	11,8	19,5	16,5	34	14	3,5	17	3	0,029
10 x 1	M16 x 1,5	7,5	8	13,8	19,5	16,5	36	15	4	17	3	0,033
12 x 1	M18 x 1,5	9,5	10	15,8	21,5	18	40	16	4	19	3	0,047
14 x 1	M22 x 1,5	11	12	19,8	27	22	45	18	4,5	24	3	0,080
18 x 1,2	M27 x 1,5	14	15	24,8	34	27	50	20	5	30	3	0,145
22 x 1,6	M33 x 1,5	19	20	30,8	41	33	55	22	6	36	3	0,219
28 x 2	M39 x 1,5	24	25	36,8	47	39	62	24	7	41	3	0,321

Vật liệu : thép C35, thép tự động A12

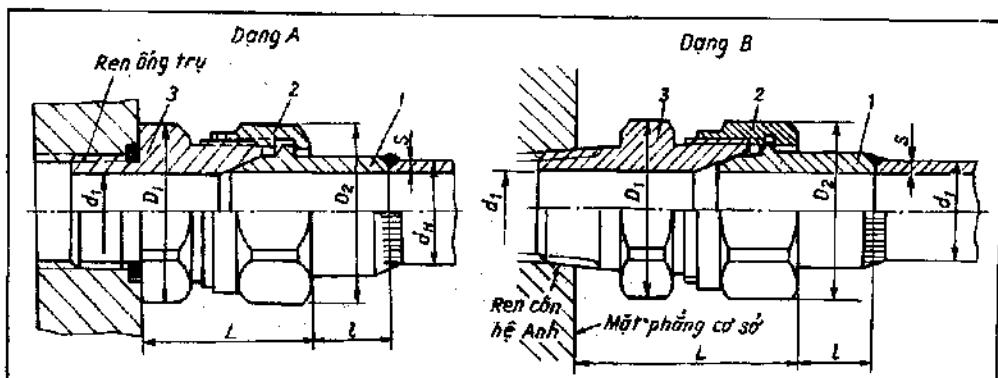
Miền dung sai ren hệ mét 8g

Bảng 10-15

Mối nối ống thẳng, cuối, có ống chẹn dầu mút cùi,

áp suất làm việc tối 200 kG/cm², dạng A và B

Kích thước, mm A - có ren ống trụ ; B - có ren côn



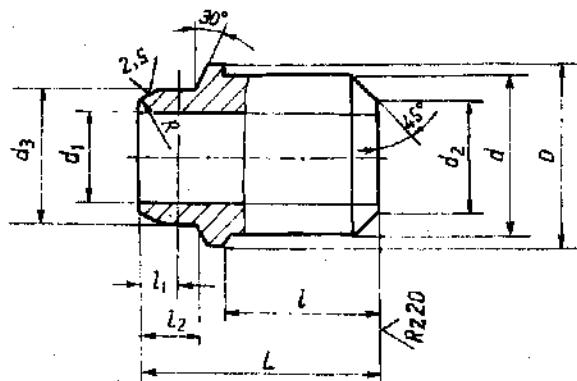
Tiếp bảng 10-15

Kích thước ống		Ren hệ Anh, in		d_1	D_1	D_2	L =		I
$D_n \times s$	D_y	A	B				A	B	
12 x 2	8	1/4	K1/4	8	21,5	25	30	39	15
14 x 2	10	3/8	K3/8	10	27	27	33	41	16
20 x 2,5	15	1/2	K1/2	14	34	34	38	48	19
25 x 3	20	3/4	K3/4	18	41	41	42	53	20
32 x 3,5	25	1	K1	23	47	52	44	58	22
40 x 4	32	1 ¹ / ₄	K1/4	30	56	62	52	66	27
50 x 5	40	1 ¹ / ₂	K1/2	36	68	72	57	73	35

- 1- ống chen đầu mút cầu,
theo bảng 10-16
2- dài ốc, theo bảng 10-11
3- ống nối cuối, theo bảng
10-17 và 10-18.

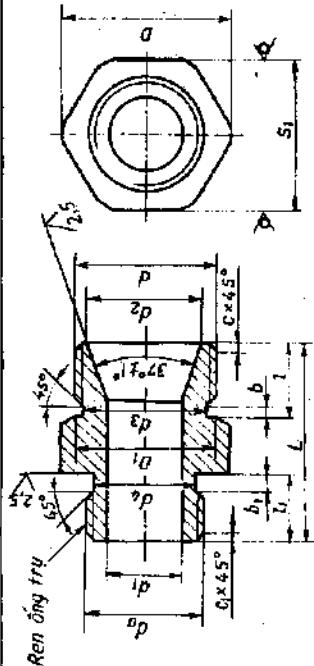
Bảng 10-16

Ống chen đầu mút cầu 1, mm



Kích thước ống		d (sai lệch d_{11})	d_1 (sai lệch $H14$)	d_2 (sai lệch $+0,1$)	d_3 (sai lệch $-0,2$)	D (sai lệch $h12$)	L (sai lệch $h14$)	$\pm 0,3$	l_1 (sai lệch $\pm 0,2$)	l_2 (sai lệch $\pm 0,2$)	R	Khối lượng, kg
$D_n \times s$	D_y											
12 x 2	8	14	8	10	12	16	27	17	4	7	6	0,018
14 x 2	10	18	11	13	16	20	30	19	5	8	8	0,030
20 x 2,5	15	22	14	16	20	25	35	22	6	10	10	0,053
25 x 3	20	28	19	21	26	31	38	24	7	10	13	0,080
32 x 3,5	25	34	25	26	32	37	40	26	8	11	16	0,106
40 x 4	32	43	32	35	40	46	50	32	9	12	20	0,260
50 x 5	40	48	38	40	46	53	60	40	10	15	23	0,314

Ống nối cuối 3, dạng A
Kích thước, mm



Ống thép $D_n \times s$	Ren ống D_Y	Ren in d_Q	Ren hệ mét d'	Ren ống				d_1 (sai lệch H14)	d_2 (sai lệch +0.2)	d_3 (sai lệch H14)	d_4 (sai lệch +0.2)	D	D_1	L (sai lệch H14)	t	t_1	b	b_1	c	c_1	s_1	Khối lượng, kg
				d_1 (sai lệch H14)	d_2 (sai lệch +0.2)	d_3 (sai lệch H14)	d_4 (sai lệch +0.2)															
12 x 2	8	1/4	13.138	M18 x 15	8	13	15.8	11.0	24.5	18	34	14	12			25			16	19	0.047	
14 x 2	10	3/8	16.6663	M22 x 15	10	17	19.8	14.5	27	22	36	15							16	24	0.078	
20 x 2.5	15	1/2	20.956	M27 x 15	14	22	24.8	18.0	34	28	41	16	14						16	19	0.135	
25 x 3	20	3/4	26.442	M33 x 15	18	28	30.8	23.9	41	34	47	18	16						16	20	0.200	
32 x 3.5	25	1	33.25	M39 x 15	23	34	36.8	29.5	47	39	52	20	18						16	20	0.290	
40 x 4	32	1 ^{1/4}	41.912	M48 x 15	30	42	45.8	38.0	56	48	58	22	20						16	20	0.440	
50 x 5	40	1 ^{1/2}	47.805	M56 x 2	36	48	53	44.0	68	57	64	25	22						16	20	0.500	

Vật liệu : thép C35, thép tự đồng A12.

Miền dung sai ren hệ mé: 8g

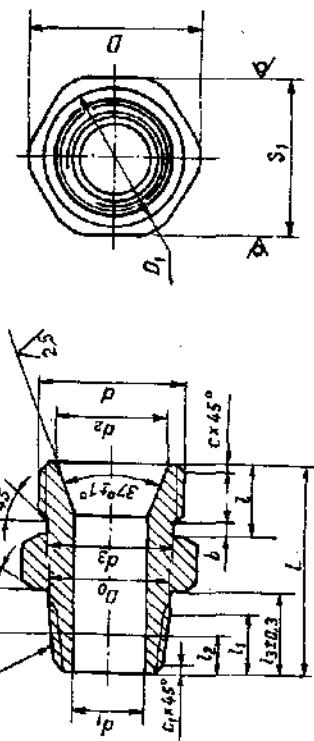
D_Y : đường kính quy ước

Bảng 10-18

**Ống nối cuối 3, dạng B
Kích thước, mm**

Ren côn hàn Anh

Mặt phẳng cơ sở

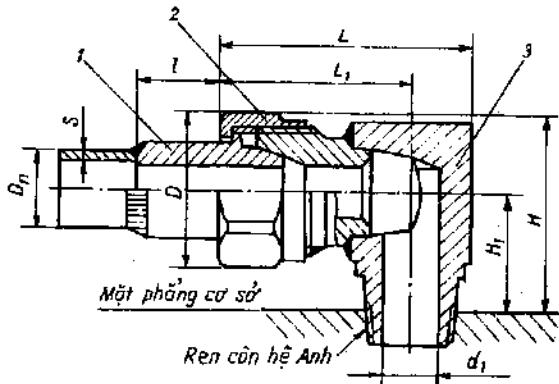


Ống thép	Ren côn				Ren hàn mét d	d_1 (sai lệch H14)	d_2 (sai lệch H14) + 0,2)	d_3 (sai lệch H14)	D	D_1	D_2	D_3	l (sai lệch H14)	b	c	δ_1	Khoi luong, kg		
$D_h \times s$	D_y	in	D_a	l_1	l_2	l_3	c_1												
12 x 2	8	$K^{1/4}$	13.85	9.5	5.080	14		M18 x 15	8	13	15.8	21.5	18	36	14	19	0.038		
14 x 2	10	$K^{3/6}$	17.33	10.5	6.096		16	M22 x 15	10	17	19.6	27	22	38	15	24	0.060		
20 x 5	15	$K^{1/2}$	21.56	13.5	8.128	19		M27 x 15	14	22	24.8	34	28	46	16	30	0.090		
25 x 3	20	$K^{3/4}$	26.91	14	8.611			M33 x 15	18	28	30.8	41	34	50	18	3	36	0.160	
32 x 3.5	25	$K^{1/4}$	33.69	17.5	10.160	24		M39 x 15	23	34	36.8	47	39	58	20	41	0.220		
40 x 4	32	$K^{1/4}$	42.44	18	10.668		2	M48 x 15	30	42	45.8	56	48	62	22		50	0.350	
50 x 5	40	$K^{1/2}$	48.55	18.5	10.668	26		M56 x 2	36	48	53	68	57	68	25	4	2	60	0.652

