

LƯU BÁ THUẬN

GIÁO TRÌNH
MÁY XÂY DỰNG

(Tái bản)

NHÀ XUẤT BẢN XÂY DỰNG
HÀ NỘI - 2011

LỜI NÓI ĐẦU

Thực hiện chủ chương đổi mới nội dung và phương pháp giảng dạy nhằm không ngừng nâng cao chất lượng đào tạo của Trường Đại học Xây dựng Hà Nội, trong năm học 2006 - 2007, Bộ môn Máy xây dựng đã tiến hành chỉnh lý lại đề cương môn học máy xây dựng mà bấy lâu nay bộ môn vẫn giảng dạy cho sinh viên các ngành công trình và kinh tế xây dựng. Đây là đề tài nghiên cứu khoa học do chúng tôi chủ trì, có sự tham gia góp ý kiến của tập thể cán bộ giảng dạy trong Bộ môn. Chúng tôi đã báo cáo đề tài này tại hội nghị khoa học và công nghệ Trường Đại học Xây dựng năm 2006, nhân dịp kỷ niệm 50 năm đào tạo và 40 năm thành lập trường và đã được hội đồng khoa học đánh giá đạt kết quả tốt.

Theo đề cương này, nội dung môn học máy xây dựng cần được tinh giản và cải tiến cho phù hợp với phương thức đào tạo tín chỉ mà Trường Đại học Xây dựng đang thực hiện và cập nhật với những máy xây dựng mới đang được sử dụng ở nước ta cũng như trên thế giới.

Xuất phát từ yêu cầu trên, chúng tôi biên soạn cuốn sách giữ nguyên tên sách: Nội dung cơ bản của "Giáo trình Máy xây dựng". Trong cuốn sách này, chúng tôi trình bày những vấn đề cốt lõi về phân lý thuyết và các ví dụ tính toán cơ bản đối với các loại máy xây dựng đang được sử dụng phổ biến ngoài thực tế, nhằm tạo điều kiện thuận lợi cho sinh viên các ngành Công trình và Kinh tế xây dựng thuộc Trường Đại học Xây dựng dễ dàng học tập và nắm được những nội dung cơ bản của môn học Máy xây dựng.

Vì vậy, cuốn sách này là tài liệu tham khảo bổ ích không những đối với các thầy (cô) giáo thuộc Bộ môn Cơ giới hoá xây dựng và bộ môn Máy xây dựng cũng như sinh viên các ngành nói trên của Trường Đại học Xây dựng Hà Nội mà còn đối với các thầy (cô) và sinh viên các ngành thuộc các trường đại học kỹ thuật khác trong quá trình giảng dạy và học tập môn học Máy xây dựng hoặc Máy thi công. Đồng thời nó cũng là tài liệu tham khảo hữu hiệu cho các kỹ sư và các cán bộ kỹ thuật có liên quan đến lĩnh vực Máy xây dựng nói chung.

Trong khi biên soạn cuốn sách này, chúng tôi đã dựa vào cuốn "Máy xây dựng" do nguyên Trưởng bộ môn Máy xây dựng Nguyễn Văn Hùng chủ biên nhưng đã có nhiều thay đổi về bố cục và tinh giản nội dung cho phù hợp với đề cương mới, đồng thời bổ sung nhiều vấn đề mới mà cuốn "Máy xây dựng" còn chưa đầy đủ.

Chúng tôi xin chân thành cảm ơn các bạn đồng nghiệp đặc biệt là PGS-TS. Đặng Quốc Sơn - chủ nhiệm đầu tiên của Bộ môn Máy xây dựng và khoa Cơ khí Máy xây dựng - trường đại học Xây Dựng đã đóng góp nhiều ý kiến quý báu.

Trong quá trình biên soạn và in ấn, chắc chắn cuốn sách sẽ không tránh khỏi những thiếu sót, chúng tôi rất mong nhận được sự góp ý của bạn đọc.

Chúng tôi xin chân thành cảm ơn!

Tác giả

Chương 1

NHỮNG VẤN ĐỀ CHUNG VỀ MÁY XÂY DỰNG

1.1. KHÁI NIỆM CHUNG

1.1.1. Định nghĩa và công dụng của máy xây dựng

Máy xây dựng là danh từ chung để chỉ các máy và thiết bị phục vụ cho việc cơ giới hoá công tác xây dựng cơ bản. Máy xây dựng giúp con người hoàn thành khối lượng xây dựng cơ bản cực kỳ to lớn mà nếu chỉ dùng sức lao động thủ công của mình thì con người không thể nào hoàn thành được; chúng đóng vai trò chủ yếu trong việc nâng cao năng suất lao động, đẩy nhanh tiến độ xây dựng và nâng cao chất lượng các công trình; đồng thời góp phần đảm bảo an toàn lao động và giải phóng con người khỏi những công việc hết sức nặng nhọc.

1.1.2. Phân loại máy xây dựng

Có thể dựa vào nhiều đặc điểm để phân loại máy xây dựng, tuy nhiên, đối với những người sử dụng máy xây dựng thì thường dựa vào công dụng của chúng để phân loại. Theo công dụng, máy xây dựng được phân chia thành các nhóm sau:

1. *Máy phát lực* để phát ra nguồn động lực cung cấp cho các cơ cấu và các bộ phận công tác của máy.

2. *Máy vận chuyển* để vận chuyển vật liệu xây dựng, hàng hoá và người... từ nơi này đến nơi khác.

Tuỳ theo phương vận chuyển, máy vận chuyển lại được chia thành:

- Máy vận chuyển ngang có phương vận chuyển song song với mặt đất. Điển hình của nhóm máy này đang được dùng phổ biến trong thực tế hiện nay là ô tô, máy kéo.

- Máy vận chuyển theo phương thẳng đứng hay còn gọi là máy và thiết bị nâng.

Hai nhóm máy trên có quá trình vận chuyển được tiến hành theo chu kỳ.

- Máy vận chuyển liên tục có quá trình vận chuyển được tiến hành một cách liên tục theo các phương song song, vuông góc hoặc nghiêng so với mặt đất. Điển hình của nhóm máy này là băng tải, vít tải. Ngoài ra, còn có gầu tải, xích tải tẩm và vận chuyển bằng khí nén.

3. *Máy làm đất để phục vụ cho việc cơ giới hoá công tác đất.* Chúng được phân thành:

- Máy chuẩn bị mặt bằng, gồm có: Máy cắt cây, máy nhổ gốc cây, máy xới đất;
- Máy đào đất, gồm có: Máy đào một gầu, máy đào nhiều gầu...;
- Máy đào - chuyển đất, gồm có: Máy ủi, máy cạp, máy san;
- Máy đầm nén đất.

4. *Máy gia cố nền móng, gồm có:*

- Các loại máy đóng (hạ) cọc và ép cọc;
- Máy khoan tạo lỗ thi công cọc nhồi;
- Máy cắm bấc thấm để gia cố nền đất;

5. *Máy sản xuất đá, gồm có:*

- Máy nghiền đá;
- Máy sàng đá;
- Tổ hợp máy nghiền và máy sàng đá;

6. *Máy phục vụ công tác bê tông cốt thép, gồm có:*

- Máy trộn bê tông;
- Máy vận chuyển và máy bơm bê tông;
- Máy đầm bê tông;
- Máy gia công cốt thép.

7. *Các loại máy chuyên dùng như: Máy cứu hỏa; máy rải bê tông nhựa; máy sản xuất gạch, ngói; máy làm công tác hoàn thiện; máy bơm nước...*

1.1.3. Cấu tạo chung của máy xây dựng

Máy xây dựng nói chung thường gồm có các hệ thống chính và các cơ cấu sau:

- Thiết bị động lực hay động cơ;
- Hệ thống truyền động;
- Hệ thống di chuyển;
- Hệ thống điều khiển;
- Thiết bị làm việc;
- Khung và bộ may;
- Các cơ cấu như: Cơ cấu quay, cơ cấu nâng hạ thiết bị làm việc...

1.2. THIẾT BỊ ĐỘNG LỰC TRÊN MÁY XÂY DỰNG

1.2.1. Các loại động cơ thường dùng trên máy xây dựng

1.2.1.1 Động cơ đốt trong: (Động cơ xăng và Điezen)

Động cơ đốt trong do nhà bác học Điezen người Đức thiết kế, chế tạo ra từ năm 1894 nhưng đến nay nó vẫn được sử dụng rộng rãi trên máy xây dựng đặc biệt là ở những máy thường xuyên di động như ô tô, máy kéo, tàu hoả và cần trục tự hành.

Đặc điểm của động cơ đốt trong là: Hỗn hợp xăng hoặc dầu Điezen và không khí nén được đốt cháy ở bên trong xi lanh tạo ra áp suất, đẩy pittông chuyển động tịnh tiến trong xi lanh, qua thanh truyền (tay biên) làm cho trục khuỷu của động cơ quay. Động cơ đốt trong có ưu nhược điểm sau:

a) Ưu điểm:

- Khởi động nhanh.
- Dễ dàng thay đổi tốc độ quay bằng cách thay đổi lượng xăng hoặc dầu Điezen phun vào trong xi lanh (thường gọi là tăng hay giảm ga).
- Tính cơ động tốt, làm việc chủ động, không phụ thuộc vào điều kiện khách quan như động cơ điện.

b) Nhược điểm:

- Không đảo được chiều quay (chỉ quay một chiều).
- Chịu quá tải kém.
- Sử dụng nhiên liệu (xăng hoặc dầu Điezen) đắt tiền và gây ô nhiễm môi trường.
- Phụ thuộc vào thời tiết, mùa đông lạnh thường khó khởi động.

1.2.1.2. Động cơ điện (Có hai loại: Động cơ điện một chiều và xoay chiều)

Động cơ điện một chiều thường dùng ở những máy di động theo một quỹ đạo nhất định.

Động cơ điện xoay chiều thường dùng ở những máy cố định. Ví dụ: Cần trục tháp, máy trộn bê tông. Động cơ điện có ưu nhược điểm sau:

a) Ưu điểm:

- Kết cấu nhỏ gọn nhẹ song có khả năng vượt quá tải tốt.
- Hiệu suất cao nhất trong các loại động cơ (80 ÷ 85%).
- Khởi động nhanh, dễ dàng thay đổi chiều quay của trục động cơ (đối với động cơ điện xoay chiều, dùng dòng điện ba pha).
- Không gây ô nhiễm môi trường, điều kiện làm việc tốt, sạch sẽ.
- Dễ dàng tự động hoá.

Vì có những ưu điểm trên nên động cơ điện đang được sử dụng rộng rãi nhất trong các loại động cơ dùng trên máy xây dựng cũng như trong đời sống của chúng ta.

b) Nhược điểm

- Không thay đổi được tốc độ quay nếu điện áp nguồn điện ổn định;
- Tính cơ động kém vì phụ thuộc vào nguồn điện.

1.2.1.3. Động cơ thủy lực và động cơ khí nén

Động cơ thủy lực hoạt động được là nhờ động năng của dòng thủy lực có trị số áp suất cần thiết do bơm thủy lực tạo ra.

Động cơ khí nén hoạt động được là nhờ động năng của dòng khí nén có trị số áp suất cần thiết do máy nén khí tạo ra.

Ưu nhược điểm của hai loại động cơ này là:

a) Ưu điểm:

- Làm việc an toàn và êm, khởi động nhanh.
- Có thể thay đổi chiều quay của trục động cơ.
- Không gây ô nhiễm môi trường

b) Nhược điểm:

Phải có bơm thủy lực (hoặc máy nén khí) và hệ thống ống dẫn thủy lực (hoặc dẫn khí nén), làm cho cấu tạo của máy trở nên cồng kềnh, phức tạp và hiệu suất không cao do ma sát giữa dòng thủy lực (hoặc khí nén) và hệ thống ống dẫn cũng như do hiện tượng rò rỉ dầu (hoặc khí nén) trong quá trình làm việc.

1.2.2. Cách bố trí động cơ trên máy xây dựng

a) Bố trí một động cơ

Trên máy xây dựng bố trí một động cơ duy nhất. Các cơ cấu của máy được dẫn động chung từ động cơ. Cách bố trí này thường áp dụng với các loại động cơ đốt trong nên chủ động khi làm việc, không phụ thuộc vào điều kiện khách quan như nguồn điện. Tuy nhiên, nó có nhược điểm là: Trên máy cần có hệ thống truyền động để truyền lực từ động cơ đến các cơ cấu, làm cho cấu tạo chung của máy trở nên phức tạp, hiệu suất truyền động thấp; đồng thời khi động cơ hỏng thì cả chiếc máy xây dựng đó ngừng làm việc. Ví dụ như: máy đào một gầu hoặc cần trục tự hành dẫn động chung, máy ủi đất, ô tô, máy kéo...

b) Bố trí nhiều động cơ để dẫn động riêng cho từng cơ cấu: Thường áp dụng với các động cơ điện hoặc động cơ thủy lực. Cách bố trí này giảm được hệ thống truyền lực giữa các cơ cấu, các cơ cấu làm việc độc lập với nhau nên nó khắc phục được nhược điểm của cách bố trí một động cơ, nghĩa là khi động cơ dẫn động cho một cơ cấu nào đó bị hỏng

thì chỉ cơ cấu ấy ngừng làm việc, còn các cơ cấu khác vẫn làm việc bình thường. Tuy nhiên, cách bố trí này lại phụ thuộc vào nguồn điện (nếu dùng các động cơ điện).

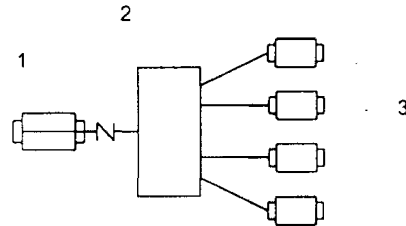
Ví dụ như: Các loại cần trục tháp, máy trộn bê tông dẫn động riêng...

c) *Bố trí hỗn hợp (hay tổ hợp động lực), theo sơ đồ hình (1.1).*

Trong đó: 1 - Động cơ chính (thường là động cơ đốt trong hoặc động cơ điện xoay chiều).

Các bộ phận 2 và 3 có các phương án sau:

* Nếu bộ phận 2 là máy phát điện một chiều thì các bộ phận 3 sẽ là các động cơ điện một chiều dẫn động riêng cho từng cơ cấu;



Hình 1.1. Sơ đồ bố trí hỗn hợp động cơ

Ví dụ: Các loại máy đào một gầu vạn năng hoặc cần trục tự hành dẫn động riêng...

* Nếu bộ phận 2 là bơm thủy lực thì 3 sẽ là các động cơ thủy lực dẫn động riêng cho từng cơ cấu. Ví dụ: Cần trục ô tô dẫn động thủy lực...

* Nếu bộ phận 2 là máy nén khí thì 3 sẽ là các động cơ khí nén dẫn động riêng cho các cơ cấu.

1.3. HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG (HTTĐ) TRONG MÁY XÂY DỰNG

1.3.1. Khái niệm chung về hệ thống truyền động trong máy xây dựng

a) *Công dụng của HTTĐ*

HTTĐ được dùng để truyền chuyển động quay từ trục động cơ đến các cơ cấu và các bộ phận công tác của máy xây dựng.

Trong khi truyền chuyển động, chúng làm thay đổi tốc độ quay, (tức là thay đổi mômen quay). Đôi khi chúng làm thay đổi dạng và quy luật chuyển động. Ví dụ: Truyền động bánh răng - thanh răng để biến chuyển động quay của bánh răng thành chuyển động tịnh tiến của thanh răng.

b) *Lý do phải dùng hệ thống HTTĐ trên máy xây dựng:*

Trên máy xây dựng người ta phải bố trí hệ thống truyền động bởi vì:

- Tốc độ quay của các động cơ tiêu chuẩn thường lớn hơn tốc độ của các cơ cấu và các bộ phận công tác của máy xây dựng. Nếu chế tạo động cơ có tốc độ quay nhỏ phù hợp với tốc độ quay của các bộ phận công tác thì kích thước và trọng lượng của động cơ sẽ rất lớn, công kênh, giá thành đắt.

- Nếu trên máy xây dựng bố trí một động cơ và các cơ cấu được dẫn động chung từ động cơ đó thì cần phải có HTTĐ để truyền chuyển động từ động cơ đến tất cả các cơ cấu của máy với các tốc độ khác nhau.

- Động cơ thường có tốc độ quay đều nhưng các bộ phận công tác của máy chuyển động với các tốc độ thay đổi theo một quy luật nhất định hoặc chuyển động tịnh tiến khi làm việc.

c) Phân loại HTTĐ:

HTTĐ trên máy xây dựng thường có các loại sau đây:

- Truyền động cơ khí, gồm có: Truyền động ma sát, truyền động ăn khớp và truyền động cáp;

- Truyền động thủy lực;

- Truyền động khí nén;

- Truyền động điện;

- Truyền động hỗn hợp.

Trong đó: Truyền động cơ khí, truyền động thủy lực và truyền động hỗn hợp đang được dùng phổ biến trên máy xây dựng.

1.3.2. Truyền động cơ khí (TĐCK) trên máy xây dựng

1.3.2.1. Phân loại và các thông số cơ bản của TĐCK

a) Phân loại: TĐCK nói chung có ba dạng chính:

- Truyền động bằng ma sát: Trong đó có truyền động gián tiếp mà điển hình là truyền động đai và truyền động trực tiếp giữa các đĩa ma sát trong li hợp.

- Truyền động bằng ăn khớp: Cũng có truyền động gián tiếp như truyền động xích và truyền động trực tiếp như: Truyền động bánh răng, truyền động trục vít - bánh vít.

- Truyền động cáp.

So sánh ưu nhược điểm của truyền động ma sát và truyền động ăn khớp, ta thấy:

+ Truyền động ma sát có hiện tượng trượt khi làm việc nên có hiệu suất thấp hơn truyền động ăn khớp. Song nhờ có trượt mà truyền động ma sát lại có khả năng đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải.

+ Khi làm việc, truyền động ma sát êm hơn truyền động ăn khớp.

+ Truyền động ma sát thường có tuổi thọ thấp hơn truyền động ăn khớp.

+ Việc chế tạo và chăm sóc, bảo quản: Truyền động ma sát đơn giản hơn nên nó rẻ hơn truyền động ăn khớp.

b) Các thông số cơ bản của TĐCK:

- Tốc độ quay của trục chủ động là n_1 và trục bị động là n_2 , đơn vị là (vòng/ phút).

- Tỷ số truyền:

$$i = \frac{n_1}{n_2} \quad (1-1)$$

- Nếu $n_1 > n_2$ thì $i > 1$, trường hợp đó ứng với truyền động giảm tốc.

Ví dụ: Truyền động xích trong xe máy Honda;

- Nếu $n_1 < n_2$ thì $i < 1$, trường hợp đó ứng với truyền động tăng tốc.

Ví dụ: Truyền động xích trong xe đạp;

+ Công suất của trục chủ động là N_1 và trục bị động là N_2 , có đơn vị là kW hoặc mã lực. Trong đó N_1 luôn luôn lớn hơn N_2 ;

+ Hiệu suất truyền động là:

$$\eta = \frac{N_2}{N_1} < 1 \quad (1-2)$$

+ Mômen quay của trục chủ động là M_1 và của trục bị động là M_2 , có đơn vị là kNm, Nm, Ncm, Nmm...

Quan hệ giữa M_1 và M_2 được biểu diễn qua công thức:

$$M_2 = M_1 \cdot i \cdot \eta \quad (1-3)$$

Giữa công suất N , mômen M và tốc độ quay n có quan hệ với nhau qua biểu thức:

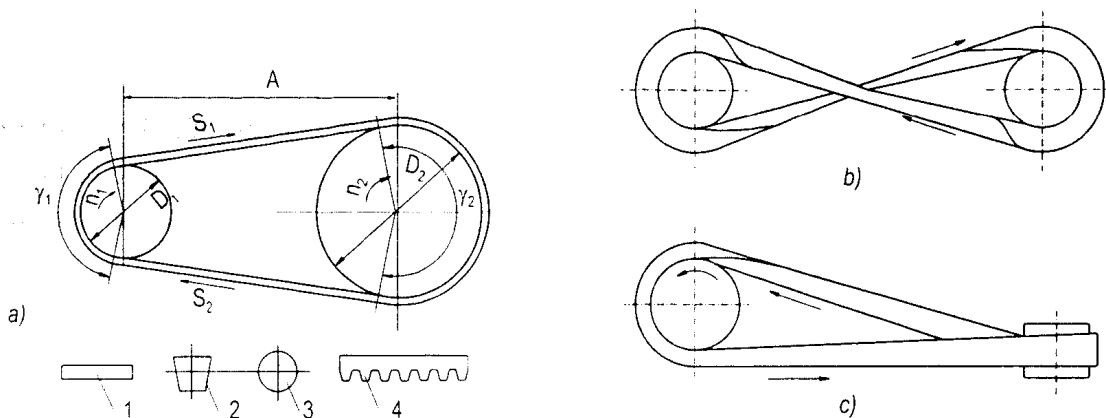
$$N = \frac{M \cdot n}{955 \cdot 10^4} \cdot \text{kW} \quad (1-4)$$

Trong đó: Mômen M có đơn vị là N.mm và tốc độ quay n có đơn vị là vòng/ phút.

1.3.2.2. Truyền động đai (TĐĐ)

a) Công dụng phân loại truyền động đai

Truyền động đai để truyền chuyển động quay giữa hai trục cách xa nhau và đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải.



Hình 1.2. Các loại truyền động đai

Phân loại truyền động đai:

* Dựa vào vị trí tương đối giữa hai trục có:

- Truyền động đai để truyền lực giữa hai trục song song quay cùng chiều. Loại này được sử dụng phổ biến nhất trong truyền động đai, (hình 1.2a).

- Truyền động đai để truyền lực giữa hai trục song song quay ngược chiều, (hình 1.2b). Nếu có cùng đường kính các bánh đai với trường hợp trên (hình 1.2a) thì trường hợp này sẽ có góc ôm giữa dây đai và bánh đai lớn hơn, do đó nó truyền được mô men xoắn lớn hơn trường hợp trên.

- Truyền động đai để truyền lực giữa hai trục chéo nhau, (hình 1.2c).

* Dựa vào tiết diện của đai (xem hình 1.2a) có:

Đai chữ nhật (số 1), đai hình thang (số 2), đai tròn (số 3) và đai thang nhiều bậc (số 4).

Trong đó đai chữ nhật và đai hình thang được sử dụng phổ biến hơn. Tùy theo giá trị mômen phải truyền mà trên một bộ truyền đai, có thể có một dây đai hoặc nhiều dây đai.

b) Các thông số cơ bản của truyền động đai

- Tỷ số truyền của TĐĐ:

$$i_d = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1(1-\delta)} \quad (1-5)$$

Trong đó: n_1, D_1 - Tốc độ quay và đường kính của bánh đai chủ động;

n_2, D_2 - Tốc độ quay và đường kính của bánh đai bị động;

δ - Hệ số trượt của đai.

Vì bộ truyền đai có hiện tượng trượt khi làm việc nên tỉ số truyền i_d không ổn định.

- Góc ôm của của dây đai trên bánh đai chủ động γ_1 , trên bánh đai bị động γ_2 .

Góc ôm γ_1 càng lớn thì diện tích tiếp xúc và lực ma sát giữa dây đai và bánh đai chủ động càng lớn, khi đó TĐĐ sẽ truyền được mô men càng lớn.

- Lực căng của đai:

Bộ truyền đai truyền được chuyển động quay là nhờ lực ma sát giữa dây đai và bánh đai chủ động nên khi chưa làm việc, dây đai đã chịu lực căng ban đầu S_0 . Khi làm việc, tùy theo chiều quay của bánh đai sẽ có nhánh căng với lực S_2 và nhánh chùng với lực S_1 . Quan hệ giữa các lực căng đó được biểu diễn bằng công thức:

$$\left. \begin{array}{l} S_2 = S_0 + \frac{P}{2} \\ S_1 = S_0 - \frac{P}{2} \end{array} \right\} \rightarrow S_2 - S_1 = P = \frac{2M}{D} \quad (1-6)$$

Trong đó: P - lực vòng hay lực tiếp tuyến của dây đai trên bánh đai;

M - mômen quay bánh đai;

D - đường kính bánh đai.

Theo Ôle, để đảm bảo cho đai không bị trượt trên bánh đai chủ động thì quan hệ giữa lực căng S_2 và S_1 được biểu diễn qua công thức:

$$S_2 = S_1 e^{f\gamma_1} \quad (1-7)$$

e - hệ số lôgarit tự nhiên;

f - hệ số ma sát giữa dây đai và bánh đai;

γ_1 - góc ôm của dây đai trên bánh đai chủ động.

c) Ưu nhược điểm của TĐĐ

* Ưu điểm:

- Truyền lực êm do đai có tính đàn hồi.
- Đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải.
- Cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo, giá thành hạ.
- Chăm sóc, bảo quản dễ dàng và thuận tiện.

* Nhược điểm:

- Kích thước công kênh, tuổi thọ thấp.
- Do có hiện tượng trượt giữa dây đai và bánh đai nên tỉ số truyền của bộ truyền đai không ổn định và hiệu suất của nó thấp.
- Khi chưa làm việc, trục và ổ trục của các bánh đai đã chịu lực căng ban đầu của đai nên ảnh hưởng đến tuổi thọ của chúng.

1.3.2.3. Truyền động bánh răng (TĐBR)

a) Công dụng và phân loại:

* Công dụng:

TĐBR là loại điển hình của truyền động ăn khớp được dùng để truyền chuyển động giữa hai trục gắn nhau, yêu cầu không trượt khi làm việc.

