

Công ty Hóa Chất Xây Dựng Phương Nam

NGUYỄN VĂN HÙNG (chủ biên)

PHẠM QUANG DŨNG - NGUYỄN THỊ MAI

MÁY XÂY DỰNG



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT

HÀ NỘI - 1999

<http://Vietnam12h.com>

Công ty Hóa Chất Xây Dựng Phương Nam

<http://vietnam12h.com>

LỜI NÓI ĐẦU

Trong những năm gần đây nhằm đáp ứng nhu cầu về quy mô, chất lượng và tiến độ thi công xây dựng dân dụng và công nghiệp, xây dựng cầu đường, thủy lợi, sân bay bến cảng ... nước ta đã và đang áp dụng nhiều công nghệ mới và sử dụng thiết bị thi công tiên tiến của nhiều nước trên thế giới.

Để đáp ứng yêu cầu đổi mới chương trình và nội dung đào tạo kỹ sư khối công trình và kinh tế chuyên ngành xây dựng, cuốn "MÁY XÂY DỰNG" được biên soạn nhằm cung cấp những khái niệm cơ bản về máy xây dựng, giới thiệu chức năng, kết cấu và nguyên lý làm việc của các chủng loại máy và thiết bị chủ yếu trong thi công xây dựng. Sách còn đề cập tới những khái niệm chung về khai thác kỹ thuật xe máy.

Khi biên soạn, các tác giả đã dựa trên cơ sở hai tập "Máy xây dựng" do có Pgs, Pts. Đặng Thế Hiến chủ biên nhưng đã có nhiều thay đổi về kết cấu và nội dung cuốn sách cho phù hợp với đề cương môn học, giới thiệu bổ sung những công nghệ, kết cấu và nguyên lý làm việc của thiết bị mới, hiện đại được áp dụng trong những năm gần đây ở nước ta.

Sách được biên soạn gồm 9 chương :

Các chương 1,2,4,5,7,8 và 9 do Ks. Nguyễn Văn Hùng biên soạn (chủ biên).
Chương 3 do Pts. Phạm Quang Dũng biên soạn.
Chương 6 do Ks. Nguyễn Thị Mai biên soạn.

Sách dùng làm tài liệu tham khảo cho sinh viên, cán bộ kỹ thuật, cán bộ quản lý chuyên ngành xây dựng cơ bản và bạn đọc rộng rãi.

Các tác giả chân thành cảm ơn các bạn đồng nghiệp, đặc biệt các cán bộ giảng dạy thuộc bộ môn Máy xây dựng và bộ môn Cơ sở cơ khí trường Đại học xây dựng, Pgs, Pts. Đặng Quốc Sơn đã đọc và góp ý kiến cho bản thảo trong quá trình biên soạn sách.

Trong quá trình biên soạn và in ấn chắc chắn còn nhiều thiếu sót, chúng tôi mong được sự góp ý của bạn đọc.

CÁC TÁC GIẢ

Công ty Hóa Chất Xây Dựng Phương Nam

<http://vietnam12h.com>

KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY XÂY DỰNG

§ 1.1. PHÂN LOẠI MÁY XÂY DỰNG

Máy xây dựng là danh từ chung chỉ các máy và thiết bị phục vụ cho công tác xây dựng cơ bản : dân dụng, công nghiệp, giao thông vận tải, cảng, thủy lợi ... Do vậy máy xây dựng có rất nhiều chủng loại và đa dạng. Người ta thường phân loại máy xây dựng theo tính chất thi công hay công dụng như sau :

1) **Tổ máy phát lực** : để cung cấp động lực cho các máy khác làm việc, thường là những tổ máy diesel phát điện, tổ máy nén khí v.v... Các tổ máy này lại do động cơ đốt trong hoặc động cơ điện cung cấp năng lượng.

2) **Máy vận chuyển** : để vận chuyển vật liệu hàng hóa và chia ra

- Máy vận chuyển ngang : hướng vận chuyển song song với mặt đất, di động trên đường bộ : ô tô, máy kéo ; trên đường sắt : goòng, xe lửa ; trên mặt nước : sà lan, tàu thủy và trên không : máy bay vận tải, trực thăng v.v...

- Máy vận chuyển thẳng đứng hay lên cao còn gọi là máy nâng chuyển : kích, tời, palăng, cần trục, vận thăng, thang máy chở người trong thi công v.v...

- Máy vận chuyển liên tục : hướng vận chuyển có thể ngang, nghiêng hay thẳng đứng nhưng đặc điểm là vận chuyển liên tục : băng tải, gầu tải, vít tải v.v...

- Máy xếp dỡ : thường vận chuyển ở cự ly ngắn, chủ yếu làm công tác xếp dỡ, bốc xúc ở các bến cảng, nhà kho, bãi vật liệu v.v... như các loại máy xúc lật, xe nâng hàng, máy xếp dỡ hàng cổng kênh, côngtenơ ...

3) **Máy làm đất** : gồm các loại máy phục vụ các khâu thi công đất, đá như các máy làm công tác chuẩn bị (máy ủi, máy kéo, máy đào lật (máy đào một gầu và nhiều gầu), máy đào - chuyển đất (máy ủi, máy cạp, máy san v.v...), máy xúc lật và các loại máy đầm nén đất.

4) **Máy gia công đá** : phục vụ cho việc nghiền, sàng và rửa sỏi, đá, cát.

1) Yêu cầu về năng lượng: chọn công suất động cơ hợp lý, cơ động (thường là động cơ đốt trong), tiết kiệm.

2) Kích thước gọn, nhẹ, dễ vận chuyển và thi công trong địa bàn chật hẹp.

3) Các yêu cầu kết cấu - công nghệ : có độ bền và tuổi thọ cao, công nghệ tiên tiến.

4) Các yêu cầu khai thác - công nghệ : đảm bảo năng suất và chất lượng thi công trong điều kiện nhất định, có khả năng phối hợp làm việc cùng các máy khác, bảo dưỡng sửa chữa dễ dàng, nhanh chóng, có khả năng dự trữ nhiên liệu làm việc tương đối dài (một vài ca liên tục).

5) Sử dụng thuận tiện, an toàn, tự động hóa điều khiển.

6) Không làm ảnh hưởng tới môi trường xung quanh.

7) Yêu cầu kinh tế : giá thành đơn vị sản phẩm thấp.

Nhờ sự phát triển của khoa học công nghệ, các máy xây dựng hiện đại đều đáp ứng được các yêu cầu nói trên. Trước hết phải kể đến xu hướng tăng năng suất máy, tự động hóa điều khiển, dẫn động thủy lực và dẫn động điện thay cho dẫn động cơ khí, các cơ cấu công tác được cải tiến, đảm bảo tác động hiệu quả với đối tượng thi công, cải thiện điều kiện và môi trường làm việc.

Chỉ tiêu tổng hợp và quan trọng nhất liên quan tới các vấn đề nêu trên là *độ tin cậy* của máy.

§ 1.3. THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC CỦA MÁY XÂY DỰNG

Thiết bị động lực của máy xây dựng thường là động cơ đốt trong và động cơ điện.

1. Động cơ đốt trong

Động cơ đốt trong được sử dụng nhiều hơn, đặc biệt là động cơ diesel. Công suất động cơ diesel lắp trên máy làm đất có thể từ vài kW đến 2000 kW. Động cơ diesel có hiệu suất tương đối cao (30 - 37%), khối lượng trên 1 kW công suất không lớn lắm (3 - 4 kg/kW), suất tiêu hao từ 0,2 đến 0,25 kg/kW.h. Nếu khai thác tốt có thể kéo dài tuổi thọ động cơ tới 6000 - 8000 h. Nhược điểm cơ bản của động cơ diesel là khả năng chịu quá tải kém vì đường đặc tính cơ học "cứng". Đường đặc tính cơ học của động cơ diesel biểu hiện sự thay đổi mômen xoắn vào số vòng quay động cơ tức là lực ở bộ phận công tác với tốc độ tương ứng của nó (h.1.1).

Đường cong 1 trên hình 1.1 cho biết ở vùng làm việc chủ yếu, mômen xoắn tăng từ 0 đến T_n với số vòng quay tăng không đáng kể.

2. Động cơ điện

Động cơ điện được sử dụng rộng rãi trên các máy cố định hoặc di chuyển ngắn, theo quỹ đạo nhất định như các máy nghiền sàng đá, máy trộn bê tông, cần trục v.v...

Ưu điểm chính của động cơ điện là hiệu suất cao (tới 80%), gọn nhẹ, chịu vượt tải tương đối tốt, thay đổi chiều quay và khởi động nhanh, giá thành hạ, làm việc tin cậy, dễ tự động hóa, điều kiện vệ sinh công nghiệp tốt, ít gây ô nhiễm môi trường.

Nhược điểm chính là khó thay đổi tốc độ quay, mômen khởi động nhỏ, phải có nguồn và mạng lưới cung cấp điện.

Động cơ điện có nhiều chủng loại công suất và chia ra hai loại lớn : động cơ điện xoay chiều và động cơ điện một chiều. Động cơ điện xoay chiều lại chia ra : loại không đồng bộ và loại đồng bộ.

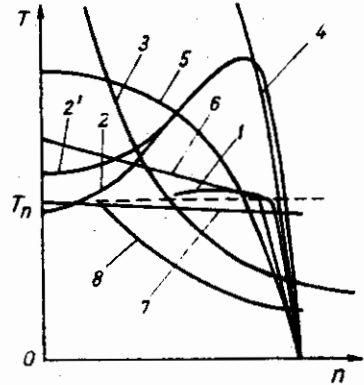
Động cơ không đồng bộ với rôto lồng sóc cấu tạo đơn giản, rẻ tiền, dễ bảo quản, làm việc tin cậy, có thể mắc trực tiếp vào lưới điện ba pha không cần biến đổi dòng điện. Nhược điểm của nó là : hiệu suất thấp (so với động cơ ba pha đồng bộ), không điều chỉnh được vận tốc (so với động cơ một chiều và động cơ ba pha không đồng bộ rôto dây cuốn). Đường đặc tính cơ học của loại này là đường cong 2' trên hình 1.1. Tuy được sử dụng phổ biến nhưng công suất giới hạn dưới 10 kW.

Động cơ không đồng bộ rôto dây cuốn, cấu tạo phức tạp, đắt tiền, vận hành phức tạp nhưng tính khởi động và điều tốc khá tốt (đường cong 2 trên hình 1.1) ; hệ số thay đổi tốc độ :

$$\lambda = \frac{\text{tốc độ quay định mức } n_0}{\text{tốc độ quay nhỏ nhất } n_{\min}} = 1.3$$

thường được chế tạo với công suất $N = 7 + 100 \text{ kW}$.

Loại động cơ điện xoay chiều đồng bộ có ưu điểm hiệu suất và hệ số $\cos \varphi$ cao, tốc độ quay ổn định, hệ số quá tải lớn nhưng cấu tạo tương đối phức tạp, giá thành khá cao vì phải có thiết bị phụ khởi động động cơ nên thường dùng cho các máy có yêu cầu tốc độ quay không đổi.



Hình 1.1. Đường đặc tính cơ học của động cơ :

1. diesel ; 2. động cơ điện không đồng bộ rôto dây cuốn ; 2'. động cơ điện không đồng bộ rôto lồng sóc ; 3. động cơ điện một chiều mắc nối tiếp ; 4. động cơ điện một chiều mắc song song ; 5. động cơ máy phát điện một chiều ba cuộn dây cuốn ; 6. động cơ máy phát điện với bộ khuếch đại ; 7. bơm thủy lực không điều chỉnh ; 8. bơm thủy lực có điều chỉnh.

Động cơ điện một chiều mắc song song (đường 4 hình 1.1) hoặc nối tiếp (đường 3 hình 1.1) có phạm vi thay đổi tốc độ lớn, mômen khởi động cao, đảm bảo khởi động êm, hãm và đảo chiều dễ dàng, do đó được dùng trong các thiết bị vận chuyển bằng điện, máy đào, cần trục, thang máy v.v...

Nhược điểm của chúng là đắt, phải tăng thêm vốn đầu tư để đặt các thiết bị chỉnh lưu hay máy phát điện một chiều.

Đối với các thiết bị cầm tay, thường dùng động cơ một pha cố gíp, có kích thước gọn nhẹ, có khả năng thay đổi tốc độ, làm việc ổn định dù đóng mở thường xuyên nhưng giá thành tương đối cao, bảo dưỡng phức tạp.

Ngoài động cơ đốt trong và động cơ điện, trên máy xây dựng nhiều khi còn bố trí tổ hợp động lực : động cơ đốt trong-máy phát điện nhằm cung cấp điện cho các cơ cấu dẫn động điện ; động cơ đốt trong (hay động cơ điện) - bơm thủy lực (bơm dầu) cung cấp năng lượng cho các cơ cấu dẫn động thủy lực ; động cơ đốt trong (hay động cơ điện) - máy nén khí (trạm nén khí) cung cấp năng lượng cho các cơ cấu và máy dẫn động khí nén. Trong các tổ hợp này, bơm thủy lực và máy nén khí có vai trò quan trọng. Theo phương pháp truyền dẫn thủy lực có các loại : bơm bánh răng, bơm pittông và bơm cánh quạt.

3. Các loại bơm thủy lực

Bơm bánh răng (h.1.2a) gồm vỏ bơm 3 và các bánh răng 1 và 2. Một trong hai bánh răng được dẫn động từ động cơ, bánh răng thứ hai quay tự do trên trục. Các bánh răng quay ăn khớp dồn ép dầu từ khoang hút vào khoang trống giữa các răng có lưu lượng ổn định và thường làm việc ở số vòng quay từ 500 đến 2500 vg/ph. Tùy theo tốc độ quay, áp lực và độ nhớt của dầu thủy lực, hiệu suất bơm bánh răng đạt 0,65 - 0,85. Các loại bơm bánh răng thường làm việc với áp suất tới 10 MPa và công suất tới 30 đến 40 kW.

Năng suất (lưu lượng) bơm bánh răng :

$$Q = 2\pi.Z.m^2.b.n , \text{ cm}^3/\text{ph} \quad (1.1)$$

trong đó : Z - số răng của bánh răng chủ động ;

m - môđun ăn khớp ;

b - chiều rộng bánh răng, cm ;

n - tốc độ quay của bánh răng chủ động, vg/ph.

Bơm pittông chia làm hai loại : bơm hướng trục (h.1.2b) và bơm hướng kính. Loại bơm hướng trục dùng phổ biến hơn vì bố trí truyền dẫn thủy lực gọn. Nguyên lý làm việc của bơm hướng trục như sau : trục bơm làm quay mâm nghiêng 6 quanh tâm quay I - I, và qua các tay biên 5 làm quay khối xylanh - vỏ bơm 3. Các tay biên 5 được nối bằng khớp cầu với mâm nghiêng 6 trên đường tròn có đường kính D_b và với pittông 4. Vì mâm đặt nghiêng so với trục quay của bơm, nên khi quay đồng thời tạo ra chuyển động tịnh tiến qua lại của pittông trong các xylanh. Khi mâm nghiêng quay được nửa vòng sẽ làm pittông thực hiện trọn vẹn hành trình về một phía, ở nửa vòng quay tiếp theo sẽ thực hiện hành trình

theo hướng ngược lại. Nhờ khoang phân phối 7, khi pittông đi về phía trái sẽ thông với đường dẫn của hệ thống bơm, còn khi đi về phía phải thông với đường hút. Năng suất bơm phụ thuộc vào góc nghiêng γ của mâm. Ở các bơm pittông hướng trục có điều chỉnh thì có thể thay đổi được góc γ nhờ hệ thống điều khiển đặc biệt giữ cho công suất bơm không đổi. Năng suất của bơm pittông hướng trục :

$$Q = 0,785d^2 \cdot i \cdot D_o \cdot n \cdot \text{tg} \gamma, \text{ cm}^3/\text{ph} \quad (1.2)$$

trong đó : d - đường kính xylanh, cm ;

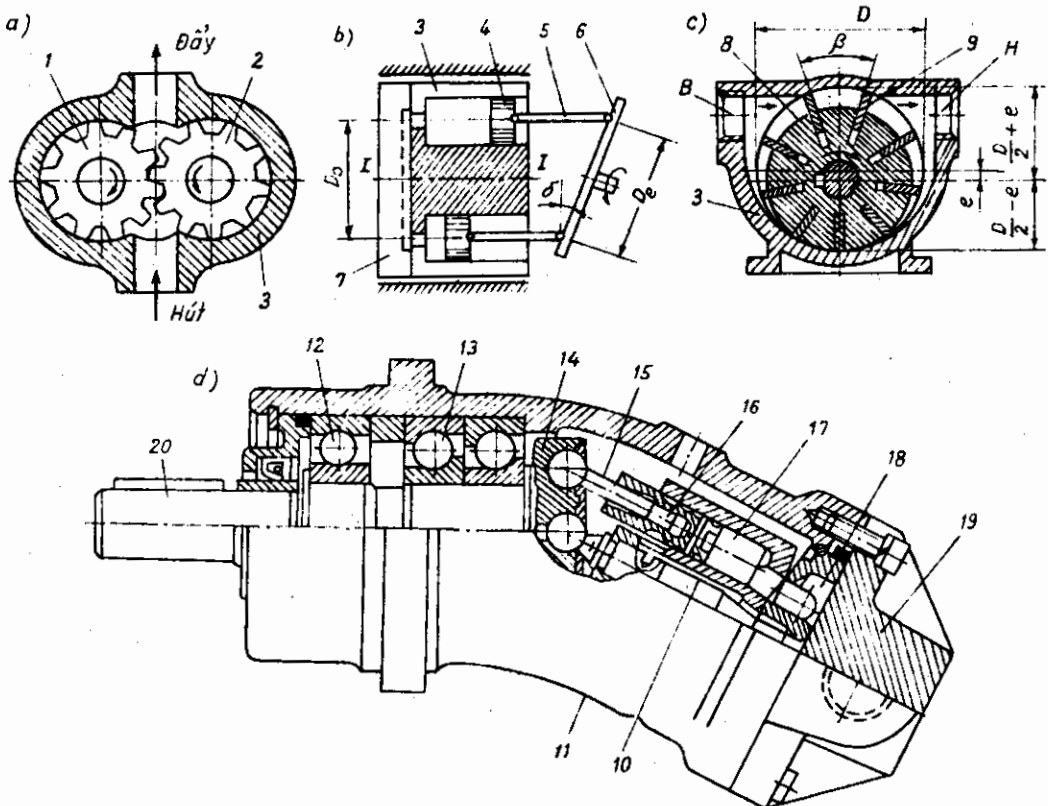
i - số lượng xylanh ;

D_o - đường kính vòng tròn nối các tâm xylanh, cm ;

n - tốc độ quay của trục bơm, vg/ph.

Từ công thức (1.2) cho ta thấy nếu $\gamma = 0$ thì mâm quay và khối xylanh quay quanh trục I - I nhưng không tạo cho pittông chuyển động tịnh tiến qua lại nên năng suất bơm $Q = 0$.