Vật liệu : thép C35, thép tự động A12
Miền dùng sải ren hàn mét -8g
 D_y - đường kính quy ước

Bảng 10-19

Mỗi nối ống góc, cuối, áp suất làm việc tối 200 kG/cm²
Kích thước, mm



Kích thước ống		Ren côn hệ Anh. in	d_1	D	$L \approx$	$L_1 =$	$H \approx$	$H_1 \approx$	$t \approx$
$D_n \times s$	D_y								
12 x 2	8	K1/4	8	25	45	38	36	23	15
14 x 2	10	K3/8	10	27	54	42	40	26	16
20 x 2.5	15	K1/2	14	34	63	48	47	30	19
25 x 3	20	K3/4	18	41	73	55	55	36	20
32 x 3.5	25	K 1	23	52	82	62	68	42	22
40 x 4	32	K 1 ^{1/4}	30	62	101	76	81	50	27
50 x 5	40	K 1 ^{1/2}	36	72	117	87	92	56	35

1- ống chen, theo bảng 10-16

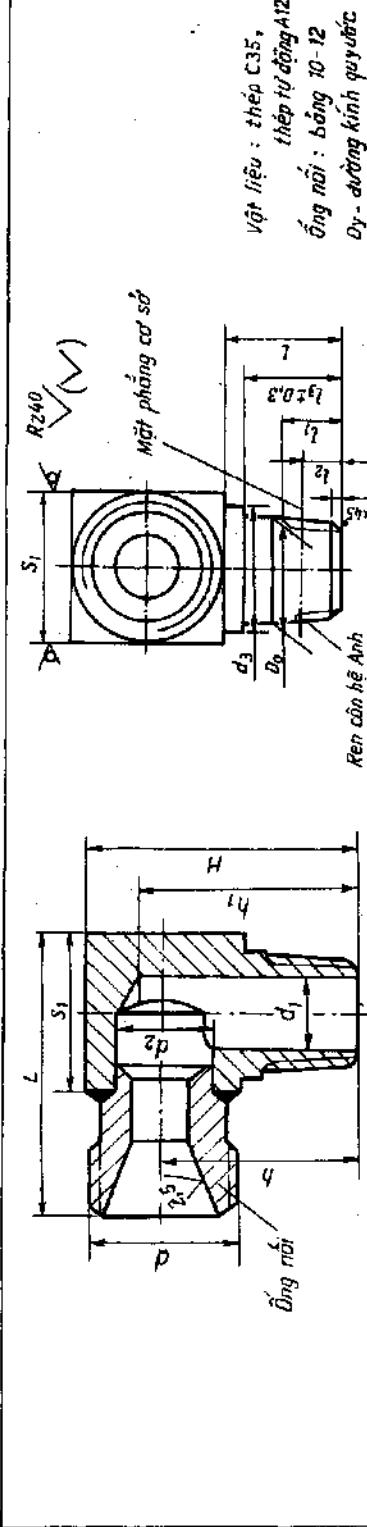
2- đai ốc, theo bảng 10-11

3- nối ống góc, cuối, theo bảng 10-20

D_y - đường kính quy ước.

Bảng 10-20

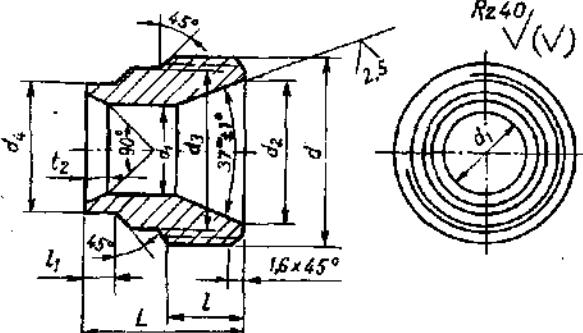
Nơi ống góc cuối
Kích thước mm



Kích thước ống	D_y	Ren côn hệ Anh					d_1 (sai lệch H14)	d_2 (sai lệch H14)	d_3 (sai lệch H14)	L_{∞}	Sai lệch ± 0.3				S_1	Khối lượng, kg	
		D_o	t_m	t_1	t_2	t_3					t	H	h	h_1			
12 x 2	8	K1/4	13.85	9.5	5.080	14		M18 x 15	8	13	37	18	28	32	19	0.086	
14 x 2	10	K3/8	17.33	10.5	6.096			M22 x 15	10	15	45	20	32	38	24	0.146	
20 x 15	15	K1/2	21.56	13.5	8.128	19	16	M27 x 15	14	19	53	22	38	45	30	0.237	
25 x 3	20	K3/4	26.91	14	8.611			M33 x 15	18	24	30	62	44	52	36	0.396	
32 x 3.5	25	K 1	33.69	17.5	10.960	24		M39 x 15	23	30	72	30	72	52	60	41	0.566
40 x 4	32	K 1 ^{1/4}	42.44	18	10.566		2	M48 x 15	30	38	87	34	85	60	70	50	0.869
50 x 5	40	K 1 ^{1/2}	48.5	18.5	10.868	26		M56 x 2	36	45	102	36	96	66	78	60	1.121

Bảng 10-21

Ống nối
Kích thước, mm



Kích thước ống		Ren hệ mét d	d_1 (sai lệch H14)	d_2 (sai lệch $\pm 0,2$)	d_3 (sai lệch H14)	d_4 (sai lệch d11)	L (sai lệch H14)	t	t_1	t_2	Khối lượng, kg
$D_h \times s$	D_y							Sai lệch ±			
12 x 2	8	M18 x 1,5	8	13	15,8	13	22	11	5	,15	0,025
14 x 2	10	M22 x 1,5	11	17	19,8	15	25	12			0,043
20 x 2,5	15	M27 x 1,5	14	22	24,8	19	28	13	5		0,088
25 x 3	20	M33 x 1,5	19	28	30,8	24	32	15	6		0,151
32 x 3,5	25	M39 x 1,5	25	34	36,8	30	38	17			0,191
40 x 4	32	M48 x 1,5	32	42	45,8	38	44	21	7		0,350
50 x 5	40	M56 x 2	38	48	53	45	50	25	8	2,5	0,522

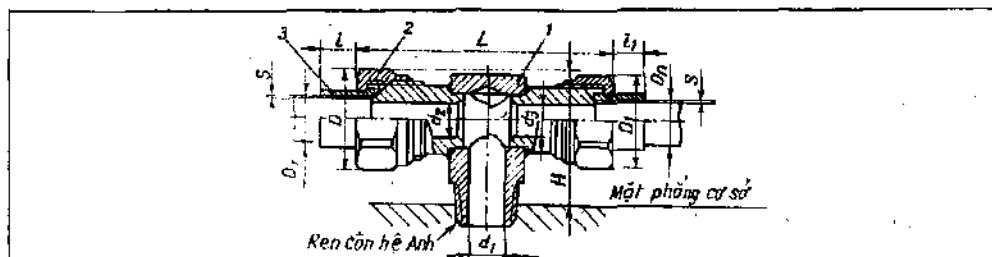
Vật liệu : thép C45, thép tự động A12

Miền dung sai ren hệ mét 8g

D_y - đường kính quy ước

Bảng 10-22

Mối nối ống 3 ngà, cuối
Kích thước, mm



Tiếp bảng 10-22

Kích thước ống $D_n \times s$	Dạng	Ren côn hệ Anh in	d_1	d_2	d_3	D	D_1	$L =$	$I =$	$t_1 =$	H
12 x 1 10 x 1	A	3/8	9,5	95	75	25	215	74	11	10	35
12 x 1	B			9,5		25		76	11		
10 x 1	C			7,5		215		72	10		31
14 x 1 12 x 1	A		11	11	95	27	25	81	12	11	38
14 x 1	B			11		27		86	12		
12 x 1	C			9,5		25		76	11		35
18 x 12 14 x 1	A	1/2	14	14	11	34	27	95	13	12	45
18 x 12	B			14		34		98	13		
14 x 1	C			11		27		92	12		39
22 x 10 18 x 12	A		6/4	19	19	41	34	107	14	13	54
22 x 16	B			19		41		110	14		
18 x 12	C			14		34		104	13		47
28 x 2 22 x 16	A	1	24	24	19	52	41	120	16	14	66
28 x 2	B			24		52		125	16		
22 x 16	C			19		41		117	14		56

Dạng A - ống được nối có kích thước khác nhau. Đường kính quy ước của một ống = d_1

Dạng B - ống được nối có kích thước như nhau. Đường kính quy ước của một ống = d_1