* Phân loại:

- Dựa vào vị trí tương đối giữa hai trục, TĐBR được chia thành:
 - + TĐBR để truyền chuyển động giữa hai trục O_1 và O_2 song song quay ngược chiều nhau (hình 1.3a, b).

Trong trường hợp này, người ta dùng hai bánh răng hình trụ ăn khớp ngoài với nhau. Đây là trường hợp được sử dụng phổ biến trên máy xây dựng.

+ TĐBR để truyền chuyển động giữa hai trục O_1 và O_2 song song quay cùng chiều (hình 1.3c). Trường hợp này, hai bánh răng trụ ăn khớp trong với nhau.

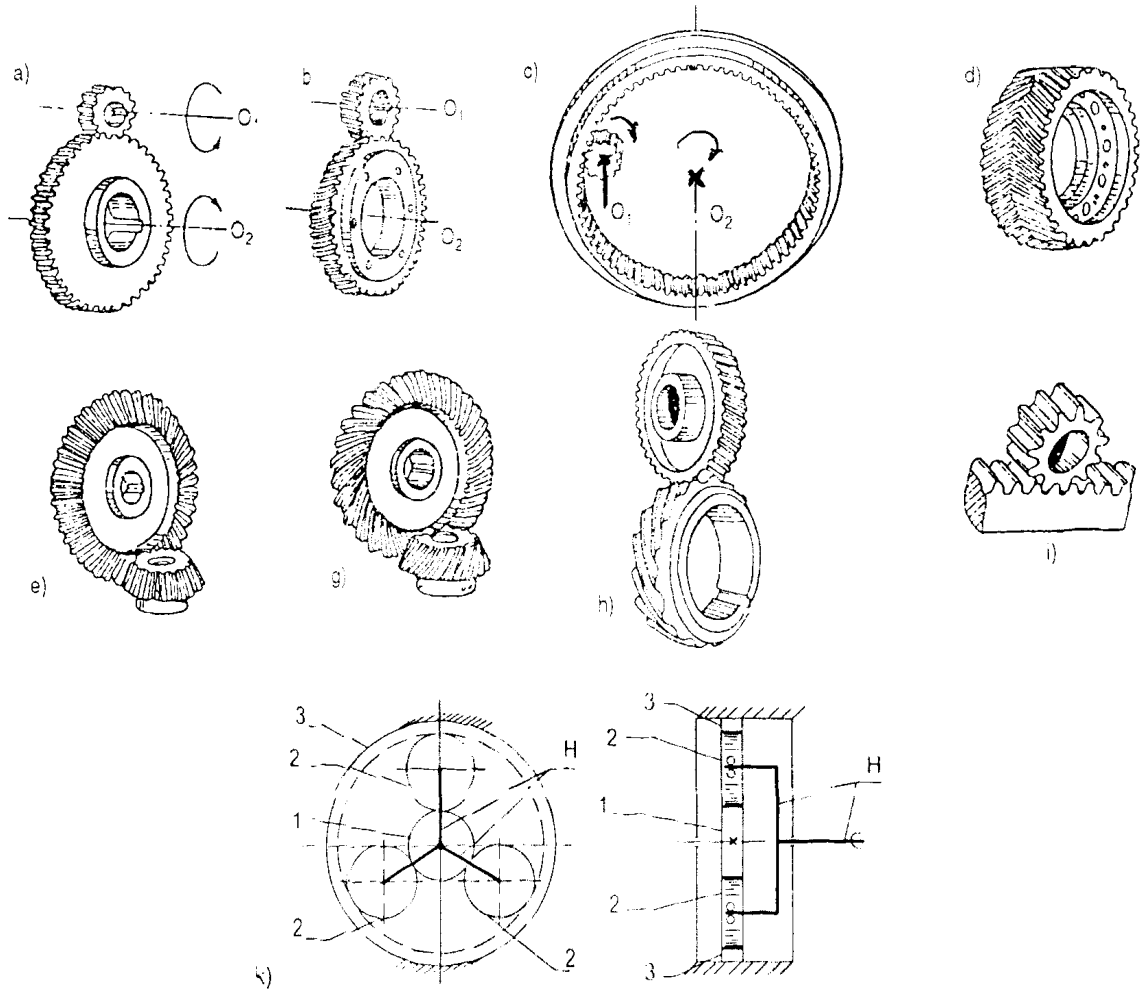
+ TĐBR để truyền chuyển động giữa hai trục vuông góc nhau (hình 1.3e, g).

Trường hợp này, dùng bánh răng hình nón.

+ TĐBR để truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau.

Trường hợp này, dùng bánh răng trụ chéo (hình 1.3h).

- Truyền động bánh răng - thanh răng để biến chuyển động quay của bánh răng thành chuyển động tịnh tiến của thanh răng (hình 1.3i).



Hình 1.3. Các loại truyền động bánh răng.

- Dựa vào dạng răng có bánh răng trụ với răng thẳng (hình 1.3a) hoặc bánh răng nón với răng thẳng (hình 1.3e) bánh răng với răng nghiêng (hình 1.3b); bánh răng có răng chữ V (hình 1.3d) và bánh răng với răng cong (hình 1.3b và 1.3g).

Trong đó răng thẳng được dùng khi tốc độ quay của bánh răng nhỏ, các trường hợp khác được dùng khi tốc độ quay của bánh răng lớn và cần truyền mô men xoắn lớn.

Ngoài các truyền động bánh răng thông thường nêu trên, trong máy xây dựng người ta còn dùng truyền động bánh răng hành tinh. TĐBR hành tinh có kích thước nhỏ, gọn hơn TĐBR thông thường. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc của TĐBR hành tinh được thể hiện trên hình 1.3k.

TĐBR hành tinh gồm có: Bánh răng trung tâm (hay còn gọi là bánh răng mặt trời) số 1.

Bánh răng này có tâm quay cố định và chỉ quay xung quanh mình nó (như mặt trời); Các bánh răng hành tinh số 2 được liên kết động học với nhau qua cần H. Các bánh răng

hành tinh vừa quay xung quanh mình nó và tâm của chúng lại quay xung quanh tâm của bánh răng mặt trời, nghĩa là nó thực hiện chuyển động quay hành tinh như trái đất quay xung quanh mặt trời. Bánh răng cố định số 3 có tâm trùng với tâm của bánh răng số 1 và ăn khớp trong với các bánh răng hành tinh.

b) Các thông số cơ bản của TĐBR:

- Tỷ số truyền:

+ Tỷ số truyền của TĐBR thông thường:

$$i_1 = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (1-8)$$

n_1, Z_1 - tốc độ quay và số răng của bánh răng chủ động;

n_2, Z_2 - tốc độ quay và số răng của bánh răng bị động.

+ Tỷ số truyền của truyền động bánh răng hành tinh được xác định theo công thức:

$$i_{\text{HT}} = 1 + \frac{Z_3}{Z_1} \quad (1-8a)$$

Trong đó: Z_1 - số răng của bánh răng trung tâm ăn khớp ngoài số 1;

Z_3 - số răng của bánh răng ăn khớp trong số 3, (hình 1.3k);

+ Đường kính vòng tròn chia - vòng tròn đi qua tâm ăn khớp O giữa các răng của hai bánh răng: d_1 của bánh răng chủ động và d_2 của bánh răng bị động, (hình 1.3A).

+ Đường kính vòng tròn đỉnh răng: D_d (vòng tròn đi qua đỉnh răng).

+ Đường kính vòng tròn chân răng: D_c (vòng tròn đi qua chân răng).

+ Bước răng t : Được xác định bằng khoảng cách giữa tâm ăn khớp O của hai cặp răng liên tiếp nhau, nằm trên vòng tròn chia. Đây là một đoạn cung t (xem hình 1.3A).

+ Mô đun ăn khớp:

$$m = \frac{t}{\pi} \quad (\text{mm}) \quad (1-9)$$

Hai bánh răng thông thường ăn khớp được với nhau là chúng phải có cùng bước răng t , nghĩa là có cùng mô đun. Vì vậy, ta có định lý:

Điều kiện để hai bánh răng thông thường ăn khớp được với nhau là chúng phải có cùng mô đun ăn khớp.

Từ đó, xác định được đường kính vòng tròn chia:

- Với bánh răng chủ động: $d_1 = mZ_1$,

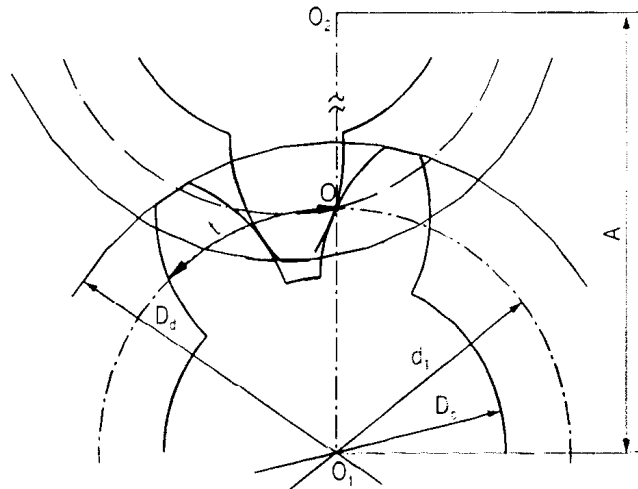
- Với bánh răng bị động: $d_2 = mZ_2$.

+ Khoảng cách giữa hai trục (hình 1.3A):

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} \text{ (mm)} \quad (1-10)$$

trong đó: Z_1 - số răng của bánh răng chủ động;

Z_2 - số răng của bánh răng bị động.



Hình 1.3A. Các thông số cơ bản của truyền động bánh răng

c) Ưu nhược điểm của TĐBR:

* Ưu điểm:

- Có hiệu suất cao (cao nhất trong các TĐCK).
- Kích thước nhỏ gọn nhưng có khả năng truyền tải lớn.
- Tuổi thọ cao, làm việc tốt trong phạm vi tốc độ và công suất lớn.

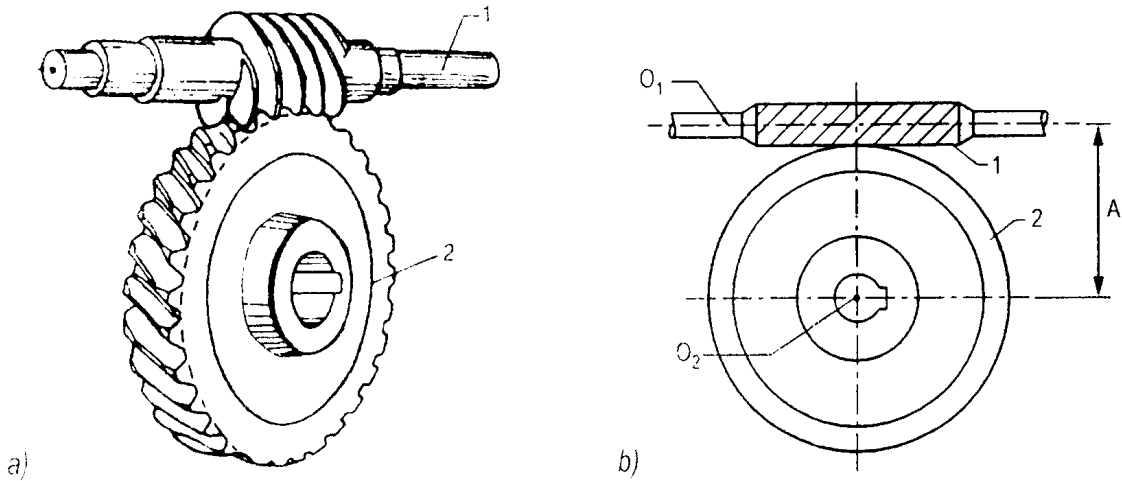
* Nhược điểm:

- Chế tạo khó, đòi hỏi độ chính xác cao, giá thành cao.
- Có tiếng ồn khi làm việc với tốc độ quay lớn.
- Chịu va đập kém. Chăm sóc, bảo quản phức tạp.

1.3.2.4. Truyền động Trục Vít - Bánh Vít (TV-BV)

a) Khái niệm về truyền động TV-BV

Truyền động TV-BV gồm có trục vít số 1 và bánh vít số 2, được dùng để truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau một góc là 90° (hình 1.4). Trục vít là trục hình trụ có chế tạo đường ren vít trên mặt trụ của trục. Ren này ăn khớp với các răng có dạng cong của bánh vít, hình (1.4a). Do đó truyền động TV- BV chỉ làm việc khi trục vít là chủ động và bánh vít là bị động. Ngược lại, nó không làm việc (không quay được nhờ khả năng tự hàm của ren vít).



Hình 1.4. Truyền động trục vít - bánh vít

b) Các thông số cơ bản của truyền động TV-BV:

- Số mối ren trên trục vít Z_1 , thông thường: $Z_1 = 1 \div 3$.
- Trên máy xây dựng thường sử dụng trục vít có: $Z_1 = 1$.
- Số răng trên bánh vít Z_2 có thể tới 100 răng.
- Tỷ số truyền:

$$i_{TV} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

n_1, Z_1 - tốc độ quay và số mối ren của trục vít;

n_2, Z_2 - tốc độ quay và số răng của bánh vít.

Thường $Z_1 = 1$ và Z_2 rất lớn nên truyền động TV- BV có tỷ số truyền lớn.

- Bước ren trên trục vít (t) bằng bước răng của bánh vít đo trên vòng tròn chia, có đơn vị mm.

- Mô đun dọc của trục vít bằng mô đun ngang của bánh vít:

$$m = \frac{t}{\pi} \text{ (mm)}$$

- Đường kính vòng tròn chia đi qua tâm ăn khớp giữa ren trục vít và các răng của bánh vít được xác định theo công thức:

$$d_1 = m \cdot Z_1 \text{ (đối với trục vít);}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 \text{ (đối với bánh vít).}$$

- Khoảng cách giữa đường tâm trục vít và tâm bánh vít:

$$A = \frac{m}{2} \left(\frac{Z_1}{\operatorname{tg}\alpha} + Z_2 \right)$$

trong đó: α - Góc nâng của ren trục vít;

m - môđun dọc của trục vít.

- Điều kiện tự hãm của truyền động TV-BV:

$$\operatorname{tg} \alpha < \operatorname{tg} \rho$$

Hay: $\operatorname{tg} \alpha < f$ (1-11)

trong đó: α - góc nâng của ren trục vít;

ρ - góc ma sát trong của vật liệu được dùng để chế tạo trục vít;

f - hệ số ma sát trong của vật liệu được dùng để chế tạo trục vít.

c) *Ưu nhược điểm của truyền động TV-BV*

* Ưu điểm:

- Có tỷ số truyền lớn, nên có thể truyền mômen xoắn lớn.

- Có khả năng tự hãm (duy nhất truyền động TV-BV có khả năng này).

- Tuy là truyền động ăn khớp nhưng không gây tiếng ồn khi làm việc như TĐBR.

* Nhược điểm:

- Chế tạo khó khăn, phức tạp, lại dùng hợp kim của kim loại màu (đồng thanh) để chế tạo bánh vít nên giá thành cao.

- Do có hiện tượng trượt giữa ren trục vít và răng bánh vít khi làm việc nên hiệu suất thấp hơn các truyền động ăn khớp khác.

1.3.2.5. Truyền động xích (TĐX)

a) *Khái niệm về truyền động xích*

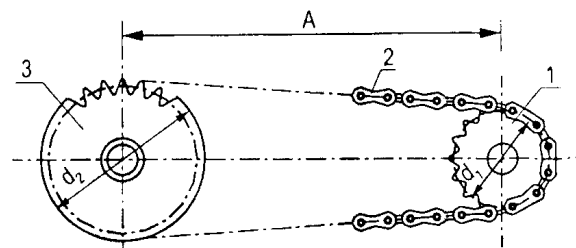
Truyền động xích là truyền động ăn khớp gián tiếp, được dùng để truyền chuyển động giữa hai trục cách xa nhau (hình 1.5). Trong TĐX có thể dùng một đĩa xích chủ động số 1 và một đĩa xích bị động số 3 hoặc một đĩa xích chủ động và nhiều đĩa xích bị động (2 ÷ 4 đĩa) để thay đổi tỷ số truyền khi cần thiết. Khi đó, xích phải vòng qua đĩa căng xích trung gian để xích không bị chùng. Dây xích số 2 vòng qua hai đĩa xích và ăn khớp với răng của đĩa xích.

b) *Các thông số cơ bản của TĐX:*

- Tỷ số truyền của TĐX:

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

- Đường kính vòng tròn chia của các đĩa xích:



Hình 1.5. Truyền động xích

Với đĩa xích chủ động: $d_1 = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_1}}$;

Với đĩa xích bị động: $d_2 = \frac{t}{\sin \frac{\pi}{Z_2}}$.

trong đó: t - bước xích;

n_1, Z_1 - tốc độ quay và số răng của đĩa xích chủ động;

n_2, Z_2 - tốc độ quay và số răng của đĩa xích bị động;

- Khoảng cách giữa hai trục mà TDX có thể truyền được chuyển động quay:

$$A = (30 - 50)t.$$

c) Ưu nhược điểm của TDX:

* Ưu điểm:

- Có thể truyền chuyển động giữa hai trục cách xa nhau.

- Có hiệu suất tương đối cao vì không bị trượt như truyền động đai.

- Lực tác dụng lên trục và ổ trục của các đĩa xích nhỏ hơn so với truyền động đai vì khi chưa làm việc, xích không cần cố lực căng ban đầu như dây đai.

* Nhược điểm:

- Đòi hỏi độ chính xác chế tạo và lắp ráp cao hơn và giá thành đắt hơn so với truyền động đai.

- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc, nhất là khi quay với tốc độ lớn.

- Chăm sóc bảo quản phức tạp hơn so với truyền động đai.

1.3.2.6. Hộp giảm tốc

a) Công dụng của hộp giảm tốc

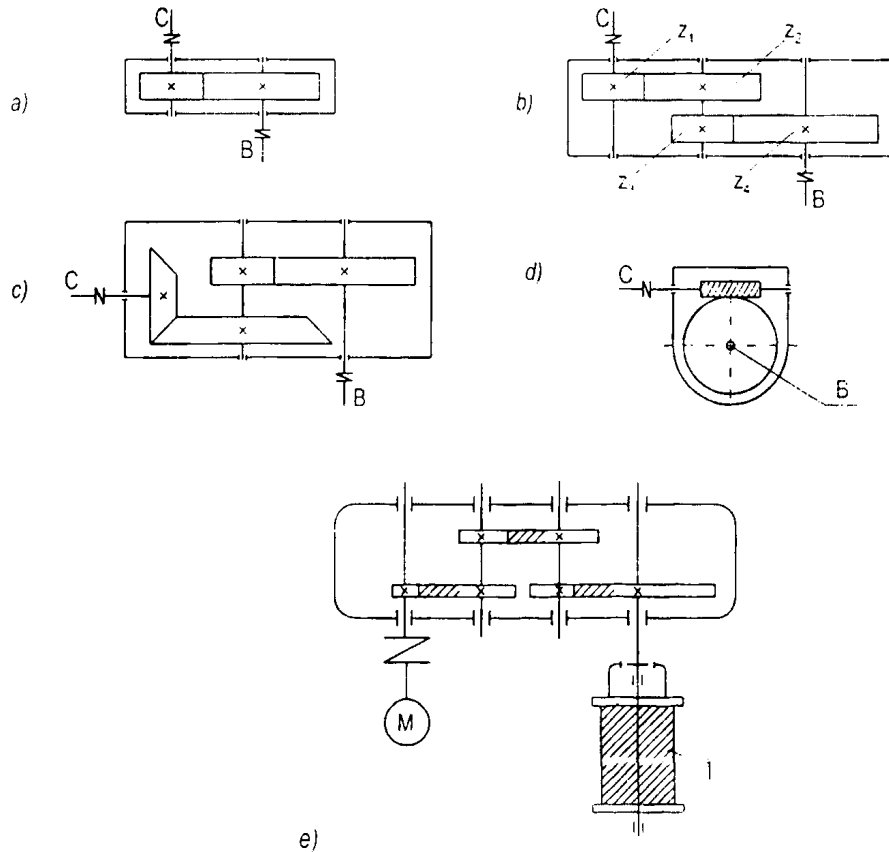
Hộp giảm tốc được đặt giữa động cơ và cơ cấu công tác của máy xây dựng để truyền chuyển động, đồng thời giảm tốc độ và tăng mômen quay từ động cơ đến các cơ cấu đó.

Ví dụ: Trong cơ cấu nâng vật của cần trục (hình 1.6e), hộp giảm tốc được đặt giữa động cơ M và tang cuốn cáp T để truyền chuyển động quay và tăng mômen quay từ động cơ đến tang.

b) Cấu tạo hộp giảm tốc (hình 1.6)

Trong hộp giảm tốc có trục chủ động C; trục bị động B và các trục trung gian. Trên các trục đó có lắp các bộ truyền bánh răng hình trụ hoặc bánh răng hình nón (bánh răng chủ động luôn luôn nhỏ hơn bánh răng bị động) hoặc bộ truyền trục vít - bánh vít. Tùy

theo yêu cầu về giá trị mômen xoắn của các cơ cấu mà người ta dùng hộp giảm tốc một cấp hoặc nhiều cấp với các tỷ số truyền khác nhau.



Hình 1.6. Các loại hộp giảm tốc

Những hộp giảm tốc có tỷ số truyền $i = 8 \div 10$, thường là hộp giảm tốc một cấp (tức là trong hộp giảm tốc chỉ có một cặp bánh răng) như hình 1.6a;

Khi cần tỷ số truyền $i = 10 \div 50$, thường dùng hộp giảm tốc hai cấp (tức là trong hộp giảm tốc có hai cặp bánh răng) như hình 1.6b và c; Khi tỷ số truyền $i > 50$ thường dùng hộp giảm tốc trục vít - bánh vít (hình 1.6d) hoặc hộp giảm tốc bánh răng 3 cấp (trong hộp giảm tốc có ba cặp bánh răng) như hình 1.6e.

Ngoài ra, trên máy xây dựng, người ta còn sử dụng hộp giảm tốc hành tinh. Loại này có kích thước nhỏ gọn và hiệu suất cao hơn các hộp giảm tốc với các bánh răng thông thường.

Các hộp giảm tốc nói chung dễ dàng được tiêu chuẩn hóa, nhờ vậy tạo điều kiện thuận lợi cho việc lắp lẫn và chế tạo hàng loạt hộp giảm tốc.

c) Xác định tỷ số truyền của hộp giảm tốc:

+ Nếu biết tốc độ quay của các trục trong HGT thì tỷ số truyền của hộp giảm tốc được xác định như sau:

$$i_h = \frac{n_1}{n_2} \cdot \frac{n_2}{n_3} \cdot \frac{n_3}{n_4} \dots \frac{n_{B-1}}{n_B} = \frac{n_1}{n_B} > 1 \quad (1-12)$$

trong đó: Chỉ số 1 được kí hiệu là trục đầu tiên hay trục chủ động (trục vào) của hộp giảm tốc;

Chữ “B” được kí hiệu là trục bị động hay là trục cuối cùng (trục ra) của HGT;

n_1, n_B - tốc độ quay của trục chủ động và trục bị động;

n_2, n_3, \dots, n_{B-1} - tốc độ quay của các trục trung gian.

+ Nếu biết số răng của các bánh răng trong HGT: $z_1, z_2, z_3, z_4, \dots$ thì tỷ số truyền của hộp giảm tốc được xác định như sau: $i_h = i_1 \cdot i_2 \cdot \dots \cdot i_n$.

Với hộp giảm tốc hình (1-6b), tỷ số truyền của hộp giảm tốc:

$$i_h = i_1 \cdot i_2 = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3}$$

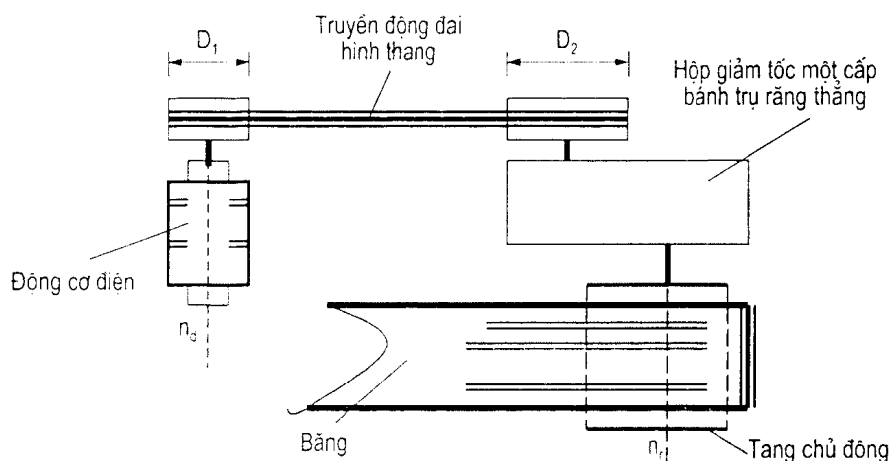
VÍ DỤ THỨ NHẤT

(Thực hành tính toán truyền động cơ khí)

Cho sơ đồ dẫn động tang chủ động của băng tải như hình vẽ dưới đây. Biết:

- Công suất trên trục ra của hộp giảm tốc (trục của tang chủ động): $N_r = 6,5 \text{ kW}$;
- Tốc độ quay trục ra của hộp giảm tốc: $n_r = 125 \text{ vòng/phút}$;
- Đường kính bánh đai chủ động: $D_1 = 200 \text{ mm}$, bánh đai bị động: $D_2 = 400 \text{ mm}$;
- Tỷ số truyền của hộp giảm tốc một cấp bánh răng trụ với răng thẳng: $i_h = 4$;
- Hiệu suất của bộ truyền đai hình thang: $\eta_{d1} = 0,95$;
- Hiệu suất của hộp giảm tốc (gồm bộ truyền bánh răng và các ổ trục) $\eta_h = 0,92$.