Ở các bơm pittông hướng trục không điều chỉnh (h.1.2d) góc γ không đổi. Loại bơm này có kết cấu đơn giản giá thành hạ. Nếu dùng chúng thay bơm bánh



Hình 1.2. Sơ đồ cấu tạo các loại bơm thủy lực :

- a) Bơm bánh răng ; b) Bơm pittông hướng trục (sơ đồ nguyên lý) ; c) Bơm cánh quét ;
- d) Sơ đồ cấu tạo bơm hướng trục không điều chỉnh : 12. bánh răng ; 3. vỏ bơm ;
- 4. pittông ; 5. tay biên ; 6. mâm nghiêng ; 7. khoang phân phối ; 8. rôto ; 9. cánh quét ;
- 10. chốt trung tâm ; 11. vỏ bơm ; 12.13. ổ bi ; 14. mâm ; 15. tay biên ; 16. pittông ;
- 17. xylanh ; 18. khoang phân phối ; 19. nắp bơm ; 20. trục bơm.

ràng trong hệ thống thủy lực, để điều chỉnh tốc độ cần phải lắp thêm cơ cấu tiết lưu chuyên dùng song sẽ làm giảm hiệu suất của hệ dẫn động thủy lực.

Trên hình 1.1 đường cong 7 và 8 đặc trưng cho các loại bơm không điều chỉnh và có điều chỉnh. Đặc tính của các loại bơm có điều chỉnh cho phép sử dụng hết công suất ổn định của động cơ ở các chế độ làm việc.

Các loại bơm pittông hướng trục có áp suất tới 40 đến 50 MPa, năng suất bơm tới 750 l/ph và số vòng quay tới 1000 đến 3000 vg/ph. Hiệu suất bơm đạt tới 0,86 đến 0,9.

Bơm cánh quét (h.1.2c) gồm vỏ bơm 3, trục dẫn động rôto 8 đặt lệch tâm trên trục ; các cánh quét 9 dịch chuyển trong các rãnh rôto.

Khi rôto quay, các cánh quét do lò xo ép vào thành vỏ bơm tạo ra các khoang đưa dầu từ khoang hút B sang khoang đẩy H. Khi ấy độ lệch tâm của rôto e càng lớn, lượng dầu bơm được càng nhiều. Do dầu được lấy đi từ khoang hút tạo ra ở đây chân không hút dầu từ bình chứa vào.

Năng suất của bơm cánh quét :

$$Q = 2\pi.n.b(r_s^2 - r_r^2) , \text{ cm}^3/\text{ph} \quad (1.3)$$

trong đó : n - tốc độ quay của rôto, vg/ph ;

b - chiều rộng cánh quét, cm ;

r_s , r_r - bán kính stato (vỏ bơm) và rôto, cm ;

$$r_s = \frac{D}{2} \text{ và } r_r = \frac{D}{2} - e.$$

Bơm cánh quét có áp suất tới 16 đến 18 MPa và hiệu suất $\eta = 0,8 + 0,85$.

4. Máy nén khí

Máy nén khí chủ yếu cung cấp cho động cơ khí nén của các thiết bị dùng khí nén, để sơn và cung cấp cho hệ thống điều khiển máy. Theo nguyên lý hoạt động, máy nén khí chia ra : kiểu pittông, kiểu rôto và kiểu vít. Các loại máy nén khí thường tạo ra áp suất tới 0,8 MPa và năng suất tới 10 m³/ph.

Trên máy xây dựng có thể bố trí động cơ theo ba cách :

1) Bố trí một động cơ dùng các cơ cấu truyền lực như ly hợp, hộp số, khớp nối, trục truyền, đai, xích v.v... truyền lực cho các cơ cấu công tác. Cách bố trí này được sử dụng khá phổ biến nhưng có nhược điểm là nếu động cơ hỏng thì tất cả phải ngừng hoạt động, hiệu suất truyền động thấp vì có nhiều bộ phận trong hệ thống truyền lực.

2) Bố trí nhiều động cơ cùng loại trên một máy, thông thường là động cơ điện, động cơ thủy lực ; mỗi động cơ giữ một chức năng công tác của máy. Thí dụ : ở cần trục tháp, mỗi cơ cấu có một động cơ riêng biệt đảm nhiệm (cơ cấu nâng hạ vật, nâng hạ cần, di chuyển v.v...). Cách bố trí này giảm được hệ thống

truyền lực giữa các cơ cấu, mỗi cơ cấu làm việc độc lập với nhau. Nhưng do phải dùng nhiều động cơ nên hệ số sử dụng công suất không cao.

3) Bố trí hỗn hợp nhiều loại động cơ trên một máy. Thường có các phương án bố trí sau

a) Một động cơ chính (động cơ đốt trong) quay máy phát điện, cung cấp điện cho các động cơ riêng biệt của mỗi cơ cấu công tác.

b) Một động cơ điện xoay chiều quay máy phát điện một chiều, cung cấp điện một chiều cho các động cơ điện một chiều của từng cơ cấu.

c) Một động cơ chính quay máy nén khí cung cấp khí nén cho các động cơ khí nén hoặc quay bơm thủy lực cung cấp năng lượng cho các động cơ thủy lực, xylanh thủy lực.

Khi chọn động cơ cho máy xây dựng, ngoài việc căn cứ vào tình hình thực tế cung cấp động cơ, nguồn năng lượng, giá trị kinh tế v.v... cần phải chú ý về mặt kỹ thuật như công suất, tốc độ, mômen khởi động, hệ số vượt tải Φ , hệ số thay đổi tốc độ λ và trạng thái nhiệt của động cơ.

$$\text{Hệ số vượt tải } \Phi = \frac{\text{mômen lớn nhất của động cơ } M_{\max}}{\text{mômen làm việc định mức } M_0}$$

Những máy dễ bị vượt tải trong khi làm việc như máy đào, máy ủi v.v... cần có hệ số Φ cao để không bị chết máy. Trong máy xây dựng thường yêu cầu $\Phi = 2,3 + 3$. Động cơ điện có $\Phi \geq 2,5$, động cơ đốt trong có $\Phi = 1$. Để không bị chết máy, đi kèm với động cơ đốt trong phải có ly hợp ma sát, nếu quá tải thì sẽ có sự trượt giữa các đĩa chủ động và bị động của ly hợp.

Những máy di động cần hệ số thay đổi tốc độ λ lớn : động cơ đốt trong $\lambda \approx 5$, động cơ điện không đồng bộ $\lambda = 1,3$.

Trong quá trình làm việc, nếu động cơ quá nóng thì hiệu suất giảm và dễ bị cháy. Khi máy làm việc liên tục hoặc phụ tải quá lớn dễ làm động cơ nóng quá mức, vì vậy cần phải căn cứ vào thời gian làm việc liên tục và phụ tải của máy để chọn trạng thái nhiệt của động cơ cho thích hợp. Đối với động cơ đốt trong, nhiệt độ làm việc được quy định trong khoảng $70 - 80^{\circ}\text{C}$ (nhiệt độ nước làm mát). Đối với động cơ điện, trạng thái nhiệt của động cơ thường được biểu thị bằng hệ số thời gian làm việc liên tục $CD\%$, tính như sau :

$$CD\% = \frac{\sum t}{60} \cdot 100\% \quad (1.4)$$

trong đó : $\sum t$ - tổng thời gian làm việc liên tục của máy trong một giờ, ph.

Đối với cùng một động cơ, nếu yêu cầu $CD\%$ khác nhau thì công suất định mức cũng phải thay đổi mới đảm bảo động cơ không quá nóng ($\leq 60^{\circ}\text{C}$).

§ 1.4. TRUYỀN ĐỘNG TRONG MÁY XÂY DỰNG

Hệ dẫn động bao gồm thiết bị động lực, bộ truyền động và hệ thống điều khiển đưa các cơ cấu máy và bộ phận công tác vào hoạt động.

Bộ truyền động có nhiệm vụ truyền chuyển động từ động cơ tới các cơ cấu và bộ phận công tác. Nó cho phép biến đổi tốc độ, lực và mômen, đôi khi biến đổi dạng và quy luật chuyển động. Sở dĩ cần dùng các bộ truyền làm khâu nối giữa động cơ và bộ phận công tác của máy là vì những lý do sau :

a) Tốc độ cần thiết của các bộ phận công tác nói chung là khác với tốc độ hợp lý của các động cơ tiêu chuẩn, thường thấp hơn tốc độ động cơ, nếu chế tạo động cơ có tốc độ thấp, mômen xoắn lớn thì kích thước lớn và giá đắt.

b) Cần chuyển động từ một động cơ đến nhiều cơ cấu làm việc với các tốc độ khác nhau.

c) Động cơ thực hiện chuyển động quay đều nhưng bộ phận công tác cần chuyển động tịnh tiến hoặc chuyển động với tốc độ thay đổi theo một quy luật nào đó.

d) Vì điều kiện sử dụng, an toàn lao động hoặc vì khuôn khổ kích thước của máy.

Theo phương pháp truyền năng lượng, bộ truyền động được chia ra : truyền động cơ khí, truyền động thủy lực, truyền động khí ép, truyền động điện và truyền động hỗn hợp. Phổ biến hơn cả là truyền động cơ khí, truyền động thủy lực và truyền động hỗn hợp.

1. Truyền động cơ khí

Theo nguyên lý làm việc, truyền động cơ khí được chia ra làm hai loại :

a) Truyền động ma sát, trực tiếp giữa các bánh ma sát hoặc gián tiếp nhờ đai truyền.

b) Truyền động ăn khớp trực tiếp (bánh răng, bánh vít) hoặc gián tiếp (xích).

Các thông số chủ yếu, đặc trưng cho bộ truyền :

Công suất trục dẫn N_1 và trục bị dẫn N_2 , kW

$$\text{Hiệu suất} \quad \eta = \frac{N_2}{N_1} \quad (1.5)$$

Tốc độ được biểu thị bằng tỷ số giữa số vòng quay trong một phút n_1 của trục dẫn và n_2 của trục bị dẫn, vg/ph.

Công ty Hóa Chất Xây Dựng Phương Nam

Tỷ số truyền $i = \frac{n_1}{n_2}$ (1.6)

Gọi N là công suất tính bằng kW, M là mômen xoắn tính bằng N.mm và n là số vòng quay trong một phút, vg/ph ta có :

$$M = 9,55 \cdot 10^6 \cdot N/n \quad (1.7)$$

Mômen xoắn trên trục bị dẫn được xác định theo mômen xoắn của trục dẫn, tỷ số truyền i và hiệu suất bộ truyền η :

$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta \quad (1.8)$$

Trong bộ truyền ma sát, chuyển động thực hiện nhờ lực ma sát trượt. Lực ma sát trượt của vật chuyển động 1 (h.1.3) tương đối với bề mặt 2 với tốc độ v :

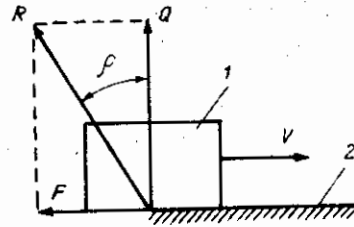
$$F = f \cdot Q \quad (1.9)$$

trong đó : f - hệ số ma sát ;

Q - lực pháp tuyến tại tiếp điểm.

Giá trị của f phụ thuộc vào vật liệu của cặp ma sát, điều kiện bôi trơn và các thông số khác. Đối với thép và gang khi ma sát không bôi trơn $f = 0,12 \div 0,18$, thép hay gang với chất dẻo ma sát và da $f = 0,25 \div 0,45$, đối với cặp ma sát bằng thép trong dầu $f = 0,03 \div 0,05$. Phản lực của một vật đối với vật thể khác R khi chuyển động sẽ lệch một góc ma sát ρ .

Vì $F = Q \cdot \text{tg} \rho$, nên $f = \text{tg} \rho$ và $\rho = \text{arctg} f$.



Hình 1.3. Sơ đồ xác định lực ma sát trượt.

Sơ đồ bộ truyền bánh ma sát với tỷ số truyền không đổi thể hiện trên hình 1.4. Lực ép cần thiết Q của hai bánh ma sát để truyền lực vòng F xác định theo công thức :

$$Q = \beta \cdot \frac{F}{f} \quad (1.10)$$

trong đó : β - hệ số an toàn, có thể lấy 1,25 - 1,5.

Do có trượt nên tốc độ vòng của bánh bị dẫn :

$$v_2 = (1 - \xi) \cdot v_1 \quad (1.11)$$

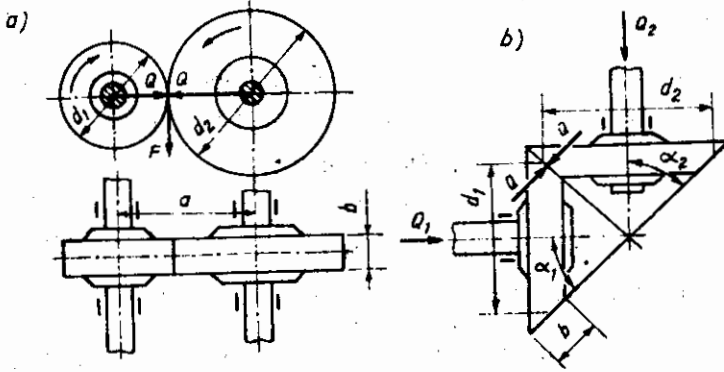
trong đó : ξ - hệ số trượt ; đối với bộ truyền khô, $\xi = 0,01 \div 0,03$.

Tỷ số truyền của bộ truyền bánh ma sát (h.1.4), nếu không xét đến sự trượt, tính gần đúng :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \quad (1.12)$$

Nếu thực hiện một trong hai bánh ma sát có bán kính lần thay đổi thì có thể có bộ truyền bánh ma sát có tỷ số truyền thay đổi (biến tốc ma sát).

Loại truyền động này có ưu điểm : cấu tạo đơn giản, làm việc êm, có khả năng điều chỉnh vô cấp tốc độ nhưng lực tác dụng lên ổ và trục khá lớn, dễ bị trượt.



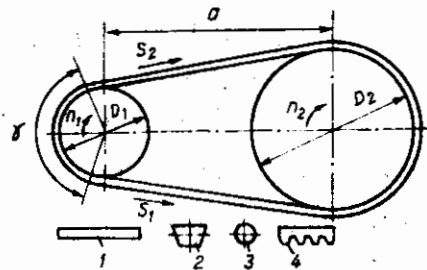
Hình 1.4. Sơ đồ truyền động bánh ma sát :

a) Với bánh hình trụ ; b) Với bánh hình côn.

Truyền động đai đơn giản, được trình bày trên hình 1.5 gồm : bánh đai dẫn và bị dẫn, một vòng đai mắc căng trên hai bánh ấy. Nhờ ma sát giữa đai và bánh, bánh dẫn quay sẽ kéo bánh bị dẫn quay, do đó truyền cơ năng sang bánh bị dẫn.

Đai gồm các loại : đai dẹt, đai hình thang, đai tròn, đai côn nhiều bậc.

Có thể thực hiện nhiều kiểu truyền động đai : truyền động thường, truyền động chéo, truyền động nửa chéo (1.6) truyền động góc.



Hình 1.5. Sơ đồ truyền động đai đơn giản.

Truyền động đai có các ưu điểm :

- có khả năng truyền công suất giữa các trục ở khá xa nhau ;
- làm việc êm và không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi ;
- giữ an toàn cho chi tiết máy khi quá tải (trượt trơn toàn phần) ;
- giá thành hạ, kết cấu đơn giản và bảo quản dễ.

Các nhược điểm :

- khuôn khổ kích thước quá lớn ;
- tỷ số truyền không ổn định ;

- lực tác dụng lên trục và ở lớn do phải căng đai ;
- tuổi thọ thấp khi làm việc với tốc độ cao.

Đối với đai phải thỏa mãn các yêu cầu chủ yếu sau :

- có đủ sức bền chịu tải trọng thay đổi và sức bền mòn ;
- hệ số ma sát tương đối lớn ;
- giá thành hạ.

Đai da là loại thỏa mãn các yêu cầu trên. Đối với đai làm bằng vật liệu tổng hợp, như đai vải cao su có khả năng chịu kéo tốt, làm việc ở tốc độ tới 30 m/s vẫn có tuổi thọ khá cao. Để điều chỉnh sức căng của đai thường dùng bánh căng đai (h.1.6a), lò xo hay cơ cấu tự động điều chỉnh sức căng đai tùy theo tải trọng.

Trị số lực vòng F của đai truyền là hiệu sức căng của nhánh cuốn S_1 và nhánh nhả S_2 (h.1.5)

$$F = S_1 - S_2 \quad (1.12a)$$

Theo Olev ta có :

$$S_1 = S_2 \cdot e^{f\alpha} \quad (1.13)$$

trong đó : e - cơ số log tự nhiên ;

α - góc ôm của đai trên bánh dẫn, rad ;

f - hệ số ma sát giữa đai và bánh đai.

Khoảng cách giữa các trục bánh đai :

$$\text{- Đối với đai phẳng : } a_{\min} = 2(D_1 + D_2) \quad (1.14)$$

$$\text{- Đối với đai thang : } a_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h \quad (1.15)$$

$$a_{\max} = 2(D_1 + D_2) \quad (1.16)$$

trong đó : D_1 và D_2 - đường kính bánh đai ;

h - chiều dày đai.

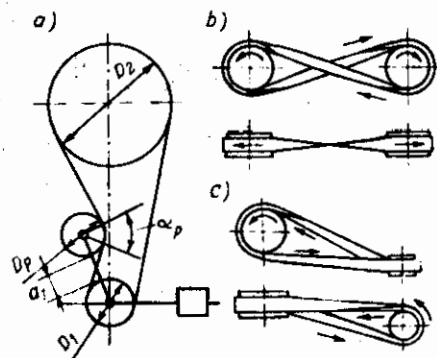
Tỷ số truyền của bộ truyền đai :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1 - \xi)} \quad (1.17)$$

trong đó : ξ - hệ số trượt.

Tiết diện của đai phẳng tính theo công thức :

$$F = \frac{P}{[\sigma_p]_0} \cdot C_1 C_a C_v C_b, \text{ cm}^2 \quad (1.18)$$



Hình 1.6. Sơ đồ truyền động đai.

trong đó : $[\sigma_p]_0$ ứng suất cho phép ;
 C_t, C_α, C_v, C_b - hệ số kể đến chế độ tải trọng, góc ôm, tốc độ và sự bố trí bộ truyền.

Khi tính toán cụ thể, các hệ số này được tra trong sổ tay chi tiết máy, đối với đai thang vì tiết diện đã được chọn trước theo công suất truyền nên ở đây chúng ta phải tính số đai cần thiết Z theo định mức công suất cho một đai chuẩn N_0 .

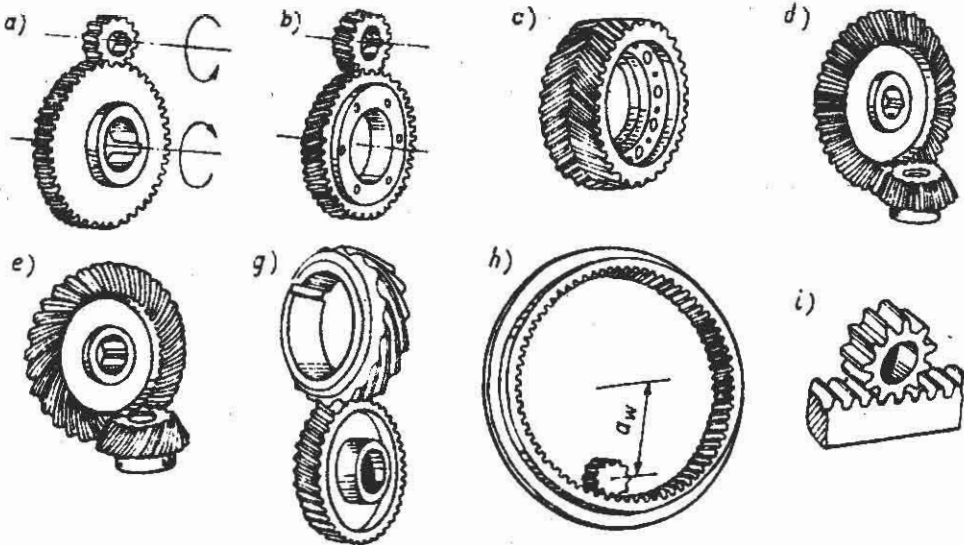
$$Z = \frac{N}{N_0 \cdot C_\alpha \cdot C_t} \quad (1.19)$$

Khi sử dụng bộ truyền đai cần tránh dầu mỡ bám vào dây đai và bánh đai vì sẽ gây trượt, dẫn đến giảm lực kéo một cách đáng kể.