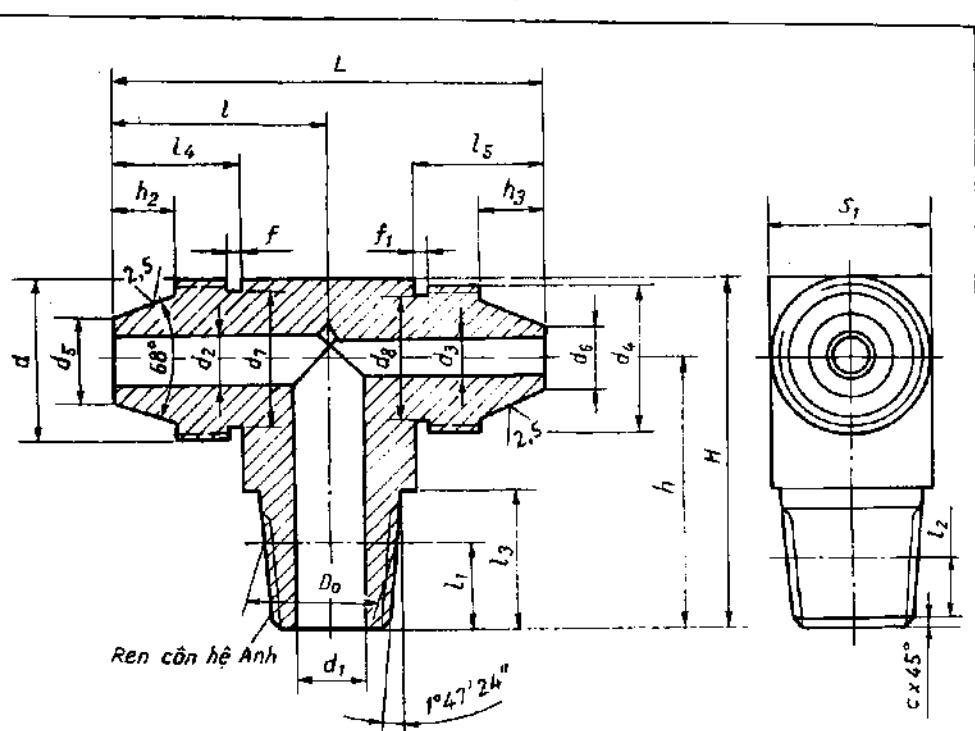
Dạng C - ống được nối có kích thước như nhau. Đường kính của mỗi ống nhỏ hơn d_1

1- nối ống 3 ngả cuối, theo bảng 10-23

2- dài ốc, theo bảng 10-11

3- ống chặn, theo bảng 10-16

Nối ống ba ngà, cuối
Kích thước, mm



Kích thước ống	Dạng	Ren côn hệ Anh in	d_1	d_2	d_3	D	D_1	$L =$	l	l_1	H	S_1	S_2
$\phi_{1\frac{1}{2}} \times 5$													
12 x 1	A												
10 x 1													
12 x 1	B												
10 x 1	C												
14 x 1	A												
12 x 1													
14 x 1	B												
12 x 1	C												

Tiếp bảng 10-23

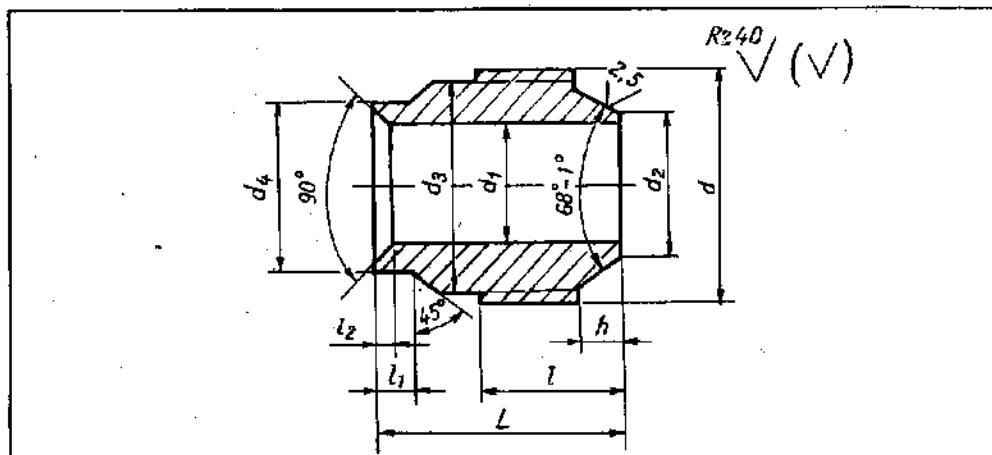
18 x 12 14 x 1	A	1/2	14	14	11	34	27	95	13	12	45	30	24	
18 x 12	B			14		34		95	13			30		
14 x 1	C			11		27		98	12			39	24	
22 x 16 18 x 12	A	3/4	19	19	14	41	34	107	14	13	54	36	30	
22 x 16	B			19		41		110	14			36		
18 x 12	C			14		34		104	13			47	30	
28 x 2 22 x 16	A	1	24	24	19	52	41	120	16	14	66	46	36	
28 x 2	B			24		52		125	16			46		
22 x 16	C			19		41		117	14			56	36	

Vật liệu : thép C35, thép tự động A12

Ống nối theo bảng 10-24.

Bảng 10-24

Ống nối
Kích thước, mm



Tiếp bảng 10-24

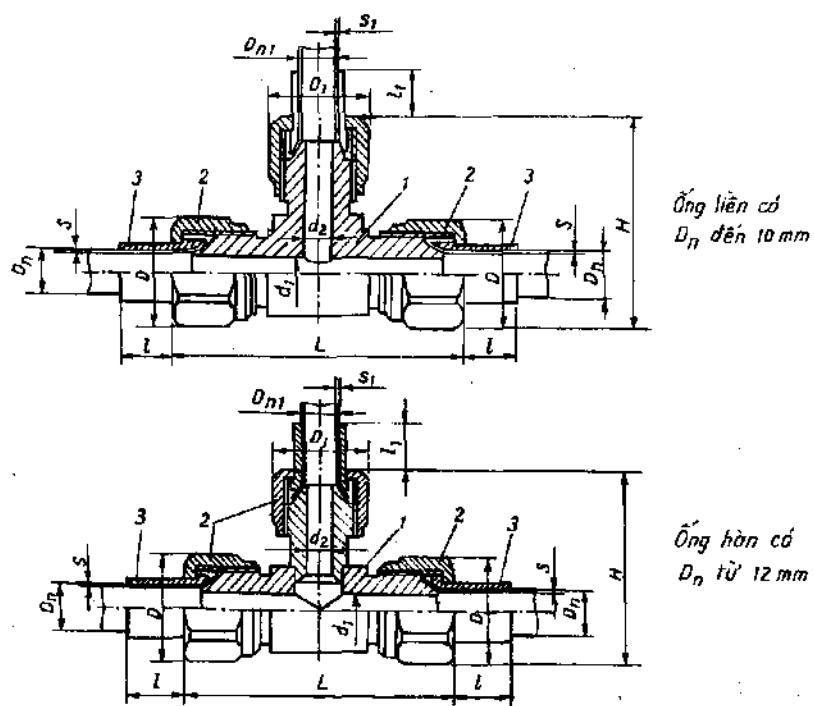
Kích thước ống	Ren d	d_1 (sai lệch H14)	d_2 (sai lệch +0,2)	d_3 (sai lệch h14)	d_4 (sai lệch d11)	L (sai lệch h14)	l	l_1	l_2	h	Khối lượng, kg
$D_h \times s$		Sai lệch $\pm 0,2$									
10 x 1 12 x 1	M16 x 1,5 M18 x 1,5	7,5 9,5	8 10	13 15	11 13	23 24	12 13	4	1,5	4	0,014 0,019
14 x 1 18 x 12	M22 x 1,5 M27 x 1,5	11 14	12 15	19 24	15 19	29 34	15 17	5 7	1,5 2	4,5 5	0,037 0,065
22 x 1,6 28 x 2	M33 x 1,5 M39 x 1,5	19 24	20 25	30 36	24 30	36 42	20 23	7	2	6 7	0,103 0,181

Vật liệu : thép C35, thép tự động A12

Miền dung sai ren hệ mét 8g

Bảng 10-25

Ống nối ba ngả trung gian
Kích thước, mm



Tiếp bảng 10-25

Kích thước ống		d_1	d_2	D	D_1	$L \approx$	$t =$	t_1	H
$D_{n1} \times s$ và $D_{n2} \times s$									
dẫn từ d_1	dẫn từ d_2								
6 x 0.6	-	4	2.5	16	13.5	57	8	7	32
8 x 0.8	6 x 0.6	5.5	4	19.5	16	56	9	8	38
10 x 1	8 x 0.8	7.5	5.5	21.5	19.5	60	10	9	40
12 x 1	10 x 1	9.5	7.5	25	21.5	67	11	10	46
14 x 1	12 x 1	11	9.5	27	25	77	12	11	50
16 x 1.2	14 x 1	14	11	34	27	86	13	12	60
22 x 1.6	18 x 1.2	19	14	41	34	98	14	13	70
28 x 2	22 x 1.6	24	19	52	41	106	16	14	84

Chi tiết 1 : nối ống ba ngã trung gian, theo bảng 10-26

Chi tiết 2 : dài ốc, theo bảng 10-11

Chi tiết 3 : ống chẹn, theo bảng 10-16

Áp lực làm việc danh nghĩa cho phép tối 125 kG/cm²

Tiếp bảng 10-25

Kích thước ống									
$D_h \times s$ và $D_{h1} \times s$		d_1	d_2	D	D_1	$L =$	$t =$	t_1	H
dẫn từ d_1	dẫn từ d_2								
6 x 0.6	-	4	2.5	16	13.5	57	8	7	32
8 x 0.8	6 x 0.6	5.5	4	19.5	16	56	9	8	38
10 x 1	8 x 0.8	7.5	5.5	21.5	19.5	60	10	9	40
12 x 1	10 x 1	9.5	7.5	25	21.5	67	11	10	46
14 x 1	12 x 1	11	9.5	27	25	77	12	11	50
18 x 1.2	14 x 1	14	11	34	27	86	13	12	60
22 x 1.6	18 x 1.2	19	14	41	34	98	14	13	70
28 x 2	22 x 1.6	24	19	52	41	106	16	14	84