Tính công suất và tốc độ quay của động cơ điện, từ đó chọn động cơ dẫn động cho tang chủ động của băng tải.



Bài giải:

1. Xác định công suất động cơ điện.

Công suất yêu cầu của động cơ được xác định theo công thức:

$$N_d = \frac{N_r}{\eta} \quad (1-13)$$

trong đó: N_r - công suất trên trục ra của hộp giảm tốc (trục của tang chủ động). Theo đầu bài:

$$N_r = 6,5 \text{ kW};$$

η - hiệu suất chung của cơ cấu:

$$\eta = \eta_d \eta_h = 0,95 \cdot 0,92 = 0,874$$

Thay các số liệu trên vào công thức (1-13), ta xác định được công suất yêu cầu của động cơ:

$$N_d = \frac{6,5}{0,874} = 7,44 \text{ kW}.$$

2. Xác định tốc độ quay của động cơ điện

Tốc độ quay của động cơ được xác định theo công thức:

$$n_d = n_r \cdot i \quad (1-14)$$

Trong công thức (1-14):

n_r - tốc độ quay trục ra của hộp giảm tốc, theo đầu bài: $n_r = 125$ vòng/phút;

i - tỷ số truyền chung của cơ cấu:

$$i = i_d \cdot i_h = \frac{D_2}{D_1} \cdot i_h = \frac{200}{100} \cdot 4 = 8$$

Thay giá trị của n_r và i vào công thức (1-14), ta xác định được tốc độ quay của động cơ điện:

$$n_d = 125 \cdot 8 = 1000 \text{ vòng/phút}.$$

Dựa vào công suất và tốc độ quay của động cơ vừa tính ở trên, ta chọn được động cơ điện dẫn động cơ cấu. Khi chọn động cơ, cần lưu ý: Động cơ được chọn phải có công suất cần thiết $N_c \geq N_d$ và tốc độ quay gần với giá trị n_d vừa tính ở trên.

Tuy nhiên, khi chọn công suất động cơ, cho phép vượt tải 5 - 10%.

Theo nguyên tắc đó, tra bảng 1.1, ta chọn động cơ điện không đồng bộ nhãn hiệu 132S6/965 có: Công suất $N_d = 7,5 \text{ kW}$ và tốc độ quay $n_d = 1000$ vòng/phút.

Bảng 1.1. Động cơ điện không đồng bộ kiểu 4A

Công suất, N ₀ , kW	Số vòng quay động cơ n ₀ , vòng/phút			
	3000	1500	1000	750
0,55	71A2/2840	71A4/1390	71A6/910	80B8/700
0,75	71B2/2810	71B4/1390	71B6/900	90LA8/700
1,1	80A2/2850	80A4/1420	80A6/915	90LB8/700
1,5	80B2/2850	80B4/1415	90B6/920	100L8/700
2,2	90L2/2840	90L4/1425	90L6/935	112MA8/700
3	100S2/2880	100S4/1435	100L6/950	112MB8/700
4	100L2/2880	100L4/1430	112MA6/950	132S8/720
5,5	112M2/2900	112M4/1445	112MB6/950	132M8/720
7,5	132M2/2900	132S4/1455	132S6/965	160S8/730
11	B2M2/2900	132M4/1460	160S6/975	160MB/730
15	160S2/2940	160S4/1465	160M6/975	180MB/730
18,5	160M2/2940	160M4/1465	180M6/975	-
22	180S2/2945	180S4/1470	-	-
30	180M2/2945	180M4/1470	-	-

1.3.3. Các chi tiết đặc trưng và cụm chi tiết dùng trong TĐCK**1.3.3.1. Trục (hình 1.7)***a) Công dụng của trục:*

Trục được dùng để đỡ các chi tiết máy lắp trên trục hoặc để truyền mômen xoắn cho các chi tiết máy lắp trên trục như các bánh đai, đĩa xích, bánh răng, bánh vít,... Trục có thể đảm nhiệm một trong hai công dụng nói trên hay làm đồng thời cả hai công dụng.

b) Phân loại trục:

* Theo đặc điểm chịu tải trọng tác dụng lên trục có:

+ Trục tâm là trục chỉ chịu mômen uốn.

+ Trục truyền là trục chịu cả mômen uốn và mômen xoắn.

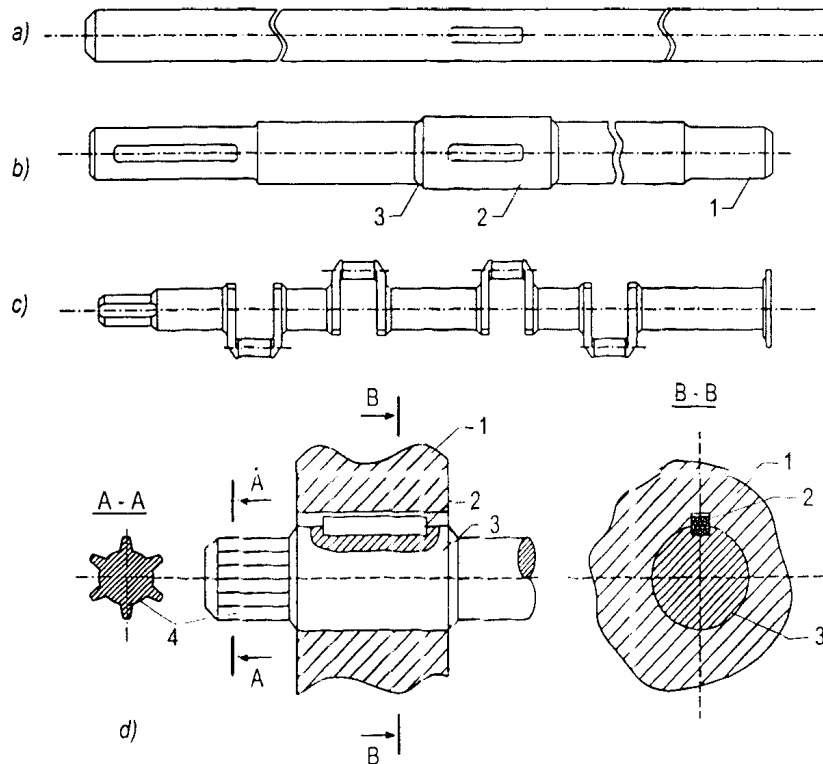
* Theo hình dạng tiết diện của trục có:

+ Trục trơn (hình 1.7a) là trục có đường kính không thay đổi trên suốt chiều dài của nó. Trục trơn có ưu điểm dễ chế tạo, song không hợp lý về sự thay đổi tải trọng tác dụng lên trục. Toàn bộ chiều dài trục được chế tạo với tiết diện không đổi và bằng tiết diện nguy hiểm (tiết diện lớn nhất) của trục, làm tăng khối lượng trục, lãng phí nguyên vật

liệu và lắp ráp khó khăn. Vì vậy, nó chỉ được dùng ở những mối ghép đơn giản, trục có chiều dài nhỏ.

+ Trục bậc (hình 1.7b) là trục có đường kính thay đổi trên chiều dài của trục. Tuy trục này chế tạo phức tạp hơn nhưng nó khắc phục được các nhược điểm của trục trơn nên nó được dùng phổ biến trên máy xây dựng.

+ Trục mềm có cấu tạo đặc biệt, nó được chế tạo từ các sợi dây thép có cường độ cao cuốn lại như lò xo nên nó có độ bền cao khi chịu xoắn. Trục mềm thường được dùng trong máy đầm dùi để đầm bê tông.



Hình 1.7. Các loại trục:

1- bánh răng; 2 - then thường; 3 - trục; 4 - then hoa

* Theo dạng đường tâm của trục có:

+ Trục có đường tâm là đường thẳng: Trục trơn, trục bậc...

+ Trục có đường tâm là đường khuyết (hình 1.7c). Trục khuyết chuyên dùng trong các động cơ đốt trong.

Trong các loại trục nêu trên, trục bậc (hình 1.7b) được sử dụng rộng rãi nhất trong máy xây dựng. Cấu tạo của nó gồm các phần sau:

- Thân trục số 2 để lắp các chi tiết máy trên trục. Ví dụ: Bánh răng.
- Ngõng trục số 1 là phần trục được lắp với ổ trục.
- Vai trục (hay gờ trục) số 3 để định vị các chi tiết máy lắp trên trục.

Để cố định các chi tiết máy, không cho chúng di trượt dọc trục, thường dùng vai trục (hay gờ trục); bạc chặn; đai ốc lắp ở đầu trục...

c) *Mối ghép bằng then và then hoa (hình 1.7d)*

Then là một chi tiết máy được dùng trong các mối ghép để truyền mômen xoắn từ trục sang chi tiết máy lắp trên nó (ví dụ bánh răng) hoặc ngược lại.

Mối ghép then có hai loại chính: Then thường 2 (xem mặt cắt B - B của hình 1.7d) và then hoa 4 (xem mặt cắt A - A của hình 1.7d). Trong đó, then hoa được chế tạo liền với trục, nó có tiết diện ngang như một bông hoa nhiều cánh (mỗi cánh hoa là một then) (xem mặt cắt A-A trên hình 1.7d). Then hoa được dùng trong các mối ghép mà chi tiết máy lắp trên trục vừa quay cùng với trục và vừa thường xuyên di chuyển dọc trục trong khi làm việc.

Ví dụ: Trục để lắp các bánh răng gài số trong hộp số của ô tô, máy kéo, và các loại xe gắn máy hoặc trục bị động của các loại ly hợp...

- So với then thường, then hoa truyền được mômen xoắn lớn hơn và đảm bảo độ đồng tâm giữa trục và chi tiết máy lắp trên trục tốt hơn khi chi tiết máy đó di chuyển dọc trục.

1.3.3.2. *Ổ trục*

a) *Công dụng của ổ trục*

Ổ trục được dùng để đỡ trục, tiếp nhận các lực tác dụng lên trục và truyền qua thân máy xuống bệ máy. Nhờ có ổ trục mà trục được định vị ở vị trí nhất định. Nếu là trục truyền thì nó còn được quay quanh một đường tâm đã định cũng nhờ ổ trục.

b) *Phân loại ổ*

* Dựa vào dạng ma sát trong ổ, có hai loại:

Loại ổ lăn (hình 1.8a) và ổ trượt (hình 1.8b).

* Dựa vào đặc điểm chịu lực có:

- Ổ đỡ: Là ổ chỉ chịu lực hướng tâm.

- Ổ chặn: Là ổ chỉ chịu lực dọc trục.

- Ổ đỡ - chặn: là ổ chịu cả lực hướng tâm và lực dọc trục.

Trong máy xây dựng ổ đỡ thường dùng để đỡ các trục mà trên đó lắp bánh răng hình trụ có răng thẳng hoặc bánh đai, đĩa xích, pully...; ổ đỡ - chặn được dùng để đỡ các trục trên đó lắp bánh răng nghiêng hoặc răng chữ V và răng cong.

c) *Cấu tạo của ổ:*

* Cấu tạo ổ lăn như hình 1.8a, gồm:

Vòng ngoài 1, vòng trong 2, các con lăn số 3 và vòng ngăn cách 4 để giữ cho các con lăn số 3 luôn cách đều nhau và không bị xô lệch trong khi làm việc.

Khi ổ lăn làm việc sẽ có các trường hợp sau xảy ra:

Vòng ngoài quay cùng với chi tiết máy lắp trên trục, vòng trong cố định với trục. Ví dụ: Ổ đỡ trục các bánh xe của xe honda hoặc xe đạp.

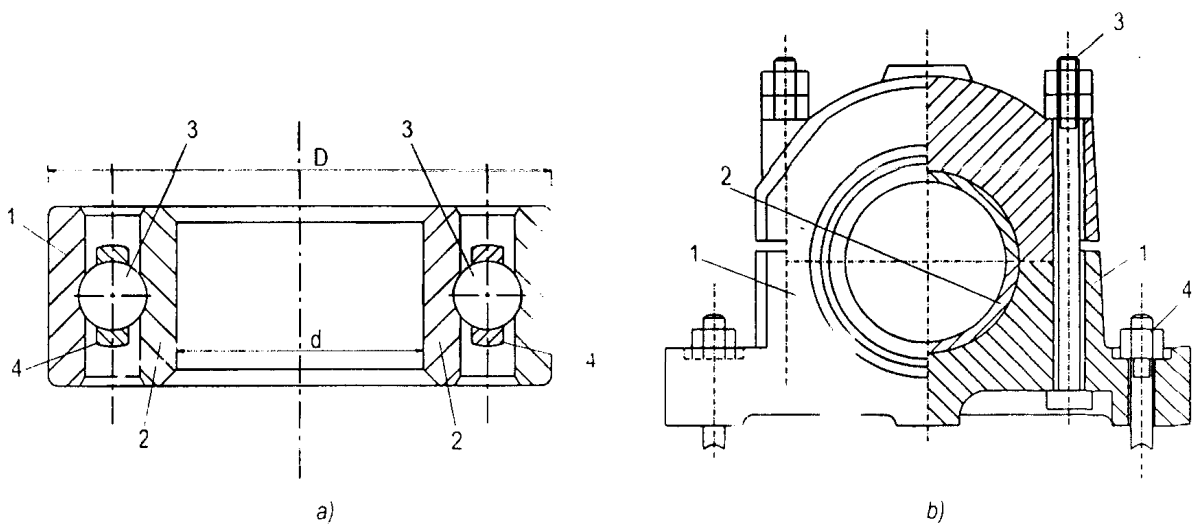
Vòng trong quay cùng với trục và chi tiết máy lắp trên trục, vòng ngoài cố định với thân máy.

Ví dụ: Ổ đỡ trục để lắp các bánh răng trong hộp số của xe honda hoặc ô tô, máy kéo.

Tùy theo tính chất chịu lực của ổ mà con lăn của ổ lăn có nhiều loại: Hình cầu, hình nón cụt, hoặc hình trống, hình đĩa, hình kim... Có thể có một dãy hoặc hai dãy con lăn trong một ổ.

So với ổ trượt, ổ lăn có các ưu điểm: Hệ số ma sát nhỏ hơn (5-10) lần so với ổ trượt. Chăm sóc, bôi trơn đơn giản hơn, không dùng hộp kim của kim loại màu, mức độ tiêu chuẩn hóa và tính lắp lẫn cao. Vì vậy, ổ lăn được dùng phổ biến trên máy xây dựng.

Tuy nhiên, ổ lăn có nhược điểm: Lắp ráp khó, đòi hỏi độ chính xác cao, có đường kính lớn hơn và giá thành chế tạo cao nếu chế tạo với số lượng không lớn.



Hình 1.8. Các loại ổ trục

* Cấu tạo ổ trượt

Có hai loại ổ trượt: Ổ ghép và ổ nguyên.

Cấu tạo ổ ghép được mô tả trên hình 1.8b

Bộ phận chính của ổ trượt là lót ổ (hay còn gọi là bạc) số 2. Nó được chế tạo bằng hợp kim của kim loại màu và gồm hai nửa. Lót ổ được đặt ở bên trong thân ổ số 1. Thân ổ cũng được làm thành hai nửa và được ghép lại với nhau bằng các bulông 3. Các bu lông số 4 để lắp ổ với thân máy.

Ngoài ra còn có ổ nguyên với lót ổ là bạc nguyên hình trụ rỗng. Thân ổ cũng được làm liền thành một khối

Trong hai loại ổ trượt nêu trên, ổ ghép được dùng phổ biến hơn trên máy xây dựng vì khi lắp với trục thì ổ ghép được lắp dễ dàng hơn so với ổ nguyên.

Hiện nay, trên máy xây dựng, ổ trượt được sử dụng ít hơn ổ lăn. Nó thường được dùng để đỡ những trục quay với tốc độ chậm và chịu tải trọng lớn.

1.3.3.3. Khớp nối trục

A. Công dụng: Khớp nối được dùng để nối hai trục hoặc các chi tiết máy quay với nhau; đồng thời để truyền mômen xoắn, đóng mở các cơ cấu, giảm tải trọng động cũng như va đập tác dụng lên trục và đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải...

B. Các loại khớp nối:

Theo công dụng, cấu tạo và nguyên lý làm việc, khớp nối gồm có:

a) *Khớp nối chặt:*

Khớp nối chặt thường được dùng để nối chặt hai trục đồng tâm với nhau. Ví dụ: Nối hai trục ngắn để tạo thành trục dài vì nếu làm trục liền thì nó dài quá, chế tạo, vận chuyển và lắp ráp sẽ rất khó khăn.

Trong các khớp nối chặt, người ta thường dùng khớp nối ống (hình 1.9a). Hai đầu trục 1 và 2 đồng tâm với nhau, cùng được lắp vào trong ống 3; Ống này được lắp cố định với đầu của hai trục bằng chốt số 4 hoặc bằng then. Chuyển động quay được truyền từ trục 1 qua chốt số 4 (hoặc then) và ống 3 sang trục 2.

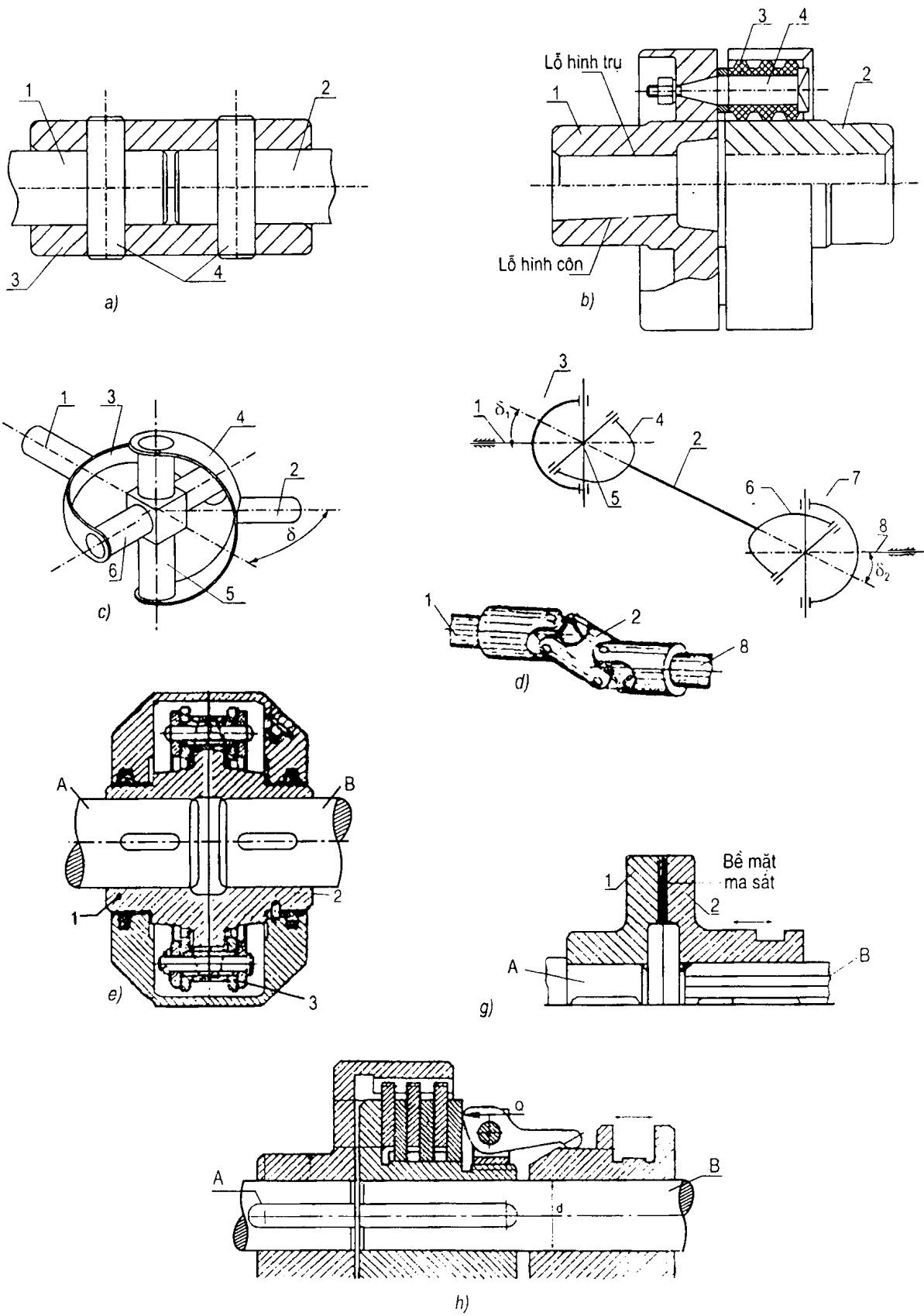
Ngoài ra, còn có khớp nối chặt kiểu đĩa. Nó gồm hai đĩa có moayơ của chúng được lắp bằng then hoặc lắp có độ đôi với đầu của hai trục. Hai đĩa này được lắp chặt với nhau bằng các bulông.

b) *Khớp nối bù:*

Nhờ có khả năng bù lại sự sai lệch về tâm giữa hai trục mà khớp nối bù được dùng để nối hai trục không đồng tâm hoặc có đường tâm nghiêng với nhau một góc $\alpha \leq 40^\circ$. Khớp nối bù gồm các loại sau:

* Khớp đàn hồi (hình 1.9b) gồm có hai nửa khớp số 1 và 2, được liên kết với đầu của hai trục bằng then và được nối với nhau bằng các chốt số 4. Đầu hình côn của chốt 4 được bắt cứng với một nửa khớp (thường là nửa khớp bên trái), đầu kia của chốt có dạng hình trụ, được lắp vào lỗ của nửa khớp còn lại; xung quanh phần chốt hình trụ có bọc vòng đàn hồi số 3, được làm bằng cao su chịu nén. Mômen xoắn được truyền từ nửa khớp này sang nửa khớp kia là nhờ các chốt liên kết hai nửa khớp với nhau.

Khớp đàn hồi ưu việt hơn các khớp nối khác là ngoài công dụng nối trục, khớp đàn hồi còn có thể giảm tải trọng động và va đập tác dụng lên trục, ngăn ngừa cộng hưởng do trục bị dao động xoắn, đồng thời nó cũng có khả năng bù trừ sự sai lệch nhỏ về đường tâm giữa hai trục trong khi nối. Có được các ưu điểm đó là nhờ khớp đàn hồi có các vòng đàn hồi số 3.



Hình 1.9. Các loại khớp nối trực và ly hợp

* Khớp các đăng (hình 1.9c, d), được dùng để nối hai trục có đường tâm nghiêng với nhau một góc $\delta \leq 40^\circ$. Nửa khớp các đăng số 3 được lắp với đầu trục số 1. Nửa khớp các đăng số 4 được lắp với đầu trục số 2. Hai nửa khớp này được liên kết với nhau bởi trục chữ thập số 5 và 6.

Nếu chỉ dùng một khớp các đăng để nối hai trục (hình 1.9c) thì trục chủ động 1 quay với tốc độ đều nhưng trục bị động 2 sẽ quay với tốc độ không đều. Còn nếu dùng hai khớp các đăng (hình 1.9d) lắp qua trục trung gian 2 thì trục bị động số 8 sẽ quay với tốc độ đều và cùng vận tốc góc với trục chủ động số 1, nếu $\delta_1 = \delta_2$.

Khớp các đăng thường được sử dụng trên ô tô, máy kéo và các máy xây dựng di chuyển bằng bánh hơi để truyền chuyển động từ hộp số hoặc hộp phân phối mômen đến các cầu chủ động.

Ngoài khớp đàn hồi và khớp các đăng, trong khớp nối bù còn có khớp nối xích.

Khớp nối xích (hình 1.9e) gồm có hai đĩa xích 1 và 2 có số răng và đường kính như nhau lắp với hai đầu trục A và B bằng then. Một vòng xích 3 ăn khớp với răng của cả hai đĩa xích này. Khớp nối xích thường được dùng trên xe lu tự hành dẫn động chung.

c) *Ly hợp:*

Ly hợp (hình 1.9g) cũng là một loại khớp nối. Nó có đĩa chủ động số 1 thường được lắp cố định với đầu trục dẫn A, còn đĩa bị động 2 di trượt được trên trục bị dẫn bằng then hoa hoặc then dẫn hướng để đóng mở ly hợp. Ly hợp khác khớp nối ở chỗ: Nó có thể nối hoặc tách hai trục bất kỳ lúc nào ngay trong khi hai trục đang làm việc. Còn các khớp nối nói chung (như đã trình bày ở trên), chúng luôn luôn nối hai trục với nhau trong khi hai trục đang làm việc, chỉ tách hai trục khi cần phải sửa chữa hoặc thay thế trục.

Dựa vào nguyên lý và đặc điểm làm việc, ly hợp được chia thành:

Ly hợp ma sát và ly hợp ăn khớp giữa các răng hoặc các vấu với nhau.

Ly hợp ma sát truyền mômen xoắn nhờ lực ma sát sinh ra trên các bề mặt ma sát. Tùy theo hình dạng bề mặt ma sát, có: Ly hợp ma sát đĩa, ly hợp ma sát nón cụt, ly hợp ma sát hình trụ.