Truyền động bánh răng, truyền chuyển động hoặc thay đổi dạng chuyển động nhờ sự ăn khớp của các răng trên bánh răng (hoặc thanh răng).

Tùy theo vị trí tương đối giữa các trục, có các loại truyền động bánh răng sau :

- Trường hợp hai trục song song, dùng truyền động bánh răng trụ răng thẳng (h.1.7a,b), răng nghiêng (h.1.7b) hoặc chữ V (h.1.7c).
- Trường hợp hai trục cắt nhau, dùng truyền động bánh răng nón thường có răng thẳng (h.1.7d) hoặc răng cong (h.1.7e).
- Trường hợp hai trục chéo nhau, dùng truyền động bánh răng trụ chéo (h.1.7g).
- Truyền động bánh răng-thanh răng (h.1.7i) dùng để biến đổi truyền động quay thành tịnh tiến hoặc ngược lại.

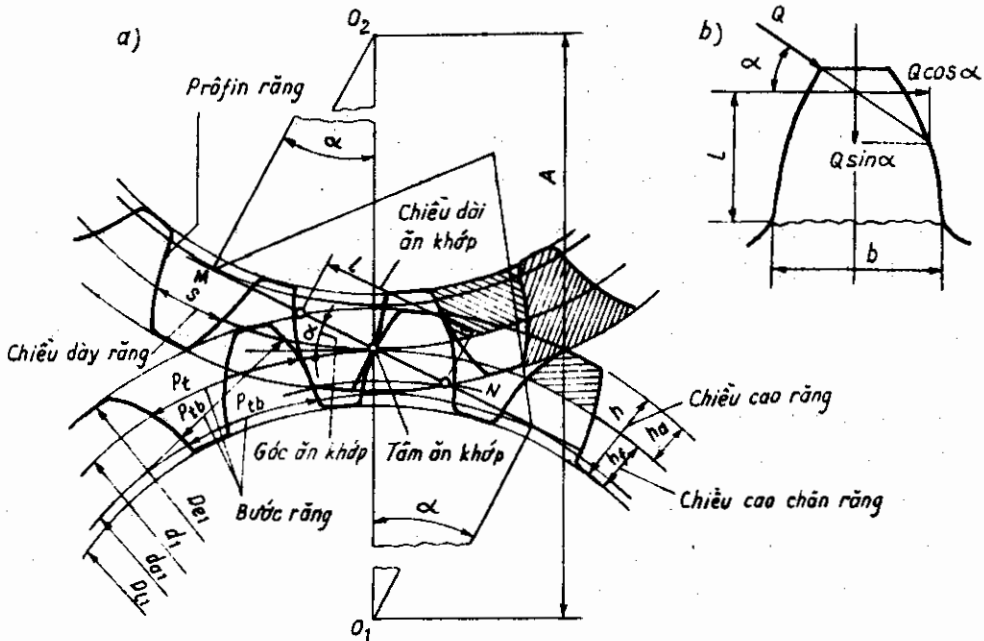


Hình 1.7. Các dạng bánh răng :

- a) Trụ thẳng ; b) Trụ nghiêng ; c) Chữ V ; d) Nón thẳng ; e) Nón cong ;
 g) Trụ chéo ; h) Trụ thẳng ăn khớp trong ; i) Bánh răng - thanh răng.

So với các dạng truyền động cơ khí khác, truyền động bánh răng có ưu điểm nổi bật như : kích thước nhỏ, khả năng chịu tải lớn, hiệu suất cao ($\eta = 0,97 + 0,99$), tuổi thọ cao, làm việc tin cậy, hoạt động tốt trong phạm vi công suất, tốc độ và tỷ số truyền khá rộng.

Tuy nhiên, truyền động bánh răng có các nhược điểm : đòi hỏi chế tạo chính xác, có nhiều tiếng ồn khi tốc độ quay lớn, chịu va đập kém.



Hình 1.8. Ăn khớp bánh răng :

a) Dạng răng thân khai ; b) Sơ đồ tính răng chịu uốn.

Dạng răng chủ yếu dùng trong truyền động bánh răng là dạng thân khai (h.1.8a). Sơ dĩ răng thân khai được dùng nhiều vì dễ chế tạo hơn, sức bền và tuổi thọ cao, hiệu suất lớn.

Các thông số hình học chủ yếu của bánh răng trụ răng thẳng ăn khớp ngoài :

Z_1 và Z_2 - số răng của bánh răng nhỏ và bánh răng lớn.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \text{ - tỷ số truyền.}$$

p_1 - bước răng trên vòng tròn chia, bằng bước răng của thanh răng (dao).

α - góc ăn khớp, thường bằng 20° .

$m = \frac{p_1}{\pi}$ - môđun ăn khớp là thông số cơ bản của bộ truyền bánh răng. Trị số của m từ 0,05 đến 100 mm. Điều kiện để các bánh răng ăn khớp được với nhau là chúng phải có cùng môđun.

$d_c = Zp_1/\pi = mZ_1$ - đường kính vòng tròn chia.

$d_o = d_c = \cos\alpha$ - đường kính vòng cơ sở.

$A = d_{c1} + d_{c2}$ - khoảng cách trục.

d_1 và d_2 - đường kính vòng tròn lăn của bánh 1 và bánh 2. Đối với cặp bánh răng không dịch chỉnh (cặp bánh răng tiêu chuẩn) hoặc dịch chỉnh đều, đường kính vòng tròn lăn và vòng chia tròn chia trùng nhau :

$d_1 = d_{c1} = mZ_1$; $d_2 = d_{c2} = mZ_2$.

$h = 2,25m$ - chiều cao răng.

$D_e = d_c + 2m$ - đường kính vòng tròn đỉnh răng.

$D_i = d_c - 2,5m$ - đường kính vòng tròn chân răng.

S = chiều dày răng.

Ngoài dạng răng thân khai còn có dạng răng cung tròn do Nôvicôv phát minh năm 1954. Khả năng tải của bánh răng Nôvicôv cao hơn bánh răng thân khai nhưng dao cụ để gia công rất phức tạp.

Nếu đường kính vòng tròn chân răng ít chênh lệch với đường kính trục, nên chế tạo bánh răng liền với trục. Nếu đường kính vòng tròn chân răng khá lớn, nên chế tạo bánh răng riêng rồi lắp với trục. Đối với bánh răng có kích thước lớn, để tiết kiệm vật liệu có chất lượng cao (thí dụ như thép hợp kim) nên chế tạo vành răng rời lắp vào phần thân răng (moayơ) chế tạo bằng gang.

Răng có thể bị gãy do ứng suất uốn lớn khi quá tải hoặc do môi, bị tróc bề mặt răng vì môi (đối với các bộ truyền kín). Trong các bộ truyền để hở và trong môi trường bụi bẩn thì răng bị mòn là chủ yếu.

Bánh răng được tính toán nhằm thỏa mãn điều kiện ứng suất tiếp xúc và tính theo sức bền uốn.

Ứng suất tiếp xúc sinh ra khi răng ăn khớp, được tính theo công thức :

$$\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{qE}{\rho}} \leq [\sigma]_{tx} \quad (1.20)$$

trong đó : q - tải trọng riêng ;

E - môđun đàn hồi tương đương

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} ; \quad (1.21)$$

E_1, E_2 - môđun đàn hồi của hai bánh răng 1 và 2 ;

ρ - bán kính cong tương đương được tính theo công thức :

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2} = \frac{i \cdot d_1 \cdot \sin\alpha}{2(i \pm 1)} \quad (1.22)$$

ρ_1, ρ_2 bán kính cong của mặt răng bánh răng nhỏ và bánh răng lớn tại tâm khớp (dấu "+" khi cặp bánh răng ăn khớp ngoài, dấu "-" khi ăn khớp trong).

Khi tính sức bền uốn, răng được coi như một thanh ngàm (cố định) bị uốn do lực tác dụng của răng khác. Để đảm bảo độ tin cậy cao ta coi chỉ có một cặp bánh răng ăn khớp ở thời điểm truyền lực (h.1.8b).

Ứng suất chịu kéo xuất hiện ở chân răng :

$$\sigma_u = \frac{Q.l \cdot \cos\alpha}{W} - \frac{Q.l \cdot \sin\alpha}{F} \leq [\sigma]_u \quad (1.23)$$

W - mômen cản uốn của tiết diện nguy hiểm :

$$W = \frac{B \cdot b^2}{6} \quad (1.24)$$

$F = B \cdot b$ - diện tích tiết diện nguy hiểm ;

B - chiều dài làm việc của bánh răng ;

b - chiều dày của răng ở tiết diện nguy hiểm ;

l - cánh tay đòn của lực uốn.

Thay các giá trị W và F vào công thức trên, nhân cả tử và mẫu số với m và thay

$$Q = \frac{P}{\cos\alpha}$$

Ta có :

$$\sigma_u = \frac{P}{m \cdot B \cdot \cos\alpha} \left(\frac{6 \cdot m \cdot l \cdot \cos\alpha}{b^2} - \frac{m \cdot \sin\alpha}{b} \right)$$

Đặt

$$\frac{1}{y} = \frac{6 \cdot m \cdot l \cdot \cos\alpha}{b^2 \cdot \cos\alpha} - \frac{m \cdot \sin\alpha}{b \cdot \cos\alpha}$$

Gọi y là hệ số dạng răng, công thức về sức bền uốn có dạng :

$$\sigma_u = \frac{P}{m \cdot B \cdot y} \leq [\sigma]_u \quad (1.25)$$

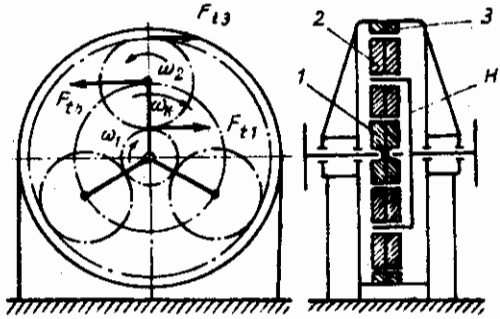
Tùy theo độ cứng (hoặc cách nhiệt luyện) có thể chia bánh răng bằng thép (dùng phổ biến) thành hai nhóm : nhóm có độ cứng $HB > 350$ (tôi, thấm than, thấm nitơ hoặc thấm xianua), nhóm có độ cứng ≤ 350 HB (thường hóa hoặc tôi cải thiện). Phân ra như vậy để định ra phương pháp chế tạo, khả năng tải, khả năng chạy rà mòn để chọn các hệ số trong phần tính toán cho thật chính xác.

Ngoài bộ truyền bánh răng thường, trong đó tâm quay của các bánh đều cố định, trong những năm gần đây, trên máy xây dựng dùng khá phổ biến bộ truyền bánh răng hành tinh, ít nhất có một bánh răng có tâm quay di động. Bộ truyền bánh răng hành tinh (h.1.9) gồm bánh răng trung tâm 1 ăn khớp ngoài, bánh răng trung tâm 3 ăn khớp trong, cán H và các bánh răng vệ tinh 2 lắp trên cán H . Các bánh răng trung tâm có tâm quay cố định. Các bánh răng vệ tinh

quay quanh tâm của đúng, tâm của chúng là quay quanh tâm của bánh trung tâm. Nghĩa là thực hiện chuyển động như các hành tinh nên gọi là truyền động hành tinh.

Ưu điểm chủ yếu của truyền động hành tinh là có khả năng động học rộng rãi, có kích thước gọn, khối lượng nhỏ, tỷ số truyền lớn (có thể tới hàng nghìn hoặc hơn). Tuy nhiên bộ truyền động hành tinh đòi hỏi chế tạo và lắp ráp chính xác.

Tỷ số truyền của bộ truyền hành tinh (h.1.9) khi bánh răng 3 cố định ($\omega_3 = 0$), bánh 1 là bánh dẫn, cần H bị dẫn :



Hình 1.9. Sơ đồ bộ truyền hành tinh :
 1.3 bánh răng trung tâm ;
 2. bánh răng vệ tinh ; H - cần.

$$i_{1H}^3 = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} \tag{1.26}$$

Truyền động trục vít (h.1.10) truyền chuyển động quay giữa hai trục chéo nhau (thường là 90°). Chúng gồm trục vít 1, bánh vít 2. Khi trục vít quay được một vòng thì bánh vít quay được số răng bằng số mối ren của trục vít, tỷ số truyền của bộ truyền trục vít :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

trong đó : n_1 và n_2 - số vòng quay của trục vít và bánh vít, vg/ph ;
 Z_1 và Z_2 - số mối ren của trục vít và số răng của bánh vít.

Vì số mối ren của trục vít khá nhỏ, có khi lấy $Z_1 = 1$ nên bộ truyền trục vít có thể đạt được tỷ số truyền rất lớn (tới 200). Trong máy xây dựng thường dùng tỷ số truyền từ 8 đến 60. Đây là ưu điểm nổi bật của bộ truyền trục vít. Ngoài ra, bộ truyền trục vít còn có khả năng tự hãm, làm việc êm, không ồn. Tuy nhiên bộ truyền trục vít có nhược điểm là hiệu suất thấp và cần dùng vật liệu giảm ma sát đất tiến (đồng thanh) để làm bánh vít.

Các thông số của bộ truyền trục vít là bước ren t , mm và môđun m , mm.

Môđun dọc của trục vít bằng môđun ngang của bánh vít :

$$m = \frac{t}{\pi}$$

trong đó : t - bước ren của trục vít cũng là bước ngang của bánh răng vít đo trên vòng tròn chia.

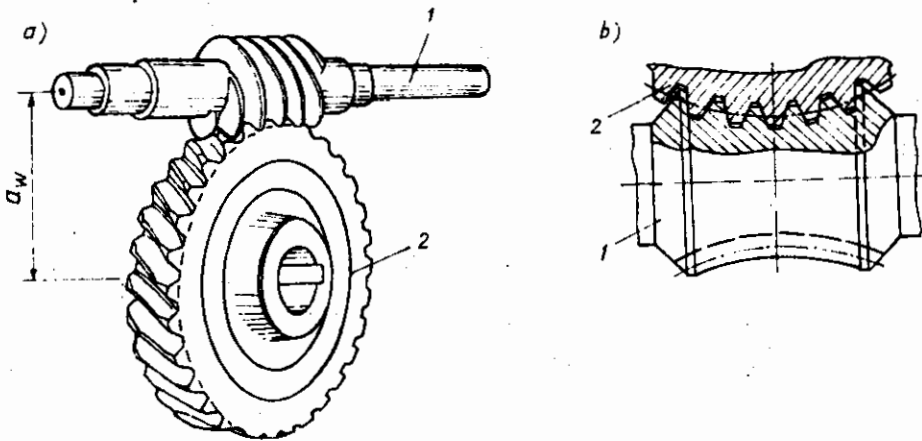
Khoảng cách trục của bộ truyền :

$$A = 0,5m \cdot \left(\frac{Z_1}{\operatorname{tg} \beta} + Z_2 \right) \quad (1.27)$$

trong đó : β - góc nâng của trục vít.

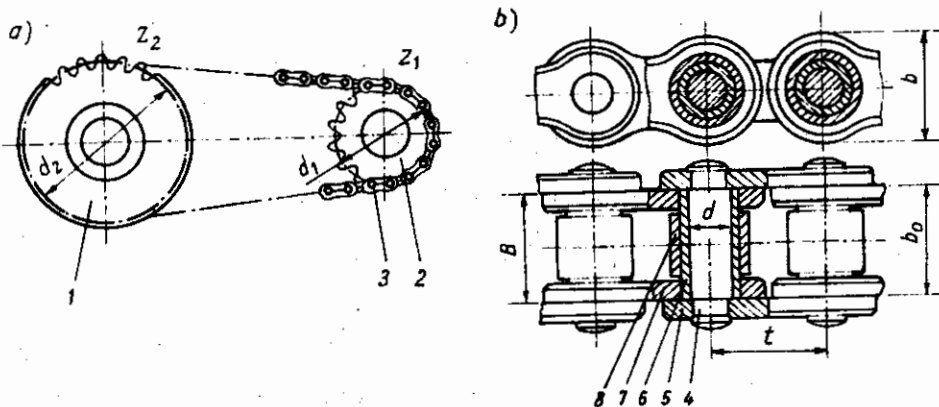
Việc tính toán khoảng cách trục và kích thước răng được tiến hành theo độ bền tiếp xúc và độ bền uốn.

Ngoài trục vít có tiết diện răng khác nhau còn có trục vít lõm (h. 1.10b). Trục vít lõm có khả năng chịu tải lớn vì có số răng ăn khớp đồng thời lớn hơn. Tuy nhiên khi chế tạo, lắp ráp và điều chỉnh khó khăn hơn, đặc biệt là khi răng bánh vít đã bị mòn.



Hình 1.10. Truyền động trục vít.

Truyền động xích truyền chuyển động giữa hai trục song song ở khoảng cách khá xa. Bộ truyền xích đơn giản nhất gồm đĩa dẫn 2 (h.1.11a) đĩa bị dẫn 1 và xích 3. Ngoài ra, tùy trường hợp có thể có thêm các cơ cấu phụ như căng xích, bôi trơn và hộp bao che. Có khi dùng một xích để truyền động từ một đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn.



Hình 1.11. Truyền động xích.

Trong máy xây dựng đường sử dụng xích ống con lăn (h.1.11b). xích ống con lăn gồm các chốt 4 lắp chặt với má ngoài 5, các má trong 7 lắp chặt với ống 6. Ống 6 lắp lỏng với chốt 4, do đó chúng có thể xoay tự do đối với nhau (tạo thành bản lề). Phía ngoài ống 6 lỏng con lăn 8. Con lăn cũng có thể xoay tự do. Lắp xích vào đĩa xích, con lăn trực tiếp ăn khớp với răng đĩa. Nhờ có con lăn mà một phần ma sát trượt trên đĩa răng được thay bằng ma sát lăn và ống tỳ vào nhau, tải trọng được phân bố trên suốt chiều dài của ống.

Ưu điểm của truyền động xích là : có thể truyền chuyển động giữa hai trục cách nhau tương đối xa, khuôn khổ kích thước nhỏ so với truyền động đai, không bị trượt, có hiệu suất cao, lực tác dụng lên trục nhỏ so với truyền động đai. Tuy vậy truyền động xích đòi hỏi chế tạo, lắp ráp và chăm sóc phức tạp hơn, chóng mòn, làm việc ồn và giá thành tương đối cao.

Các thông số chủ yếu của bánh xích là bước xích t . Đường kính vòng tròn chia của các đĩa xích d_1 và d_2 :

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_1}} ; d_2 = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}}$$

Tỷ số truyền :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Khoảng cách A tốt nhất :

$$A = (30 + 50)t$$

Lực vòng cho phép :

$$P = \frac{[P_o] b_o d}{k_e} \tag{1.28}$$

trong đó : $[P_o]$ - áp lực cho phép ở bản lề (14 - 35 MPa) ;

b_o và d - theo hình 1.11b ;

k_e - hệ số kể đến điều kiện bôi trơn, điều chỉnh, tính chất tải trọng và các điều kiện sử dụng khác $k_e = 1,2 + 3$.