Chi tiết 1 : nối ống ba ngả trung gian, theo bảng 10-26

Chi tiết 2 : dài ức, theo bảng 10-11

Chi tiết 3 : ống chẹn, theo bảng 10-16

Áp lực làm việc danh nghĩa cho phép tối 125 kG/cm²

Nơi ống bá ngá trung gian
Kích thước, mm

Bảng 10-26

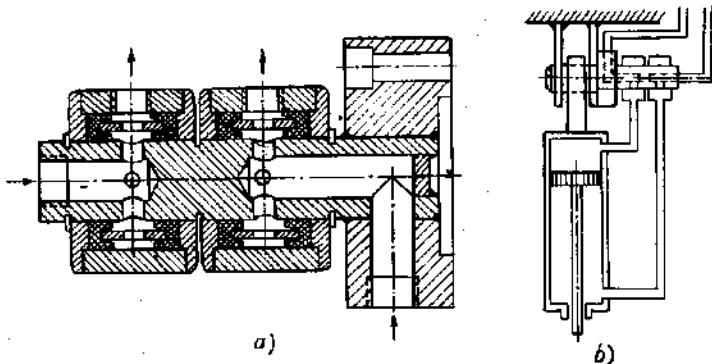
Kích thước ống	Ren hệ	d_1	d_2	Kích thước ống	Ren hệ met d_3	d_4	d_5	d_6	d_7	d_8 (sai lệch H)	L	$l \pm 0,2$	H	h	h_1	f	f_1	S_2	Khối lượng kg
$D_n \times s$	Sal lách H4	$D_n \times S_1$ dẫn từ d_2			Sai lệch ± 0,2														
6 x 0,6	M12x125M	4	2,5	-	M10x1	4,5	3	10,2	8,5	-	42	13	28,5	3,5	3,5	3	4	14	0,042
8 x 0,8	M14x15	5,5	4	6 x 0,6	M12x125	6	4,5	11,8	10,2	-	46	14	31,5	3	3	4	17	0,066	
10 x 1	M16x15	7,5	5,5	8 x 0,8	M14x15	8	6	13,8	11,8	-	60	15	32	4	3,5	4	17	0,073	
12 x 1	M18x15	9,5	7,5	10 x 1	M16x15	10	-	15,8	-	11	55	16	38	4	-	-	19	0,096	
14 x 1	M22x15	11	9,5	12 x 1	M18x15	12	-	19,8	-	13	63	18	44	4,5	-	-	24	0,175	
18 x 12	M27x15	14	11	14 x 1	M22x15	15	-	24,8	-	15	72	20	54	5	-	-	30	0,226	
22 x 16	M33x15	19	14	16 x 1,2	M27x15	20	-	30,8	-	19	82	22	63	6	-	-	36	0,502	
28 x 2	M39,15	24	19	22 x 1,6	M33x15	25	-	36,8	-	24	92	24	71	7	-	-	41	0,933	

Vật liệu nơi ống bá ngá trung gian : thép C35, thép tự động A12
Miền dung sai ren hệ met : 8g

10.3.3. Mối nối ống động

Trong hệ thống thủy lực cần sử dụng đường ống mềm khi nhiệt độ và áp suất cao, ống mềm có thể không đảm bảo được độ tin cậy yêu cầu. Để thay thế bằng đường ống cứng người ta sử dụng các mối nối ống động kiểu quay và tịnh tiến cũng như các mối nối ống động kiểu lò xo.

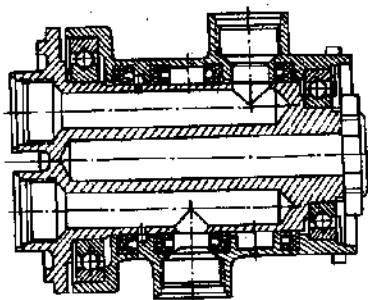
Mối nối ống động kiểu quay có thể có một hai hoặc nhiều bậc tự do. Kết cấu của mối nối ống động kiểu quay có hai kênh và một bậc tự do (h.10-11). Áp suất cho phép tới 200 kG/cm^2 . Mối nối ống loại này có thể làm việc với vận tốc 1000 vg/ph.



Hình 10-11. Mối nối ống động kiểu quay :
a) sơ đồ kết cấu ; b) sử dụng sơ đồ
trong hệ thống xylanh quay.

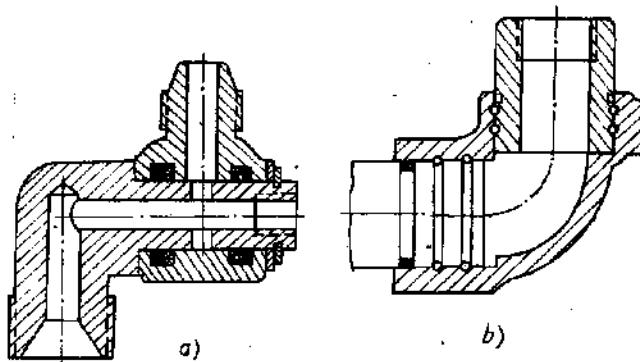
Khi mối nối ống động làm việc ở vận tốc quay cao (đến 2000 vg/ph), trong kết cấu của mối nối có sử dụng ổ bi (h.10-12).

Để làm kín mối nối ống động có thể dùng các vòng đệm cao su có tiết diện tròn kết hợp với các đệm da. Trong trường hợp này áp suất cho phép có thể đạt tới 400 kG/cm^2 (h.10-13a). Hình 10-13b cho kết cấu của mối nối ống động kiểu quay với hai bậc tự do. Hai khâu động của mối nối chuyển động trong ổ lăn. Mối nối có thể làm việc ở áp suất tới 300 kG/cm^2 . Vận tốc quay cho phép của mối nối tùy thuộc vào kiểu

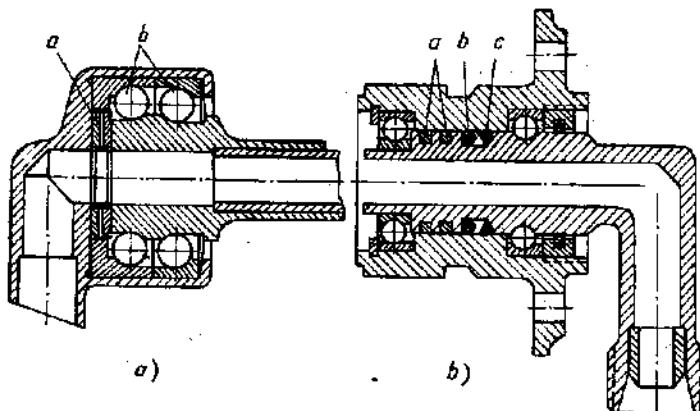


Hình 10-12. Mối nối ống động kiểu quay
làm việc ở vận tốc quay cao.

dем кин được sử dụng. Số đồ bộ phận làm kín mối nối ống động kiểu quay làm việc trong điều kiện nhiệt độ và vận tốc quay cao (h.10-14). Chi tiết làm kín a (h.10-14a) là vòng lò xo bằng kim loại. Để tăng mức kín hơn nữa có thể dùng một bộ gồm hai vòng làm kín bằng kim loại a kết hợp với một vòng làm kín bằng vật liệu đàn hồi có mặt cắt tròn b và một vòng che bằng chất dẻo có mặt cắt tam giác c (h.10-14b).



Hình 10-13. Mối nối ống động kiểu quay làm kín bằng vòng đệm cao su có mặt cắt tròn và đệm da.



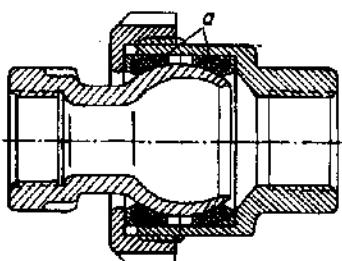
Hình 10-14. Mối nối ống động kiểu quay làm việc ở nhiệt độ, áp suất và vận tốc quay cao.

Kết cấu bộ phận làm kín như trên cho phép mối nối có thể làm việc ở nhiệt độ đến 315°C , áp suất 280 kG/cm^2 .

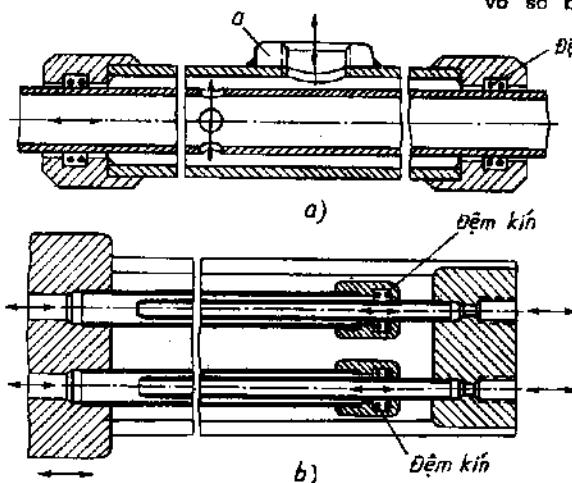
Hình 10-15 sơ đồ kết cấu mối nối ống động kiểu quay với số bậc tự do không hạn chế nhưng góc quay trong phạm vi $\pm 25^{\circ}$. Mối nối loại này được dùng khi vận tốc quay nhỏ. Việc làm kín mặt cầu được thực hiện bằng vòng đệm chất dẻo a. Bề mặt ngoài của vòng đệm chỗ tiếp

xúc với các chi tiết cố định của mối nối được phủ một lớp cao su. Nếu lựa chọn hợp lý vật liệu để chế tạo các chi tiết, mối nối có thể làm việc được trong phạm vi nhiệt độ khá rộng từ -160°C đến $+270^{\circ}\text{C}$.