Ly hợp ma sát đĩa có thể có một đĩa bị động (xem hình 1.9g) hoặc nhiều đĩa bị động (hình 1.9h) tùy thuộc giá trị mômen xoắn mà nó phải truyền. Khi cần truyền mômen xoắn lớn thì dùng ly hợp nhiều đĩa bị động và ngược lại.

Ly hợp ma sát có ưu điểm: Truyền lực êm, có khả năng đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải nhưng truyền được mômen xoắn nhỏ hơn so với ly hợp ăn khớp.

Ly hợp ma sát thường được dùng trên ô tô, máy kéo. Chúng có loại luôn luôn đóng (thường được dùng trên ô tô và máy kéo bánh hơi) và loại luôn luôn mở (thường được dùng trên máy kéo bánh xích có công suất lớn).

Ly hợp vấu truyền được mômen xoắn lớn hơn so với ly hợp ma sát nhưng không trượt được khi quá tải. Nó thường được dùng làm ly hợp chuyển hướng của các loại máy đào một gầu bánh xích dẫn động chung.

1.3.3.4. Các loại phanh

a) Công dụng và phân loại:

* Công dụng:

Phanh được dùng trên máy xây dựng để hạn chế tốc độ hoặc dừng hẳn chuyển động quay của các chi tiết và các cụm chi tiết máy như trục quay, tang quay, mâm (hoặc bàn) quay... và để hạn chế tốc độ hoặc dừng hẳn chuyển động tịnh tiến của cơ cấu di chuyển máy xây dựng nói chung cũng như cơ cấu di chuyển xe con mang vật nâng của một số loại cần trục.

* Phân loại phanh:

- Dựa vào cấu tạo bộ phận làm việc, phanh gồm có: Phanh má và phanh đai.

Phanh má thường được dùng trên những máy xây dựng dẫn động điện. Phanh đai thường được dùng trên các máy xây dựng có các cơ cấu được dẫn động chung từ một động cơ.

Phanh má lại chia thành hai loại:

+ Phanh má điện - từ.

+ Phanh má điện - thủy lực.

- Dựa theo nguyên lý làm việc có phanh thường mở và phanh thường đóng.

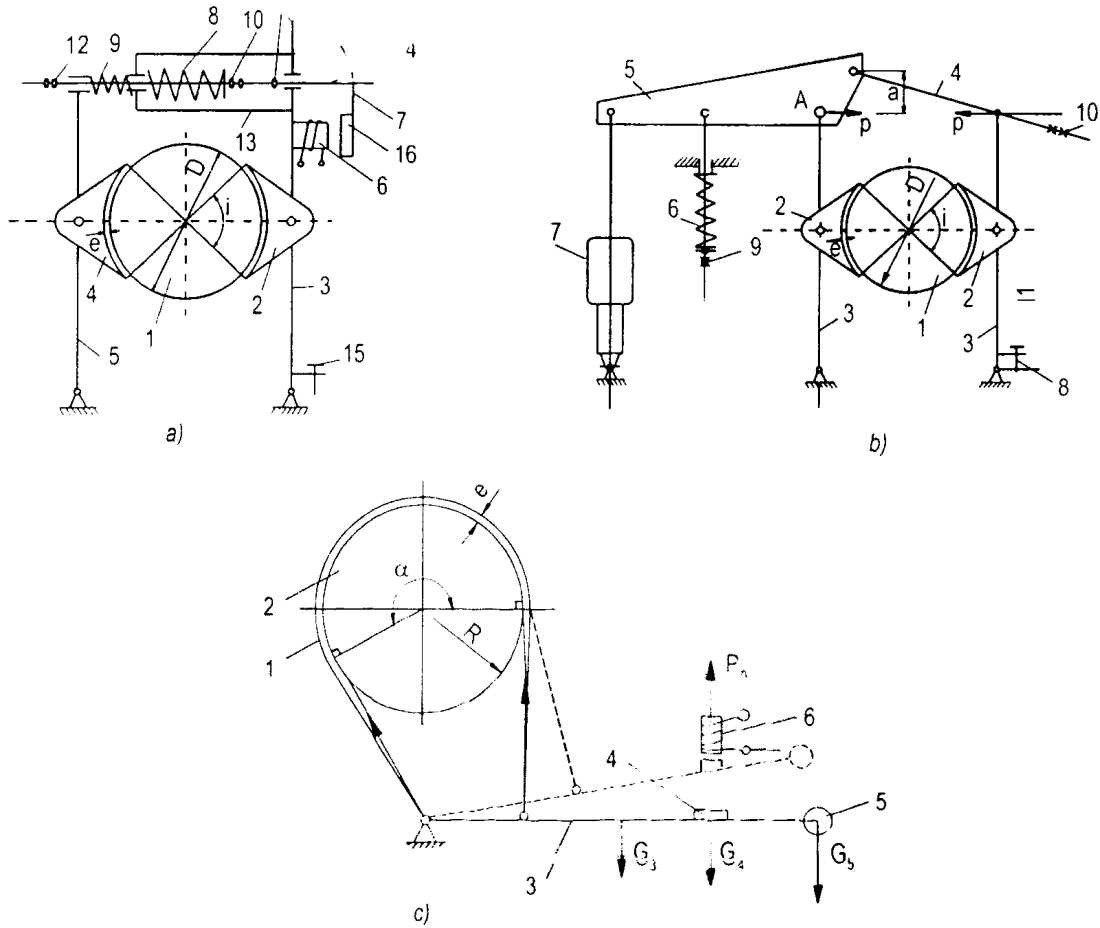
Dưới đây, xin giới thiệu cấu tạo và nguyên lý làm việc của một số loại phanh đang được sử dụng trên máy xây dựng.

b) Phanh má điện - từ (hình 1.10a):

Đây là loại phanh thường đóng. Khi chưa làm việc, do bị chặn bởi các đai ốc số 10, đầu bên trái của lò xo chính số 8 tì vào ống 13, luôn luôn muốn kéo tay đòn 3 và má phanh 2 ép vào bánh phanh 1. Mặt khác, đầu bên phải của lò xo 8 luôn luôn muốn đẩy đai ốc 10 và thanh 14 đi sang phải, qua đai ốc 12, kéo tay đòn 5 và má phanh 4 ép vào bánh phanh 1. Nhờ vậy, phanh luôn luôn ở trạng thái đóng.

Khi cơ cấu làm việc, nam châm 6 có điện và có từ tính. Do đó nam châm sẽ hút miếng thép 16 gắn ở đầu dưới của tay đòn 7, đẩy thanh 14 sang trái. Dưới tác dụng của lò xo phụ 9, tay đòn 5 kéo má phanh 4 tách khỏi bánh phanh 1. Mặt khác, dưới tác dụng trong lòng nam châm, tay đòn 3 và má phanh 2 cũng tách ra khỏi bánh phanh đến khi cái hạn chế hành trình 15 chạm vào đế phanh phía dưới. Khi đó, phanh được mở để cơ cấu làm việc bình thường.

Mômen phanh được điều chỉnh bằng đai ốc 10, còn hành trình phanh được điều chỉnh nhờ đai ốc 12 và cái hạn chế hành trình số 15.



Hình 1.10. Các loại phanh dùng trên máy xây dựng

c) Phanh má điện - thủy lực (hình 1.10b)

Đây cũng là loại phanh thường đóng. Nguyên lý làm việc của nó như sau:

Khi chưa làm việc, lò xo 6 bị nén bởi đai ốc 9, dưới tác dụng lực đẩy của lò xo 6, thanh truyền 5 bị kéo đi xuống làm xuất hiện lực phanh P ở đầu trên của các tay đòn 3. Các lực này ép các má phanh số 2 vào sát bánh phanh số 1 để hãm bánh phanh. Do đó phanh luôn được đóng.

Muốn mở phanh, người ta cho con dây thủy lực 7 làm việc, đẩy đầu trái của thanh truyền 5 đi lên, lò xo 6 bị ép lại, qua đòn bẩy 4 và 3 làm má phanh bên phải tách ra khỏi bánh phanh đến khi cái hạn chế hành trình số 8 chạm vào đế phanh thì má phanh bên trái được tách ra khỏi bánh phanh. Khi đó phanh được mở để cơ cấu làm việc bình thường.

Các đai ốc số 10 trên thanh dẫn 4 và cái hạn chế hành trình số 8 được dùng để điều chỉnh khe hở e giữa má phanh và bánh phanh, đồng thời để các má phanh mở đều sang hai bên.

Muốn điều chỉnh mômen phanh thì xiết chặt hoặc nới lỏng các đai ốc 9 để điều chỉnh lực nén của lò xo 6.

d) phanh đai (hình 1.10c)

Phanh đai gồm có dây đai số 1 bao quanh bánh phanh số 2. Mô men phanh được tạo ra là do lực ma sát giữa đai và bánh phanh. Đai được chế tạo từ thép và trên bề mặt làm việc của nó có gắn lớp da hoặc amiăng để tăng ma sát giữa đai và bánh phanh. Khi cơ cấu chưa làm việc, nhờ trọng lượng của đối trọng 5, tay đòn 3 và miếng ngàm 4 sinh ra lực để kéo tay đòn 3 đi xuống làm cho dây đai 1 ôm chặt lấy bánh phanh 2, nghĩa là phanh thường được đóng.

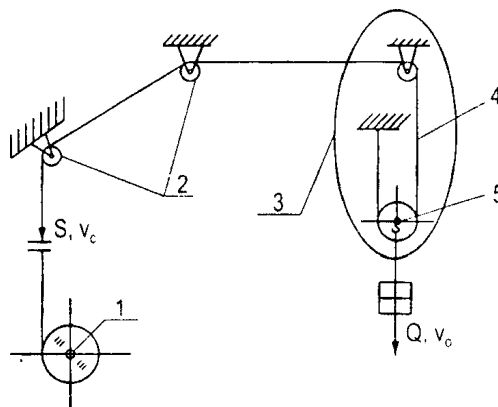
Khi cơ cấu làm việc, nam châm 6 có điện và có từ tính. Nam châm sẽ hút miếng ngàm (bằng thép) số 4 để nâng đối trọng và tay đòn 3 lên làm cho dây đai 1 tách khỏi bánh phanh 2. Lúc đó phanh được mở và cơ cấu làm việc bình thường.

1.4. TRUYỀN ĐỘNG CÁP

1.4.1. Khái niệm về truyền động cáp

Truyền động cáp gồm có tời kết hợp với palăng cáp để nâng (hạ) vật theo phương đứng hoặc kéo xe mang vật nâng di chuyển theo phương ngang. Đôi khi, người ta còn dùng truyền động cáp để dẫn động cơ cấu quay của một số loại máy xây dựng.

Sơ đồ truyền động cáp đơn giản để nâng vật được thể hiện trên hình 1.11.



Hình 1.11. Truyền động cáp.

- 1- Tang nâng vật; 2- Các puly đổi hướng cáp nằm ngoài palăng;
3- Palăng cáp nâng vật.; 4- cáp thép; 5- Cụm puly di động của palăng

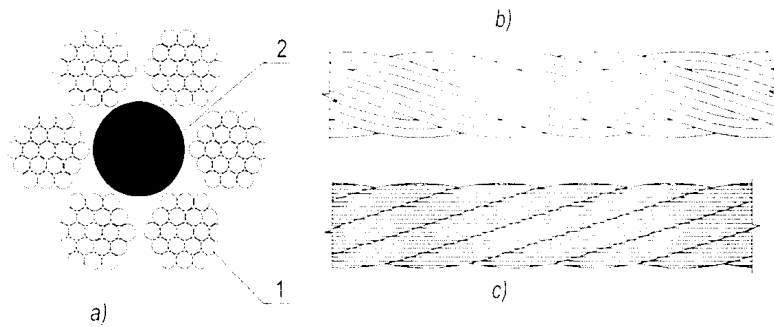
Các bộ phận chính của truyền động cáp gồm có:

Cáp thép, các puly cố định và di động, tang cuốn cáp, palăng cáp.

1.4.2. Cáp thép

Sơ đồ cấu tạo của cáp thép được thể hiện trên hình 1.12. Trong đó, hình 1.12a mô tả mặt cắt ngang của cáp. Cấu tạo của cáp gồm:

Các nhánh cáp số 1 được bện từ các sợi dây thép có đường kính từ 0,5 đến 2mm (có thể tới 3mm) với giới hạn bền kéo cao: 1600 - 1800 N/cm²; Các nhánh số 1 lại được bện với nhau quanh lõi số 2.



Hình 1.12. Cấu tạo của cáp thép

Lõi này được làm từ dây đay hoặc dây gai để cho cáp mềm, dễ uốn khi vòng quanh tang hoặc puly. Đồng thời lõi số 2 còn có tác dụng tích trữ mỡ, để tự bôi trơn cho cáp trong quá trình làm việc. Bên ngoài các sợi dây thép được tráng lớp kẽm để chống rỉ.

Tùy theo cách bện cáp, có hai loại:

Cáp bện xuôi có chiều bện của các sợi thép trong từng nhánh cùng chiều với chiều bện của các nhánh quanh lõi số 2 (hình 1.12b), còn nếu chúng ngược nhau thì đó là cáp bện chéo hay còn gọi là cáp bện ngược (hình 1.12c).

Trong đó, cáp bện chéo có độ cứng lớn, không bị bung ra và không bị xoắn lại khi làm việc nên được dùng phổ biến trong các cơ cấu nâng của các loại máy xây dựng.

Tuy nhiên cáp bện chéo có tuổi thọ không cao bằng cáp bện xuôi.

Cáp bện xuôi hay bị bung ra hoặc bị xoắn lại nhất là khi vật nâng được treo trên một dây cáp. Vì vậy, cáp bện xuôi chỉ được dùng để chằng buộc vật nâng hoặc nâng vật theo dẫn hướng trong các loại máy vận thăng (thang nâng). Song cáp bện xuôi có ưu điểm là mềm và có tuổi thọ cao hơn cáp bện chéo.

1.4.3. Puly

Puly là bánh xe có rãnh để cáp vòng qua khi cần thay đổi hướng cáp hoặc thay đổi lực căng của cáp.

Tùy theo công dụng, có hai loại puly được dùng trên máy xây dựng:

+ Puly cố định để đổi hướng cáp (hình 1.13a).

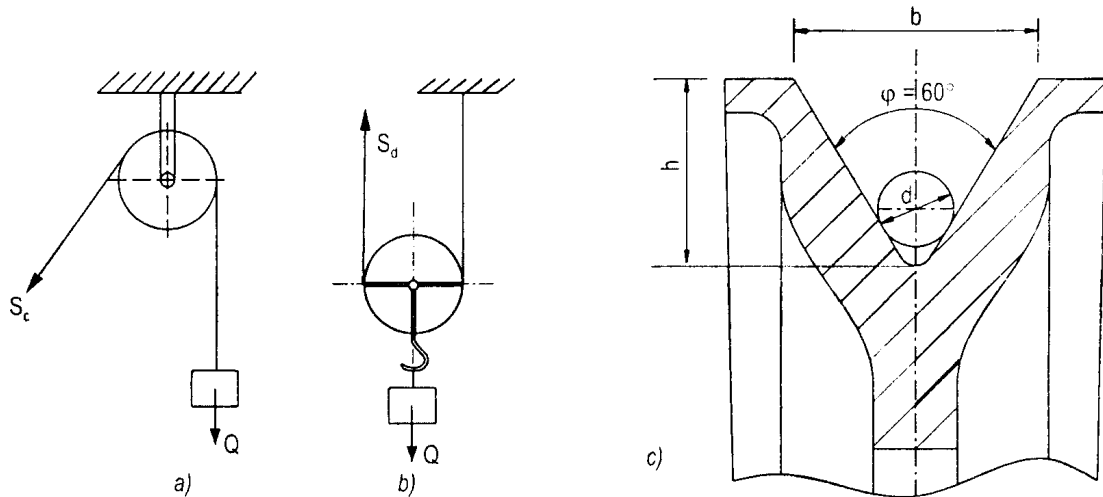
Trong trường hợp này lực căng cáp: $S_c = \frac{Q}{\eta_{pl}}$.

+ Puly di động để giảm lực căng cáp (hình 1.13b).

Lực căng cáp:
$$S_d = \frac{Q}{2\eta_{pl}}$$

trong đó: η_{pl} - Hiệu suất của puly.

Ngoài ra còn có puly cân bằng được dùng trong các palăng cáp.



Hình 1.13. Cấu tạo puly

Cấu tạo của puly được thể hiện trên hình 1.13c. Các thông số cơ bản của puly gồm có:

- Chiều sâu h của rãnh đặt cáp phải đảm bảo sao cho cáp không bị tuột ra khỏi rãnh puly khi vật nâng bị lắc hoặc quay trong quá trình nâng (hạ). Để thoả mãn điều kiện đó thì:

$$h = (1,5 \div 2,5)d_c$$

trong đó: d_c - đường kính cáp.

Một số trường hợp đặc biệt, ví dụ: Puly ở đầu cân của các loại cân trực, máy đào gầu dây hoặc máy đào gầu ngoạm điều khiển bằng cáp, thường có rãnh sâu hơn: $h = 5d_c$.

- Góc nghiêng giữa hai thành bên của rãnh puly:

$$\varphi = 40 - 60^\circ$$

Khi $\varphi = 60^\circ$ thì góc lệch β cho phép giữa cáp và mặt phẳng puly là $\beta = 6^\circ$.

Đáy rãnh puly là một cung tròn có bán kính: $r = (0,5 \div 0,6)d_c$.

Độ mở hay chiều rộng phía trên của rãnh puly: $b = (2 \div 2,5)d_c$.

Puly dùng trong máy xây dựng có chế độ làm việc nhẹ và trung bình được đúc từ gang xám. Khi chế độ làm việc nặng và rất nặng thì puly được đúc từ thép đúc.

1.4.4. Tang

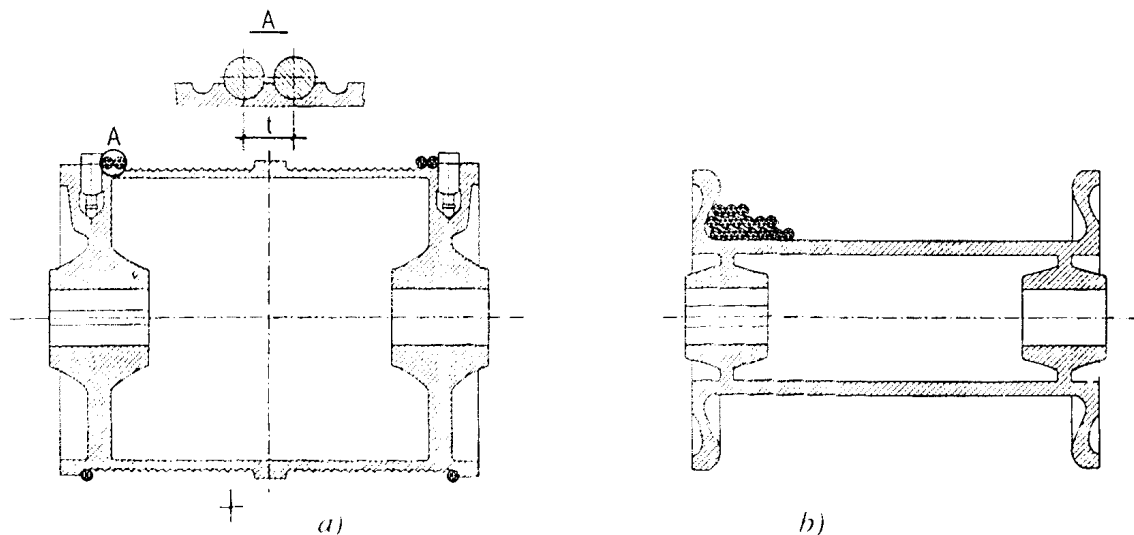
Tang được dùng để cuốn cáp, biến chuyển động quay của tang thành chuyển động tịnh tiến của cáp, đồng thời truyền lực tới cáp và các bộ phận khác.

1.4.4.1. Cấu tạo của tang

Tang có dạng hình trụ, hình côn hoặc hình trụ có đường kính thay đổi. Được dùng phổ biến trên máy xây dựng là tang hình trụ (hình 1.14).

Trên tang có thể quấn một lớp cáp (hình 1.14a) hoặc nhiều lớp cáp (hình 1.14b).

Trong đó, tang quấn một lớp cáp được dùng phổ biến hơn trên máy xây dựng.



Hình 1.14. Cấu tạo của tang

Khi tang quấn một lớp cáp thì bề mặt trụ của tang được chế tạo rãnh (hình 1.14a) để cho cáp nằm vào đó, các vòng cáp không tiếp xúc với nhau đồng thời tăng diện tích tiếp xúc giữa cáp và tang, tránh hiện tượng cáp bị trượt dọc theo bề mặt tang. Nhờ vậy, cáp không bị mài mòn và tăng tuổi thọ cho cáp.

Tang quấn nhiều lớp cáp (hình 1.14b) thường được sử dụng khi dung lượng cáp lớn, nhưng các kích thước của tang lại bị hạn chế.

1.4.4.2. Các thông số cơ bản của tang

a) Dung lượng của cáp cuốn vào tang nhiều lớp cáp L :

$$L = \pi (D_i + m d_c) m Z$$

Với tang cuốn một lớp cáp:

$$L = \pi (D + d_c) Z$$

b) Chiều dài làm việc của cáp cuốn lên tang L_c :

$$L_c = H \cdot a + (1,5 - 2) \pi (D_i + d_c)$$

Chiều dài này phải nhỏ hơn dung lượng cáp cuốn vào tang: $L_c < L$.

Trong hai công thức trên: D_1, d_c - đường kính tang và đường kính cáp, m;

m - số lớp cáp cuốn trên tang;

a - bội suất palăng, đó là số nhánh cáp treo cụm puly di động và vật nâng (ở hình 1.11: $a = 2$);

H - chiều cao nâng lớn nhất, m;

c) Số vòng cáp làm việc cuốn trên tang Z :

+ Với tang nhiều lớp, Z được xác định theo công thức:

$$Z = \frac{L_c}{\pi \cdot m \cdot (D_1 + m \cdot d_c)}$$

+ Với tang một lớp, Z được xác định theo công thức:

$$Z = \frac{L_c}{\pi \cdot (D_1 + d_c)}$$

d) Chiều dài làm việc của tang L_1 :

$$L_1 = Z \cdot t$$

trong đó: t - bước cáp trên tang; Bước cáp là khoảng cách giữa tâm của hai vòng cáp liên tiếp nhau cuốn trên tang. Với tang trơn có thể lấy $t = d_c$ (đường kính cáp).

1.4.5. Cách tính chọn cáp

a) Xác định lực căng của cáp trong palăng cáp

Thường sau khi ra khỏi palăng cáp còn vòng qua các puly cố định (nằm ngoài palăng) đổi hướng rồi mới cuốn vào tang. Do đó lực căng lớn nhất của cáp cuốn vào tang được xác định theo công thức:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{pl}^r} \quad (1-15)$$

trong đó:

Q, q - trọng lượng của vật nâng và trọng lượng của thiết bị mang vật;

η_{pa}, η_{pl}^r - hiệu suất của palăng và của các puly đổi hướng nằm ngoài palăng;

a - bội suất của palăng cáp (ở sơ đồ hình 1.11: $a = 2$) (được trình bày ở mục 1.4.6.2);

r - số puly đổi hướng nằm ngoài palăng (ở sơ đồ hình 1.11; $r = 2$).

b) Cách chọn cáp và các chú ý khi sử dụng cáp để đảm bảo an toàn

Khi chọn cáp cho các cơ cấu của máy xây dựng cần phải dựa vào các thông số sau:

+ Lực căng lớn nhất của cáp được xác định theo công thức (1-15) phải thoả mãn điều kiện:

$$S_{\max} \leq \frac{S_d}{n} \quad (1-16)$$

trong đó:

S_d - lực làm đứt cáp tức là khi lực căng cáp đạt đến giá trị S_d thì cáp bị đứt;

n - hệ số an toàn. Khi dẫn động điện, có thể chọn hệ số an toàn như sau:

Với chế độ làm việc nhẹ: $n = 5,0$;

Với chế độ làm việc trung bình: $n = 5,5$;

Với chế độ làm việc nặng: $n = 6,0$;

Với thang máy chở người: $n = 9,0$;

+ Để đảm bảo cho cáp dễ dàng vòng qua các tang (hoặc puly) và góp phần tăng độ bền lâu của cáp thì đường kính của cáp được chọn, phải thoả mãn điều kiện sau:

$$D \geq (k_0 - 1)d_c \quad (1-17)$$

trong đó:

D - đường kính tang hoặc puly;

d_c - đường kính cáp;

k_0 - hệ số, phụ thuộc vào chế độ làm việc của máy;

Với chế độ làm việc nhẹ: $k_0 = 16$;

Với chế độ làm việc trung bình: $k_0 = 18$;

Với chế độ làm việc nặng: $k_0 = 20$.

+ Để đảm bảo an toàn, khi sử dụng cáp cần phải tuân theo các quy định sau:

- Tuyệt đối không được phép nối cáp để tăng chiều dài của nó khi muốn tăng chiều cao nâng vật. Các chi tiết để cố định đầu cáp trên các trục, trên tang phải đủ bền và có độ tin cậy cao.

- Phải kiểm tra bảo dưỡng bôi trơn cho cáp thường xuyên, định kỳ theo đúng quy định trong tiêu chuẩn;

- Số sợi thép đứt trên chiều dài một bước bện phải trong giới hạn cho phép theo quy phạm an toàn, nếu vượt quá thì phải thay cáp mới.