Công suất truyền của một xích :

$$N = P.v \tag{1.29}$$

trong đó : P - lực vòng của xích ;

v - tốc độ của xích.

Trong máy xây dựng tùy theo công suất và tốc độ có thể dùng xích một hàng và nhiều hàng. Trong các loại xích truyền động ngoài xích ống con lăn còn có xích ống, xích răng, xích địa hình.

Trục là chi tiết máy dùng để đỡ các chi tiết máy quay như bánh răng, đĩa xích v.v... để truyền mômen xoắn hoặc làm cả hai nhiệm vụ trên. Theo đặc điểm chịu tải trọng, trục được chia ra hai loại : trục tâm và trục truyền. Khác với trục truyền chịu cả mômen uốn và xoắn, trục tâm chỉ chịu mômen uốn.

Theo hình dạng trục chia ra các loại : trục thẳng (h.1.12c,d), trục khuỷu (h.1.12e) và trục mềm là một loại trục đặc biệt (h.1.12g).

Theo cấu tạo trục chia ra : trục trơn (h.1.12a,c), trục bậc (h.1.12d).

Trục thường được chế tạo có dạng hình trụ tròn có đường kính khác nhau để dễ chế tạo và lắp ráp, ít khi dùng trục có đường kính không đổi (trục trơn).

Phần trục tiếp xúc với ổ trục gọi là ổ trục. Phần trục để lắp các chi tiết máy gọi là thân trục. Để cố định các chi tiết máy trên trục theo chiều trục thường dùng vai trục, gờ, mặt hình nón, bậc, vòng chặn, đai ốc hoặc lắp có độ dôi v.v...

Để chế tạo thường dùng thép cacbon và thép hợp kim. Đối với những trục chịu ứng suất khổng lồ lớn lắm, dùng thép CT5 không nhiệt luyện. Nếu trục chịu tải tương đối cao thì dùng thép 45,40X. Trường hợp chịu ứng suất lớn, làm việc trong các máy quan trọng, trục được chế tạo bằng thép 40XH, 40XH2MA, 3XTCA v.v... Trục làm bằng các loại thép này thường được tôi cải thiện, tôi bề mặt bằng dòng điện cao tần rồi ram ở nhiệt độ thấp.

Đối với trục quay nhanh, làm việc với ổ trượt ổ trục cần có độ cứng rất cao thì dùng thép 20, 20X thấm than và tôi ; nếu trục làm việc với tốc độ rất cao và ứng suất rất lớn dùng thép 12XH3A, 18XIT v.v... thấm than và tôi.

Trục mềm dùng để truyền mômen xoắn giữa các bộ phận máy có vị trí thay đổi khi làm việc như dầm dùi, một số dụng cụ, thiết bị điều khiển v.v... Đặc điểm chủ yếu của trục mềm là chúng có độ cứng vững uốn thấp nhưng có độ cứng vững xoắn cao.

Trục mềm (h.1.12g) gồm một lõi và nhiều lớp dây đồng hoặc dây thép cuốn quanh nó thành từng lớp như lò xo xoắn ốc. Các lớp sát nhau có hướng cuốn dây ngược nhau. Đường kính của dây cuốn tăng dần từ trong ra ngoài.

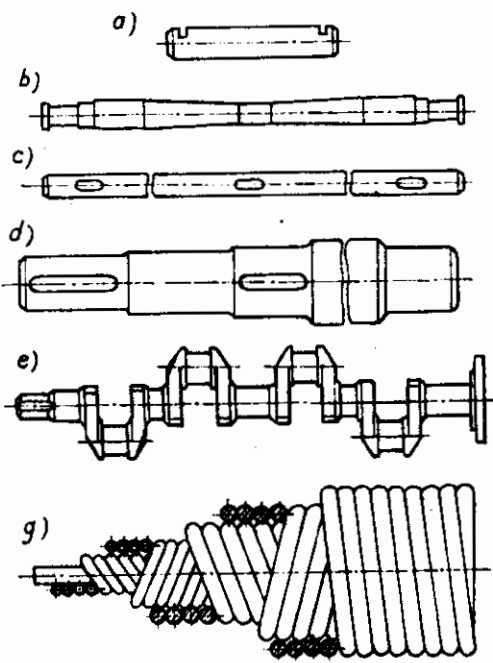
Khi tính toán sức bền của trục thẳng ta coi như một dầm đặt trên các gối đỡ là ổ trượt hoặc ổ lăn.

Thông thường trục được tính theo điều kiện bền, ngoài ra tùy từng trường hợp cụ thể còn phải xét đến độ cứng và dao động của trục.

Khi tính gán đúng trục, ta xét tác dụng của cả mômen uốn và mômen xoắn.

Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm nhất :

$$d \geq \sqrt{\frac{M_{td}}{0,1 [\sigma]}} \tag{1.30}$$



Hình 1.12. Các loại trục.

trong đó : M_{td} - mômen uốn ngang tổng.

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 M_x^2} \quad (1.31)$$

M_u - mômen uốn ;
 M_x - mômen xoắn ;
 $[\sigma]$ - ứng suất cho phép.

Sau khi có đầy đủ kích thước của trục qua bước tính gần đúng, cần kiểm nghiệm sức bền mới theo phương pháp tính chính xác : kiểm nghiệm hệ số an toàn của trục. Ngoài ra, trường hợp trục chịu quá tải đột ngột cũng cần kiểm nghiệm sức bền khi quá tải.

Ổ trục dùng để đỡ các trục quay. Nó chịu tác dụng của các lực đặt trên trục và truyền các lực này vào thân hoặc bộ máy. Nhờ có ổ trục mà trục có vị trí nhất định và quay tự do quanh một đường tâm đã định.

Theo dạng ma sát trong ổ người ta chia ra : ổ ma sát trượt, gọi là ổ trượt và ổ ma sát lăn, gọi là ổ lăn.

Ổ trục có thể chịu lực hướng tâm, lực dọc trục hoặc chịu cả hai lực này. Ổ chịu được lực hướng tâm gọi là ổ đỡ, ổ chịu được lực dọc trục gọi là ổ chặn, ổ chịu được cả hai lực này gọi là ổ đỡ chặn.

Tại ổ trượt, khi trục quay giữa ổ trục và ổ có sự trượt tương đối (h.1.3) và được phân cách bởi lớp dầu bôi trơn.

Trong ổ lăn, tải trọng từ trục trước khi truyền đến gối trục phải qua các con lăn (bi hoặc đĩa). Nhờ con lăn nên ma sát sinh ra trong ổ là ma sát lăn.

Theo định luật Culông lực ma sát lăn (h.1.13b)

$$F_l = \frac{f_k \cdot N}{r} \quad (1.32)$$

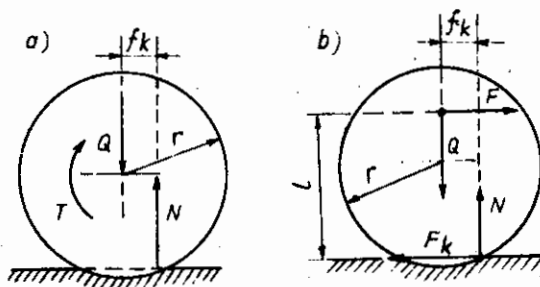
trong đó : f_k - hệ số ma sát lăn có thứ nguyên là độ dài, đặc trưng cho độ lệch của phân lực N với tâm vật lăn ;

r - bán kính vật lăn ; đối với bánh thép lăn theo đường ray $f_k = 0,005$ cm, đối với các viên bi hoặc con lăn đĩa, lăn theo vành con lăn là thép tôi của ổ lăn $f_k = 0,0005 + 0,001$ cm.

Vật lăn được chuyển động do tác động của mômen $T = f_k N$ hay $F = f_k N/l$,

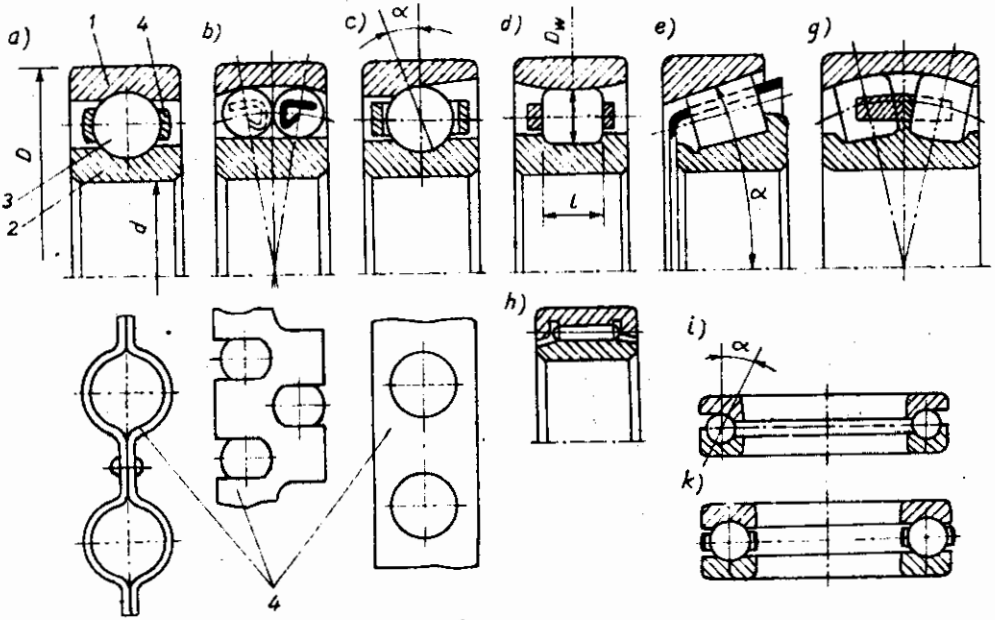
ở đây: l - tay đòn lực tác dụng (h.1.13b).

Ổ lăn là loại ổ trục dùng chủ yếu trong tất cả các loại máy, chúng được tiêu chuẩn hóa trên phạm vi toàn cầu.



Hình 1.13. Sơ đồ lực khi ma sát lăn.

Cấu tạo của một số loại ổ trục lăn chính (h.1.14) gồm vòng trong 2 có đường kính d , vòng ngoài 1 có đường kính D , các con lăn 3, vòng cách 4.



Hình 1.14. Các loại ổ lăn chính.

Theo hình dạng con lăn, có thể chia ổ lăn thành hai loại : ổ bi và ổ đĩa. Theo khả năng chịu lực, có thể chia ổ lăn làm ba loại : ổ đỡ, ổ chặn và ổ đỡ chặn. Theo khả năng tự lựa vị trí, có thể chia ổ lăn thành : ổ lăn không tự lựa và ổ lăn tự lựa. Ổ lăn còn tuân theo kích cỡ đường kính ngoài, theo chiều rộng ổ.

Sau đây là một số loại ổ chính được dùng nhiều nhất : ổ bi đỡ một dãy (ký hiệu cơ bản 0000) (h.1.14a), ổ bi đỡ lồng cầu hai dãy (1000) (h.1.14b), ổ đĩa trụ ngắn đỡ một dãy (2000) (h.1.14d), ổ đĩa lồng cầu hai dãy (3000) (h.1.14g), ổ bi đỡ chặn (6000) (h.1.14c), ổ đĩa côn (7000) (h. 1.14e), ổ bi chặn (8000) (h.1.14i)...

Ổ lăn được ký hiệu bằng chữ và số. Hai số đầu tính từ phải sang trái biểu thị đường kính trong ổ. Đối với những ổ có đường kính trong từ 20 mm đến 495 mm các số này bằng 1/5 đường kính trong, có nghĩa là nếu nhân hai số này với 5 ta được trị số đường kính trong của ổ. Đối với những ổ có đường kính trong dưới 20 mm, ký hiệu như sau :

Đường kính trong của ổ, mm	10	12	15	17
Ký hiệu	00	01	02	03

Số thứ ba từ phải sang biểu thị cỡ ổ (cỡ kích thước đường kính ngoài) : 1- rất nhẹ ; 2- nhẹ ; 3- trung bình ; 4- nặng ; 5- nhẹ rộng ; 6- trung bình rộng;

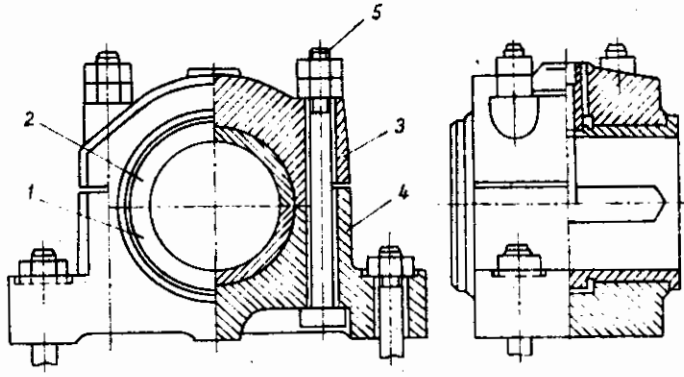
Thí dụ ổ đĩa con (7), ổ trung bình (8), đường kính trong 50 mm (12) được ký hiệu là 7312 ; ổ bi đỡ chặn (6), cỡ nhẹ (2), góc $\gamma = 12^\circ$ (3), đường kính trong 25 (05) được ký hiệu 36205.

So sánh với ổ trượt, ổ lăn có ưu điểm : hệ số ma sát nhỏ (nhỏ hơn 5 - 10 lần), chăm sóc và bôi trơn đơn giản, ít tổn dầu mỡ bôi trơn, không dùng kim loại màu, yêu cầu không cao về vật liệu và nhiệt luyện trục, mức độ tiêu chuẩn hóa và tính lắp lẫn rất cao v.v...

Tuy nhiên ổ lăn cũng có một số nhược điểm : tuổi thọ bị hạn chế, kích thước lớn về đường kính, lắp ráp khó và đòi hỏi chính xác cao, giá thành chế tạo tương đối cao nếu sản xuất số lượng không lớn.

Ổ lăn được tính toán theo khả năng tải tĩnh và theo độ bền lâu. Trong máy xây dựng, tùy theo cấu tạo và điều kiện làm việc ổ lăn có tuổi thọ từ 500 đến 10000 h.

Ổ trượt (h.1.15) gồm thân ổ 4, nắp ổ 3, hai nửa bạc lót 1 và 2 chúng được lắp ghép với nhau bằng bulông 5. Ngoài ra còn có bộ phận bôi trơn.



Hình 1.15. Ổ trượt hai nửa.

Thân ổ trượt được chế tạo thành khối liền hoặc thành nhiều phần rời, thường là hai nửa, rồi ghép lại với nhau nhằm lắp và điều chỉnh được dễ dàng.

Hiện nay trong các ngành chế tạo máy ổ trượt dùng ít hơn ổ lăn. Tuy nhiên trong một số trường hợp dùng ổ trượt có nhiều ưu việt hơn như : khi trục quay với tốc độ rất cao hoặc yêu cầu phương của trục phải rất chính xác, trục quay với tốc độ thấp và tải trọng lớn, trục có đường kính khá lớn, khi ổ phải làm việc trong nước, trong môi trường ăn mòn v.v...

Bộ phận làm việc chủ yếu của ổ trượt là bạc lót. Bạc lót được chế tạo từ vật liệu có hệ số ma sát thấp như babit, đồng thanh, hợp kim nhôm, đồng thau, gang xám, vật liệu gốm kim loại, chất dẻo tổng hợp v.v...

Bạc lót được tính theo áp suất cho phép [p] :

$$p = \frac{F}{d.l} \leq [p]$$

trong đó : F - tải trọng tác dụng lên ổ ;

d và l - đường kính và chiều dài ổ, tỷ lệ l/d thường là 0,8 - 1,2.

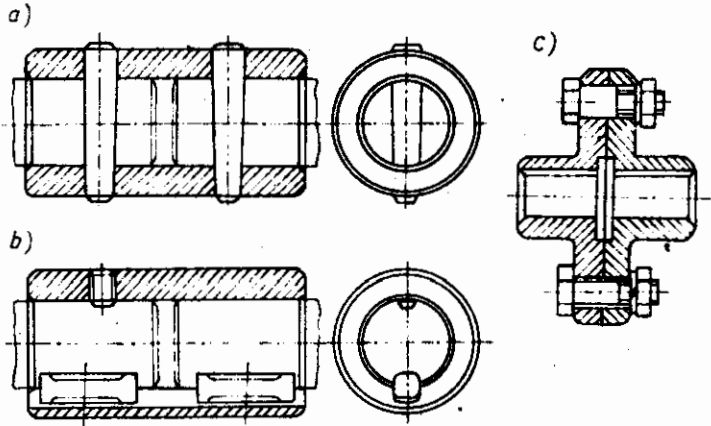
Trị số [p] thường không vượt quá mức 20 MPa. Với những ổ trượt quan trọng người ta tính toán thiết kế ổ trượt làm việc trong chế độ ma sát ướt.

Khớp nối dùng để nối các trục hoặc chi tiết máy quay với nhau, ngoài ra còn để đóng mở cơ cấu, giảm tải trọng động, ngăn ngừa quá tải hoặc điều chỉnh tốc độ v.v...

Trong trường hợp trục dài, nếu làm liền sẽ gặp khó khăn trong chế tạo, vận chuyển và lắp ráp ; người ta chế tạo nhiều trục ngắn, nối lại với nhau bằng nối trục chặt kiểu ống (h.1.16a,b) hay kiểu đĩa (h.1.16c). Nối trục chặt được tiêu chuẩn hóa theo đường kính trục.

Nối trục đĩa là kiểu nối trục chặt chủ yếu, gồm hai đĩa có moayơ, mỗi đĩa lắp lên đoạn cuối của trục bằng then hoặc bằng độ dôi rồi dùng bulông ghép hai đĩa với nhau (h.1.16c).

Khi dùng bulông lắp có khe hở, bulông được tính theo lực xiết cần thiết để tạo nên lực ma sát đảm bảo cho nối trục có thể truyền được mômen xoắn M_x . Ta có điều kiện :



Hình 1.16. Nối trục chặt.

$$V \geq \frac{2.M_x.k}{d_o.Z.f} \tag{1.33}$$

trong đó : d_o - đường kính vòng tròn qua tâm bulông ;
 f - hệ số ma sát ;
 Z - số bulông ;
 $k = 1,3 + 1,5$.