Bên cạnh mối nối ống động kiểu quay, mối nối ống động kiểu tịnh tiến cũng được sử dụng. Số đồ kết cấu mối nối ống động kiểu tịnh tiến cũng được số đồ kết cấu mối nối ống động (h.10-16). Lượng dịch chuyển dọc trục của đường ống được xác định bởi chiều dài phần làm việc của bạc a (h.10-16a) hoặc chiều dài lớn nhất của đoạn ống lồng vào nhau (h.10-16b).



Hình 10-16. Mối nối ống động kiểu quay
vô số bạc tự do.



Hình 10-16. Mối nối ống động kiểu tịnh tiến :
a) ống đón dịch chuyển dọc ; b) ống lồng.

10.4. UỐN ỐNG

Để phù hợp với yêu cầu của kết cấu máy, trên đường ống của hệ thống thủy lực có những đoạn phải uốn cong. Việc uốn cong các ống thép thường được thực hiện ở trạng thái nguội (không nung nóng).

Trong quá trình uốn, bề mặt phía bên ngoài của đoạn ống được uốn chịu ứng suất kéo, bề mặt phía bên trong chịu ứng suất nén. Tại bề mặt chịu kéo chiều dày thành ống giảm đi, tại bề mặt chịu nén chiều dày thành ống tăng lên. Số đồ về sự thay đổi chiều dày thành ống thép (có chiều dày thành ban đầu 1,2 mm) khi uốn (h.10-17).

Sau khi uốn chiều dày thành ống có sự thay đổi được kiểm tra theo công thức :

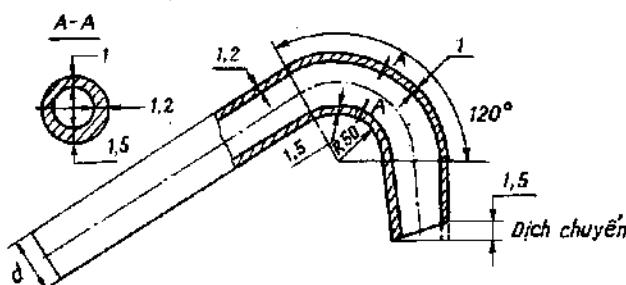
$$1 + \frac{s}{d_n + s} \leq \frac{2R + d_n}{2R}$$

trong đó :

s - chiều dày danh nghĩa của thành ống, mm ;

d_n - đường kính ngoài của ống, mm ;

R - bán kính uốn của ống theo bờ mặt phía trong, mm.



Hình 10-17. Sự thay đổi chiều dày thành ống thép khi uốn.

Độ giảm chiều dày thành ống tại bờ mặt chịu kéo không được vượt quá dung sai nhỏ nhất của chiều dày thành 15 - 20% hoặc $s_k = 0,75 s_{min}$. Độ tăng chiều dày thành ống tại bờ mặt chịu nén không vượt quá 10 - 15% chiều dày thành ống ban đầu s .

Bên cạnh hiện tượng trên, nếu đoạn ống được nối bố trí ở gần đầu ống. Giữa mép phía ngoài và phía trong của mặt mút ống có sự dịch chuyển (h. 10-17).

Quá trình uốn ống, sẽ trở nên phức tạp khi chiều dày thành ống mỏng (0,5 - 1 mm), diện tích mặt cắt ngang của ống lớn (đường kính 25 - 50 mm) và bán kính cong khi uốn nhỏ.

Khi uốn ống nên dùng vật chất (rắn hoặc lỏng) điền dày ống. Uốn cong không có chất điền dày bên trong dễ gây ra sai lệch hình dạng mặt cắt ngang của ống tại chỗ uốn và hình thành những vết nhăn không cho phép trên bờ mặt trong của thành ống (khi bước vết nhăn 6 - 12 mm chiều cao cho phép của vết nhăn : 2% đường kính ngoài của ống khi chiều dày thành $s = 1$ mm và 1,5% đường kính ngoài ống khi $s > 1,5$ mm, độ ôvan cho phép 3,5 - 4%).

Uốn ống có chất dién dày bên trong cho phép nâng cao chất lượng của ống, giảm bán kính uốn (tăng độ cong khi uốn) so với trường hợp trên. Bảng 10-27 bán kính cong khi uốn có dién dày ống.

Bảng 10-27

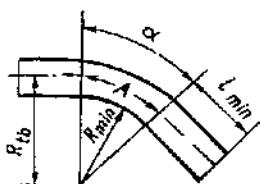
Bán kính cong khi uốn có dién dày ống, mm

Đường kính ngoài ống d_n	4	6	8	10	12
Bán kính uốn R	35	40	50	50	50
Đường kính ngoài ống d_n	16	20	22	25	30
Bán kính uốn R	75	75	75	90	100

Bán kính uốn nhỏ nhất R_{min} của các loại ống (bảng 10-28 đến 10-30).

Bảng 10.28

R_{min} của ống thép, mm



Mình 10-18. Phần được uốn của ống.

Đường kính ngoài của ống d	Chiều dày thành s	
	dến 2	trên 2
Từ 5 đến 20	$4d$	$3d$
Trên 20 đến 35	$5d$	$3d$
" 35 " 60	-	$4d$
" 60 " 140	-	$5d$

Bảng 10-29

R_{min} của ống thép thành mỏng, mm

Kiểu uốn	Đường kính ngoài ống x chiều dày thành				
	6 x 1	8 x 1	10 x 1	10 x 2	12 x 1
Bằng tay	20	45	75	35	120
Trong đồ gá với con lăn có rãnh định hình	12	20	25	15	36
Có dién dày ống	9	12	20	15	24

Bảng 10-30

 R_{min} của ống hợp kim nhôm (МАрМ, АМЛ), mm

Kiểu uốn	Đường kính ngoài ống x chiều dày thành			
	6 x 1	8 x 1	10 x 1	12 x 1
Băng tay				
Không dién dày ống	24	45	85	124
Có dién dày ống	9	16	20	50
Trong đồ gá				
Không dién dày ống	15	25	30	45
Có dién dày ống	9	12	15	30

Bảng 10-31

Kích thước nhỏ nhất khi uốn của ống đồng (ГОСТ 617-72)
và đồng thau (ГОСТ 494-69), mm

Đường kính ngoài ống d	3	4	6	8	10
R_{min}	6	8	12	16	20
l_{min}	10	12	18	2	30
Đường kính ngoài ống d	12	15	18	24	30
R_{min}	24	30	36	72	90
l_{min}	35	45	30	55	60

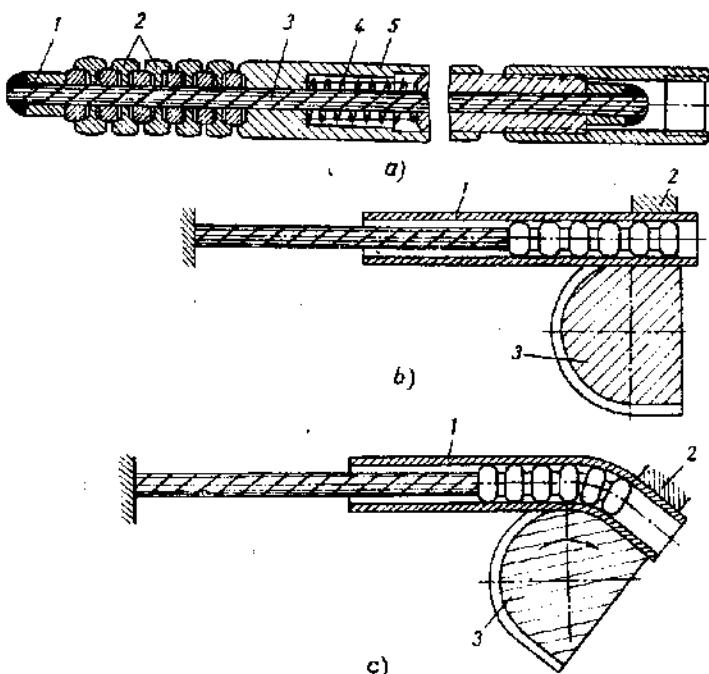
Bảng 10-32

Kích thước nhỏ nhất khi uốn của ống thép
dẫn nước và khí (ГОСТ 3262-62), mm

Đường kính ống		R_{min}		l_{min}
Ký hiệu theo insd	d	uốn nóng	uốn nguội	
1/4	13,5	40	80	40
3/8	17	50	100	45
1/2	21,25	65	130	50
3/4	26,75	80	160	55
1	33,5	100	200	70
1 ^{1/4}	42,25	130	250	85
1 ^{1/2}	48	150	290	100
2	60	180	360	120
2 ^{1/2}	75,5	225	450	150
3	88,5	265	530	170
4	114	340	680	230

Không nên dùng cát làm chất diền dầy ống khi uốn bởi vì khó tẩy sạch chúng khỏi ống sau khi uốn. Chất diền dầy ống thường được sử dụng là colofan, và các kim loại có nhiệt độ chảy dưới 100°C . Sau khi uốn, làm sạch chất nút kín bằng nước sôi.