Ví dụ: Với cáp 6 nhánh ($6 \times 19 = 114$), khi hệ số an toàn $n \leq 6$ thì số sợi đứt cho phép trên một bước bện với cáp bện xuôi là 6 và với cáp bện chéo là 12.

1.4.6. Palăng cáp

1.4.6.1. Công dụng và phân loại palăng cáp

Palăng cáp là một hệ thống gồm các puly cố định và puly di động được nối với nhau bằng cáp để giảm lực căng cáp so với lực kéo của hệ thống hoặc tăng tốc độ kéo của hệ thống so với tốc độ của cáp.

Dựa vào công dụng nêu trên, palăng cáp được phân thành:

* Palăng lợi lực, gọi tắt là palăng lực (hay còn gọi là palăng thuận). Dùng palăng này sẽ lợi về lực nhưng thiệt về đường đi và vận tốc.

* Palăng lợi về vận tốc, gọi tắt là palăng vận tốc (hay palăng nghịch). Dùng palăng này sẽ lợi về vận tốc và đường đi nhưng thiệt về lực.

Palăng lợi lực lại gồm có palăng đơn và palăng kép. Palăng đơn chỉ có một đầu cáp quấn vào tang. Palăng kép có hai đầu cáp quấn vào tang.

1.4.6.2. Palăng đơn lợi lực

a) Các loại palăng đơn lợi lực

- Palăng đơn loại I có nhánh cáp ra khỏi palăng từ puly cố định (hình 1.15a). Loại này có số puly bằng số nhánh cáp treo vật.

- Palăng đơn loại II có nhánh cáp ra khỏi palăng từ puly di động (hình 1.15b). Loại này có số puly trong palăng bằng số nhánh cáp treo vật trừ đi 1.

b) Các thông số cơ bản của palăng đơn lợi lực

- Bội suất a là thông số đặc trưng của palăng lợi lực. Nó là số lần lực căng cáp giảm đi so với trọng lượng vật nâng nếu bỏ qua hiệu suất puly và được xác định bằng công thức:

$$a = \frac{n}{m} \quad (1-18)$$

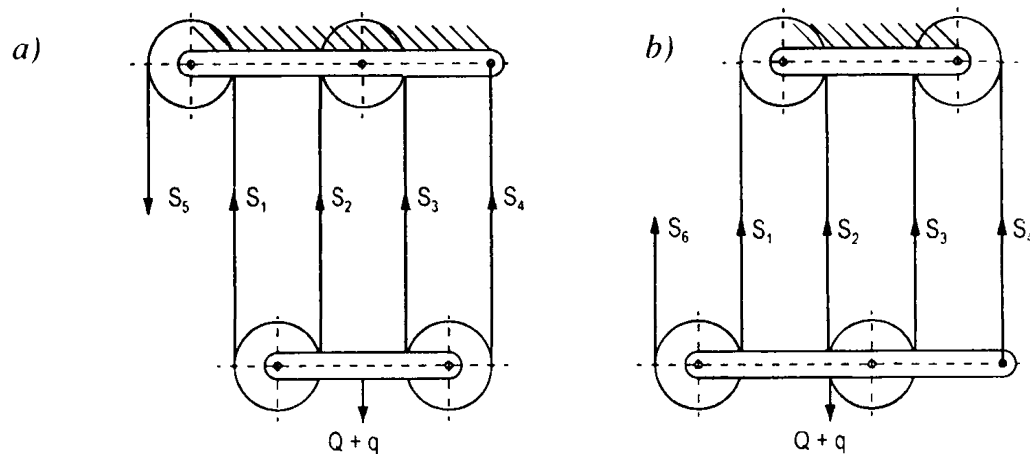
trong đó:

n - Số nhánh cáp treo vật;

m - Số nhánh cáp cuốn vào tang.

Trên hình vẽ, ta có thể xem bội suất a của palăng chính bằng số nhánh cáp treo cụm puly di động và vật nâng.

Ví dụ: Palăng trên hình 1.15a có $a = 4$ và palăng trên hình 1.15b có $a = 5$.



Hình 1.15. Các loại palăng đơn lợi lực

- Vận tốc của cáp cuốn vào tang v_c được xác định theo công thức:

$$v_c = av_n \quad (1-19)$$

Trong đó: v_n - vận tốc của vật nâng (thường gọi là vận tốc nâng vật).

- Hiệu suất của palăng loại I được xác định theo công thức:

$$\eta_{pa}^I = \frac{\eta(1 - \eta^r)}{r(1 - \eta)} \quad (1-20)$$

- Hiệu suất của palăng loại II được xác định theo công thức:

$$\eta_{pa}^{II} = \frac{(1 - \eta^r)}{r(1 - \eta)} \quad (1-21)$$

Trong đó: η - hiệu suất của puly;

r - số puly trong palăng.

VÍ DỤ THỨ HAI:

(Thực hành tính toán truyền động cáp)

Cho sơ đồ tài điện kết hợp với palăng cáp để nâng vật trong thang nâng hàng như hình vẽ bên.

Biết:

Trọng lượng vật cần nâng: $Q = 15,4 \text{ kN}$;

Vận tốc nâng vật: $v_n = 0,54 \text{ m/s}$;

Chế độ làm việc trung bình: $CD = 25\%$;

Hiệu suất của tời: $\eta_t = 0,9$;

Hiệu suất của palăng cáp:

Hiệu suất của puly đổi hướng cáp nằm ngoài palăng: $\eta_{pl} = 0,95$;

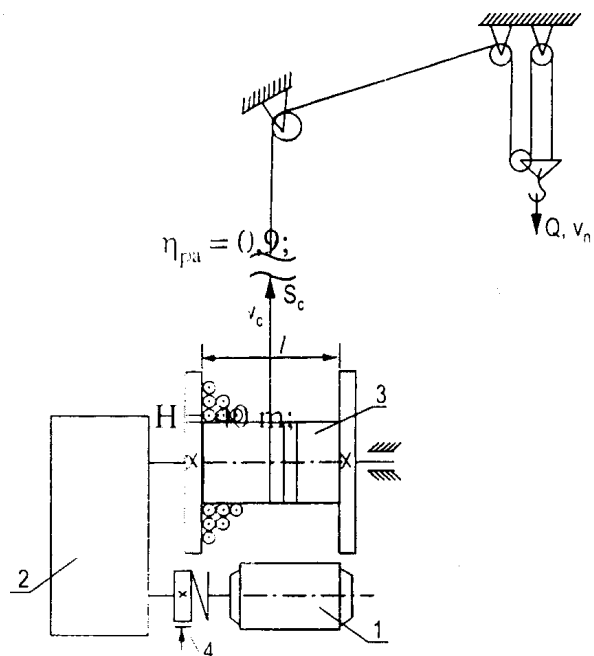
Chiều cao nâng:

Trên tang cuốn 3 lớp cáp.

Cho phép bỏ qua trọng lượng bản thân của thiết bị mang vật ($q = 0$).

Yêu cầu:

1. Tính chọn cáp.
2. Xác định các thông số cơ bản của tang số 3:
3. Tính chọn động cơ điện số 1:
4. Tính chọn hộp giảm tốc số 2:



Bài giải:

1. Tính chọn cáp:

Lực căng của cáp cuốn vào tang được xác định theo công thức:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{pa} \eta_{pl}^r} \quad (D2-1)$$

Theo số liệu trong đầu bài, có:

$Q = 15,4 \text{ kN}$ - trọng lượng của vật nâng;

$q = 0 \text{ kN}$ - trọng lượng bản thân thiết bị mang vật;

$a = 3$ - bội suất của palăng cáp;

$\eta_{pa} = 0,9$ - hiệu suất của palăng cáp;

$\eta_{pl} = 0,95$ - hiệu suất của puly đổi hướng cáp nằm ngoài palăng;

$r = 1$ - số puly đổi hướng nằm ngoài palăng.

Thay các số liệu vào công thức (D2-1), ta có:

$$S_c = \frac{15,4}{3 \times 0,9 \times 0,95} = 6, \text{ kN}$$

Lực làm đứt cáp (phá huỷ cáp):

$$S_d = k \cdot S_c$$

Trong đó: k - Hệ số an toàn. Với chế độ làm việc trung bình $CD = 25\%$ ta lấy $k = 5,5$.

Dó đó:

$$S_d = 5,5 \times 6 = 33 \text{ kN} = 33000 \text{ N}.$$

Theo bảng (5-2) trong tài liệu tham khảo [2], ta chọn cáp LK-P có đường kính $d_c = 8,3 \text{ mm}$ với lực phá huỷ cáp $S_d = 34800 \text{ N}$ và giới hạn bền của các sợi thép chế tạo cáp là 1570 N/cm^2 .

2. Xác định các thông số cơ bản của tang:

a) Xác định đường kính tang:

Vì trên tang cuốn 3 lớp cáp nên ta chọn tang tròn. Để đảm bảo cho cáp có thể cuốn vào tang một cách dễ dàng thì đường kính ngoài bề mặt trụ của tang phải thoả mãn điều kiện:

$$D_1 > (k_0 - 1) d_c \quad (D2-2)$$

trong đó:

d_c - đường kính cáp, $d_c = 8,3 \text{ mm}$;

k_0 - hệ số tỷ lệ. Với chế độ làm việc trung bình thường chọn $k_0 = 18$;

$D_1 > (18 - 1) 8,3 = 141,1 \text{ mm}$.

Để thoả mãn điều kiện (D2-2), với thang nâng hàng, ta chọn đường kính của tang theo tài liệu tham khảo [2]:

$$D_1 = 230\text{mm} = 0,23\text{m}.$$

b) Xác định chiều dài làm việc của cáp cuốn lên tang L_c :

$$L_c = H.a + 2\pi(D_1 + d_c) \quad (\text{D2-3})$$

Trong đó: $H = 40$ m - chiều cao nâng;

$a = 3$ - bội suất của palăng cáp.

Vậy: $L_c = 40 \times 3 (0,23 + 0,0083) = 81,5$ m

c) Xác định chiều dài làm việc của tang:

$$l = z.t = \frac{L_c t}{\pi.m(D_1 + m d_c)} \quad (\text{D2-4})$$

trong đó:

z - số vòng cáp cuốn trên tang, được xác định theo công thức:

$$z = \frac{L_c}{\pi.m(D_1 + m d_c)} = \frac{81,5}{3,14 \times 3(0,23 + 3 \times 0,0083)} = 34 \quad (\text{D2-5})$$

Vậy: $z = 34$ vòng cáp cuốn trên tang.

t - bước cáp trên tang, với tang tròn có thể lấy: $t = d_c = 0,0083$ m;

m - số lớp cáp cuốn trên tang, theo đầu bài: $m = 3$.

Thay các số liệu vào công thức (D2-5), ta xác định được chiều dài tang:

$$l = \frac{81,5 \times 0,0083}{3,14 \times 3(0,23 + 3 \times 0,0083)} = 0,282$$
 m

d) Xác định dung lượng cáp:

$$L = \pi(D_1 + m d_c) m z = 3,14 (0,23 + 3 \cdot 0,0083) \cdot 3 \cdot 34 = 81,64\text{m}$$

3) Tính chọn động cơ điện:

Công suất động cơ được xác định theo công thức:

$$N_d = \frac{S_c \cdot v_c}{1000 \cdot \eta_1} \quad (\text{D2-6})$$

Trong đó: $S_c = 6\text{kN} = 6000$ N - lực căng của cáp cuốn vào tang;

v_c - vận tốc của cáp cuốn vào tang, được xác định theo công thức:

$$v_c = a v_p = 3 \cdot 0,54 = 1,62\text{m/s}.$$

$\eta_1 = 0,9$ - hiệu suất của tời:

Vậy công suất động cơ:

$$N_d = \frac{6000 \times 1,62}{1000 \times 0,9} = 10,8\text{kW}$$

Theo bảng 1.2, với chế độ làm việc CD = 25% ta chọn động cơ điện MTB -311.6 có công suất $N_d = 11\text{kW}$ và tốc độ quay $n_d = 945$ vòng/phút.

Bảng 1.2. Đặc tính kỹ thuật của động cơ điện

Loại động cơ	Công suất, kW		Tốc độ quay, vòng/phút		Khối lượng, kg
	CD = 25%	CD = 40%	CD = 25%	CD = 40%	
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
MT-42-8	16,0	13,0	718	724	280
MT-51-8	22,0	17,0	723	728	435
MT-52-8	30,0	25,5	725	730	530
MT-61-10	30,0	24,0	574	579	715
MT-62-10	45,0	36,0	577	582	945
MTK-011-6	1,4	1,1	840	885	47
MTK-012-6	2,2	1,8	830	870	53
MTK-111-6	3,5	2,8	875	900	70
MTK-112-6	5,0	4,2	875	900	80
MTK-211-6	7,5	6,0	800	910	110
MTB-311-6	11,0	9,0	990	920	155
MTB-312-6	16,0	13,0	900	925	195
MTB-412-6	30,0	24,0	935	950	315
MTB-311-8	7,5	6,0	670	690	155
MTB-312-8	11,0	8,5	680	700	195
MTB-411-8	16,0	13,0	685	700	255
MTB-311-6	11,0	7,5	945	945	155
MTB-312-6	16,0	11,0	955	950	195
MTB-411-6	22,0	16,0	965	957	280
MTB-412-6	30,0	22,0	970	960	315
MTB-312-8	11,0	7,5	710	695	195
MTB-411-8	16,0	11,0	715	710	255
MTB-412-8	22,0	16,0	720	715	315
MTB-512-8	40,0	30,0	730	716	490
4AC80A6Y3	0,9	0,8	1000	860	24
4AC906Y3	-	1,7	-	900	27
4AC1006Y3	-	2,6	-	920	47
4AC112MA6Y3	3,8	3,2	1000	910	80
4AC1326Y3	7,5	8,3	1000	940	100
4AC132M6Y3	10,0	8,5	1000	940	125

4) *Linh chọn hộp giảm tốc*

Vận tốc của cáp cuốn vào tang được xác định theo công thức:

$$v_c = \frac{\pi D \cdot n_t}{60}$$

Suy ra tốc độ quay của tang: $n_t = \frac{60 \cdot v_c}{\pi D}$ (D2-7)

trong đó: $v_c = 1,62$ m/s - vận tốc của cáp cuốn vào tang;

D - đường kính vòng tròn đi qua tâm lớp cáp ngoài cùng cuốn trên tang được xác định theo công thức:

$$D = D_1 + (2m - 1)d_c = 0,23 + (2 \times 3 - 1) \times 0,0083 = 0,27\text{m}$$

Thay số vào công thức (D2-7), ta xác định được tốc độ quay của tang:

$$n_t = \frac{60 \times 1,62}{3,14 \times 0,27} = 114,65 \text{ vòng/phút}$$

Tỷ số truyền của hộp giảm tốc được xác định theo công thức:

$$i_h = \frac{n_d}{n_t} = \frac{945}{114,65} = 8,24.$$

Dựa vào công suất và tỷ số truyền tính được ở trên, theo bảng 1.3, ứng với chế độ làm việc CD = 25%, ta chọn hộp giảm tốc IJ 2-200 có tỷ số truyền: $i_h = 8,32$; công suất trên trục vào (trục chủ động) N = 11,5kW và tốc độ quay $n = 1000$ v/ph.

Bảng 1.3. Công suất trên trục chủ động (trục vào) của hộp giảm tốc

Tốc độ quay, vòng/phút	Tỷ số truyền									CD, %
	8,32	9,8	12,41	16,3	19,88	24,9	32,42	41,34	50,94	
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)
Hộp giảm tốc IJ2 - 200										
600	7,7	6,8	6,1	5,8	5,4	4,4	3	2,4	2	25
	5,9	5,2	4,2	3,9	3,6	2,5	1,6	1,6	1,1	40
750	4,6	3,8	3,3	2,1	1,7	1,3	0,9	0,7	0,5	100
	9,3	8	6,7	6,2	5,5	5,4	3,8	3,2	2,7	25
	7,2	6,1	4,8	4,2	3,7	2,7	1,8	1,8	1,3	40
1000	5,7	4,8	3,8	2,6	2,1	1,7	1,3	0,8	0,7	100
	11,5	10	8	7,9	6,6	5,4	4,1	4,1	3,7	25
	8,8	7,8	6,1	5,9	4,2	3,2	2,1	2,1	1,6	40
	7,65	6,3	5,1	3,4	2,8	2,2	1,7	1,1	0,9	100

Bảng 1.3 (tiếp theo)

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)	(10)	(11)
Hộp giảm tốc U2-250										
600	19,3	17,1	15,2	11,3	9,4	7	5,2	4,3	3,9	25
	14,2	12,5	9,9	7,2	6,4	5,5	3,6	3	2,6	40
	7,9	6,7	5,3	3,6	2,2	2,3	1,8	1,2	2	100
750	23	19,7	16,6	13,5	11,1	9,4	7,6	5,6	4,2	25
	16,6	14,5	12,3	8,3	7,3	6,9	4,5	3,5	3	40
	9,1	8,3	6,6	4,5	3,7	2,9	2,2	1,5	1,2	100
1000	27,1	23,8	20,5	17,3	14,1	11,7	9,2	7,3	6	25
	17,8	15,6	14,1	10,2	8,9	7,6	5	4,2	3,5	40
	12	10	8	6	4,9	3,9	3	2	1,6	100
Hộp giảm tốc U2-350										
600	45,7	39,6	34	26,8	22,3	16,6	12	10,2	9,4	25
	34	29,4	25,7	17,2	15,2	13	11	7,2	6,3	40
	17,1	16	12,5	8,5	7	5,5	4,3	4,9	2,3	100
750	61	52	43,5	32	26,5	22,4	16,6	13,4	11,1	25
	35,8	31,6	29,2	19,5	17,7	16,6	12,9	8,4	7,3	40
	21,4	18	14,3	10,7	8,7	6,9	5,4	3,6	2,9	100
1000	71,9	61,2	50,8	37,1	33,5	2,71	21,8	17,3	14,5	25
	42,8	39	33	24,1	21,1	18,1	15,6	10,2	9	40
	28,7	23,9	19,2	19,9	11,7	9,2	7,1	4,9	3,9	100
Hộp giảm tốc U2-500										
600	137	120	113	82,5	75,2	63,3	42,7	34,5	31,8	25
	102	90,6	77	53,6	51	44,1	28,7	24,1	20,4	40
	57,8	49	38,7	26,3	23,6	19	14,3	10	8	100
750	163	140	112	103	89,2	75,6	52,7	42,2	37	25
	121	106	84,7	61	58,7	51,5	32,8	28,4	23,3	40
	72,5	61,2	48,4	32,9	29,6	23,6	18,2	12,4	10	100
1000	197	178	143	122	104	91,7	68,6	58,5	49	25
	145	132	103,2	74,2	65,4	52,8	40,2	37	28,5	40
	100	82	64	44	36	31,4	24	16,5	13,5	100

1.5. TRUYỀN ĐỘNG THỦY LỰC (TĐTL)

1.5.1. Các dạng TĐTL và đặc điểm cơ bản của chúng

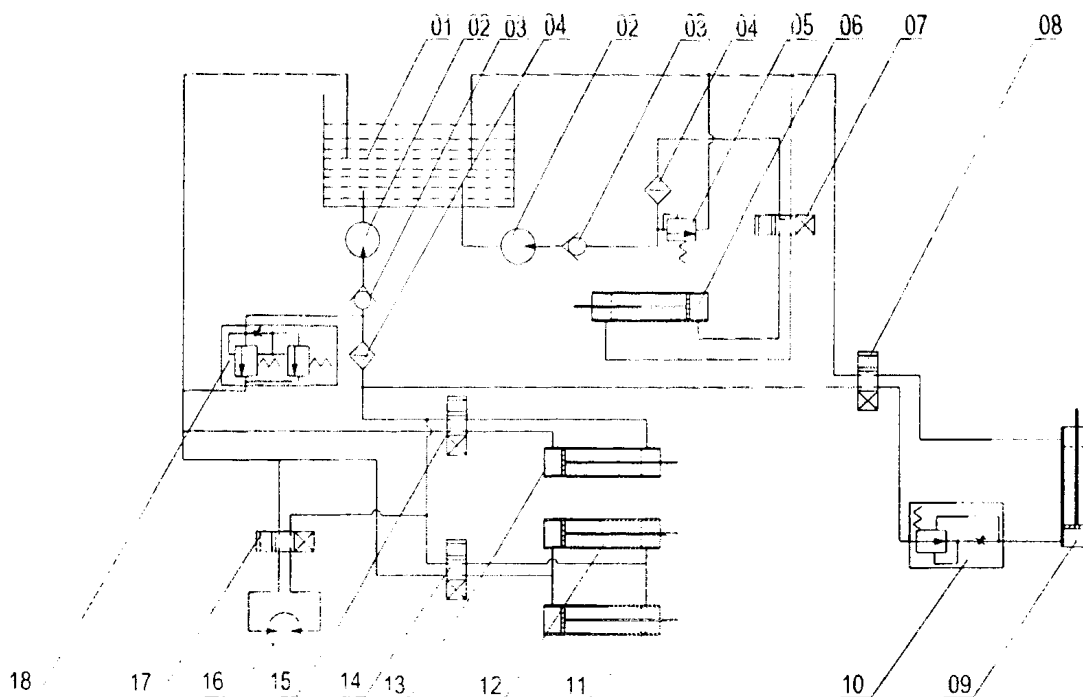
* Truyền động thủy tĩnh hay còn gọi là TĐTL thể tích với đặc điểm là: Áp suất của dòng chất lỏng không thay đổi trong quá trình làm việc.

* Truyền động thủy lực động có áp suất của dòng chất lỏng thay đổi khi dòng chất lỏng chuyển động với vận tốc cao trong quá trình làm việc.

Trong đó TĐTL tĩnh thường được sử dụng rộng rãi trên máy xây dựng. TĐTL động chỉ dùng ở những máy có các cơ cấu làm việc với vận tốc lớn.

1.5.2. Sơ đồ hệ thống TĐTL thể tích thường dùng trên máy xây dựng

Sơ đồ hệ thống TĐTL tĩnh hay TĐTL thể tích đang sử dụng rộng rãi trên máy xây dựng, được thể hiện trên hình 1.16. Nguyên lý làm việc của nó như sau: Khi các bơm số 2 làm việc, chất lỏng (thường là dầu) được hút từ thùng chứa dầu 1 về bơm. Sau khi qua bơm, dầu được tăng áp suất đạt được trị số cần thiết và đi đến các van phân phối 7, 8, 14, 15, 17. Người lái máy chỉ việc điều khiển các van này cho dầu đến các xi lanh công tác 9, 11, 12, 13 để điều khiển các cơ cấu của máy. Vì một lý do nào đó, áp suất dầu tăng vượt quá trị số cho phép. Khi này, van an toàn 5 và 18 sẽ mở ra, dầu từ bơm đi qua van an toàn trở về thùng số 1 để đảm bảo an toàn cho cả hệ thống thủy lực.



Hình 1.16. Sơ đồ hệ thống truyền động thủy lực tĩnh.

1. Thùng dầu; 2. Bơm thủy lực; 3. Van 1 chiều; 4. Bình lọc dầu;
- 5, 18. Van an toàn; 6. Xi lanh trợ lực cơ cấu lái; 7. Van phân phối cơ cấu lái;
- 8, 14, 15, 17. Van phân phối dầu đến các xi lanh công tác; 9, 11, 12, 13. Các xi lanh công tác;
10. Van tiết lưu của xi lanh nâng vật; 16. Động cơ dẫn động cơ cấu quay.

1.5.3. Cấu tạo, nguyên lý làm việc của bơm thủy lực

a) Bơm bánh răng

Sơ đồ cấu tạo của bơm bánh răng như hình 1.17.

Theo hình vẽ này, khi bơm đang làm việc: Bánh răng 1 quay ngược chiều kim đồng hồ, bánh răng 2 quay thuận chiều kim đồng hồ. Dầu vào cửa hút và đi men theo khe hở giữa các bánh răng và vỏ bơm để sang cửa đẩy.

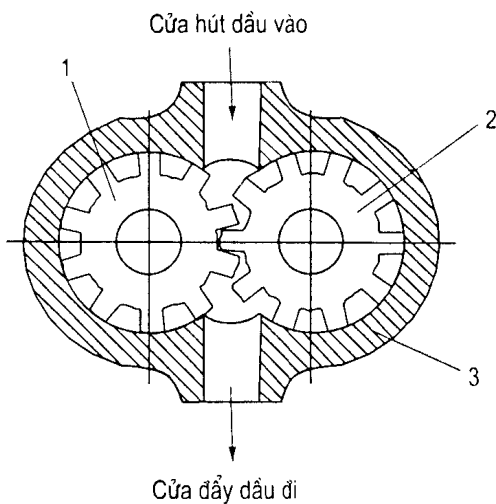
Lưu lượng của bơm bánh răng được xác định theo công thức sau đây:

$$Q_b = 2 \cdot \pi \cdot Z \cdot m^2 \cdot b \cdot n, \text{ cm}^3/\text{phút} \quad (1-22)$$

trong đó:

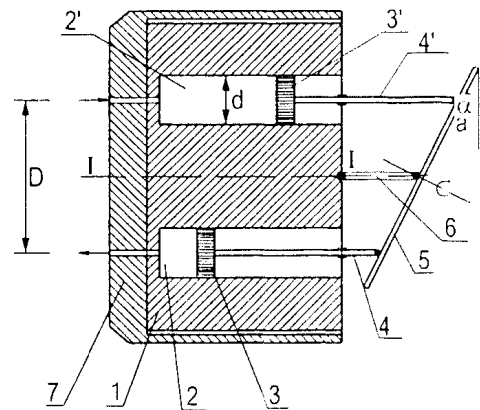
- Z - số răng của bánh răng chủ động;
- m - môđun ăn khớp, cm;
- b - chiều rộng răng của bánh răng chủ động, cm;
- n - tốc độ quay của bánh răng chủ động, vòng/phút.