Khi dùng bulông lắp không có khe hở, lực cắt tác dụng lên mỗi bulông khi nối trục truyền mômen xoắn M_x :

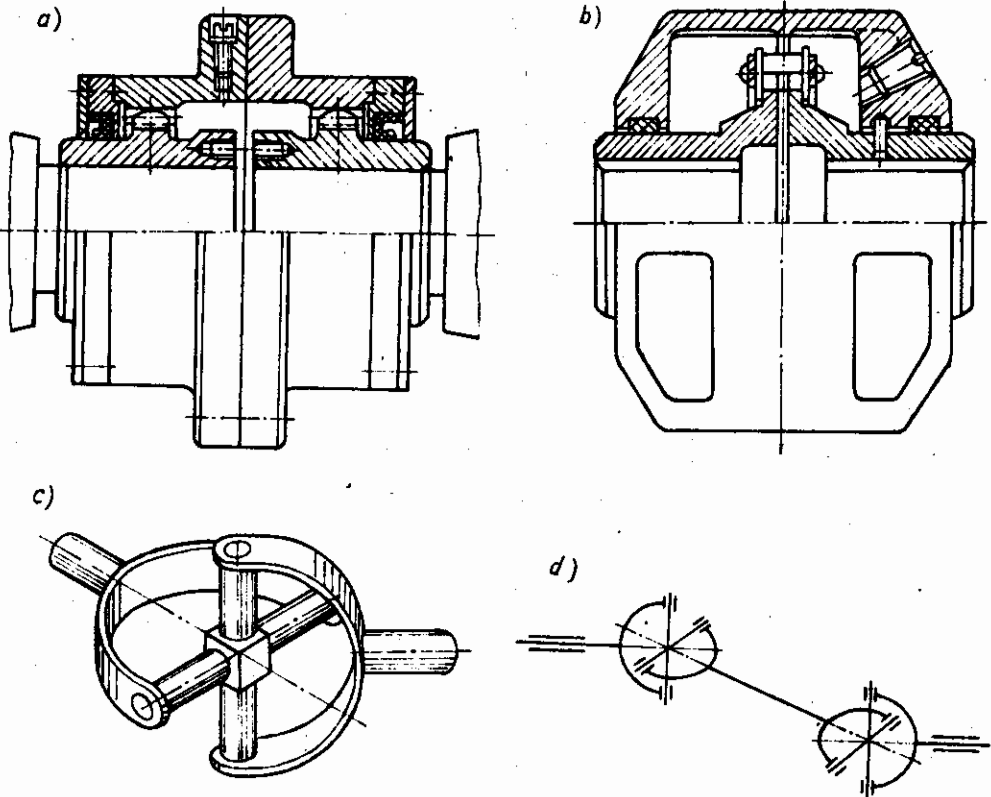
$$P = \frac{2.M_x}{Z.d_o} \tag{1.34}$$

Nối trục bù dùng để nối các trục bị nghiêng hoặc bị lệch đối với nhau một khoảng nhỏ do chế tạo, lắp ghép thiếu chính xác hoặc do trục bị biến dạng đàn hồi. Các kiểu nối trục bù được dùng nhiều hơn cả là : nối trục răng, nối trục xích, nối trục cacđăng và nối trục bản lế.

Nối trục răng (h.1.17a) được tiêu chuẩn hóa cho trục có đường kính 40 - 560 mm với mômen xoắn tới 10^9 N.m.

Nối trục xích (h.1.17b) gồm hai đĩa xích có số răng như nhau lắp trên hai đầu trục. Một vòng xích ăn khớp với cả hai đĩa xích, ngoài cùng là vỏ che. Các loại nối trục xích cho phép trục lệch tới $1''$ được tiêu chuẩn hóa cho trục có đường kính 18 - 125 mm và mômen xoắn tới 6300 N.m.

Nối trục cao tốc thường dùng trong ôtô, máy kéo, máy xây dựng. Chúng cho phép truyền mômen xoắn giữa hai trục không cùng nằm trên một đường thẳng, cắt nhau một góc tới 40° . Góc này thay đổi trong quá trình làm việc. Sở dĩ chuyển động quay được truyền giữa hai trục là nhờ cacđăng có hai khớp bán lẻ có trục vuông góc với nhau (h.1.17c). Nếu dùng một đôi cacđăng đặt ở trục trung gian thì có thể làm tăng góc lệch giữa hai trục dẫn và bị dẫn và truyền chuyển động giữa hai trục song song nhưng cách nhau một khoảng cách, có cùng vận tốc góc (h.1.17d).

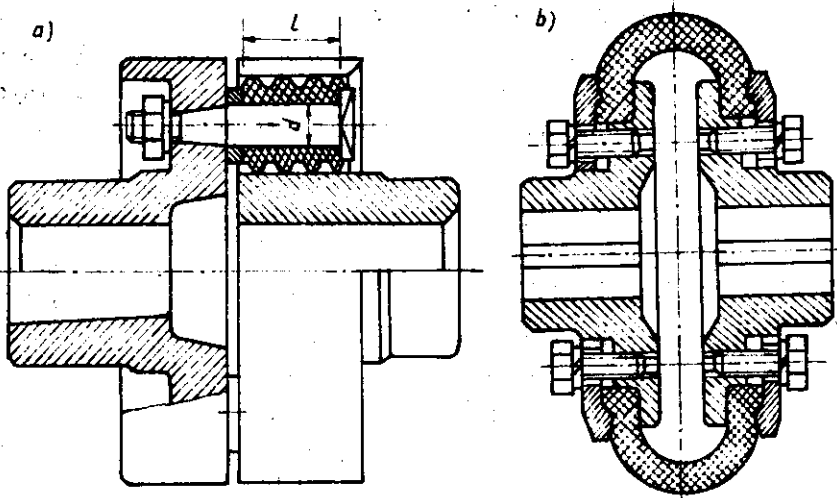


Hình 1.17. Nối trục (khớp nối bù).

Nối trục đàn hồi có thể giảm va đập và chấn động, để phòng cộng hưởng do dao động xoắn và có thể làm việc như nối trục bù. Trong máy xây dựng thường dùng phổ biến nối trục đàn hồi có ống lót cao su chịu nén (h.1.18a) hay vòng cao su sợi mảnh chịu xoắn (h.1.18b). Ở nối trục (h.1.18a) mômen truyền qua các chất có bọc vòng đàn hồi bằng cao su dùng cho trục có đường kính 16 - 150 mm và mômen tới 15000 N.m. Khớp đàn hồi có vành hình xuyên (h.1.18b) gồm vành đàn hồi kiểu lớp xe, bắt lên bán khớp nhờ bulông và vành kẹp. Loại khớp này có khả năng giảm chấn tốt, cho phép bù các sai lệch của trục, dễ tháo lắp và thay thế chi tiết đàn hồi. Loại khớp này chịu mômen từ 20 đến 25000 N.m.

Ly hợp là một dạng khác của khớp nối có nhiệm vụ nối hoặc tách các trục bất kỳ lúc nào. Tùy theo nguyên lý làm việc, có thể chia ly hợp ra làm ba loại

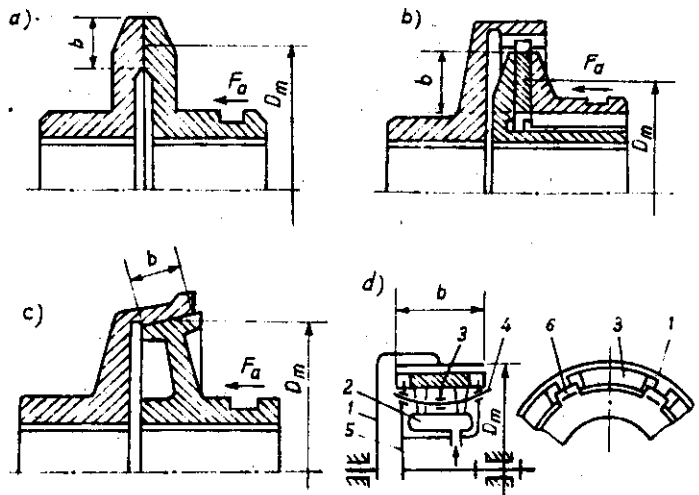
chủ yếu : ly hợp ăn khớp làm việc dựa trên sự ăn khớp giữa các vấu hoặc các răng của các nửa ly hợp, ly hợp ma sát và ly hợp điện từ.



Hình 1.18. Khớp nối đàn hồi.

Ly hợp ma sát truyền mômen xoắn nhờ lực ma sát sinh ra trên bề mặt làm việc có hình dáng khác nhau : ly hợp đĩa (h.1.19a,b), ly hợp nón ma sát (h. 1.19c), và ly hợp trụ ma sát (h.1.19d).

Ly hợp ma sát có thể làm việc trong điều kiện ma sát khô và ma sát ướt (ngâm trong dầu). Lực ép lên bề mặt ma sát F_a tạo ra khí đóng cơ cấu lò xo-tay đòn, thủy lực, khí ép, điện từ.



Hình 1.19. Ly hợp ma sát.

Ở loại khớp ma sát khí nén (h.1.19d) lực ép tạo ra nhờ khí nén dẫn vào buồng khí 2 làm nở ra dầy guốc ma sát 3 theo rãnh 6 của bộ phận dẫn 5. Guốc 3 ép vào bề mặt trụ của bộ phận bị dẫn 1 tạo ra lực ma sát làm nó quay. Lò xo lá 4 đưa guốc 3 về vị trí ban đầu khi tách khớp ma sát.

Mômen xoắn do ly hợp ma sát truyền :

$$M_x = 0,5F_n f \cdot D_m \frac{Z}{k_1} \quad (1.35)$$

trong đó : F_n - lực ép phanh truyền giữa các bề mặt ma sát;

f - hệ số ma sát tại bề mặt làm việc ;

D_m - đường kính ma sát trung bình ;

Z - số cặp bề mặt ma sát ;

k_1 - hệ số dự trữ = 1,2 ÷ 1,5.

Hệ số ma sát của các cặp ma sát khô : chất dẻo trên nền amiăng với thép hay gang $f = 0,25 ÷ 0,4$; kim loại gôm với thép tôi $f = 0,35 ÷ 0,45$; gang với gang $f = 0,14 ÷ 0,18$; thép tôi với thép tôi hay gang $f = 0,06 ÷ 0,08$; kim loại gôm với thép tôi ngâm trong dầu $f = 0,08 ÷ 0,12$.

Trên ôtô tải và máy kéo thông dụng thường dùng loại ly hợp ma sát : loại ly hợp một đĩa hay nhiều đĩa bị động, loại ly hợp luôn luôn đóng (thường là bố trí trên ôtô và máy kéo bánh lốp) hay ly hợp luôn luôn mở (máy kéo xích).

Khi điều khiển ly hợp cần chú ý

- Quá trình đóng ly hợp phải từ từ để mômen xoắn được truyền êm từ động cơ tới hệ thống truyền lực phía sau.

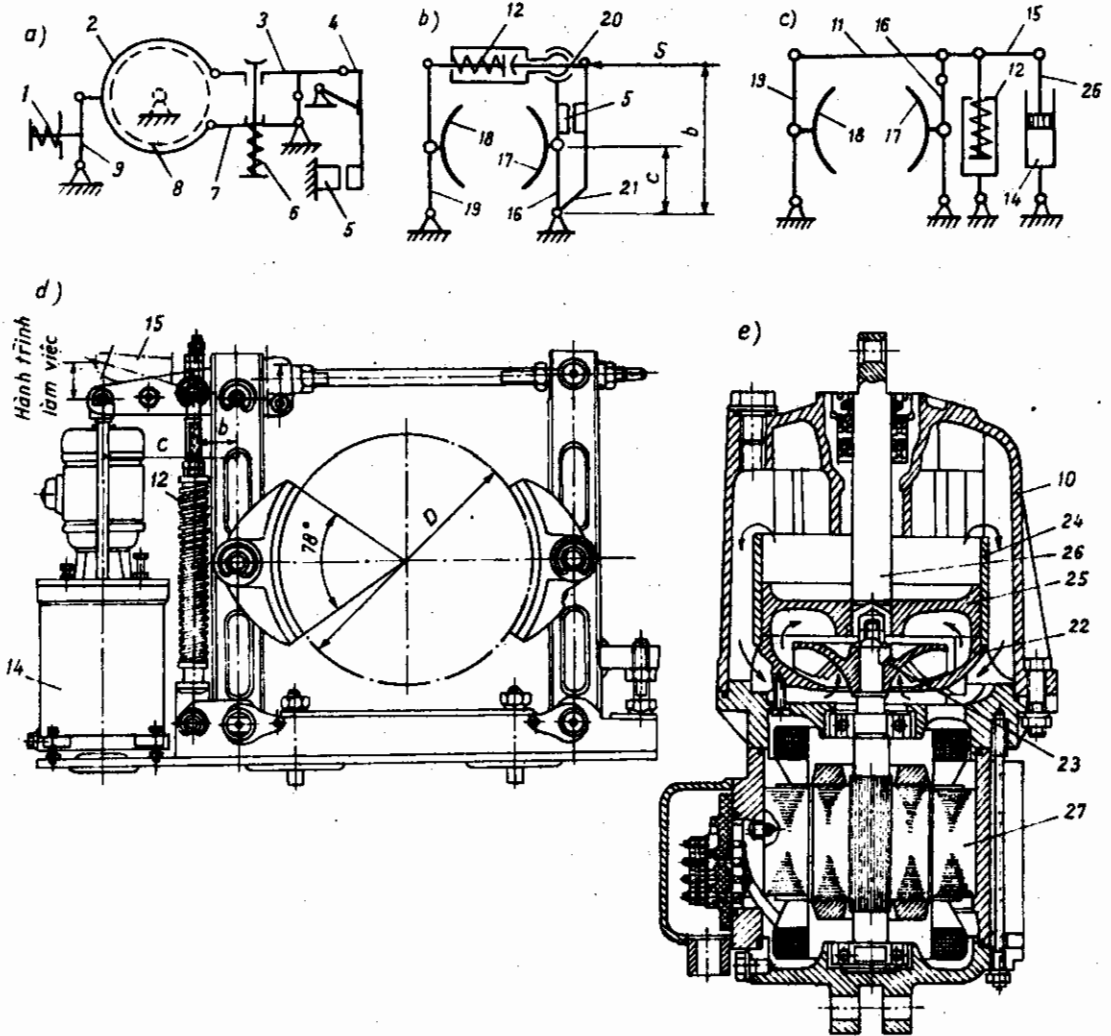
- Quá trình mở ly hợp phải nhanh và dứt khoát để tránh sự ma sát trượt quá lâu giữa các bề mặt ma sát (có thể sinh ra cháy các bề mặt này và mòn khốc liệt).

Phanh dùng để hãm hoặc hạn chế tốc độ của các chi tiết hoặc cụm quay như trục quay, tời, mâm quay, cơ cấu di chuyển và các bộ phận tương tự trên máy xây dựng. Thường phanh đai (h.1.20a) hay phanh má (h.1.20b,c) được dùng nhiều hơn phanh đĩa và phanh nón. Phanh thường đóng khi ngắt nguồn dẫn động nhờ hệ thống lò xo và đối trọng. Phanh mở (tách má phanh hay đai phanh) khi đóng nguồn dẫn động. Để điều khiển phanh có thể dùng nam châm điện 5 (h.1.20b), xylanh thủy lực 14 (h.1.20c) cân ly tâm hay các cơ cấu khác. Trên hình 1.20a, đai 2 bao lấy bánh phanh 8. Nhờ tay đòn 3 và 7 liên kết với đòn gánh 4 tác động bởi nam châm điện 5. Các khâu 3,4,7 tạo thành cơ cấu hai đòn gánh. Khâu 3,7 liên kết với lò xo 6. Tay đòn 9 và lò xo 1 sẽ kéo tách đai khỏi bánh phanh khi mở phanh.

Ở sơ đồ trên hình 1.20b nam châm điện 5 định vị giữa các đòn gánh 16 và 21. Khi đóng nam châm điện, đòn gánh 21 bị hút vào đòn gánh 16, làm cân đẩy 20 tác động vào lò xo 12, các má phanh 17 và 18 được mở ra.

Hiện nay trên máy xây dựng dùng loại phanh má cơ cân đẩy điện-thủy lực (h.1.20c,d) so với loại nam châm điện nó có kết cấu đơn giản, đóng mở êm, độ tin cậy sử dụng cao, thời gian sử dụng lớn. Nguyên lý làm việc của loại phanh má với cân đẩy điện - thủy lực như sau : phanh luôn đóng nhờ lò xo 12 luôn kéo tay đòn tam giác 15 xuống dưới. Cân đẩy điện-thủy lực (h.1.20e) bao gồm vỏ 10 cân đẩy 26 và động cơ điện nhỏ 27. Trong vỏ có xylanh thủy lực 24, pittông 25 và cánh bơm 23 của bơm ly tâm 22. Bơm quay nhờ động cơ điện 27. Động cơ này được cung cấp điện đồng thời với động cơ điện của cơ cấu, khi bơm đẩy dầu xuống dưới pittông 25, nâng cân đẩy và tay đòn lên làm cho má phanh được mở.

Hiện nay phanh đĩa được sử dụng nhiều đặc biệt đối với các máy xây dựng có công suất lớn.



Hình 1.20. Các loại phanh đai và phanh má :

- a) Phanh đai ; b) Phanh má điện từ ; c) Phanh có cần đẩy điện-thủy lực (sơ đồ nguyên lý) ; d) Sơ đồ cấu tạo phanh có cần đẩy điện-thủy lực ; e) Cần đẩy điện-thủy lực : 1,12 lò xo ; 2, đai ; 3,7, tay đòn ; 4, đòn gánh ; 5, nam châm điện ; 6, lò xo ; 8, bánh phanh ; 9, tay đòn ; 10, vỏ bơm ; 11,15,16,19, tay đòn (khâu) ; 13, cần đẩy ; 14, cụm xy lanh thủy lực ; 17,18, má phanh ; 20, cần đẩy ; 21, đòn gánh ; 22, bơm ly tâm ; 23, cánh bơm ly tâm ; 24, xy lanh ; 25, pittông ; 26, cần đẩy ; 27, động cơ điện.

Trên hình 1.20b là thí dụ sơ đồ tính phanh má. Mômen phanh T do các lực phanh tạo ra trên các má phanh :

$$T = F_n f D_m \quad (1.36)$$

trong đó : F_n - lực do áp lực pháp tuyến ở má phanh ; F_n có thể xác định từ lực kéo căng của lò xo S :

$$F_n = S \cdot \frac{b}{c} \quad (1.37)$$

$$S = \frac{F \cdot b}{D_m \cdot f} \quad (1.38)$$

trong đó : D_m - đường kính bánh phanh.

Tính toán phanh đai thể hiện trên sơ đồ h.1.21. Mômen phanh :

$$T = \frac{F \cdot D_m}{2} = (S_1 - S_2) \cdot \frac{D_m}{2} = S_2(e^{\alpha} - 1) \cdot \frac{D_m}{2} \quad (1.39)$$

Khi ấy lực căng thiết ở nhánh nhỏ :

$$S_2 = \frac{2T}{D_m} (e^{\alpha} - 1) \quad (1.40)$$

trong đó : e - cơ số log tự nhiên ;
 α - góc ôm của đai ;
 f - hệ số ma sát trượt ;
 F - lực vòng.