Trong sản xuất hàng loạt lớn và hàng khối người ta dùng trục gá đàn hồi (dèo) bằng kim loại để diền dầy ống. Sơ đồ uốn ống với trục gá dèo (h. 10-19).



Hình 10-19. Sơ đồ uốn ống với trục gá dèo bằng kim loại :

- a) 1- đầu trục ; 2- vòng ; 3- cáp ; 4- lò xo ;
- 5- phần định vị ; b,c) 1- ống ; 2- mâm cắp ;
- 3- con lăn ; 2- mâm cắp ; 3- con lăn.

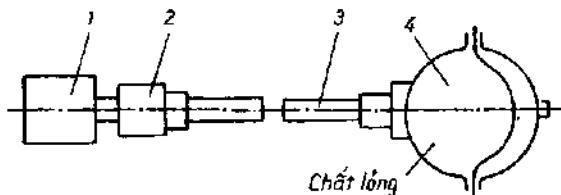
Kết cấu trục gá dèo gồm những vòng 2 bằng kim loại lắp trên dây cáp 3. Lò xo 4 sẽ áp sát các vòng 2 trên dây cáp trong khi uốn chiều dài phần đàn hồi của trục gá khi uốn ống có chiều dày thân 0,6 - 1 mm phải lớn hơn hai lần đường kính ngoài của ống. Đường kính ngoài của vòng 2 (ngoài) nhỏ hơn đường kính định vị của phần 5 khoảng 0,07 - 0,08 mm. Các vòng 2 được chế tạo bằng thép tôi và bề mặt làm việc được mạ đồng thau.

Khi uốn, ống 1 được kẹp giữa mâm cắp 2 và con lăn 3 (h.10-19b,c). Trên con lăn 3 có rãnh với profin thích hợp với đường kính ngoài của

ống để đảm bảo độ trụ của mặt cắt ngang đường ống khi uốn. Độ cong uốn phụ thuộc vào hình dạng con lăn 3. Với phương pháp uốn này có thể đạt được bán kính uốn bằng 1,5 đường kính ống. Đối với đường ống có đường kính trong khác nhau cần có trục gá dàn hồi khác nhau.

Phương pháp uốn ống hoàn thiện hơn cả là dùng chất lỏng để diền đầy ống. Chất lỏng thường được dùng là dầu khoáng.

Trình tự uốn được tiến hành như sau : ống được cắt theo kích thước yêu cầu (kích thước khai triển, không có lượng dư công nghệ) đồng thời có tính đến sự dịch chuyển giữa mép phía ngoài và trong của mặt mứt ống khi uốn (h.10-17). Các đầu mứt ống được nong và lắp sơ bộ với các bộ nối ống. Một đầu của ống được uốn 3 nối với một ắc quy thủy khí không lớn 4 (h.10-20) để duy trì áp suất chất lỏng trong quá trình uốn. Đầu kia của ống được nối với nguồn cung cấp 1 qua ống nối 2 có van một chiều. Sau khi áp suất chất lỏng trong ống đạt trị số yêu cầu, ống được tách khỏi nguồn cung cấp và đưa vào uốn.



Hình 10-20. Sơ đồ thiết bị để uốn ống
dùng chất lỏng để diền đầy :

- 1- nguồn cung cấp ; 2- ống nối ;
- 3- ống được uốn ; 4- ắc quy thủy khí.

Áp suất chất lỏng được dùng khi uốn ống thép X18HOT và ống nhôm AMrM (bảng 10-33 và 10-34).

Bảng 10-33

Áp suất chất lỏng được dùng khi uốn ống thép X18HOT

Kích thước mặt cắt ngang ống, mm	6 x 4,8	6 x 4	8 x 6,7	8 x 6	10 x 8,5	10 x 8	12 x 10,2
Áp suất, kG/cm ²	500	800	400	650	400	500	300
Kích thước mặt cắt ngang ống, mm	12 x 10	15 x 12,8	15 x 13	16 x 14	20 x 16	22 x 20	25 x 23
Áp suất, kG/cm ²	385	380	350	320	310	300	250

Cũng có thể uốn ống ở trạng thái nóng với đốt nóng cục bộ bằng dòng điện cảm ứng. Phôi ống được lắp trên máy có con lăn dẫn hướng và dịch chuyển dọc. Chiều rộng vùng được đốt nóng khi uốn bằng 3 đến 5 lần chiều dày thành ống. Nhiệt độ đốt nóng $900 - 1000^{\circ}\text{C}$. Sau khi ra khỏi vùng được đốt nóng, đoạn ống đã được uốn cong được làm nguội bằng nước. Khi chiều rộng vùng được đốt nóng càng hẹp sai lệch hình dạng ống được uốn trong mặt cắt ngang càng nhỏ. Phương pháp uốn nóng này có thể đạt được bán kính uốn nhỏ ($1 - 1,5d$).

10.5. ĐƯỜNG ỐNG MỀM

Khi hai đầu của đường ống nối với hai bộ phận máy chuyển dịch, bên cạnh việc sử dụng mối nối ống động, có thể sử dụng mối nối với ống mềm. Có hai loại ống mềm : ống mềm vải cao su và ống mềm bằng kim loại.

10.5.1. Ống mềm cao su - vải

Thường thường nền cơ bản của ống là cao su. Loại ống này có thể làm việc ở nhiệt độ đến 135°C . Trong trường hợp nếu ống mềm được dùng với chất lỏng có tính ăn mòn hoặc làm việc ở nhiệt độ cao, nền cơ bản của ống phải là loại cao su đặc biệt.

Ống mềm cao su vải gồm lớp cao su, kín ở phía trong và khi cần thiết được tăng bền bằng lớp vỏ sợi bông hoặc kim loại ở phía ngoài. Trong một số trường hợp lớp tăng bền bằng sợi bông và kim loại có thể ở giữa.

Kích thước phổ biến của đường kính trong ống mềm 3 - 50 mm. Các ống có đường kính lớn được chế tạo để dùng với áp suất $75 - 100 \text{ kG/cm}^2$ và đôi khi tới 130 kG/cm^2 . Các ống có hai và ba lớp cốt đường kính 20 mm được chế tạo để dùng với áp suất 280 kG/cm^2 . Các ống có kích thước nhỏ (đường kính trong 4 mm) với hai lớp cốt kim loại được chế tạo để dùng với áp suất 650 kG/cm^2 và cao hơn. Một số hàng của các nước còn chế tạo các ống mềm có ba lớp cốt ở giữa để làm việc, với áp suất 800 kG/cm^2 khi đường kính 4 mm, 450 kG/cm^2 khi đường kính 10 mm. Những đặc tính của ống mềm có hai lớp cốt, dùng cho áp suất cao (bảng 10-35).

Bảng 10-34**Áp suất chất lỏng được dùng khi uốn ống nhôm AMrM**

Kích thước mặt cắt ngang ống, mm	8 x 6	10 x 8	12 x 10	14 x 12	16 x 14
Áp suất, kG/cm ²	100	100	90	80	70
Kích thước mặt cắt ngang ống, mm	18 x 16	20 x 18	22 x 20	25 x 23	27 x 25
Áp suất, kG/cm ²	70	70	70	70	60

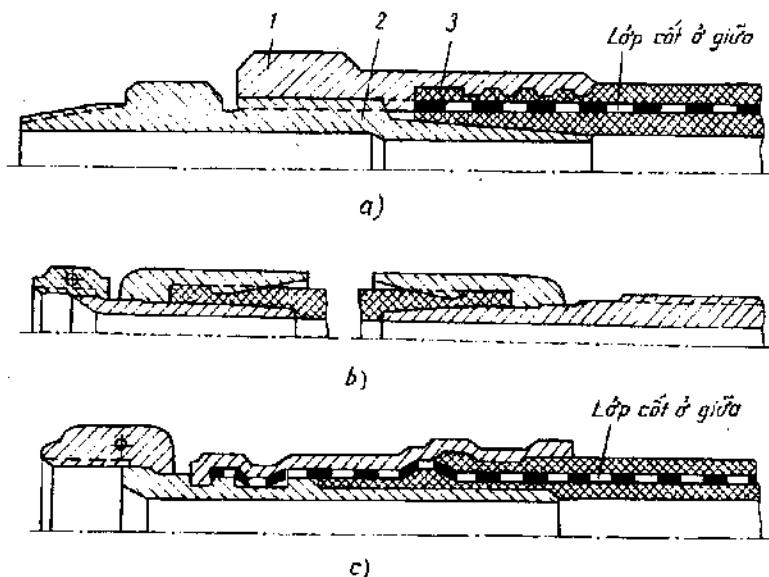
Bảng 10-35**Đặc tính của ống mềm có hai lớp cốt
dùng cho áp suất cao của Mỹ**

Đường kính trong		Đường kính ngoài		Áp suất làm việc, kG/cm ²	Áp suất phá hỏng, kG/cm ²	Bán kính uốn nhỏ nhất	
insđ	mm	insđ	mm			insđ	mm
1/4	6,35	11/16	17,46	252	1260	4	101,6
3/8	9,52	27/32	21,43	196	980	5	127,0
1/2	12,7	31/32	24,6	168	810	7	177,8
3/4	19,0	1 ^{1/4}	31,75	126	630	9 ^{1/2}	241,3
1	25,4	1 ^{9/16}	39,68	105	525	11	279,4
1 ^{1/4}	31,75	2	50,8	91	455	16	406,4
1 ^{1/2}	38,1	2 ^{1/4}	57,15	70	350	20	508,0
2	50,8	2 ^{9/16}	69,8	56	280	22	558,8

Bán kính uốn nhỏ nhất của ống mềm có hai lớp cốt không nhỏ hơn 12 - 15 lần đường kính trong của ống và với ống có ba lớp cốt - không nhỏ hơn 15 lần đường kính. Tuy nhiên trong một số trường hợp bán kính uốn nhỏ nhất có thể bằng 8 - 12 lần đường kính đối với ống có hai lớp cốt và 9 - 15 lần đường kính đối với ống có ba lớp cốt.