Bơm bánh răng có cấu tạo đơn giản, tạo được áp suất tới $1000\text{N}/\text{cm}^2$.



Hình 1.17. Bơm bánh răng

- 1- Bánh răng chủ động; 2- Bánh răng bị động; (Hai bánh răng này thường có số răng và đường kính bằng nhau); 3- Vỏ bơm.



Hình 1.18. Bơm pittông hướng trục

- 1- Khối xi lanh (blôc xi lanh); 2, 2'- Các xi lanh của bơm; 3, 3'- Các Pittông; 4, 4'- Tay biên; 5- Đĩa (mâm) chủ động; 6- Thanh truyền; 7 - thân bơm.

b) Bơm pittông:

Có hai loại: Bơm pittông hướng trục và bơm pittông hướng kính, trong đó bơm hướng trục được sử dụng phổ biến hơn.

- Sơ đồ cấu tạo của bơm pittông hướng trục như hình 1.18.

- Nguyên lý làm việc của bơm: Đây là bơm có hai xi lanh với các pittông của chúng được nối với đĩa chủ động 5 bằng các tay biên 4 và 4'. Khi đĩa chủ động 5 quay, qua thanh truyền 6 và các tay biên 4, 4', đĩa 5 đẩy khối xi lanh số 1 (trong đó có các xi lanh 2 và 2') quay quanh trục I-I; do đó các xi lanh 2 và 2' quay hành tinh xung quanh trục I-I. Các pittông số 3,3' (nằm trong xi lanh) nên cũng quay hành tinh cùng với các xi lanh. Mặt khác, do đĩa chủ động số 5 được đặt nghiêng so với phương thẳng đứng góc α nên khi đĩa quay, các pittông còn chuyển động tịnh tiến trong các xi lanh. Trong chu kỳ thứ nhất, khi pittông 3' chuyển động tịnh tiến sang phải thì xi lanh 2' được thông với cửa hút dầu vào. Còn pittông 3 tịnh tiến sang trái thì xi lanh 2 được thông với cửa đẩy dầu đi. Khi đĩa 5 quay đi 180° để thực hiện chu kỳ làm việc tiếp theo thì xi lanh 2 lại thông với cửa hút dầu và xi lanh 2' thông với cửa đẩy dầu. Như vậy, cứ ứng với nửa vòng quay của đĩa số 5 (góc quay bằng 180°) sẽ có một xi lanh của bơm hút dầu vào và xi lanh kia đẩy dầu đi đến các cơ cấu của máy.

Lưu lượng của bơm pittông được xác định theo công thức:

$$Q_p = \frac{\pi d^2}{4} i \cdot D \cdot n \cdot \text{tg} \alpha, \text{ cm}^3/\text{phút} \quad (1-23)$$

trong đó:

- d - đường kính trong của các xi lanh trong bơm, cm;
- i - số xi lanh của bơm;
- D - khoảng cách giữa đường tâm của hai xi lanh trong bơm, cm;
- n - tốc độ quay của đĩa chủ động, vòng/phút;
- α - Góc nghiêng của đĩa chủ động so với phương thẳng đứng.

Những bơm pittông có thể điều chỉnh được góc nghiêng α để điều chỉnh lưu lượng được gọi là bơm có điều chỉnh; những bơm không điều chỉnh được góc α là bơm không điều chỉnh.

Bơm pittông tạo được áp suất của dòng chất lỏng khi làm việc cao nhất trong các loại bơm thủy lực, có thể tới 5000 N/cm^2 .

1.6. HỆ THỐNG DI CHUYỂN CỦA MÁY XÂY DỰNG

1.6.1. Công dụng và phân loại hệ thống di chuyển

a) Công dụng

Hệ thống di chuyển có chức năng biến chuyển động quay từ động cơ truyền tới các bánh chủ động thành chuyển động tịnh tiến của máy xây dựng, đồng thời tiếp nhận toàn bộ trọng lượng bản thân máy và các tải trọng tác dụng lên máy rồi truyền xuống đất.

b) Phân loại hệ thống di chuyển của máy xây dựng

Hệ thống di chuyển máy xây dựng gồm có:

- Hệ thống di chuyển bằng xích;
 - Hệ thống di chuyển bằng bánh hơi;
 - Hệ thống di chuyển bằng bánh sắt trên ray.
 - Hệ thống di chuyển tự bước được dùng trong các máy đào đất làm việc trên nền đất rất yếu hoặc các vùng đầm lầy.
 - Hệ thống di chuyển bằng phao dùng cho các máy làm việc trên mặt nước.
- Trong đó ba loại đầu đang được sử dụng rộng rãi trên máy xây dựng.

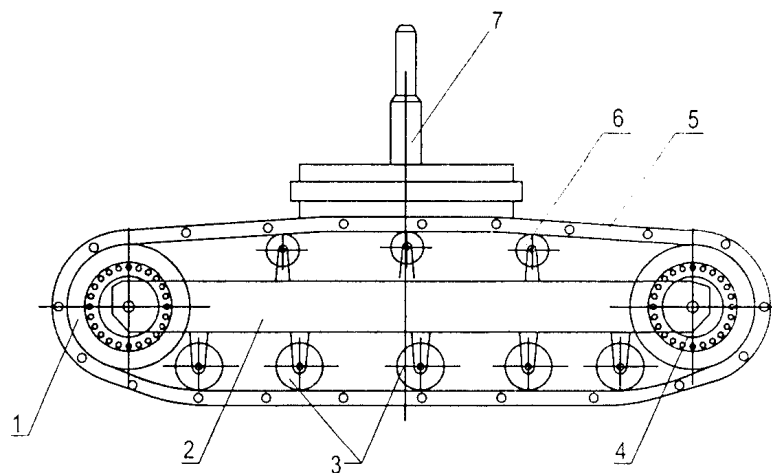
1.6.2. Hệ thống di chuyển bằng xích

Hệ thống di chuyển bằng xích đang được sử dụng rộng rãi trên máy xây dựng.

Cấu tạo của nó được thể hiện trên hình 1.19, gồm có: Dài xích 5 ăn khớp với các răng của đĩa xích chủ động (còn gọi là bánh sao chủ động) số 1 và vòng qua bánh bị động số 4. Trục của bánh sao chủ động và bánh bị động được lắp trên khung di chuyển số 2. Các con lăn tỳ xích số 3 chịu toàn bộ trọng lượng của máy và truyền qua bề mặt tựa của hai dài xích xuống đất. Nhờ các con lăn tỳ mà áp suất của máy xuống đất được phân bố đều trên bề mặt tựa của xích. Các con lăn 6 để đỡ nhánh xích phía trên thường có số lượng ít hơn các con lăn tỳ xích phía dưới. Với các loại máy xây dựng có bàn quay như máy đào một gầu, cần trục tự hành... thì hệ thống di chuyển bằng xích còn có trục trung tâm số 7 để dẫn hướng cho bàn quay khi nó quay xung quanh trục này.

Dựa vào kết cấu và cách lắp ghép các con lăn tỳ, hệ thống di chuyển bằng xích gồm có hai loại: Treo cứng và treo đàn hồi hay treo mềm.

Hệ thống di chuyển bằng xích treo cứng (hình 1.19) có đặc điểm là: Các con lăn tỳ xích số 3 được liên kết cứng với khung số 2 của cơ cấu di chuyển qua các ổ đỡ.



Hình 1.19. Hệ thống di chuyển bằng xích (loại treo cứng)

Loại treo cứng có cấu tạo đơn giản, việc tháo lắp các bánh tỳ xích khi sửa chữa hoặc thay thế rất dễ dàng. Mặt khác, nó còn đảm bảo phân bố đều áp suất xuống đất trên suốt chiều dài bề mặt tựa của xích di chuyển nên được sử dụng phổ biến trên máy xây dựng. Tuy nhiên, nó có nhược điểm là không thích hợp với mặt đất gồ ghề, có nhiều mấp mô, đồng thời không có khả năng giảm va đập do mặt đường gây ra truyền lên khung máy và cabin, làm ảnh hưởng xấu đến tuổi thọ của máy cũng như sức khỏe của người công nhân điều khiển máy.

Hệ thống di chuyển bằng xích treo mềm (treo đàn hồi) khác với loại treo cứng ở chỗ: Các con lăn tỳ xích được lắp thành từng cặp với nhau và liên kết mềm với khung di chuyển qua các lò xo đàn hồi. Nhờ vậy nó khắc phục được nhược điểm của hệ thống di chuyển loại treo cứng đảm bảo cho dải xích tiếp xúc tốt với mặt đường dù đó là đường gồ ghề, có nhiều mấp mô và tăng khả năng bám của xích với mặt đường. Đồng thời có khả năng giảm va đập do mặt đường gây ra truyền lên khung máy và cabin, góp phần nâng cao tuổi thọ của máy và đảm bảo sức khỏe cho người công nhân điều khiển máy. Nhưng loại này có cấu tạo phức tạp và chỉ chịu được tải trọng nhỏ nên nó chỉ thích hợp với những máy xây dựng có công suất và trọng lượng không lớn.

Với các máy xây dựng có trọng lượng nhỏ và trung bình, hệ thống di chuyển bằng xích thường chỉ dùng hai dải xích ở hai bên máy. Những máy xây dựng có trọng lượng lớn hoặc rất lớn thì hệ thống di chuyển của chúng có thể dùng nhiều dải xích để tăng diện tích tiếp xúc của xích với mặt đất và giảm áp suất của máy xuống đất, do đó máy có thể làm việc ở những nơi nền đất yếu.

So với hệ thống di chuyển bằng bánh hơi, hệ thống di chuyển bằng xích có những ưu điểm sau:

- Do diện tích tiếp xúc giữa hai dải xích và mặt đường lớn, áp suất truyền xuống đất nhỏ nên máy di chuyển bằng bánh xích có thể làm việc ở những nơi nền đất mềm yếu, ẩm ướt, không có đường xá mà tại những nơi đó, các máy di chuyển bằng bánh hơi không thể làm việc được. Vì vậy, các máy di chuyển bằng bánh xích có tính cơ động cao hơn.

- Có khả năng bám tốt với mặt đường nên xích ít khi bị trượt trơn.
- Có khả năng leo được dốc cao, có thể tới 30° hoặc cao hơn.
- Có bán kính quay vòng nhỏ, thậm chí có thể quay 360° .

Tuy nhiên, hệ thống di chuyển bằng xích có nhược điểm là:

- Trọng lượng bản thân lớn, có thể chiếm 35% trọng lượng máy.
- Di chuyển chậm chạp, nặng nề và khó khăn, chỉ thích hợp di chuyển trong phạm vi công trường, không thể di chuyển đi xa như hệ thống di chuyển bánh hơi.

1.6.3. Hệ thống di chuyển bằng bánh hơi

Hệ thống di chuyển bằng bánh hơi gồm có cầu xe và các bánh xe. Cầu xe có 2 loại: cầu chủ động và cầu bị động. Trên cầu chủ động có lắp cặp bánh răng nón (được gọi là bộ truyền lực chính). Bộ truyền lực chính nhận được chuyển động quay từ hộp số truyền tới,

đồng thời làm tăng mômen quay, truyền qua hộp vi sai và các bán trục đến các bánh xe chủ động làm cho các bánh xe này quay và đẩy xe di chuyển (xem hình 2.1 chương 2).

Trên một chiếc máy xây dựng di chuyển bằng bánh hơi có thể có một, hai hoặc ba cầu chủ động.

Tùy theo áp suất hơi trong bánh mà có hai loại bánh xe:

- Loại với áp suất hơi trong lốp thấp, từ 0,08 - 0,4MPa tức 8 - 40N/cm². Loại này thường được sử dụng ở các máy xây dựng thường xuyên làm việc trên nền đất yếu như máy đào bánh hơi, cần trục tự hành bánh hơi...

- Loại áp suất cao, loại này có áp suất hơi lớn hơn 40N/cm², thường được dùng trên ô tô, di chuyển trên nền đường cứng.

Hệ thống di chuyển bằng bánh hơi có ưu điểm: Có tốc độ di chuyển nhanh, cơ động và linh hoạt có thể di chuyển đi xa song không thích hợp với những nơi nền đất yếu, địa hình chật hẹp, có độ dốc cao hoặc không có đường xá.

1.6.4. Hệ thống di chuyển bằng bánh sắt trên đường ray

Hệ thống di chuyển bằng bánh sắt trên đường ray thường được dùng ở các loại cần trục tháp, cầu trục, cổng trục, các loại máy đào nhiều gầu đào ngang... Nó có ưu điểm: lực cản di chuyển nhỏ, tiếp nhận được tải trọng lớn, kết cấu đơn giản, trọng lượng bản thân nhỏ, có độ tin cậy và tuổi thọ tương đối cao. Tuy nhiên nó có tính cơ động kém vì phụ thuộc vào đường ray, công nghệ làm đường ray tốn kém nhiều công sức và tiền bạc. Khi máy di chuyển trên đường vòng, sẽ xuất hiện lực ma sát giữa gờ bánh xe và đường ray làm tăng lực cản di chuyển máy.

1.7. CÁC CHỈ TIÊU KINH TẾ - KỸ THUẬT CỦA MÁY XÂY DỰNG

1.7.1. Năng suất của máy xây dựng

1.7.1.1. Định nghĩa

Năng suất máy xây dựng là số lượng sản phẩm hữu ích mà máy sản xuất được trong một đơn vị thời gian. Đơn vị thời gian thường là giờ, ca, hoặc năm.

1.7.1.2. Các loại năng suất

a) Năng suất lý thuyết:

Do người thiết kế máy xây dựng tính toán ra, hoàn toàn dựa vào lý thuyết.

- Đối với những máy làm việc theo chu kỳ (ví dụ: Cần trục, máy đào đất, máy ủi đất...) năng suất lý thuyết được xác định theo công thức tổng quát:

$$N_{lt} = n.Q, [m^3/h] \quad (1-24)$$

trong đó: Q - số lượng sản phẩm mà máy sản xuất được sau một chu kỳ làm việc của máy;

n - số chu kỳ làm việc của máy tròn một giờ.

- Đối với những máy làm việc liên tục (như băng tải, vít tải...) năng suất lý thuyết được xác định theo công thức:

$$N_{lt} = 3600.F.v, [m^3/h] \quad (1-25)$$

F - diện tích tiết diện ngang của dòng vật liệu được vận chuyển, m²;

v - vận tốc di chuyển của dòng vật liệu, m/s.

Ví dụ: Với máy đào một gầu là một trong loại máy xây dựng làm việc theo chu kỳ đang được sử dụng phổ biến thì năng suất của chúng được xác định như sau:

Năng suất lý thuyết của máy được xác định theo công thức:

$$N_{lt} = \frac{3600}{T_{ck}} .q \quad (1-26)$$

trong đó: q - dung tích hình học của gầu, m³;

T_{ck} - thời gian một chu kỳ làm việc của máy, s.

Biểu thức $\frac{3600}{T_{ck}} = n$ - số chu kỳ làm việc của máy trong một giờ.

Rõ ràng ta thấy năng suất lý thuyết chỉ phụ thuộc vào các thông số của máy. Vì vậy, nó được dùng để so sánh các máy với nhau khi chọn máy.

b) Năng suất kỹ thuật

Năng suất kỹ thuật của máy đào một gầu được xác định theo công thức:

$$N_{kt} = N_{lt} \cdot \frac{k_d}{k_t}$$

Hay:
$$N_{kt} = \frac{3600}{T_{ck}} .q \cdot \frac{k_d}{k_t}, m^3/h \quad (1-27)$$

Trong đó:

k_d - hệ số làm đầy gầu, nó kể đến mức độ đất chứa trong gầu đầy hay vơi. Nếu đầy thì k_d > 1, nếu vơi thì k_d < 1. Điều đó phụ thuộc chủ yếu vào trình độ tay nghề của người lái máy. Vì vậy, năng suất kỹ thuật được dùng để so sánh trình độ tay nghề của các công nhân điều khiển máy.

k_t - hệ số ảnh hưởng do độ tơi xốp của đất, k_t > 1.

c) Năng suất sử dụng (hay năng suất thực tế) của máy đào một gầu:

$$N_{sd} = N_{kt} .k_{tg} = \frac{3600}{T_{ck}} .q \cdot \frac{k_d}{k_t} .k_{tg}, m^3/h \quad (1-28)$$

trong đó: k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy.

Hệ số này phụ thuộc chủ yếu vào trình độ quản lý và tổ chức thi công của các cán bộ kỹ thuật.

Vì vậy, năng suất sử dụng được dùng để so sánh trình độ quản lý và tổ chức thi công của các cán bộ kỹ thuật với nhau.

1.7.2. Các chỉ tiêu kỹ thuật của máy xây dựng

1.7.2.1. Chỉ tiêu về trình độ sử dụng máy

a) Hệ số sử dụng thời gian làm việc của máy

$$k_{tg} = \frac{T_t}{T_q} \quad (1-29)$$

trong đó: T_t - thời gian thực tế máy làm việc ở hiện trường;

T_q - thời gian quy định máy phải làm việc.

Ví dụ: Xác định hệ số sử dụng thời gian một ca làm việc của máy ở Việt Nam.

Một ca làm việc ở nước ta quy định là 8 giờ: $T_q = 8$.

Một ngày nào đó, do mất điện hoặc do sương mù hoặc do máy bị hỏng hóc bất thường nên thực tế máy chỉ làm việc 6,4 giờ, nghĩa là: $T_t = 6,4$.

Vậy, hệ số sử dụng thời gian ca làm việc của máy trong ngày hôm đó là:

$$k_{tg} = \frac{T_t}{T_q} = \frac{6,4}{8} = 0,8$$

b) Hệ số sử dụng máy:

$$k_{tg} = \frac{M_{sd}}{M_T} \quad (1-30)$$

M_{sd} - số máy đang được sử dụng ngoài hiện trường;

M_T - tổng số máy hiện có của đơn vị thi công.

c) Năng suất sử dụng của máy tính theo đầu người:

$$n = \frac{N_{sd}}{i} \quad (1-31)$$

trong đó: N_{sd} - năng suất sử dụng của máy, m^3/h ;

i - số lượng công nhân phục vụ máy đó.

1.7.2.2. Chỉ tiêu về trình độ cơ giới hoá.

a) Mức độ cơ giới hoá:

$$m_{cg} = \frac{Q_m}{Q_T} \times 100\% \quad (1-32)$$

Mức độ cơ giới hoá là tỷ số tính bằng % giữa khối lượng công trình được hoàn thành bằng máy Q_m và tổng khối lượng công trình Q_T .

b) *Mức độ trang bị cơ giới:*

$$m_{TB} = \frac{T_{cg}}{T} \times 100\% \quad (1-33)$$

Mức độ trang bị cơ giới là tỷ số tính bằng % giữa chi phí cho trang bị cơ giới T_{cg} và tổng giá thành công trình T .

c) *Mức độ trang bị động lực:*

$$m_{dl} = \frac{N_T}{n} \text{ (kW/người)} \quad (1-34)$$

Mức độ trang bị động lực là tỷ số giữa tổng công suất của các loại máy phục vụ xây dựng công trình và tổng số người tham gia xây dựng công trình đó hay là công suất máy tính theo đầu người tham gia xây dựng công trình.

trong đó: N_T - tổng công suất của các máy phục vụ xây dựng công trình (kW);

n - tổng số công nhân tham gia xây dựng công trình đó.

Chương 2

ÔTÔ - MÁY KÉO

2.1. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI ÔTÔ VÀ MÁY KÉO

2.1.1. Công dụng

Ôtô - máy kéo là điển hình của máy vận chuyển ngang, được dùng để vận chuyển vật liệu, hàng hoá và người. Riêng máy kéo, đặc biệt là máy kéo bánh xích, có thể trở thành những máy có công dụng khác nhau khi người ta lắp trên nó những thiết bị làm việc khác nhau. Ví dụ: Thiết bị ủi đất, thiết bị cày bừa, thiết bị cần trục... đều có thể lắp trên máy kéo.

2.2.2. Phân loại ô tô - máy kéo

a) Phân loại ô tô

* Dựa vào công dụng có:

Ô tô du lịch (Toyota, Ford...); Ô tô chở khách; Ô tô vận tải; Ô tô kéo; Ô tô chuyên dùng như xe cứu hỏa, xe làm sạch đường phố, xe vận tải bê tông, xe chở côngtenơ siêu trường siêu trọng.

* Dựa vào động cơ có:

Ô tô xăng, Ô tô diezen và Ô tô điện. Trong đó Ô tô xăng và diezen đang được dùng phổ biến, nhưng nó gây ô nhiễm môi trường nên tương lai sẽ được thay thế bằng ô tô điện, đặc biệt là các xe bus chạy trong thành phố.

* Dựa vào trọng tải có:

- Ô tô loại nhẹ với trọng tải $Q < 7$ tấn;
- Ô tô loại trung bình với $Q = 7 - 12$ tấn;
- Ô tô loại nặng với $Q = 12 - 20$ tấn.
- Ô tô loại rất nặng với $Q > 20$ tấn.

* Dựa vào số cầu chủ động có:

- Ô tô một cầu chủ động, Ô tô hai cầu chủ động hoặc ba cầu chủ động.

Số cầu chủ động càng nhiều thì khả năng bám của xe với mặt đường càng tốt song việc quay vô lăng để lái xe quay vòng sẽ nặng hơn.

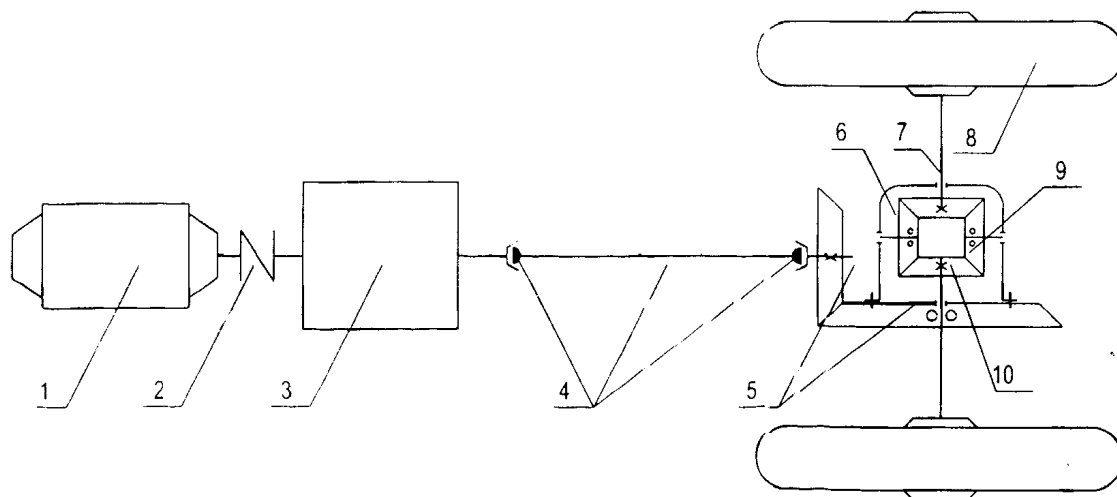
b) Phân loại máy kéo

Dựa vào cơ cấu di chuyển có: Máy kéo bánh hơi và máy kéo bánh xích.

2.2. HỆ THỐNG TRUYỀN LỰC (HTTL) CỦA Ô TÔ, MÁY KÉO

2.2.1. Hệ thống truyền lực của ô tô một cầu chủ động

Sơ đồ hệ thống truyền lực của ô tô một cầu chủ động được thể hiện trên hình 2.1.



Hình 2.1. Sơ đồ HTTL của ô tô một cầu chủ động.

- 1- Động cơ; 2- Ly hợp chính; 3- Hộp số; 4- Trục và khớp các đăng;
5- Bộ truyền lực chính; 6- Hộp vi sai, trong đó có bốn bánh răng nón 9 và 10;
7- Các bán trục; 8- Các bánh xe chủ động.

Công dụng của động cơ và các bộ phận trong hệ thống truyền lực của ô tô:

1. Động cơ: để phát ra nguồn động lực cung cấp cho cơ cấu di chuyển.

2. Ly hợp chính: Để tách hoặc nối chuyển động quay từ động cơ sang hộp số. Đây là ly hợp ma sát nên nó còn có tác dụng đảm bảo an toàn cho động cơ khi xe bị quá tải.

3. Hộp số để:

- Thay đổi tốc độ di chuyển tức là thay đổi lực kéo tiếp tuyến của xe. Số 1 có tốc độ di chuyển chậm nhất nhưng có lực kéo tiếp tuyến lớn nhất và ngược lại.