Lực do đối trọng tác động lên tay đòn để phanh được xác định từ phương trình cân bằng mômen đối với điểm 0 :

$$g = \frac{S_2 \cdot a - g_p \cdot b - g_U \cdot c}{d} \quad (1.41)$$

Hành trình điều khiển tay đòn h_p với khe hở giữa đai và bánh phanh ε :

$$h_p = \Delta \cdot \frac{d}{a} \quad (1.42)$$

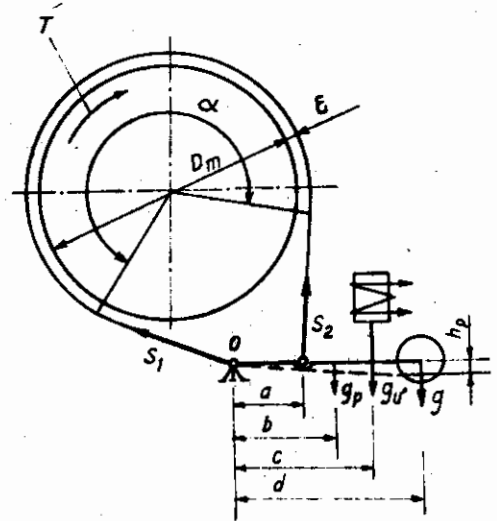
$$D = \pi(D_m + 2\varepsilon) \frac{\alpha}{2\pi} - \pi D_m \frac{\alpha}{2\pi} = \varepsilon \alpha \quad (1.43)$$

Áp lực lớn nhất ở cuối nhánh cuốn :

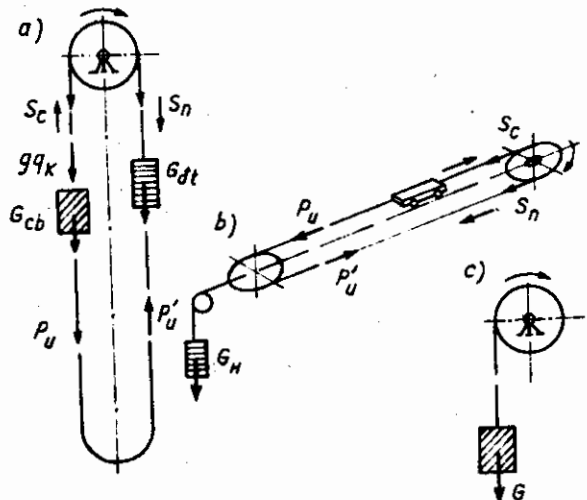
$$p_{\max} = \frac{2S_1}{b \cdot D_m} = 2S_2 \frac{e^{\alpha}}{b \cdot D_m} \quad (1.44)$$

trong đó : b - chiều rộng đai.

Truyền động cáp thực hiện chuyển động của vật nhờ puly dẫn động hay tang dẫn động và cáp thép. Puly dẫn động được dùng nhiều trong thang máy (h.1.22a), phương tiện di chuyển bằng cáp như xe con (h.1.22b). Tang dẫn động dùng phổ biến trong bộ



Hình 1.21. Sơ đồ tính toán phanh đai.



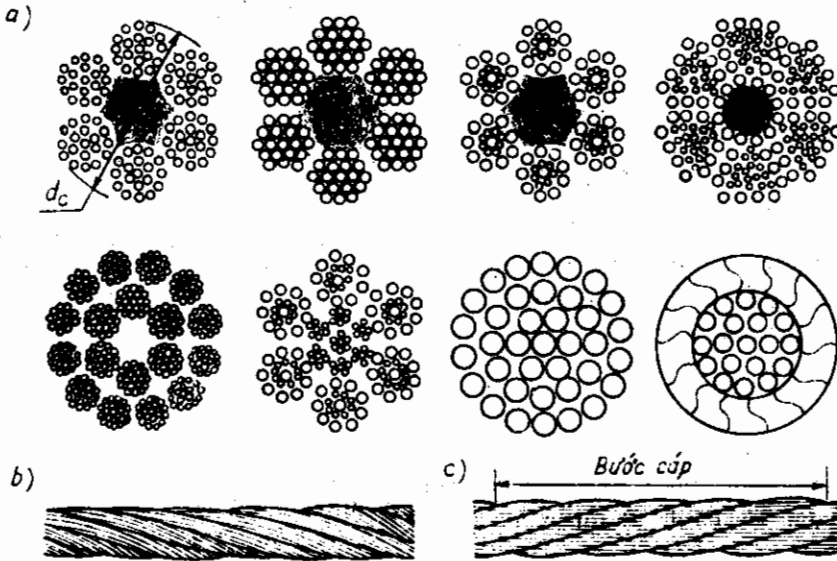
Hình 1.22. Truyền động cáp.

truyền cáp ở máy xây dựng (h.1.22c). Để dẫn động puly cần có lực vòng cần thiết, xác định theo công thức Ole (h.1.21) :

$$F = S_c - S_n = S_n(e^{f\alpha} - 1) \quad (1.45)$$

Chi tiết làm việc chủ yếu của truyền động cáp là cáp thép (h.1.23a). Cáp thép dùng để nâng hạ hoặc di chuyển vật, kéo xe con, để buộc treo giữ vật.

Cáp thép được chế tạo từ những sợi thép có độ bền cao, có đường kính 0,5 - 2 mm (có loại tới 5 mm). Các sợi thép được cuốn thành danh sau đó các danh bên quanh lõi mềm (đay). Lõi đay làm cho cáp mềm và giữ được mỡ bôi trơn bên trong.



Hình 1.23. Cáp thép.

Theo chiều bên của các sợi quanh danh và danh quanh lõi, cáp được phân thành hai loại : cáp bên xuôi (h.1.23b), cáp bên chéo (h.1.23c). Cáp bên xuôi là cáp có các sợi trong danh và các danh trong cáp cùng chiều bên. Khi bên theo chiều ngược lại ta có cáp bên chéo.

Cáp cần phải mềm, đảm bảo độ bền và tuổi thọ cao, không bung ra hoặc xoắn lại khi làm việc. Những yêu cầu cơ bản đó phần lớn đạt được ở cáp bên chéo. Do vậy nó được dùng nhiều trong máy xây dựng.

Độ bền của cáp được xác định từ tính toán chịu kéo. Lực phá hủy cáp :

$$R > S_{max}n. \quad (1.46)$$

trong đó : S_{max} - tải trọng tính toán lớn nhất trong cáp ;

n - hệ số an toàn bên của cáp đối với máy nâng ở chế độ làm việc nhẹ lấy $n = 5$, trung bình $n = 5,5$, nặng $n = 6$; đối với máy đào $n = 3,5 + 4,5$; đối với thang máy chở người $n \geq 9$.

Công ty Hòa Phát Xây Dựng Phương Nam
Tuổi thọ của cáp còn phụ thuộc nhiều vào tỷ số giữa đường kính puly hoặc tang cuốn cáp và đường kính cáp (D/d_c) ; số lần cáp uốn quanh puly trong năm, vật liệu làm puly và các yếu tố khác. Tỷ số này là 14 - 40.

Tiêu chuẩn để xác định độ bền và tuổi thọ của cáp là số sợi đứt trên một bước bện cáp và độ mòn đường kính các sợi thép bên ngoài của cáp. Đối với cáp 6 đánh, bước bện là 6 vòng xoắn số sợi đứt cho phép trên một bước bện lấy theo quy phạm an toàn trong sử dụng cáp (TCVN 4244-36) "Quy phạm an toàn về máy trục".

Để kẹp đầu cáp người ta dùng vòng kẹp và cái kẹp các loại (h.1.24). Tất cả kết cấu kẹp cáp trên tang (h.1.24) đều dựa trên cơ sở sử dụng lực ma sát để kẹp cáp. Để giảm lực tác dụng lên kẹp cáp, theo quy định phải có ít nhất 1,5 vòng cáp cuối cùng không được dỡ ra trong quá trình làm việc.

Tang dùng để biến chuyển động quay của cơ cấu dẫn động thành chuyển động tịnh tiến của cáp. Thông thường tang có dạng hình trụ (h.1.25).

Khi cuốn một lớp cáp trên tang có rãnh cáp làm tăng diện tích tiếp xúc của cáp với tang, cáp sẽ không bị cọ sát với nhau nên hao mòn giảm nâng cao tuổi thọ của cáp (h.1.25a). Cuốn nhiều lớp cáp trên tang trơn chỉ dùng trong trường hợp cần phải giảm chiều dài tang do chiều dài cáp cuốn quá lớn (h.1.25b).

Khi chọn tời, cần xuất phát từ chiều dài làm việc của cáp :

$$L_c = H.a + (1,5 + 2)\pi(D_{tg} + d_c) \quad (1.47)$$

trong đó : H - chiều cao nâng lớn nhất, m ,
 a - bội suất palăng ;
 D_{tg} - đường kính tang, m ;
 d_c - đường kính cáp, m.

Chiều dài đó phải nhỏ hơn dung lượng cáp trên tang :

$$L = \pi(D_{tg} + d_c)Z \quad (1.48)$$

trong đó : Z - số vòng làm việc của cáp trên tang.

$$Z = \frac{l_0}{t} ; t = d_c + (0,002 + 0,003), m$$

t - bước cáp ;
 l_0 - chiều dài làm việc của tang.

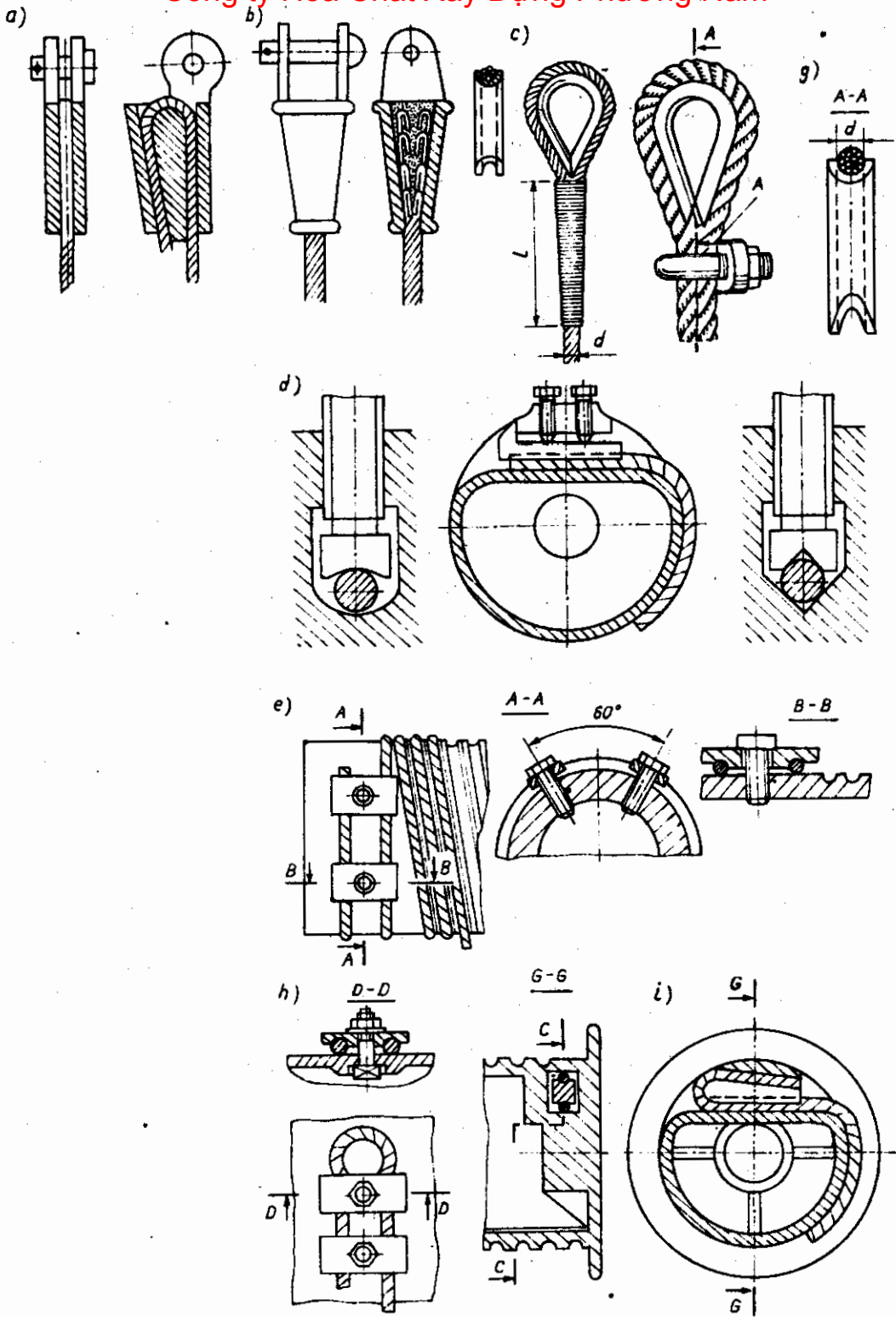
Đối với tang nhiều lớp ta có :

$$L = \pi(D_{tg} + md_c)mZ_1 \quad (1.49)$$

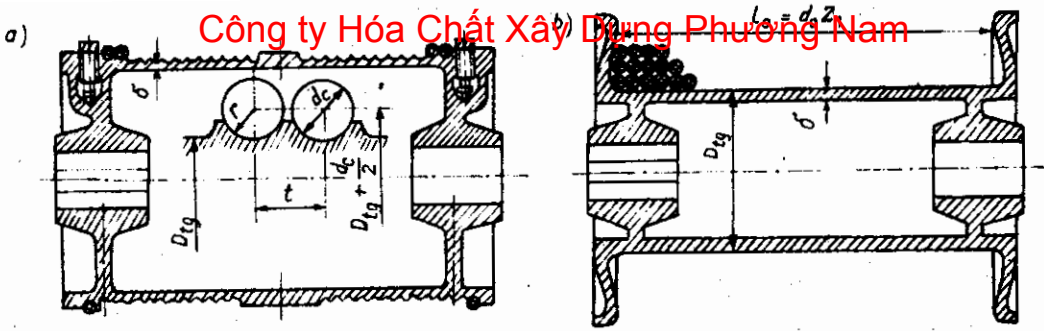
trong đó : m - số lớp cáp cuốn trên tang.

Số vòng làm việc của tang nhiều lớp :

$$Z_1 = \frac{l_0}{d_c} \quad (1.50)$$



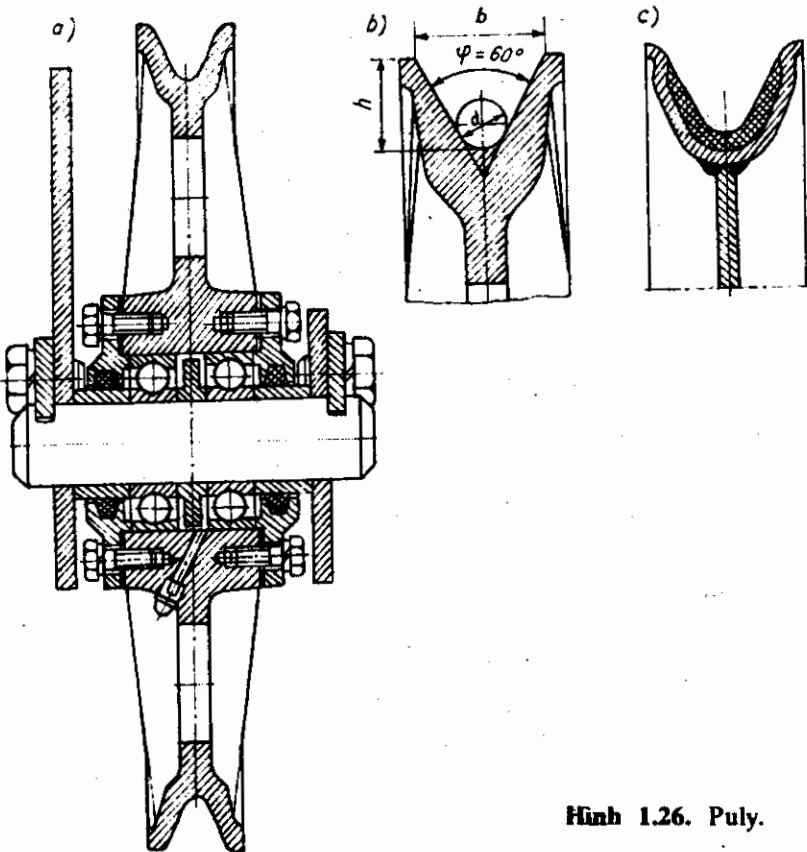
Hình 1.24. Các loại vòng kẹp và các cách kẹp cáp trên tang để cố định đầu cáp.



Hình 1.25. Tang :

a) Tang có rãnh ; b) Tang trơn.

Puly được chế tạo bằng gang hay thép, bằng cách hàn hoặc dập (h.1.26a), chiều sâu rãnh (h.1.26b) $h = (1,5 + 2)d_c$, độ mở của rãnh $b = (2 + 2,5)d_c$, góc mở $\varphi = 60^\circ$ cho phép cấp lệch tới 6° . Các loại puly có lót chất dẻo tổng hợp ở rãnh (h.1.26c) làm tăng tuổi thọ của cáp.



Hình 1.26. Puly.

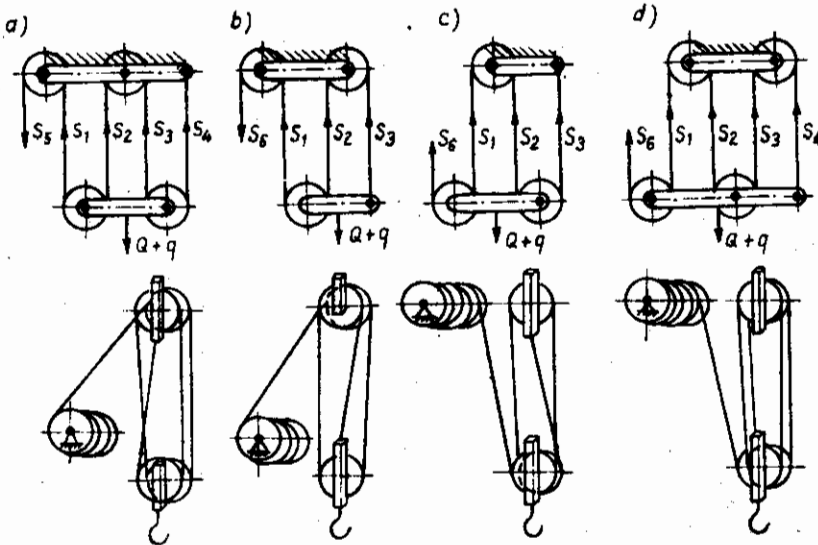
Palăng cáp là một hệ thống cáp cuốn liên tiếp lên puly cố định và puly di động (h.1.27). Ở hầu hết máy nâng thì vật nâng liên hệ với tời qua palăng.

Trên hình 1.27a,c là sơ đồ palăng cáp có một đầu cáp kẹp trên trục puly cố định còn hình 1.27b,d là sơ đồ palăng cáp có một đầu cáp kẹp trên trục puly di động, đầu kia nối vào tang của tời.

Đặc trưng cơ bản của palăng là bội suất palăng. Bội suất palăng là tỷ số giữa nhánh cáp treo vật và số nhánh kẹp trên bộ phận kéo (tang, xy lanh thủy lực) hay chính là tỷ số giữa vận tốc cuốn cáp lên tang và vận tốc nâng vật.

$$a = \frac{v_{tg}}{v_n} \quad (1.51)$$

Mặt khác nó chính là số lần giảm lực căng cáp so với tải trọng nâng khi không kể tới hiệu suất puly. Do đó ta dễ dàng nhận thấy rằng bội suất palăng bằng số nhánh cáp treo cụm puly di động. Thí dụ trên hình 1.27a,c bội suất palăng $a = 4$; trên hình 1.27b : $a = 3$; trên hình 1.27d : $a = 5$.



Hình 1.27. Sơ đồ palăng cáp.

Dùng palăng trên sẽ có lợi về lực và thiệt về vận tốc nhưng nhờ vậy giảm được tỷ số truyền của cơ cấu, từ đó giảm được kích thước và khối lượng của tải.