Cũng có thể chế tạo ống mềm với nền cơ bản là chất dẻo. Loại ống này có thể làm việc ở nhiệt độ từ - 55 đến 230°C. Các ống mềm bằng chất dẻo có kích thước nhỏ có thể làm việc ở áp suất tới 400 kG/cm² và lớn hơn. Đối với ống có đường kính lớn để tăng độ mềm của ống, lớp nền cơ bản của ống được chế tạo hạt sóng. Bán kính uốn cho phép nhỏ nhất của ống mềm bằng chất dẻo bằng 3,5 - 4 lần đường kính của ống.

Phương pháp nối ghép ống mềm cao su - vải với bộ nối ống (h.10-21). Kết cấu mối nối (h.10-21a) được dùng làm việc ở áp suất 100 - 150 kG/cm². Ống mềm 3 có lớp cốt (tăng bền) ở giữa. Ống chẹn 2 đồng thời cũng là ống nối. Khi lắp, ống mềm 3 được vặn vào dai ốc nối 1 tới vữa ty sau đó vặn ống chẹn 2 vào dai ốc nối 1. Mặt côn của ống chẹn 2 và ống mềm 3 có tác dụng làm kín mối nối. Kết cấu nối ghép ống mềm (h.10-21b) cho phép làm việc ở áp suất tới 150 kG/cm².



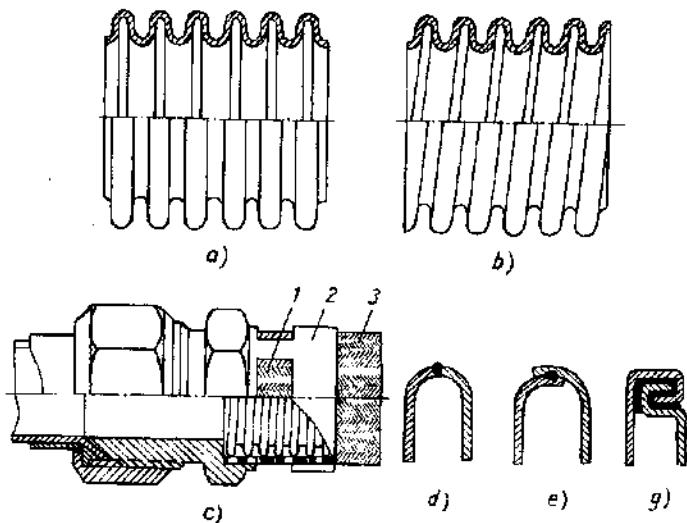
Hình 10-21. Phương pháp nối ghép ống mềm
cao su - vải với bộ nối ống :
+ dai ốc nối : 2- ống chẹn ; 3- ống mềm.

10.5.2. Ống mềm kim loại

Dùng ở điều kiện nhiệt độ cao và thấp. Kết cấu ống mềm kim loại thường có prôfin trong mặt cắt dọc là đường lượn sóng (h.10-22a,b) mà các đỉnh nhấp nhô của nó có thể phân bố trên những vòng tròn song song (h. 10-22a) hoặc trên đường xoắn vít (h.10-22b). Phía ngoài ống lượn sóng được bọc bằng vỏ 3 (h.10-22c).

So với ống mềm cao su - vải, ống mềm kim loại đặc biệt là ống mềm thép không gỉ, có độ mềm (dẻo) cao và khi đường kính trong lớn hơn 15 mm ống có khối lượng nhỏ hơn so với ống mềm cao su - vải

cùng cũ. Ống lượn sóng có thể được chế tạo từ những ống thép kéo nguyên hoặc các băng thép định hình cuộn thành đường xoắn vít và hàn lại. Vật liệu chế tạo ống lượn sóng thường là thép không gỉ (1X18H9T) có chiều dày 0,15 - 0,4 mm, đôi khi có thể dùng thép cacbon, đồng thau, thép niken, titan. Vỏ bọc được chế tạo bằng lưới thép dạn có mác tương tự, đường kính dây thép 0,3 - 0,5 mm.



Hình 10-22. Ống mềm kim loại :
1- cửa ; 2- phần đuôi hình trụ ; 3- vỏ bọc.

Khi nối ghép ống mềm với bộ nối ống, đầu mút của ống mềm được hàn chắc giữa vỏ bọc và ống lượn sóng sau đó được lắp vào phần đuôi hình trụ 2 của ống nối (h.10-22c). Phần đuôi 2 của ống nối có khoét các cửa và giữa phần đuôi 2 với ống mềm được hàn với nhau theo chu vi của các cửa này và mặt mút của phần đuôi 2.

Ống mềm kim loại có thể làm việc ở điều kiện nhiệt độ từ -200 đến $+540^{\circ}\text{C}$, áp suất tới $350 - 400 \text{ kG/cm}^2$ (khi đường kính nhỏ đến 6 mm). Ống mềm có đường kính trong 2 - 100 mm, thường được chế tạo để làm việc ở áp suất 70 kG/cm^2 . Có loại ống mềm làm việc ở áp suất 350 kG/cm^2 .

Ống mềm có thể bị phá hỏng vì mỏi khi làm việc ở chế độ có xung động về áp suất. Tuổi thọ của ống phụ thuộc vào biên độ dao động của áp suất. Khi biên độ dao động của áp suất trong phạm vi 20% áp suất

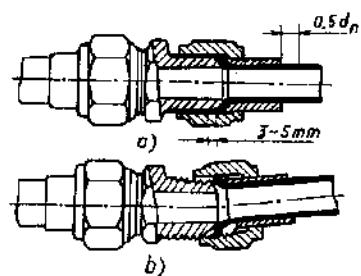
danh nghĩa số chu kỳ tải của ống 1.10^6 . Khi biên độ dao động của áp suất 50 - 100% áp suất danh nghĩa, số chu kỳ tải giảm xuống 10.10^4 .

Bán kính uốn cho phép của ống mềm kim loại không nhỏ hơn 10 lần đường kính trong của ống. Khi bán kính uốn nhỏ, áp suất làm việc cho phép phải giảm.

10.6. LẮP RÁP ĐƯỜNG ỐNG

Khi lắp đường ống cứng với các bộ nối ống cần đảm bảo cho đường trục của phần ống được trùng trung với đường trục của ống nối. Số đồ lắp mối nối ống có ống nong (h.10-23). Phần thẳng cần thiết của ống sau mối nối (h. 10-23a) không nhỏ hơn $0,5d_n$, ở đây d_n đường kính ngoài của ống. Khe hở cần thiết giữa đầu mút của ống nong và ống nối 3 - 5 mm. Khi vận đai ốc nối không xảy ra hiện tượng kẹt. Để nâng cao độ bền chịu dao động (độ bền mối), khoảng cách giữa các bộ phận kẹp ống cứng (khoảng cách giữa các ổ tựa) phải theo chỉ dẫn (bảng 10-36).

Đối với ống mềm chiều dài nhỏ nhất của phần thẳng của ống (không chịu uốn) sau mối nối L_{min} phải theo chỉ dẫn (bảng 10-36).



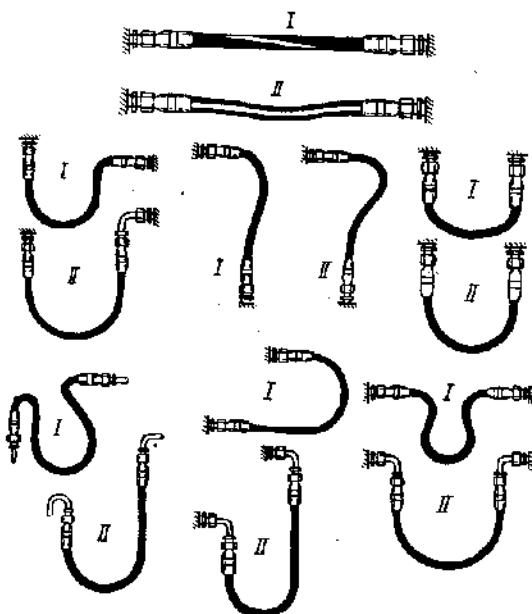
Hình 10-23. Sơ đồ lắp mối nối
ống có ống nong :
a) lắp đúng ; b) lắp không đúng.

Chiều dài phần thẳng của ống mềm sau mối nối L_{min} mm

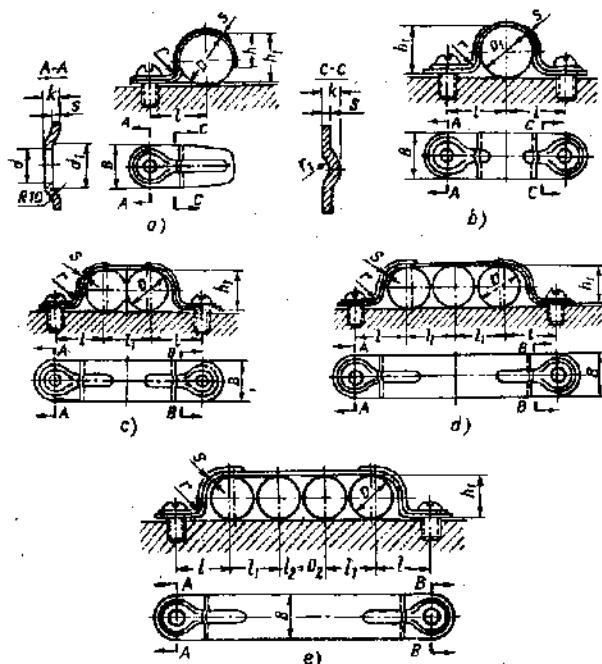
Đường kính trong ống	L_{min} đối với		Đường kính trong ống	L_{min} đối với	
	ống mềm kim loại	ống mềm cao su		ống mềm kim loại	ống mềm cao su
4	-	50	14, 16, 20	50	-
6,8	30	50	32, 40	70	-
10,12	40	75	50, 70	80	-

Sơ đồ lắp ống mềm (h.10-24).