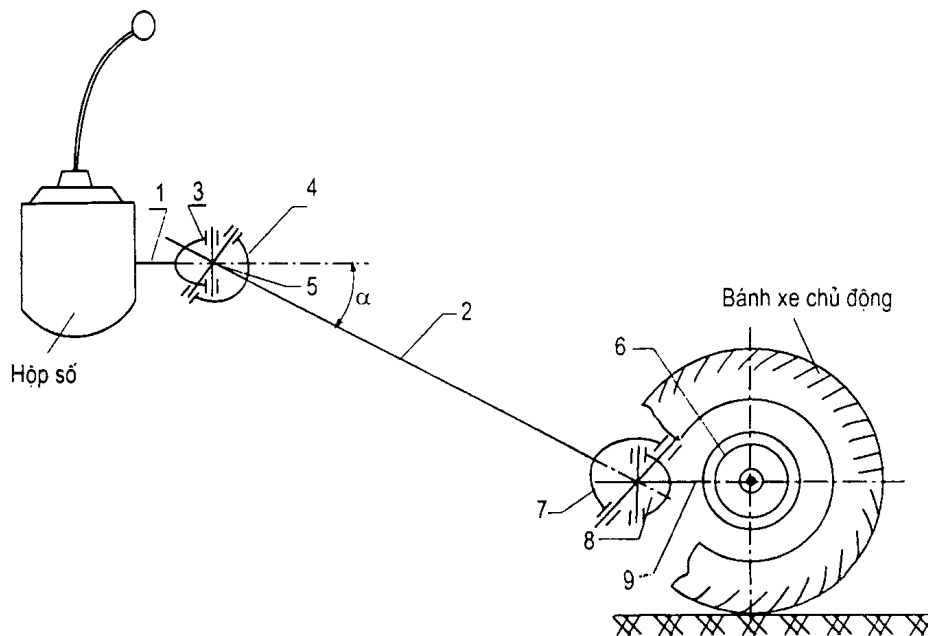
- Tạo cho xe có chuyển động tiến hoặc lùi.

- Khi về số "0", xe có thể dừng tại chỗ trong một thời gian dài mà không cần tắt động cơ, do đó giảm số lần khởi động động cơ và làm tăng tuổi thọ cho động cơ.

4. Khớp và trục các đăng được thể hiện trên hình 2.2. Có hai khớp các đăng:

Khớp các đăng phía trên gồm: Nửa khớp 3 nối với đầu 1 (trục ra) của hộp số; nửa khớp 4 được nối với trục các đăng 2. Trục này có chiều dài lớn và được đặt nghiêng so

với phương ngang. Đầu dưới của trục được nối với nửa khớp 7 của khớp các đặng dưới, nửa khớp 8 phía sau được nối với trục 9. Ở đầu trục 9 có lắp của bánh răng chủ động của bộ truyền lực chính trong cầu chủ động. Vì hộp số và bộ truyền lực chính trong cầu chủ động 6 của ô tô cách xa nhau và không nằm trên cùng độ cao nên người ta dùng trục và khớp các đặng để truyền chuyển động giữa chúng nhằm hạ thấp cầu chủ động xuống, góp phần hạ thấp trọng tâm của ô tô. Nhờ vậy, làm tăng độ ổn định cho ô tô trong trường hợp xe đang di chuyển với tốc độ nhanh và phanh đột ngột.



Hình 2.2. Khớp và trục các đặng dùng trong HTTL ô tô

5. *Bộ truyền lực chính*: Thực chất là cặp bánh răng nón với bánh chủ động rất nhỏ và bánh bị động lớn tức là tỷ số truyền của truyền lực chính lớn. Do đó, nó được dùng để truyền chuyển động quay đồng thời làm tăng mô men quay từ trục các đặng sang hai bán trục của cầu chủ động theo phương vuông góc với nhau.

6. *Hộp vi sai*: Trong đó có bốn bánh răng hình nón gồm hai bánh trung tâm (hay bánh răng mặt trời) số 10 được lắp với đầu của hai bánh trục số 7 (xem hình 2.1) và hai bánh răng hành tinh số 9 được lắp bằng ổ bi với trục, trục này lắp với vỏ hộp vi sai 6. Vỏ hộp vi sai lại được lắp bằng bu lông với bánh răng nón bị động của truyền lực chính

Khi xe di chuyển thẳng, vỏ hộp vi sai quay cùng với bánh răng bị động của truyền lực chính, hai bánh răng hành tinh số 9 chỉ quay hành tinh cùng vỏ hộp vi sai xung quanh các bánh răng mặt trời làm cho hai bánh răng mặt trời số 10 quay xung quanh mình nó với tốc độ như nhau (hình 2.1), đẩy các bán trục 7 quay theo với tốc độ như nhau, nghĩa là các bánh xe chủ động 8 quay cùng tốc độ.

Khi xe đi vòng (ví dụ vòng trái) thì phản lực ngang của mặt đường tác dụng lên bánh xe chủ động gần tâm quay vòng (bánh xe bên trái) sẽ lớn hơn bánh xe xa tâm quay vòng (bánh xe bên phải). Qua bán trục bên trái, phản lực này muốn giữ bánh răng mặt trời bên

trái quay chậm lại và làm cho các bánh răng hành tinh quay xung quanh trục của nó. Nhờ có việc quay xung quanh mình nó mà các bánh răng hành tinh đẩy bánh răng mặt trời bên phải và bán trục bên phải quay nhanh hơn bán trục bên trái, nghĩa là bánh xe chủ động bên phải quay nhanh hơn bánh xe bên trái và xe đi vòng được.

Vậy, hộp vi sai có công dụng là tạo ra sự chênh lệch về tốc độ quay của các bánh xe chủ động khi xe đi vòng.

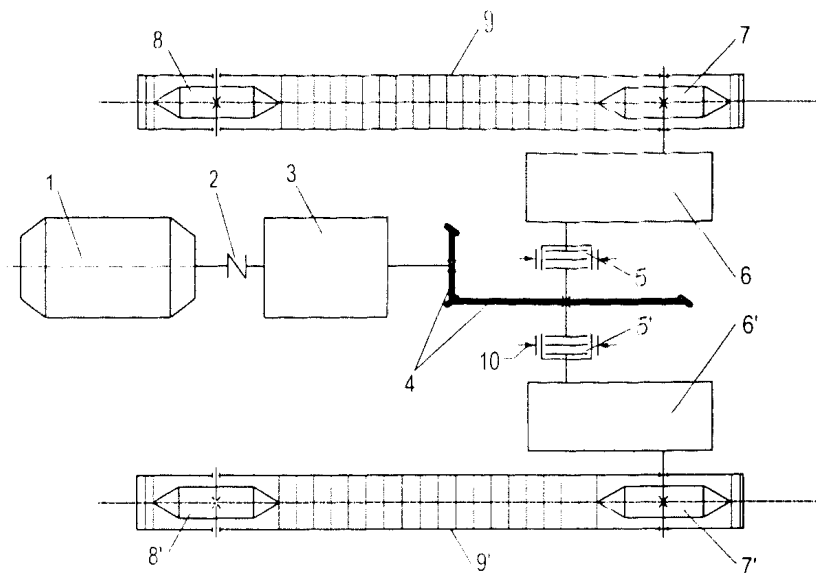
7. Hai bán trục: Để truyền chuyển động quay từ hộp vi sai đến các bánh xe chủ động.

8. Các bánh xe chủ động: Để biến chuyển động quay mà chúng nhận được từ hai bán trục thành chuyển động tịnh tiến của ô tô.

2.2.2. Hệ thống truyền lực (HTTL) của máy kéo bánh hơi

Hệ thống truyền lực của máy kéo bánh hơi, cơ bản giống hệ thống truyền lực của ô tô; Công dụng của các bộ phận trong HTTL của máy kéo bánh hơi cũng tương tự như của ô tô. Tuy nhiên, có điểm khác là: Máy kéo bánh hơi còn có hộp truyền lực cuối cùng, được đặt trước các bánh xe chủ động. Thực chất đây là hộp giảm tốc bánh răng để giảm tốc độ và làm tăng mômen quay cho bánh xe chủ động tức là tăng lực kéo tiếp tuyến cho máy kéo.

2.2.3. Hệ thống truyền lực của máy kéo bánh xích



Hình 2.3. Sơ đồ HTTL của máy kéo bánh xích.

- 1- động cơ; 2- ly hợp chính; 3- hộp số; 4- bộ truyền lực chính;
 5, 5'- ly hợp chuyển hướng; 6- hộp truyền lực cuối cùng; 7- đĩa xích chủ động;
 8- đĩa xích bị động; 9- xích đi chuyển; 10- phanh đai

Trong HTTL của máy kéo bánh xích (hình 2.3): Ly hợp chính 2, hộp số 3 và bộ truyền lực chính 4 có công dụng giống như trong HTTL của ô tô đã được trình bày ở trên. Tuy nhiên, do máy kéo bánh xích cần có tính đa năng hơn và phải làm việc ở

những địa hình phức tạp hơn nên HTTL của máy kéo bánh xích có một điểm khác với ô tô. Cụ thể là:

- Máy kéo bánh xích thường không có khớp và trục các đăng vì máy kéo có tốc độ di chuyển chậm nên không cần hạ thấp trọng tâm như ô tô. Ngược lại, nó thường hoạt động ở những địa hình phức tạp, có nhiều mấp mô mặt đất lớn nên gầm máy kéo cần được nâng cao; mặt khác khoảng cách từ hộp số đến bộ truyền lực chính nhỏ. Bởi hai lý do trên mà máy kéo bánh xích thường không dùng khớp và trục các đăng. Chỉ những máy bánh xích di chuyển với tốc độ lớn mới dùng trục và khớp các đăng. Ví dụ: Xe tăng phục vụ quân sự.

- Máy kéo bánh xích thường xuyên làm việc ở những địa hình chật hẹp, nên phải có bán kính quay vòng nhỏ, thậm chí có thể quay 360°. Để đáp ứng được tính năng này, máy kéo bánh xích không dùng hộp vi sai như ô tô mà thay vào đó bằng hai ly hợp chuyển hướng 5 và 5'. Đây là li hợp nhiều đĩa ma sát và luôn đóng. Khi chúng đóng thì máy kéo di chuyển thẳng về phía trước, muốn cho máy kéo quay vòng sang bên nào thì tách bộ li hợp phía bên đó. Muốn quay vòng tại chỗ, sau khi tách ly hợp phải dùng phanh đai số 10, để phanh tang bị động của ly hợp.

- Cũng như máy kéo bánh hơi, máy kéo bánh xích cần lực kéo tiếp tuyến lớn mà không cần có tốc độ di chuyển nhanh nên HTTL của nó cũng có hộp truyền lực cuối cùng số 6. Đây là hộp giảm tốc với hai cặp bánh răng để làm tăng mô men cho đĩa xích chủ động số 7, tức là tăng lực kéo tiếp tuyến cho máy kéo.

- Nhờ di chuyển trên hai dải xích số 9, diện tích tiếp xúc giữa máy kéo và mặt đất lớn, nên áp suất của máy kéo xuống đất nhỏ. Vì vậy, máy kéo bánh xích có thể làm việc trên nền đất yếu, có khả năng bám tốt hơn và leo được dốc cao hơn so với ô tô và máy kéo bánh hơi.

2.2.4. Các bộ phận chính của hệ thống truyền lực

2.2.4.1. Ly hợp chính

a) Yêu cầu đối với ly hợp

Như đã trình bày ở trên, ly hợp chính của ô tô máy kéo là ly hợp ma sát. Nó được dùng để truyền (nối) hoặc tách chuyển động quay từ động cơ sang hộp số, đồng thời đảm bảo an toàn cho máy khi quá tải.

Để làm được hai công dụng đó thì ly hợp phải đảm bảo được yêu cầu cơ bản sau:

+ Truyền được mô men lớn nhất do động cơ sinh ra song lại có thể trượt được khi quá tải, nghĩa là: Hệ số dự trữ mômen k của ly hợp phải thỏa mãn điều kiện:

$$k = \frac{M_L}{M_{\max}} = 1,05 \div 1,15$$

trong đó:

M_l - mô men ma sát do ly hợp sinh ra;

M_{max} - mô men lớn nhất do động cơ sinh ra.

Nếu hệ số k lớn hơn giới hạn cho phép thì khi động cơ bị quá tải, ly hợp vẫn không bị trượt, động cơ không được đảm bảo an toàn và thậm chí có thể bị chết máy.

+ Cấu tạo đơn giản, thoát nhiệt tốt.

+ Khi đóng ly hợp, các bề mặt ma sát vào tiếp xúc với nhau một cách êm dịu và tách ra khỏi nhau nhanh chóng, dứt khoát khi mở ly hợp.

b) Cấu tạo của ly hợp

Sơ đồ cấu tạo của ly hợp chính trong ô tô được mô tả trên hình 2.4.

Phần chủ động của ly hợp gồm: Bánh đà (đĩa chủ động) số 1 được lắp với đầu trục A của động cơ bằng các bu lông. Đồng thời bánh đà cũng được lắp với vỏ ly hợp số 2 bằng các bu lông.

Phần bị động gồm: Đĩa bị động số 4 được liên kết với trục B (trục vào hộp số) bằng then hoa. Trên hai bề mặt của đĩa 4 có lắp các đĩa ma sát hình vành khăn số 5 bằng đinh tán mũ chìm. Khi bề mặt của các đĩa ma sát này bị mòn, nhô mũ đinh tán lên thì phải thay thế.

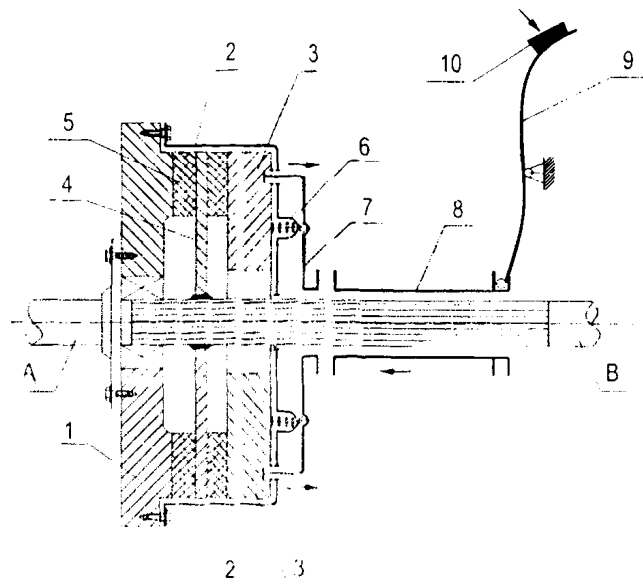
Các bộ phận để đóng mở ly hợp gồm:

Hệ thống lò xo số 6, đĩa ép số 3, các tay đòn số 7 và 9, bàn đạp số 10 và bạc 8. Bạc này được liên kết với trục B bằng then hoa nên nó có thể di trượt dọc trục.

c) Nguyên lý làm việc của ly hợp.

Đây là ly hợp ma sát một đĩa bị động và luôn luôn đóng. Ly hợp ở trạng thái luôn luôn đóng là nhờ lực nén của các lò xo số 6, qua đĩa ép số 3.

Nhờ lực ma sát tại các bề mặt tiếp xúc giữa đĩa ma sát 5 (lắp với đĩa bị động số 4) và bánh đà (đĩa chủ động) số 1 mà chuyển động quay luôn luôn được truyền từ bánh đà 1 sang đĩa 4. Do đĩa 4 được liên kết với trục B bằng then hoa nên khi đĩa 4 quay sẽ làm cho trục B quay theo, nghĩa là chuyển động quay được truyền từ động cơ sang hộp số.



Hình 2.4. Ly hợp chính của ô tô

Muốn tách ly hợp để vào số thì phải đạp chân vào bàn đạp số 10, qua đòn số 9 làm bạc số 8 di trượt sang trái, qua đòn số 7, đĩa ép số 3 sẽ di chuyển sang phải, làm cho các bề mặt ma sát tách ra khỏi nhau và chuyển động quay không được truyền từ động cơ sang hộp số. Sau khi vào số, muốn đóng ly hợp, người lái xe phải nhả chân khỏi bàn đạp số 10, nhờ lực tác dụng của các lò xo số 6, các bề mặt ma sát vào tiếp xúc với nhau. Ly hợp lại trở về trạng thái đóng và xe di chuyển bình thường.

d) Chú ý khi sử dụng ly hợp

+ Khi tách ly hợp để vào số thì phải đạp chân vào bàn đạp số 10 một cách nhanh chóng và dứt khoát, làm cho các bề mặt ma sát tách ra khỏi nhau nhanh chóng và dứt khoát, tránh hiện tượng trượt tương đối giữa chúng, gây mòn các bề mặt ma sát, đồng thời sinh nhiệt làm nóng máy.

+ Khi đóng ly hợp, thì phải nhả chân khỏi bàn đạp số 10 một cách từ từ, làm cho các bề mặt ma sát vào ăn khớp với nhau từ từ và êm dịu, tránh hiện tượng xe bị rồ lên và người ngồi trong xe bị đẩy ngửa về phía sau.

2.2.4.2. Hộp số:

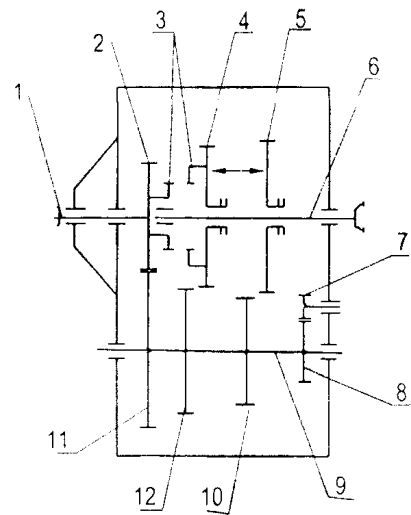
Sơ đồ hộp số của ô tô như hình 2.5.

a) Cấu tạo của hộp số:

1 - Trục chủ động (còn gọi là trục vào của hộp số), trên đó có lắp cố định bánh răng số 2;

6 - Trục bị động (hay trục ra), trên đó có các bánh răng gài số 4 và 5. Các bánh răng này được liên kết với trục 6 bằng then hoa nên chúng có thể di chuyển dọc trục một cách dễ dàng, đồng thời vẫn truyền được mô men cho trục.

9 - Trục trung gian, trên trục này có lắp cố định các bánh răng 8, 10, 11, 12, trong đó bánh răng 11 luôn ăn khớp với 2 của trục 1. Bánh răng số 7 để gài số lùi cho ô tô.



Hình 2.5. Hộp số của ô tô

b) Nguyên lý làm việc của hộp số:

Đây là hộp số có ba số tiến và một số lùi.

Khi ly hợp đóng, trục 1 của hộp số quay cùng tốc độ với trục động cơ, qua cặp bánh răng 2 và 11, trục 9 quay theo nhưng ngược chiều với trục 1 và với tốc độ không đổi. Nhiệm vụ của hộp số là làm cho trục bị động (trục ra) 6 của hộp số quay với các tốc độ khác nhau và đảo được chiều quay của trục 6 để xe có thể chạy lùi.

Số tiến 1: Bánh răng 2 ăn khớp với bánh răng 11; Đồng thời gạt bánh răng 5 vào ăn khớp với bánh răng 10. Đây là số có tỷ số truyền lớn nhất trong các số tiến và tỷ số truyền đó được xác định theo công thức:

$$i_1 = \frac{z_{11} z_5}{z_2 z_{10}} \quad (2-1)$$

Số tiến 2: Bánh răng 2 ăn khớp với bánh răng 11; Đẩy bánh răng 4 vào ăn khớp với bánh răng 12.

Tỷ số truyền của số tiến 2 được xác định theo công thức:

$$i_2 = \frac{z_{11} z_4}{z_2 z_{12}} \quad (2-1a)$$

Số tiến 3: Các vấu răng số 3 vào ăn khớp trực tiếp với nhau. Số tiến 3 là số truyền thẳng từ trục chủ động sang trục bị động nên có hiệu suất cao nhất. Trong trường hợp này, tốc độ quay của trục chủ động và bị động bằng nhau, tỷ số truyền của hộp số là nhỏ nhất ($i_3 = 1$), do đó xe di chuyển với vận tốc nhanh nhất nhưng lại có lực kéo tiếp tuyến nhỏ nhất.

Trong các số tiến, trục bị động 6 quay cùng chiều với trục chủ động số 1.

Số lùi: Bánh răng 2 ăn khớp với bánh răng 11; Đẩy bánh răng 5 lùi lại vào ăn khớp với bánh răng 7; Bánh răng 7 luôn luôn ăn khớp với bánh răng 8. Vì có thêm bánh răng 7 nên bánh răng 5 quay cùng chiều với bánh răng 8 nhưng ngược chiều với bánh răng 2, nghĩa là trục bị động số 6 quay ngược chiều với trục chủ động số 1. Nhờ vậy, xe sẽ chạy lùi.

Tỷ số truyền của số lùi được xác định theo công thức:

$$i_2 = \frac{z_{11} z_7 z_5}{z_2 z_8 z_7} = \frac{z_{11} z_5}{z_2 z_8} \quad (2-1b)$$

So với hộp giảm tốc, ta thấy hộp số có sự khác biệt cơ bản sau:

+ Hộp số có tỷ số truyền thay đổi bằng cách chuyển đổi sự ăn khớp của các cặp bánh răng. Nhờ vậy, mặc dù tốc độ quay của trục chủ động (trục vào hộp số) không đổi nhưng có thể thay đổi được tốc độ quay của trục bị động (trục ra) của hộp số, do đó thay đổi được tốc độ chuyển động của máy xây dựng.

+ Cũng bằng các chuyển đổi sự ăn khớp của các bánh răng trong hộp số mà có thể đảo được chiều quay của trục bị động (trục ra) của hộp số. Do đó có thể thay đổi được hướng di chuyển (tiến hoặc lùi) của máy xây dựng.

+ Tỷ số truyền của hộp số có thể lớn hơn 1, bằng 1 hoặc nhỏ hơn 1.

Hộp giảm tốc không có các đặc điểm trên. Tỷ số truyền của hộp giảm tốc luôn luôn lớn hơn 1.

VÍ DỤ THỨ BA
(Thực hành tính toán hộp số)

Cho hộp số của ô tô có sơ đồ cấu tạo như hình bên.

Biết:

- Số răng của các bánh răng:

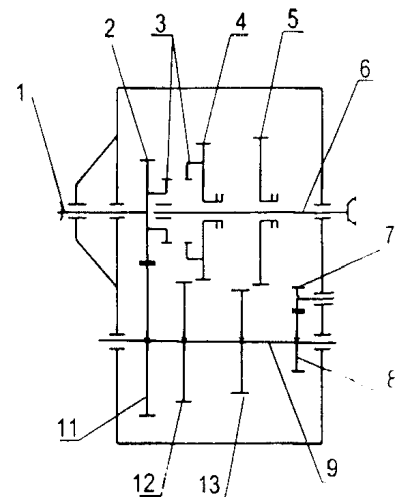
$$Z_2 = 20; Z_4 = 40; Z_5 = 60; Z_7 = 6;$$

$$Z_8 = 10; Z_{10} = 15; Z_{11} = 40; Z_{12} = 20.$$

- Tốc độ quay của trục chủ động số 1 (hay trục vào) của hộp số: $n = 1200$ vòng/phút;

- Công suất tại trục chủ động số 1: $N_d = 96$ kW.

Tính tốc độ quay và mômen của trục bị động số 6 (hay trục ra) của hộp số ứng với các số tiến 1, 2, 3 và số lùi.



Cho phép bỏ qua ma sát giữa các bộ truyền bánh răng và ma sát giữa các trục với ổ trục

Bài giải:

Xác định tỷ số truyền và tốc độ quay của trục 6 ứng với các số tiến và số lùi

- Số tiến 1:

Tỷ số truyền:
$$i_1 = \frac{z_{11} z_5}{z_2 z_{10}} = i_1 = \frac{40 \cdot 60}{20 \cdot 15} = 8$$

Tốc độ quay:
$$n_1 = \frac{n}{i_1} = \frac{1200}{8} = 150 \text{ vòng/phút.}$$

- Số tiến 2:

Tỷ số truyền:
$$i_1 = \frac{z_{11} z_4}{z_2 z_{12}} = i_1 = \frac{40 \cdot 40}{20 \cdot 20} = 4$$

Tốc độ quay:
$$n_1 = \frac{n}{i_2} = \frac{1200}{4} = 300 \text{ vòng/phút.}$$

- Số tiến 3: Là số truyền thẳng từ trục chủ động 1 sang trục bị động 6

Tỷ số truyền:
$$i_3 = 1$$

Tốc độ quay:
$$n_3 = n = 1200 \text{ vòng/phút.}$$

- Số lùi:

Tỷ số truyền:
$$i_4 = \frac{z_{11} z_7 z_5}{z_2 z_8 z_7} = \frac{z_5}{z_8} = \frac{60}{6} = 10$$

Tốc độ quay:
$$n_4 = \frac{n}{i_4} = \frac{1200}{10} = 120 \text{ vòng/phút.}$$

Xác định mô men quay của trục 6 ứng với các số:

Mômen quay trên trục chủ động số 1 được xác định theo công thức:

$$M_d = \frac{9,55 \times 10^6 N_d}{n}$$

trong đó: N_d - công suất trên trục chủ động số 1, theo đầu bài $N_d = 96 \text{ kW}$;

n - tốc độ quay của trục chủ động số 1, theo đầu bài $n = 1200 \text{ vòng/phút}$.

Do đó:
$$M_d = \frac{9,55 \times 10^6 \times 96}{1200} = 764000 \text{ Nmm} = 764 \text{ Nm}$$

Công thức tổng quát để xác định mô men trên trục bị động số 6 là:

$$M = M_d \cdot i \cdot \eta$$

Theo đầu bài, cho phép bỏ qua ma sát giữa các bánh răng và ma sát giữa các trục với ổ trục nên $\eta = 1$. Vậy mômen trên trục 6 ứng với các số sẽ là:

+ Số tiến 1: $M_1 = M_d \cdot i_1 = 764 \cdot 8 = 6112 \text{ Nm}$.

+ Số tiến 2: $M_2 = M_d \cdot i_2 = 764 \cdot 4 = 3056 \text{ Nm}$.

+ Số tiến 3: $M_3 = M_d \cdot i_3 = 764 \cdot 1 = 764 \text{ Nm}$.