Khi nâng vật qua hệ thống palăng lực căng nhánh cáp ra khỏi palăng S_1 tính theo công thức :

$$S_1 = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_p} \quad (1.52)$$

- trong đó : Q - trọng lượng vật nâng ;
 q - trọng lượng cụm móc treo ;
 a - bội suất palăng ;
 η_p - hiệu suất palăng ;

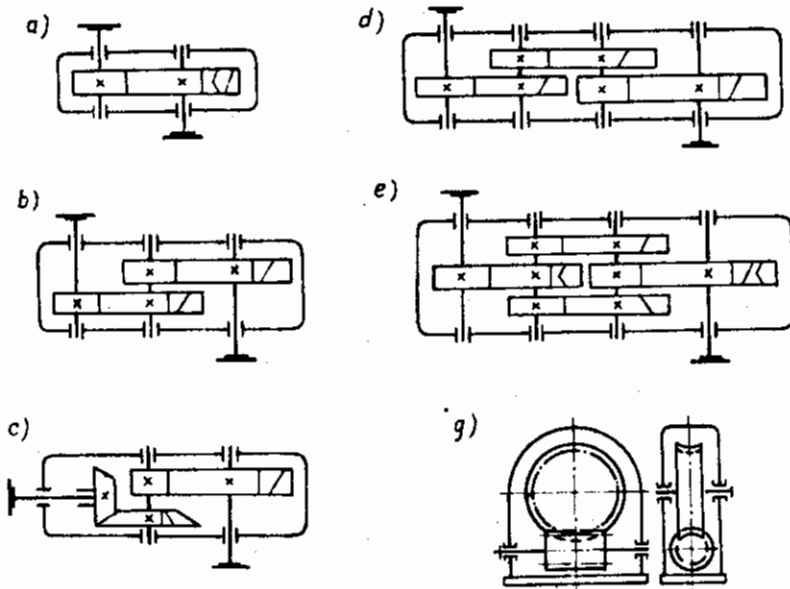
$$\eta_p = \frac{1 - \eta^n}{1 - \eta} \quad (1.53)$$

- trong đó : η - hiệu suất của puly ($\eta = 0,96 + 0,99$) ;
 n - số puly trong palăng. Nếu số lượng puly nhỏ (≤ 4), $\eta_p \approx \eta^n$.

Trong trường hợp đặt lực kéo vào cụm pully di động, con vật nâng đặt ở nhánh cáp ra khỏi palăng ta có palăng vận tốc hay palăng nghịch (xem hình 2.32b), thường dùng trên xe nâng hàng.

Trong máy xây dựng người ta sử dụng rộng rãi các cụm của bộ truyền động như hộp giảm tốc, hộp số, hộp trích công suất, cơ cấu đảo chiều quay.

Trên hình 1.28 là các sơ đồ phổ biến của các *hộp giảm tốc* bánh răng trụ, bánh răng côn và hộp giảm tốc trục vít - bánh vít. Đối với các tỷ số truyền nhỏ $i = 8 + 10$ thường sử dụng hộp giảm tốc một cấp cho gọn nhẹ (h. 1.28a). Các loại hộp giảm tốc hai cấp với $i = 8 + 50$ (h.1.28b,c) hộp giảm tốc trục vít (h.1.28g) được sử dụng phổ biến. Với tỷ số truyền lớn thường dùng hộp giảm tốc ba cấp (h.1.28d,e). Ngày nay hộp giảm tốc hành tinh với kích thước nhỏ, gọn, hiệu suất cao được sử dụng nhiều so với bộ truyền bánh răng thông thường (h.1.29).

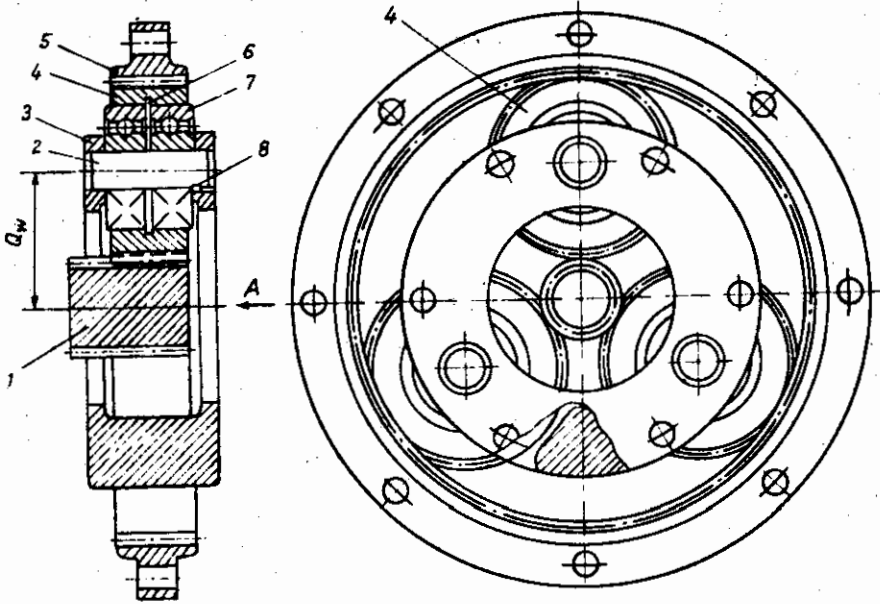


Hình 1.28. Sơ đồ hộp giảm tốc phổ biến.

Cấu tạo của một loại bộ truyền hành tinh thể hiện trên hình 1.29 có thể phù hợp với các loại hộp giảm tốc hành tinh. Bánh răng trung tâm 1 làm quay ba bánh răng hành tinh 4. Các bánh răng hành tinh lắp trên ổ lăn 7 bắt với cần 3 bằng chốt 2 lần quanh bánh răng trung tâm 5. Các vòng 6 và 8 để định vị ổ lăn của bánh răng hành tinh.

Hiện nay có nhiều hãng chế tạo máy trên thế giới sản xuất động cơ điện gắn liền với hộp giảm tốc và phanh rất đa dạng, nhưng thường với công suất nhỏ và trung bình.

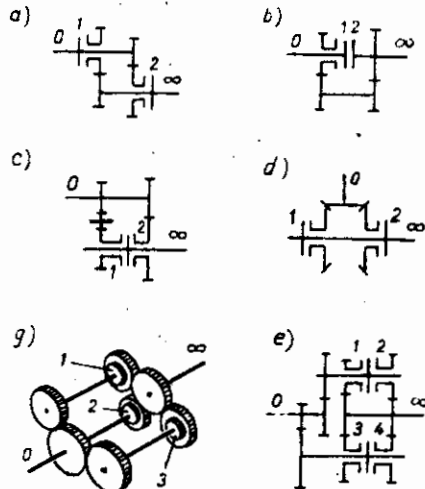
Hộp số (hộp tốc độ) cũng như hộp giảm tốc được dùng nhiều trong bộ truyền cơ khí của máy xây dựng. Đó là cơ cấu dùng để thay đổi tỷ số truyền theo từng cấp bằng cách chuyển đổi bộ truyền bánh răng.



Hình 1.29. Truyền động hành tinh :

15. bánh răng trung tâm ; 2. chốt ; 3. cấn ; 4. bánh răng hành tinh ;
6,8. vòng đệm ; 7. vòng bi.

Trên hình 1.30 là sơ đồ của các hộp tốc độ đơn giản nhất. Các ổ trục không thể hiện trên hình vẽ. Sơ đồ hộp tốc độ có trục quay cố định và một cơ cấu điều khiển là mối ghép độc lập, song song của một vài cơ cấu có số lượng bằng số cấp thay đổi tốc độ. Mỗi cơ cấu có thể đóng bằng khớp nối. Hộp tốc độ không cho phép đóng đồng thời hai hay hơn hai cơ cấu. Khi đóng cơ cấu, năng lượng được truyền trực tiếp qua cặp bánh răng tương ứng. Khi đóng khớp 1 hay 2 theo sơ đồ sẽ nối khâu 0 với khâu ∞ qua cặp bánh răng thứ nhất và thứ hai. Trên hình 1.30b khớp nối 2 nối với khâu 0 và ∞ trực tiếp, còn khớp nối 1 làm án khớp hai cặp bánh răng. Ở sơ đồ hình 1.30c,d cho phép đảo chiều quay của khâu ∞ trong khi vẫn không thay đổi chiều quay của khâu 0. Ở sơ đồ hình 1.30g khi đóng các khớp 1,2,3 có thể nhận được ba tốc độ ở khâu ∞ .



Hình 1.30. Sơ đồ hộp tốc độ :
0. khâu vào ; ∞ . khâu ra :

Khi đó ứng với mỗi cấp tốc độ có hai cặp bánh răng làm việc. Trên sơ đồ hình 1.30e có 4 cấp tốc độ của khâu ∞ khi đóng các khớp tương ứng 1 - 4.

Hộp tốc độ ngoài nhiệm vụ chủ yếu là thay đổi tốc độ nó còn làm nhiệm vụ của cơ cấu đảo chiều quay (h.1.30c,d).

Hộp số trên ô tô, máy kéo cũng là một dạng đặc trưng của hộp tốc độ có nhiều cấp tốc độ (3 - 13) và có khả năng đảo chiều quay để xe chạy lùi.

Ngoài hộp tốc độ ở cơ cấu dẫn động còn dùng cả *hộp trích công suất* thường dùng bộ truyền bánh răng để phân bố truyền động tới từng cơ cấu công tác.

Truyền động cơ khí có ưu điểm là đơn giản, khối lượng và giá thành không lớn, làm việc khá tin cậy. Tuy nhiên bị tổn hao năng lượng ở khớp nối và phanh ma sát, mài mòn khá nhanh, nếu thay đổi tốc độ theo cấp với tỷ số truyền lớn thì việc bố trí bộ truyền phức tạp, rất khó tự động hóa quá trình làm việc.

Để loại trừ những nhược điểm trên của truyền động cơ khí trong máy xây dựng, ngày nay truyền động thủy lực - cơ khí được sử dụng rộng rãi. Đó là sự kết hợp giữa truyền động cơ khí và truyền động thủy lực.

2. Truyền động thủy lực

Hiện nay người ta thường sử dụng hai dạng truyền động thủy lực là : truyền động thủy tĩnh (thể tích) và truyền động thủy lực động (thủy động). Truyền động thủy động là sự biến đổi áp lực trong lòng chất lỏng khi dòng chất lỏng chuyển động với vận tốc cao ; ngược lại truyền động thủy lực thể tích là sự thay đổi lưu lượng của dòng khí áp lực của chất lỏng gần như không đổi.

Truyền động thủy động. Khớp nối thủy lực và biến tốc thủy lực là hai dạng của *truyền động thủy động*. Đặc điểm của chúng là không có mối liên hệ cứng giữa phần dẫn và bị dẫn như ở bộ truyền cơ khí. Chuyển động truyền từ phần dẫn sang phần bị dẫn nhờ động năng của dòng chất lỏng tác động lên cánh của bánh công tác. Chính vì vậy truyền động thủy lực còn làm nhiệm vụ của một cơ cấu ngăn ngừa tải trọng động trong hệ dẫn động máy.

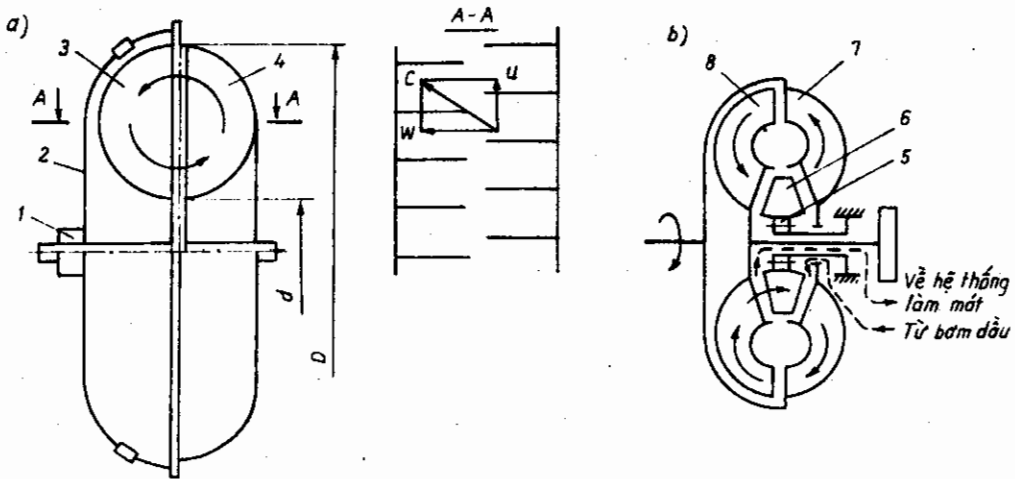
Khớp nối thủy lực (h.1.31a) gồm bánh dẫn (bánh bơm 4) và bánh bị dẫn (bánh tuabin 3). Trên trục khớp nối bố trí vòng đệm 1 đảm bảo làm kín giữa vỏ khớp nối 2 và trục. Bánh bơm làm chất lỏng trong khoang làm việc quay. Dưới tác dụng của lực ly tâm, chất lỏng bị hất ra ngoài vi và đập vào cánh của bánh tuabin tạo ra áp lực trên cánh tuabin. Bị mất một phần năng lượng để thắng sức cản quay của bánh tuabin, chất lỏng lại chảy về trung tâm của khớp nối rồi lại tới bánh bơm, chu kỳ chuyển động được lặp lại. Tốc độ tuyệt đối c của chất lỏng từ bánh bơm hướng tới cánh bánh tuabin tạo thành một góc. Góc này tăng lên theo hiệu số tốc độ góc của bánh, suy ra lực tác động của chất lỏng lên cánh tuabin và mômen quay (xoắn) do khớp thủy lực truyền lớn hơn.

Công ty Hóa Chất Xây Dựng Phương Nam

Mômen xoắn tại trục bị dẫn :

$$T = \lambda \cdot \rho \cdot D^5 \cdot \omega_1^2 ; \text{ N.m} \quad (1.54)$$

- trong đó : λ - hệ số mômen xoắn ;
 ρ - khối lượng riêng của chất lỏng, kg/m^3 ;
 D - đường kính lớn nhất trong khoang làm việc, m ;
 ω_1 - tốc độ góc của bánh bơm, rad/s.



Hình 1.31. Sơ đồ truyền động thủy động :

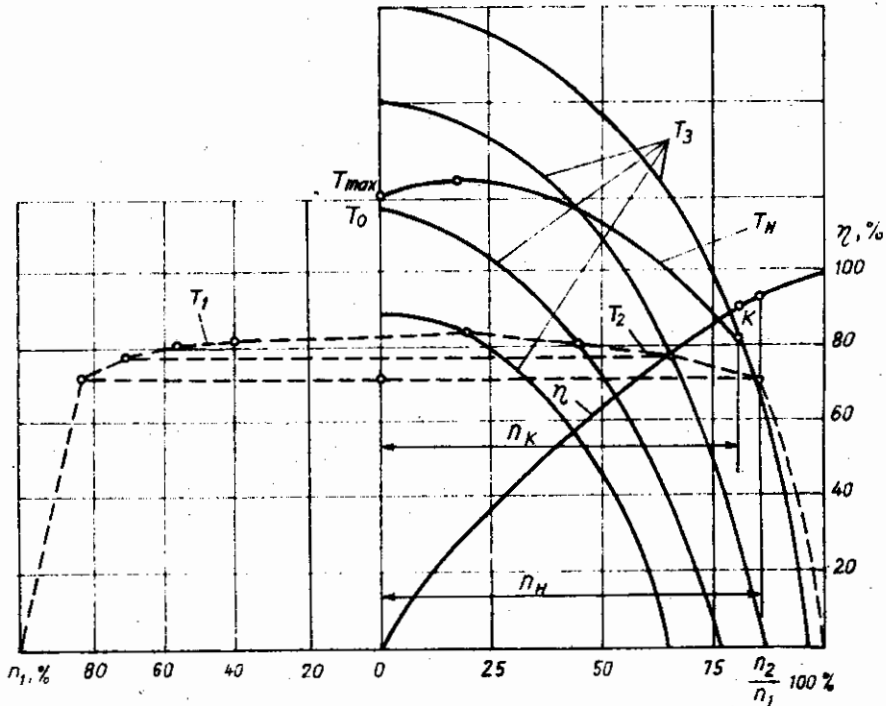
- a) Khớp nối thủy lực : 1 vòng đệm ; 2 vỏ khớp nối ; 3. bánh tuabin ; 4. bánh bơm.
 b) Biên tốc thủy lực: 5. khớp một chiều; 6. bánh phản ứng ; 7. bánh bơm ; 8. bánh tuabin.

Đối với các khớp thủy lực thông dụng hệ số mômen xoắn chuẩn $\lambda_c = (2,0 + 3,2) \cdot 10^{-3}$ tương ứng với sự trượt chuẩn $S_c = (\omega_1 - \omega_2)/\omega_1 = 0,04 + 0,06$ và hiệu suất $\eta_c \approx \omega_2/\omega_1 = 0,94 + 0,96$. Để bảo vệ động cơ, cơ cấu bị dẫn và thiết bị công tác tránh quá tải người ta sử dụng khớp nối thủy lực an toàn khi đó tỷ lệ giữa mômen xoắn lớn nhất và mômen xoắn chuẩn T_{max}/T_c tương ứng với $\lambda_{max}/\lambda_c = 1,8 + 3,0$.

Khi sử dụng khớp thủy lực có thể khởi động động cơ mà không cần ngắt truyền động, vì ban đầu mômen xoắn do khớp thủy lực truyền phụ thuộc vào bình phương tốc độ góc của bánh bơm nên rất nhỏ.

Trên hình 1.32 biểu diễn các đường đặc tính của khớp thủy lực xác định sự biến đổi của mômen xoắn và hiệu suất tùy theo số vòng quay. Đường cong T_3 và T_H biểu hiện sự thay đổi mômen xoắn ứng với khớp thủy lực kín và hở cùng ở số vòng quay động cơ như nhau n_1 . Ở khớp thủy lực kín, khối lượng chất lỏng làm việc không thay đổi. Còn ở khớp thủy lực hở, khớp thủy lực điều chỉnh, khoang làm việc thông với khí quyển hay bộ phận cung cấp. Giá trị của η đặc trưng cho hiệu suất của bơm thủy lực. Điểm K ứng với mômen xoắn giới hạn ; tại đó đường đặc tính của khớp thủy lực hở sẽ thay đổi do giảm lượng chất lỏng ở khoang làm việc. Giá trị T_1 và T_2 ứng với đường đặc tính cơ học của động cơ diesel và trục dẫn của khớp nối thủy lực.

Biến tốc thủy lực (xem h.1.31b) khác với khớp thủy lực là có ít nhất ba bánh lắp cánh : bánh bơm T_1 , bánh tuabin T_2 và bánh phản ứng T_3 . Ở biến tốc thủy lực thông thường bánh phản ứng bất động, ở biến tốc vạn năng bánh phản ứng lắp tại khớp một chiều 5 . Với trọng tải nhỏ, bánh phản ứng quay tự do dưới tác dụng của dòng chất lỏng và sẽ không hấp thụ mômen xoắn. Khi đó biến tốc thủy lực làm việc như là một khớp nối thủy lực.



Hình 1.32. Đường đặc tính tải trọng của khớp thủy lực với động cơ diesel.

Mômen xoắn ở bánh bơm T_1 và bánh tuabin T_2 của biến tốc thủy lực xác định tương tự như khớp thủy lực.