Các móc kẹp chặt đường ống cứng và đường ống mềm kim loại (h.10-25) và (bảng 10-37).



Hình 10-24. Sơ đồ lắp ống mềm :
I- không đúng ; II- đúng.



Hình 10-25. Các móc để kẹp chặt ống :

- a) móc kẹp một ống từ một phía ; b) móc kẹp một ống từ hai phía ;
- c) móc kẹp hai ống ; d) móc kẹp ba ống ; e) móc kẹp bốn ống.

Bảng 10-37

D	D_1	D_2	B	r	r_1	s	k	d	d_1	t	l_1	h	h_1
4	-	4								11	5	3	3
6	-	6								12	7	4	5
8	-	8	14	2	2	1	2			14	10	6	7
10	-	10								15	12	7	9
12	-	12								16	14	8	11
14	14	14						65	9	19	16	9	13
16	16	16								20	18	10	15
18	18	18								21	20	11	17
20	20	20		4		15				22	22	12	19
23	23	23								24	25	14	21
27	27	-								26	27	16	24
30	30	-	16		3		3			28	32	18	28
34	34	-								30	36	20	31
-	38	-								34	-	-	35
-	43	-								38	-	-	40
-	50	-		6		2				40	-	-	44
-	58	-								43	-	-	51
-	65	-								46	-	-	60

10.7. THÙNG CHÚA CHẤT LỎNG LÀM VIỆC

Chất lỏng cung cấp cho các cơ cấu của hệ thống thủy lực được chứa trong những thùng chứa. Dung lượng nhỏ nhất của thùng chứa được xác định bởi sự thay đổi dung lượng của các cơ cấu của hệ thống thủy lực trong quá trình làm việc. Nói một cách khác dung lượng nhỏ nhất của thùng chứa được xác định.

$$W = \Delta W_1 + \Delta W_2 + \Delta W_3 + W_4 \quad (10.12)$$

trong đó :

ΔW_1 - sự thay đổi dung lượng của hệ thống thủy lực trong quá trình nạp và phóng của ắc quy thủy lực $\Delta W_1 = W_{\max} - W_{\min}$; sự thay đổi này bằng lượng chất lỏng có trong ắc quy khi được nạp tối đa;

ΔW_2 - sự thay đổi dung lượng trong các xylanh lực (cơ cấu chấp hành) khi làm việc; sự thay đổi này bằng hiệu giữa các dung tích làm việc khi cung cấp chất lỏng vào các ngăn

của xylyanh từ hai phía (phía có cần pittông và phía đối diện) ;

ΔW_3 - sự thay đổi dung lượng chất lỏng trong hệ thống thủy lực do sự dãn nở vì nhiệt gây ra :

$\Delta W_3 = \beta_l W_{cl} \Delta t$, ở đây β_l - hệ số dãn nở thể tích của chất lỏng, đối với dầu khoáng $\beta_l = 10^{-3}$ 1/dộ ; W_{cl} - dung lượng chất lỏng trong hệ thống ; Δt - sự thay đổi nhiệt độ ;

W_4 - dung lượng chất lỏng dự trữ để bù cho sự rò rỉ cũng như để tạo thành mức chênh lệch nào đó giữa kênh nạp (vào) và kênh ra tránh tạo thành khoảng trống trong kênh ra khi lưu lượng lớn, thực tế mức chênh lệch này không nhỏ hơn 50 mm.

Ngoài những thành phần trên khi tính dung lượng tối thiểu của thùng chứa cần kể đến thể tích của không khí lẫn trong chất lỏng. Để đạt yêu cầu này kết quả tính theo công thức (10.12) cần tăng lên 10 - 15%.

Trong thực tế dung tích của thùng chứa được chọn sao cho có thể chứa được lượng chất lỏng bằng 2 - 3 lần lưu lượng của bơm cung cấp.

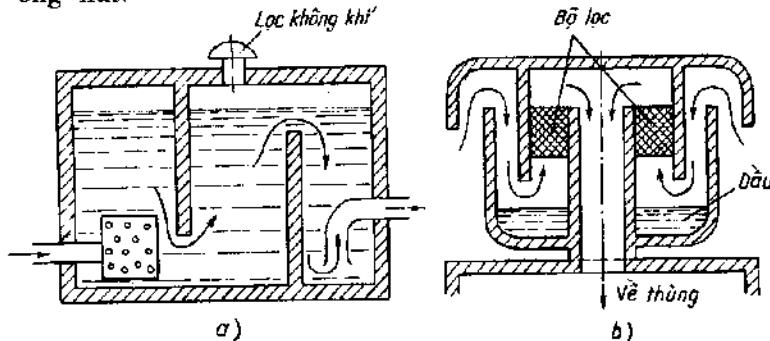
Kết cấu của thùng chứa cần đảm bảo sao cho có thể làm lắng chất lỏng. Muốn vậy chất lỏng trong thùng tránh có sự luân chuyển mạnh, sự sủi bọt và dòng xoáy. Đầu ống dẫn chất lỏng vào thùng phải ở mức thấp hơn mức chất lỏng trong thùng. Trên kênh dẫn chất lỏng vào thùng nên đặt cơ cấu lưới hoặc nắp có lỗ (h.20-26a) để phân tán nhỏ dòng chất lỏng. Mức chất lỏng thấp nhất trong thùng phải cao hơn đầu mút đường ống hút của bơm 50 mm.

Kết cấu thùng chứa cũng cần đảm bảo sao cho có thể kiểm tra dễ dàng mức chất lỏng trong thùng. Để kiểm tra người ta thường dùng các chỉ mức dầu.

Ở phía trên thùng chứa kín có lỗ thoát khí đường kính 2 - 5 mm. Để tránh bụi bẩn và không khí lọt vào thùng khi mức chất lỏng thay đổi, ở lỗ thoát cần có bộ phận lọc không khí, hơi ẩm và ngăn bụi. Kết cấu hoàn chỉnh để tránh bụi rơi vào thùng chứa là sử dụng bộ lọc cùng với hút bụi (h. 10-26b).

Tất cả các đầu ống nối với thùng chứa cần đạt thấp hơn mức chất

lòng thấp nhất trong thùng một khoảng cách không nhỏ hơn ba lần đường kính ống. Dầu mút ống hút của bơm đặt cách đáy thùng không nhỏ hơn hai lần đường kính ống. Đường ống ra (chảy ra từ các cơ cấu thủy lực) cần nối với một ngăn riêng của thùng chứa cách xa ngăn nối với các đường ống hút.



Hình 10-26. Sơ đồ thùng chứa chất lỏng.

Trên thành thùng có thể đặt một số nam châm để hút các bụi kim loại do sự mài mòn của các chi tiết máy. Trong một số trường hợp người ta có thể dùng hệ thống thủy lực kín trong đó chất lỏng không tiếp xúc với không khí. Để làm mát chất lỏng trong thùng chứa có thể dùng bộ tản nhiệt.

TÀI LIỆU THAM KHẢO CHÍNH

1. Е. И. Абрмов, К. А. Колесниченко, В. Т. Маслов.
Элементы гидропривода. "Техника", Киев - 1969.
2. Т. М. Башта И. З. Заиченко, В. В. Ериаков, Е. М. Хаймович.
Объёмные гидравлические приводы "Машиностроение". Москва - 1969.
3. Т. М. Башта.
Гидравлика гидравлические машины и гидравлические приводы.
"Машиностроение" - 1970.
4. Л. Б. Богданович.
Объёмные гидроприводы. Вопросы проектирования. "Техника" - 1971.
5. А. В. Кулагин, Ю. С. Демидов, В. Н. Прокофьев, Л. А. Кондаков.
Основы теорий и конструирования объёмных гидропередач "Высшая
школа" Москва - 1968.
6. С. Ф. Страхов, В. А. Усов.
Эксплуатация и ремонт гидроприводных станков. "Машиностроение".
Москва - 1968.
7. Е. М. Хаймович.
Гидропривод и гидропневмоавтоматика. "Машиностроение" - 1971.
8. Guillon M.
Étude et determination des systèmes hydrauliques. Dunod, Paris - 1960.
9. C. R. Himmier.
La commande hydraulique. Dunod, Paris - 1960

MỤC LỤC

Trang

Lời nói đầu

3

PHẦN I

LÝ THUYẾT CƠ SỞ

<i>Chương 1.</i> Các vấn đề chung	5
<i>Chương 2.</i> Chất lỏng làm việc	9
<i>Chương 3.</i> Mát mát thủy lực	22

PHẦN II

CÁC PHẦN TỬ THÔNG DỤNG

<i>Chương 4.</i> Bơm và động cơ thủy lực	32
<i>Chương 5.</i> Xylanh thủy lực	82
<i>Chương 6.</i> Cơ cấu phân phoi	103
<i>Chương 7.</i> Cơ cấu điều chỉnh	130
<i>Chương 8.</i> Lọc chất lỏng	185
<i>Chương 9.</i> Cơ cấu làm kín	207
<i>Chương 10.</i> Đường ống và các bộ nối ống	232
TÀI LIỆU THAM KHẢO	283