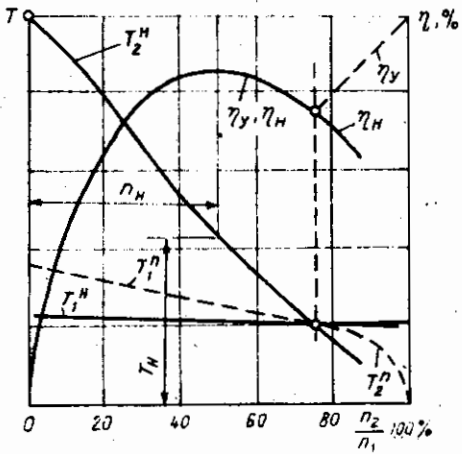
$$T_1 = \lambda_1 \rho \omega_1^2 D^5 ;$$

$$T_2 = k \lambda_1 \rho \omega_1^2 D^5$$

trong đó : $k = T_2/T_1$ - hệ số biến tốc.

Trên hình 1.33 thể hiện đường đặc tính của biến tốc thủy lực. Với phụ tải lớn ($k > 1$) biến tốc thủy lực làm việc ở chế độ hộp giảm tốc. Sự thay đổi số vòng quay và mômen xoắn tự động thực hiện vô cấp.

Đường đặc tính cơ học mềm ở trục ra của biến tốc thủy lực $T_2 = f(n)$ đã cho phép sử dụng rộng rãi bộ



Hình 1.33. Đường đặc tính tải trọng của biến tốc thủy lực :

T_1^H và T_2^H - đường đặc tính cơ của biến tốc thủy lực không liên tục.

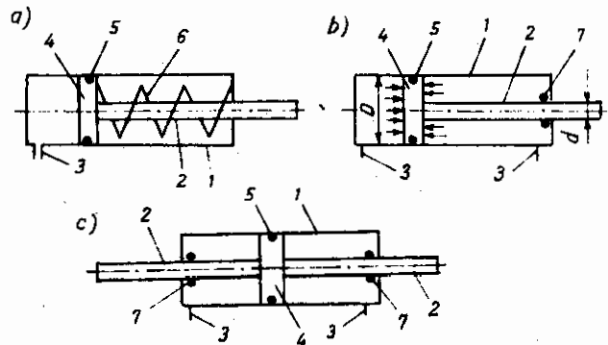
T_1^H và T_2^H - đường đặc tính cơ của biến tốc vạn năng liên tục ; η_H và η_Y - hiệu suất của biến tốc không vạn năng và vạn năng.

truyền động thủy cơ cơ biến tốc thủy lực trên máy đào máy san chuyển, máy xúc lật. Trên các loại máy này nhờ cơ biến tốc thủy lực nên khi lực cản ở bộ phận công tác hay cơ cấu di chuyển tăng lên sẽ tự động giảm bớt tốc độ làm việc, giảm bớt tải trọng động khi bộ phận công tác hay cơ cấu di chuyển gặp phải chướng ngại vật.

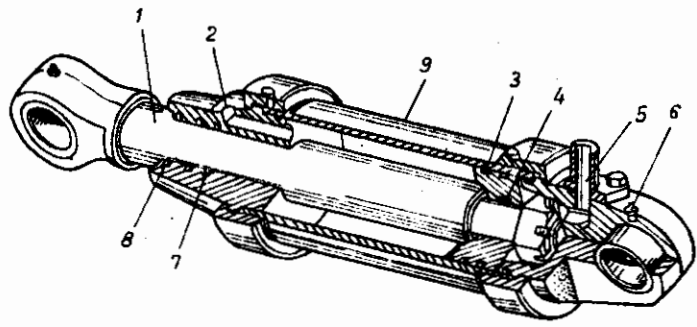
Truyền động thể tích là dạng truyền động hoàn thiện hơn so với truyền động thủy - cơ, trên cơ sở khớp hay biến tốc thủy lực. Các bộ phận chủ yếu của bộ truyền động thể tích gồm bơm thủy lực, động cơ thủy lực, xylanh thủy lực, các van phân phối, điều chỉnh, đường ống dẫn cao áp (cơ áp) và ống dẫn áp lực thấp (đường xả, đường hút).

Trên hình 1.34 thể hiện sơ đồ xylanh thủy lực.

Xylanh thủy lực (h.1.35) là vỏ (ống) thép 9 được gia công mặt trong với độ chính xác cao. Bên trong xylanh là pittông 4 dịch chuyển. Các vòng cao su làm kín 3,7,8 giữ không cho dầu thủy lực chảy ra ngoài và bụi bẩn lọt vào trong xylanh. Áp lực dầu lên pittông tạo ra lực đẩy của cần đẩy 1. Hai đầu xylanh có nắp 2 và 6. Tại nắp 6 có đầu nối 5 để dẫn và thoát dầu thủy lực.



Hình 1.34. Sơ đồ xylanh thủy lực :
 a) Tác động một chiều ; b) Tác động hai chiều có một cần đẩy ; c) Tác động hai chiều có hai cần đẩy.
 1 vỏ ; 2 cần đẩy ; 3 đầu nối ; 4 pittông ; 5 vòng làm kín ; 6. lò xo phân hồi ; 7. vòng làm kín.



Hình 1.35. Kết cấu xylanh.

Tốc độ cần đẩy phụ thuộc vào hướng truyền dẫn dầu. Nếu dầu từ bơm tới đỉnh pittông thì tốc độ cần đẩy :

$$v_1 = \frac{4Q}{\pi.D^2} \tag{1.55}$$

lực đẩy :

$$F_1 = \frac{\pi.D^2}{4} . p \eta \tag{1.56}$$

trong đó : Q - lưu lượng bơm

D - đường kính xylanh ;

p - áp lực chất lỏng ;

η - hiệu suất bằng 0,97.

Nếu dầu dẫn tới vùng có cần đẩy thì tốc độ của cần đẩy sẽ tăng, nếu cùng một lưu lượng bơm :

$$v_2 = \frac{4Q}{\pi(D^2 - d^2)} \quad (1.57)$$

còn lực đẩy :

$$F_2 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \cdot p \eta \quad (1.58)$$

trong đó : d - đường kính cần đẩy.

Để tăng hành trình cần đẩy xylanh người ta sử dụng xylanh ống lồng kiểu kính viễn vọng khi thu lại chỉ có kích thước ngắn gọn.

Trong hệ thống truyền động thủy lực thể tích ngoài phần tạo áp lực đã trình bày ở mục §1.3 là các bơm thủy lực, phần biến đổi áp lực chất lỏng thành cơ năng làm chuyển động bộ phận công tác là xylanh và động cơ thủy lực; còn có phần điều khiển và điều chỉnh năng lượng dòng chất lỏng như van phân phối, bộ biến đổi áp lực, van một chiều, van tiết lưu, van khóa, van an toàn v.v...

Để thực hiện truyền động theo nguyên lý truyền động thể tích, các bộ phận chính được nối với nhau qua hệ thống đường ống chịu áp lực. Tùy theo từng chức năng của bộ phận công tác, chúng được lắp ghép theo sơ đồ mạch kín và sơ đồ mạch hở. Sự khác nhau cơ bản của hai sơ đồ mạch này là chất lỏng, sau khi qua bộ phận biến đổi thành cơ năng, trở về thùng dầu (mạch hở) hoặc trở về ống hút của bộ phận tạo áp lực (mạch kín). Trong máy xây dựng, truyền động thủy lực với mạch kín chỉ dùng cho các cơ cấu làm việc độc lập, còn các cơ cấu liên hợp và đơn giản thường dùng truyền động mạch hở.

Để thuận tiện cho việc nghiên cứu khảo sát và thiết kế người ta đã quy định ký hiệu các phần tử của hệ thống truyền động thủy lực (bảng 1.1).

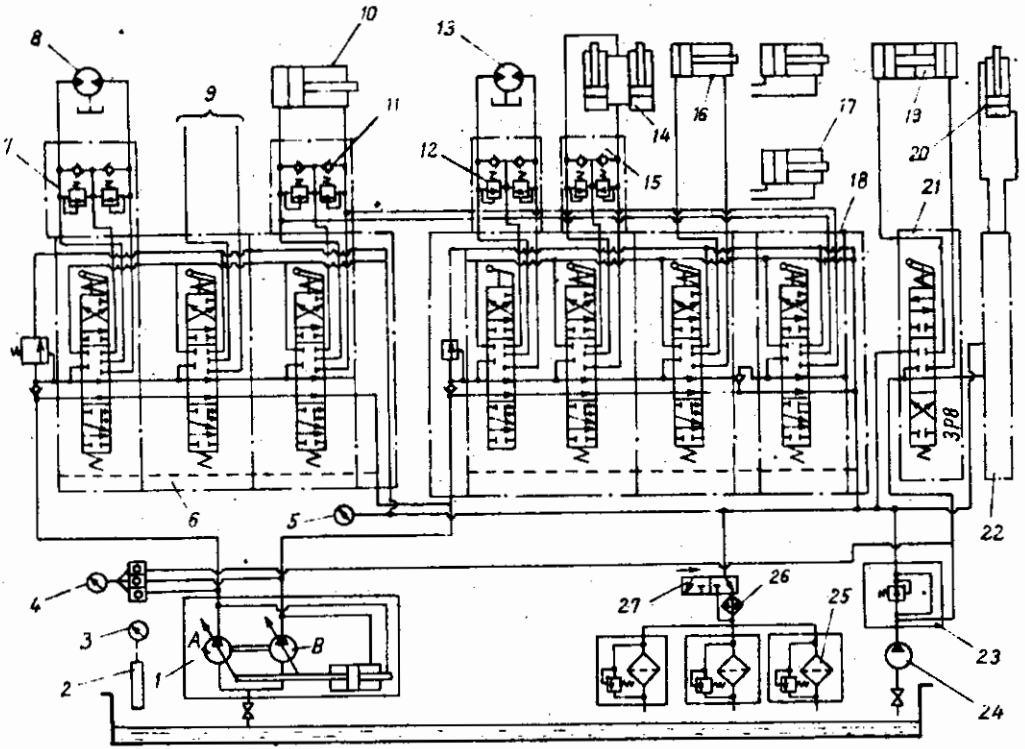
Trên hình 1.36 là ví dụ sơ đồ hệ thống thủy lực của máy đào một gầu vạn năng bánh lốp.

Các bộ phận chính chuyển động được là nhờ bơm pittông hướng trục kép có điều chỉnh 1. Dòng dầu thủy lực từ bơm A và B của bơm kép 1 cung cấp tương ứng đến các khối van phân phối 6 và 18 có đường tháo tải của bơm và cung cấp song song cho các động cơ thủy lực trừ khoang 3PT đã được cung cấp riêng lẻ từ khoang 3P4, 3P5 và 3P6 tùy theo việc sử dụng khoang không KO4. Nếu tất cả các van trượt của bộ phân phối 6 đều ở vị trí trung gian (như thể hiện trên hình 1.36) thì dòng dầu chảy từ bơm A hợp nhất với dòng dầu từ bơm B cung cấp cho khối van phân phối 18. Khi đóng bất kỳ một van trượt nào của khối van phân phối 6 thì dòng dầu từ bơm A và B của bơm kép 1 bị phân chia, dầu từ khối van 6 chảy về thùng dầu, dòng dầu từ bơm B cung cấp cho khối van phân phối 18.







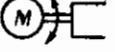






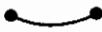






Như vậy, động cơ thủy lực 8 của cơ cấu quay chỉ được cung cấp dầu từ bơm A, cùng thời gian này động cơ thủy lực cơ cấu di chuyển và các xy lanh tay gấu 10, xy lanh cần 14 và xy lanh gấu 16 được cung cấp dầu từ hai bơm A và B khi một trong hai động cơ thủy lực làm việc không kết hợp với các thao tác khác.

Khi đóng van trượt 3P1 điều khiển động cơ thủy lực cơ cấu quay 8 thì dầu cung cấp cho xy lanh thủy lực 10, 14 và 16 và chỉ nhận từ bơm B của bơm kép 1.







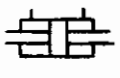









Van trượt 3P3 có khả năng kết hợp chuyển động tay gấu (xy lanh 10), với chuyển động cần (xy lanh 14) hoặc chuyển động gấu (xy lanh 16), khi điều khiển độc lập một trong các chuyển động kết hợp. Dòng dầu chảy từ hai khối van phân phối 6 và 18 chảy về thùng dầu qua van trượt 27, sau đó dầu chảy hoặc trực tiếp vào lọc dầu 25 (khi nhiệt độ không khí xung quanh thấp) hoặc qua bộ phận làm mát 26.



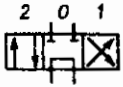

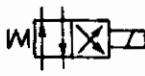


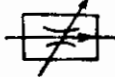
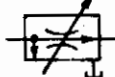






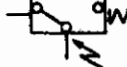
Hình 1.36. Sơ đồ dẫn động thủy lực hai dòng chảy của máy đào bánh lốp: 1 bơm kép điều chỉnh; 2 bộ cảm biến nhiệt độ; 3 đồng hồ đo nhiệt độ; 4,5. áp kế; 6,18. khối van phân phối; 7,11,12,15. khối van; 8. động cơ thủy lực cơ cấu quay; 9. đường dầu cho gầu ngoạm; 10. xy lanh tay gấu; 13. động cơ thủy lực cơ cấu di chuyển; 14. xy lanh cần; 16. xy lanh gấu; 17. xy lanh điều khiển gầu ngoạm; 19. xy lanh điều khiển quay gầu ngoạm; 20. xy lanh điều khiển lái bánh lốp; 21. van phân phối điều khiển quay gầu ngoạm; 22. van phân phối cơ cấu lái; 23. van an toàn; 24. bơm phụ trợ; 25. lọc dầu; 26. bộ phận làm mát; 27. van trượt; 3P1÷3P8. van trượt của các bộ phận công tác; KO4. khoảng không ở giữa.

Ký hiệu	Tên gọi
	dòng chất lỏng thủy lực
	có khả năng điều chỉnh
       	<p>điều khiển bằng tay</p> <p>điều khiển bằng vấu, cam</p> <p>điều khiển bằng lò xo</p> <p>điều khiển bằng điện từ</p> <p>động cơ điện</p> <p>thủy lực trực tiếp</p> <p>thủy lực gián tiếp</p> <p>tự động cơ học</p>
  	<p>dòng chính</p> <p>dòng điều chỉnh</p> <p>dòng phụ trợ</p>
	ống nối mềm
	ống chữ thập
	mối nối đường ống
	nơi ống thoát khí
	thùng dầu, đường vẽ của dầu thủy lực
	bình tích áp
	bơm thủy lực không điều chỉnh

Tiếp bảng 1.1 Công ty Hóa Chất Xây Dựng Phương Nam

Ký hiệu	Tên gọi
	bơm thủy lực đảo chiều có điều chỉnh
	bơm thủy lực đảo chiều
	động cơ thủy lực không đảo chiều
	động cơ thủy lực có đảo chiều
	động cơ thủy lực không đảo chiều có điều chỉnh
	xylanh tác dụng hai chiều với một cán pittông
	xylanh tác dụng hai chiều với hai cán pittông
	xylanh tác dụng một chiều
	xylanh nhiều bậc tác dụng một chiều
	bộ cân bằng áp suất dòng
	van tiết lưu không điều chỉnh
	van tiết lưu có điều chỉnh
	van bảo vệ
	van một chiều không có dòng phản hồi
	van một chiều có dòng phản hồi
	van một chiều có hạn chế

Tiếp bảng 1.1 Công ty Hóa Chất Xây Dựng Phương Nam

Ký hiệu	Tên gọi
	van phân phối loại 4/3
	van phân phối loại 4/2
	van 4/2 có điều khiển bằng điện từ và lò xo
	van giới hạn áp suất tự điều chỉnh
	van giới hạn áp suất không tự điều chỉnh
	van điều chỉnh lưu lượng hai dòng, với điều chỉnh dòng vào
	van điều chỉnh lưu lượng ba dòng, với điều chỉnh dòng vào
	cái lọc dầu
	bộ làm mát
	bộ hâm nóng
	đồng hồ đo áp lực
	đồng hồ đo lưu lượng
	đồng hồ đo nhiệt độ
	bảng nút ấn áp lực

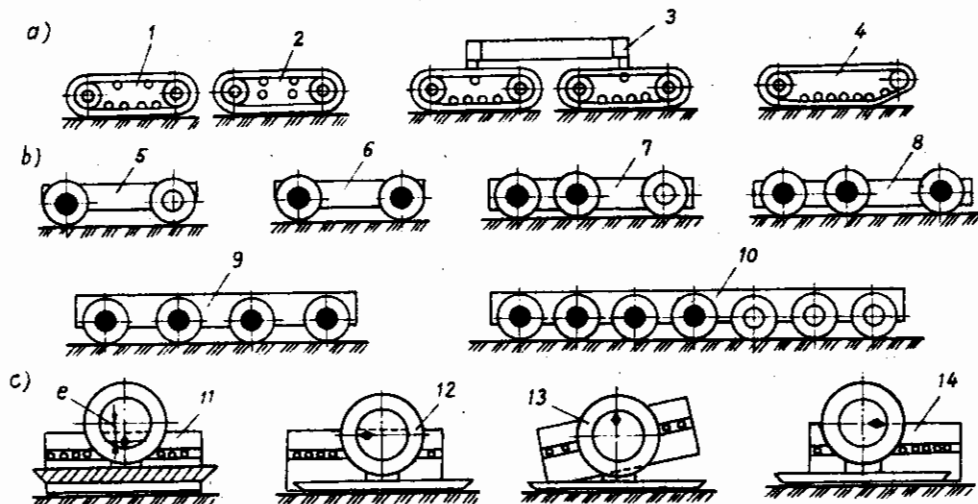
Ngoài bơm kép chính 1 ra, trong hệ thống dẫn động thủy lực máy đào bánh lốp còn sử dụng bơm bánh răng 24, cung cấp dầu qua van phân phối 22 của hệ thống đến xylanh thủy lực 20 của cơ cấu lái.

Sơ đồ dẫn động thủy lực đảm bảo sự làm việc của máy đào gầu nghịch, gầu ngoạm và gầu bốc xếp.

§ 1.5. HỆ THỐNG DI CHUYỂN CỦA MÁY XÂY DỰNG

Hệ thống di chuyển có nhiệm vụ biến chuyển động quay tròn của động cơ truyền tới bánh chủ động thành sự di chuyển của xe máy, đỡ toàn bộ trọng lượng của xe máy và truyền xuống đất.

Hệ thống di chuyển gồm bánh di chuyển, hệ truyền lực di chuyển và khung hay trục đỡ. Theo loại bánh di chuyển chia ra : bánh lốp (h.1.37b), xích (h.1.37a), bánh sắt và cơ cấu tự bước (h.1.37c).



Hình 1.37. Hệ thống di chuyển của máy xây dựng.

Ở nhiều máy xây dựng (máy đào - chuyển, máy đào nhiều gầu, cần trục di động v.v...) cơ cấu di chuyển trực tiếp tham gia vào quá trình làm việc tạo ra lực đẩy phụ.

Những máy xây dựng hiện đại có thể có khối lượng tới vài nghìn tấn, di chuyển trên điều kiện đường sá khác nhau, tốc độ di chuyển của loại bánh lốp, bánh sắt tới vài chục km/h. Tốc độ làm việc thường được điều chỉnh êm từ tới đa tới không. Áp lực lên đất của các loại máy xây dựng có thể dao động từ 0,03 - 0,05 đến 0,5 - 0,7 MPa. Lực kéo của phần lớn máy xây dựng thường đạt từ 45 đến 60% trọng lượng của chúng, đôi khi ở chế độ làm việc chúng vượt cả trọng lượng chung của chúng. Áp lực lên đất, lực kéo, khoảng sáng mặt đường