+ Số lùi: $M_4 = M_d \cdot i_4 = 764 \cdot 10 = 7640 \text{ Nm}$.

2.3. TÍNH TOÁN KÉO ÔTÔ - MÁY KÉO

2.3.1. Xác định các lực cản tác dụng lên ô tô- máy kéo

Khi ô tô - máy kéo (gọi tắt là "xe") di chuyển, chúng gặp các lực cản sau:

$$\sum W = W_f + W_i + W_q + W_k + W_v \quad (2-2)$$

trong đó:

W_f - lực cản lăn, được xác định theo công thức:

$$W_f = f (G_x + Q_x) \cos \alpha \quad (2-3)$$

W_i - lực cản dốc, được xác định theo công thức:

$$W_i = (G_x + Q_x) \sin \alpha \quad (2-4)$$

G_x, Q_x - trọng lượng và trọng tải của xe;

α - góc nghiêng của mặt đường so với phương ngang;

W_q - lực cản quán tính, chỉ xuất hiện khi xe chuyển động có gia tốc và được xác định theo công thức:

$$W_q = \frac{(G_x + Q_x) \cdot v}{g \cdot t} \quad (2-5)$$

g - gia tốc rơi tự do;

v - vận tốc di chuyển của xe tại thời điểm có gia tốc, m/s;

t - thời gian gia tốc, s;

W_k - lực cản gió được xác định theo công thức:

$$W_k = p \cdot F = pBH; \quad (2-6)$$

p - áp suất của gió, N/ m², phụ thuộc vào cấp gió;

F = B.H - diện tích chắn gió của xe, m²;

B, H - chiều rộng phủ bì và chiều cao của xe, m;

Lực cản gió chỉ được kể đến khi xe di chuyển với vận tốc lớn ($v > 50$ km/h) và gặp gió to.

W_v - lực cản quay vòng, chỉ xuất hiện khi xe quay vòng.

Việc xác định chính xác lực cản quay vòng khá phức tạp. Theo kinh nghiệm có thể lấy gần đúng như sau:

- Với máy kéo bánh xích: thường lấy $W_v = (0,5 - 0,7) W_f$;

- Với máy kéo bánh hơi: khi quay vòng trên nền đất tươi, xốp, thường lấy $W_v = (0,25 - 0,5)W_f$; khi di chuyển trên nền đất cứng và chặt thì có thể bỏ qua W_v .

Trong các lực cản trên, lực cản lăn là lực cản cơ bản xuất hiện trong mọi trường hợp.

Lực cản quán tính, lực cản gió và lực cản quay vòng không thường xuyên xuất hiện nên đối với sinh viên không học chuyên ngành máy xây dựng, khi tính toán có thể cho phép bỏ qua ba thành phần lực cản này.

2.3.2. Xác định lực kéo tiếp tuyến theo các lực cản

Điều kiện cần để xe có thể di chuyển được là: Lực kéo tiếp tuyến của xe P_k phải thắng được các lực cản $\sum W$ tác dụng lên xe.

a) Với xe không kéo theo rơmoóc:

$$P_k = \sum W = (G_x + Q_x) (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) \quad (2-7)$$

b) Với xe có kéo rơmoóc:

$$P'_k = \sum W' = (G_x + Q_x) (f \cos \alpha \pm \sin \alpha) + n(G_r + Q_r) (f' \cos \alpha \pm \sin \alpha) \quad (2-7a)$$

trong đó:

n - số rơ moóc;

G_r, Q_r - trọng lượng bản thân và trọng tải của rơ moóc;

f' - Hệ số cản lăn của rơ moóc.

Khi $\alpha \leq 10^\circ$, có thể xem $\cos \alpha \approx 1$; $\sin \alpha \approx \operatorname{tg} \alpha = i$ (độ dốc của mặt đường);

Trong trường hợp này, các công thức (2-7) và (2-7a) có dạng:

$$P_k = (G_x + Q_x) (f \pm i) \quad (2-7b)$$

Và:

$$P'_k = (G_x + Q_x) (f \pm i) + n(G_r + Q_r) (f' \pm i) \quad (2-7c)$$

Dấu (+) được lấy khi xe lên dốc, dấu (-) được lấy khi xe xuống dốc.

2.3.3. Xác định công suất của xe

$$N = \frac{P_k \cdot v}{1000\eta}, \text{ kW} \quad (2-8)$$

trong đó:

- P_k - lực kéo tiếp tuyến của xe, N;
- v - vận tốc di chuyển của xe, m/s;
- η - hiệu suất truyền động của xe.

2.3.4. Xác định lực bám

Lực bám chỉ xuất hiện tại bề mặt tiếp xúc giữa các bánh xe chủ động với mặt đường và được xác định theo công thức:

$$P_b = \varphi \cdot G_b = \varphi (G_x + Q_x) k_b \cdot \cos \alpha \quad (2-9)$$

$$G_b = (G_x + Q_x) k_b \cdot \cos \alpha$$

trong đó:

- G_b - trọng lượng bám của xe. Đó là thành phần trọng lượng và trọng tải của xe phân bố trên các bánh xe chủ động;
- φ - hệ số bám không những phụ thuộc vào kết cấu của cơ cấu di chuyển và loại đường mà còn phụ thuộc vào biến dạng của lốp xe và của đường;
- k_b - hệ số phân bố trọng lượng bám.

Với xe có hai cầu, trong đó chỉ có một cầu chủ động, thường $k_b = (0,65 - 0,7)$;

Với xe có tất cả các cầu đều là chủ động và máy kéo xích, $k_b = 1$;

2.3.5. Điều kiện cần và đủ để ô tô - máy kéo di chuyển được là:

$$\sum W \leq P_k \leq P_b \quad (2-10)$$

trong đó:

- $\sum W$ - tổng các lực cản tác dụng lên ô tô - máy kéo, được xác định theo công thức (2-2);

P_k - lực kéo tiếp tuyến của xe;

P_b - lực bám giữa cơ cấu di chuyển với mặt đường, được xác định theo công thức (2-9).

* Nguyên nhân của hiện tượng patinê (hiện tượng quay trơn của các bánh xe chủ động) trong ô tô và máy kéo bánh hơi là: Lực kéo tiếp tuyến của xe lớn hơn lực bám tức là điều kiện đủ không thoả mãn.

* Biện pháp khắc phục:

Làm tăng lực bám hoặc giảm lực kéo tiếp tuyến.

Có các biện pháp sau đây để tăng lực bám:

+ Tăng hệ số bám bằng cách kích xe lên và cải tạo mặt đường; nạo vét đất ướt hoặc bùn lầy dưới bánh xe bỏ đi và thay vào đó đá dăm, sỏi hoặc cát, xi, trấu...

+ Tăng trọng lượng bám bằng cách:

- Nếu xe còn cầu chủ động thì cài thêm cầu chủ động;

- Nếu xe chỉ có một cầu chủ động thì xếp đồn hàng hoá, vật liệu về phía cầu chủ động để tăng hệ số k_b tức là tăng trọng lượng bám của xe.

VÍ DỤ THỨ TƯ

(Thực hành tính toán kéo ô tô)

Một ô tô đang di chuyển thẳng lên dốc với độ dốc $i = 6\%$ và vận tốc đều $v = 18\text{km/h}$.
Biết:

- Trọng lượng xe bằng trọng tải của nó và bằng 180 kN;

- Hệ số cản lăn của xe: $f = 0,04$;

- Hiệu suất truyền động của xe: $\eta = 0,80$;

- Hệ số bám: $\varphi = 0,6$;

- Hệ số phân bố trọng lượng bám của xe: $k_b = 0,65$.

1. Tính công suất của ô tô khi chạy lên dốc.

2. Qua đoạn đường dốc, xe chạy trên đường bằng. Có thể cho xe di chuyển với vận tốc bao nhiêu để phát huy hết công suất của nó.

3. Xác định độ dốc tối đa mà ô tô có thể leo được theo lực bám.

Bài giải:

1. Xác định công suất của xe khi chạy lên dốc:

Công suất của xe được xác định theo công thức:

$$N = \frac{P_k \cdot v}{1000 \cdot \eta}, \text{ kW} \quad (2-11)$$

trong đó:

v - vận tốc di chuyển của xe khi chạy lên dốc. Theo đề bài: $v = 18 \text{ km/h} = 5 \text{ m/s}$;

η - hiệu suất truyền động của xe: $\eta = 0,80$;

P_k - lực kéo tiếp tuyến của xe, được xác định dựa vào phương trình cân bằng giữa lực kéo và các lực cản tác dụng lên xe.

$$P_k = W_f + W_i + W_q + W_k + W_v \quad (2-12)$$

trong phương trình (2):

W_f - lực cản lăn, được xác định theo công thức:

$$W_f = (G_x + Q_x) f \cos \alpha$$

W_i - lực cản dốc, xe chạy lên dốc nên W_i được lấy dấu (+).

$$W_i = (G_x + Q_x) \cdot \sin \alpha$$

W_q - lực cản quán tính, chỉ kể đến khi xe di chuyển có gia tốc.

W_k - lực cản gió, chỉ kể đến khi xe di chuyển với vận tốc lớn ($v > 50 \text{ km/h}$) và gặp gió to.

W_v - lực cản quay vòng, chỉ kể đến khi xe quay vòng; khi xe di chuyển thẳng thì: $W_v = 0$.

Như vậy, theo đầu bài, xe chuyển động thẳng, đều với vận tốc 18 km/h nên có thể bỏ qua ba thành phần lực cản: W_q , W_k , W_v .

Vì vậy, phương trình (2-12) được rút gọn:

$$P_k = W_f + W_i = (G_x + Q_x)(f \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (2-13)$$

trong đó:

$G_x = 180 \text{ kN}$ - trọng lượng xe;

$Q_x = 180 \text{ kN}$ - trọng tải của xe;

$f = 0,04$ - hệ số cản lăn.

α - góc nghiêng của mặt đường so với phương ngang.

Theo đầu bài: $\text{tg} \alpha = i = 6\% = 0,06$.

Suy ra: $\alpha = \arctg(0,06) = 3,43^\circ < 10^\circ$.

Vì $\alpha < 10^\circ$ nên có thể xem $\cos \alpha \approx 1$, $\sin \alpha \approx \text{tg} \alpha = i$.

Khi đó, phương trình (2-13) được viết dưới dạng:

$$P_k = (G_x + Q_x)(f + i) \quad (2-14)$$

Thay số vào phương trình (4) ta xác định được :

$$P_k = (180 + 180)(0,04 + 0,06) = 36 \text{ kN} = 36000 \text{ N}$$

Khi đó, phương trình (2-13) được viết dưới dạng:

$$P_k = (G_x + Q_x)(f + i) \quad (2-14)$$

Thay số vào phương trình (4) ta xác định được:

$$P_k = (180 + 180)(0,04 + 0,06) = 36\text{kN} = 36000\text{N}$$

Thay giá trị $P_k = 36000\text{N}$ vào công thức (2-11), ta sẽ xác định được công suất của xe:

$$N = \frac{36000 \times 5}{1000 \times 0,8} = 225\text{kW}$$

2. Xác định vận tốc của xe khi xe chạy trên đường bằng, $i = 0\%$:

Trong trường hợp này, lực cản dốc bằng không, lực kéo tiếp tuyến của xe chỉ cần đủ để khắc phục lực lăn. Nghĩa là phương trình cân bằng lực kéo sẽ có dạng:

$$P'_k = W_f = (G_x + Q_x)f \quad (2-15)$$

Thay số, ta xác định được:

$$P'_k = (180 + 180)0,04 = 14,4\text{kN} = 14400\text{N}.$$

Từ công thức (2-11), suy ra:

$$v' = \frac{1000 \times N \times \eta}{P'_k} = \frac{1000 \times 225 \times 0,8}{14400} = 12,5\text{m/s} = 45\text{km/h}$$

3. Xác định độ dốc lớn nhất mà ô tô có thể leo được:

Dựa vào điều kiện đủ để xe di chuyển:

Khi xe chạy lên dốc, ta có: $P_A \leq P_b$.

- Lực kéo tiếp tuyến: $P_k = (G_x + Q_x)(f \cos \alpha + \sin \alpha)$

- Lực bám: $P_b = \varphi G_b$

Hay: $P_b = \varphi(G_x + Q_x)k_b \cos \alpha$

Trong đó: G_b - trọng lượng bám của xe;

k_b - hệ số phân bố trọng lượng bám.

Thay P_k và P_b vào bất phương trình (2-16) ta có:

$$(G_x + Q_x)(f \cos \alpha + \sin \alpha) \leq \varphi(G_x + Q_x)k_b \cos \alpha$$

Trong đó: $\cos \alpha \neq 0$; chia cả hai vế cho $\cos \alpha$, ta được:

$$(G_x + Q_x)(f + \tan \alpha) \leq \varphi(G_x + Q_x)k_b$$

Suy ra: $\tan \alpha \leq \varphi k_b - f = 0,6 \times 0,65 - 0,04 = 0,35$

Vậy độ dốc tối đa mà ô tô có thể leo được: $i_{\max} = \tan \alpha_{\max} = 0,35 = 35\%$.

VÍ DỤ THỨ NĂM
(Thực hành tính toán kéo máy kéo)

Dùng máy kéo xích DT.75, kéo theo các bánh lu chân cừu để đầm đất.

Biết: Công suất của máy là 75 mã lực. Trọng lượng máy kéo: 60kN; Trọng lượng một bánh lu: 30kN; Hiệu suất truyền động của máy kéo: $\eta = 0,80$; Hệ số cản lăn của máy kéo và bánh lu như nhau và bằng 0,10.

1. Tính số bánh lu mà máy kéo có thể kéo được khi chạy lên dốc với độ dốc $i = 10\%$ và vận tốc $v = 4,5\text{km/h}$.

2. Nếu kéo theo hai bánh lu với trọng lượng mỗi bánh là 37,5kN chạy trên đường bằng thì có thể cho máy kéo di chuyển với vận tốc bằng bao nhiêu để phát huy hết công suất của nó .

3. Nếu phải kiểm tra bám thì kiểm tra khi máy kéo chạy lên dốc hay trên đường bằng nêu trên. Tại sao? Đồng thời tiến hành kiểm tra bám cho máy kéo biết hệ số bám của máy kéo bánh xích: $\varphi = 0,85$.

Bài giải:

1. Tính số bánh lu mà máy kéo có thể kéo được khi chạy lên dốc với độ dốc $i = 10\%$ và vận tốc đều: $v = 4,5\text{km/h}$.

Xem bánh lu như rơ moóc, ta có phương trình cân bằng lực kéo tiếp tuyến của máy kéo và các lực cản tác dụng lên máy khi máy kéo theo rơmoóc chạy lên dốc với vận tốc đều:

$$P_k = W_f + W_i = G_{mk}(f \cos \alpha + \sin \alpha) + n \cdot G_B(f' \cos \alpha + \sin \alpha) \quad (2-17)$$

Từ phương trình (2-17) suy ra:

$$n = \frac{P_k - G_{mk}(f \cos \alpha + \sin \alpha)}{G_B(f' \cos \alpha + \sin \alpha)} \quad (2-18)$$

trong đó: $G_{mk} = 60\text{kN}$ - trọng lượng máy kéo;

$G_B = 30\text{kN}$ - trọng lượng một bánh lu.

n - số bánh lu kéo theo sau máy kéo;

f - hệ số cản lăn của máy kéo;

f' - hệ số cản lăn của bánh lu chân cừu;

Theo đầu bài: $f = f' = 0,10$.

- Góc dốc của mặt đường so với phương ngang

Theo đầu bài, ta có: $i = 10\%$ nghĩa là $\text{tg} \alpha = 0,10$.

Suy ra: $\alpha = \arctg(0,10) = 5,7^\circ < 10^\circ$.

Vì $\alpha < 10^\circ$ nên có thể xem $\cos\alpha \approx 1$, $\sin\alpha \approx \tg\alpha = i$.

Khi đó, phương trình (2-18) được viết dưới dạng:

$$n = \frac{P_k - G_{mk}(f+i)}{G_B(f'+i)} \quad (2-18a)$$

P_k - lực kéo tiếp tuyến, được xác định dựa vào công suất và vận tốc di chuyển của máy kéo khi chạy lên dốc.

$$P_k = \frac{270N\eta}{v} \quad (2-19)$$

Ở đây: $N = 75$ mã lực - công suất máy kéo;

$v = 4,5$ km/h - vận tốc di chuyển của máy kéo;

$\eta = 0,8$ - hiệu suất truyền động của máy kéo.

Thay giá trị của các thông số vào công thức (2-19), ta có kết quả:

$$P_k = \frac{270 \times 75 \times 0,8}{4,5} = 3600 \text{ daN} = 36 \text{ kN}$$

Thay giá trị của các thông số vào phương trình (2-18a), ta xác định được:

$$n = \frac{36 - 60 \times (0,1 + 0,1)}{30 \times (0,1 + 0,1)} = 4 \text{ bánh lu}$$

2. Nếu kéo theo 2 bánh lu, với trọng lượng mỗi bánh là 37,5 kN chạy trên đường bằng thì có thể cho máy kéo di chuyển với vận tốc bao nhiêu km/h để phát huy hết công suất của nó?

Khi máy kéo chạy trên đường bằng ($i = 0\%$) nên phương trình cân bằng lực kéo trong trường hợp này có dạng:

$$P'_k = G_{mk}f + 2G_Bf'$$

Thay số: $P'_k = 60 \times 0,1 + 2 \times 37,5 \times 0,1 = 13,5 \text{ kN} = 1350 \text{ daN}$

Từ phương trình (2-19) suy ra công thức để xác định vận tốc di chuyển của máy:

$$v' = \frac{270N\eta}{P'_k} = \frac{270 \times 75 \times 0,8}{1350} = 12 \text{ km/h}$$

3. Nếu phải kiểm tra điều kiện bám thì kiểm tra trong trường hợp nào? Tại sao?

Điều kiện để máy kéo có thể di chuyển được mà không bị trượt trơn là:

$$P_k < P_b = \varphi G_{bám}$$

Nghĩa là lực kéo tiếp tuyến của máy phải nhỏ hơn lực bám của cơ cấu di chuyển với mặt đường.

Ta phải kiểm tra bám ở trường hợp mà điều kiện trên dễ không thoả mãn. Đó là trường hợp có lực kéo tiếp tuyến lớn hơn nhưng lực bám lại nhỏ hơn.

So sánh hai trường hợp: Khi máy kéo chạy lên dốc và khi máy kéo chạy trên đường bằng, ta thấy:

- Khi máy kéo chạy lên dốc, có $P_k = 3600 \text{ daN}$ và lực bám: $P_b = \varphi G_{\text{bám}} = G_{\text{mk}} \cos \alpha$.

(Với máy kéo bánh xích, trọng lượng bám $G_{\text{bám}}$ bằng trọng lượng máy kéo G_{mk}).

- Khi máy kéo chạy trên đường bằng ($\alpha = 0^\circ$), có lực kéo $P'_k = 1350 \text{ daN}$ và lực bám:

$$P'_b = \varphi G_{\text{bám}} = G_{\text{mk}} \varphi \text{ (vì } \cos \alpha = 1 \text{)}$$

Rõ ràng, khi máy kéo chạy lên dốc cần lực kéo tiếp tuyến lớn hơn ($P_k = 3600 \text{ daN}$) so với khi chạy đường bằng ($P'_k = 1350 \text{ daN}$); nhưng khi chạy lên dốc, máy kéo lại có lực bám nhỏ hơn so với khi chạy trên đường bằng. Như vậy, khi máy kéo chạy lên dốc dễ không thoả mãn điều kiện bám. Do đó, ta phải tiến hành kiểm tra bám trong trường hợp máy kéo chạy lên dốc với góc dốc:

$$\alpha = \arctg i = \arctg 0,1 = 5,7^\circ$$

$$P_b = \varphi G_{\text{mk}} \cos \alpha$$

Thay số, ta có:

$$P_b = 0,85 \times 60 \times \cos 5,7^\circ = 50,75 \text{ kN} = 5075 \text{ daN}$$

Lực kéo tiếp tuyến khi xe chạy lên dốc như tính ở trên: $P_k = 3600 \text{ daN}$

Ta thấy:

$$P_k = 3600 \text{ daN} < P_b = 5075 \text{ daN}$$

Vậy: Điều kiện bám thoả mãn và máy kéo di chuyển lên dốc bình thường.

Chương 3

MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

3.1. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC

3.1.1. Công dụng

Máy vận chuyển liên tục được dùng để vận chuyển vật liệu rời có kích thước hạt trung bình và nhỏ như than, quặng, đá dăm, sỏi, các vật liệu có kích thước mịn như cát, xi măng, bột thạch cao hoặc có dạng khối như sản phẩm của nhà máy sản xuất ra... Nó cũng có thể được dùng để vận chuyển bê tông và vữa xây dựng trong phạm vi công trường. Ngoài ra, chúng còn được dùng để vận chuyển người ở cự ly ngắn như trong các ga tàu điện ngầm, ga đường sắt, cảng hàng không hoặc trong các cửa hàng siêu thị lớn...

Đặc điểm của chúng là có quá trình vận chuyển được tiến hành thành một dòng liên tục và ở cự ly ngắn. Phương vận chuyển của chúng song song, nghiêng hoặc vuông góc với mặt đất.

3.1.2. Phân loại máy vận chuyển liên tục

Máy vận chuyển liên tục gồm có các loại sau:

a) *Băng tải*: Có đặc điểm là: Vật liệu được vận chuyển trên băng với cự ly thường từ 15 đến 25 m, có thể tới 50 – 100 m theo phương song song hoặc nghiêng một góc ($\beta < 30^\circ$) so với mặt đất.. Băng tải được dùng phổ biến nhất trong các loại máy vận chuyển liên tục ở ngoài thực tế hiện nay.

b) *Vít tải*: Khác với băng tải, ở vít tải, vật liệu được vận chuyển trong ống kín nên nó không những được dùng để vận chuyển các loại vật liệu rời, có kích thước hạt trung bình và nhỏ mà còn có thể vận chuyển các loại vật liệu có độ hạt mịn dễ bay dưới tác dụng của gió gây ô nhiễm môi trường như xi măng, bột phấn, bột thạch cao... Ngoài ra, có thể dùng vít tải vận chuyển bê tông trong phạm vi công trường.

Trong khi vận chuyển bê tông vẫn được nhào trộn nên không bị phân tầng.

c) *Gầu tải*: Vật liệu được chứa và vận chuyển trong các gầu. Các gầu này được lắp trên hai dải xích. Hai dải xích đó ăn khớp với các đĩa xích và chúng quay cùng các đĩa xích, các gầu chuyển động cùng hai dải xích để vận chuyển vật liệu. Phương vận chuyển của gầu tải có thể nghiêng một góc bằng $45 - 75^\circ$, thậm chí có thể vuông góc với mặt đất.

Gầu tải thường được dùng để vận chuyển các loại vật liệu rời như cát, đá dăm, sỏi, xi măng hoặc hỗn hợp cát và nước, bùn và nước.

Tùy thuộc vào loại vật liệu cần vận chuyển, có:

- Gầu tải với gầu đáy tròn và sâu để vận chuyển vật liệu rời có độ hạt trung bình, hệ số ma sát giữa chúng và kim loại nhỏ, dễ đổ sạch như: đá dăm, sỏi..

- Gầu tải với gầu đáy tròn và nông để vận chuyển vật liệu có độ hạt mịn, hệ số ma sát giữa chúng và gầu lớn, khó đổ sạch như xi măng, cát.

- Gầu tải với gầu đáy nhọn để vận chuyển các loại vật liệu dạng cục, hòn...

d) Xích tải tấm: Được dùng vận chuyển các loại vật liệu sắc cạnh, nóng, hoặc dính dầu mỡ như: Gạch, vôi mới ra khỏi lò, các chi tiết máy như bánh răng vòng bi hoặc các sản phẩm khác của các nhà máy.

e) Vận chuyển bằng không khí nén được dùng để vận chuyển các loại vật liệu có độ hạt mịn, dễ bay dưới tác dụng của gió như xi măng, bột thạch cao, bột phấn. Vật liệu được vận chuyển trong ống kín nhờ lực đẩy hoặc lực hút của dòng khí nén có áp suất và vận tốc lớn.

3.2 BĂNG TẢI

3.2.1. Công dụng và phân loại

Băng tải là loại điển hình của máy vận chuyển liên tục, có phương vận chuyển song song hoặc nghiêng một góc ($\beta < 30^\circ$) so với mặt đất. Nó thường được dùng để vận chuyển các loại vật liệu rời có kích thước hạt trung bình như than, quặng, đá dăm và các vật liệu có dạng hình khối như sản phẩm của các nhà máy sản xuất ra. Băng tải còn được dùng vận chuyển người ở cự ly ngắn trong ga tàu điện ngầm, ga đường sắt hoặc ga hàng không, trong cửa hàng siêu thị... Băng tải để vận chuyển người còn được gọi là thang cuốn.

Tùy theo tính chất di động, có hai loại:

- Băng tải được đặt cố định trong các nhà máy, các nhà ga, siêu thị...

- Băng tải được đặt trên các bánh xe và có thể di động trong phạm vi công trường nhờ lực kéo của các máy móc thiết bị khác hoặc lực đẩy của công nhân.

Tùy theo tiết diện ngang của băng, có:

- Băng tải với băng có tiết diện ngang là phẳng;

- Băng tải với băng có tiết diện ngang là hình thang (hay băng hình lòng máng), hình 3.1d;

- Băng tải với băng có tiết diện ngang là hình chữ V (hình 3.1c).

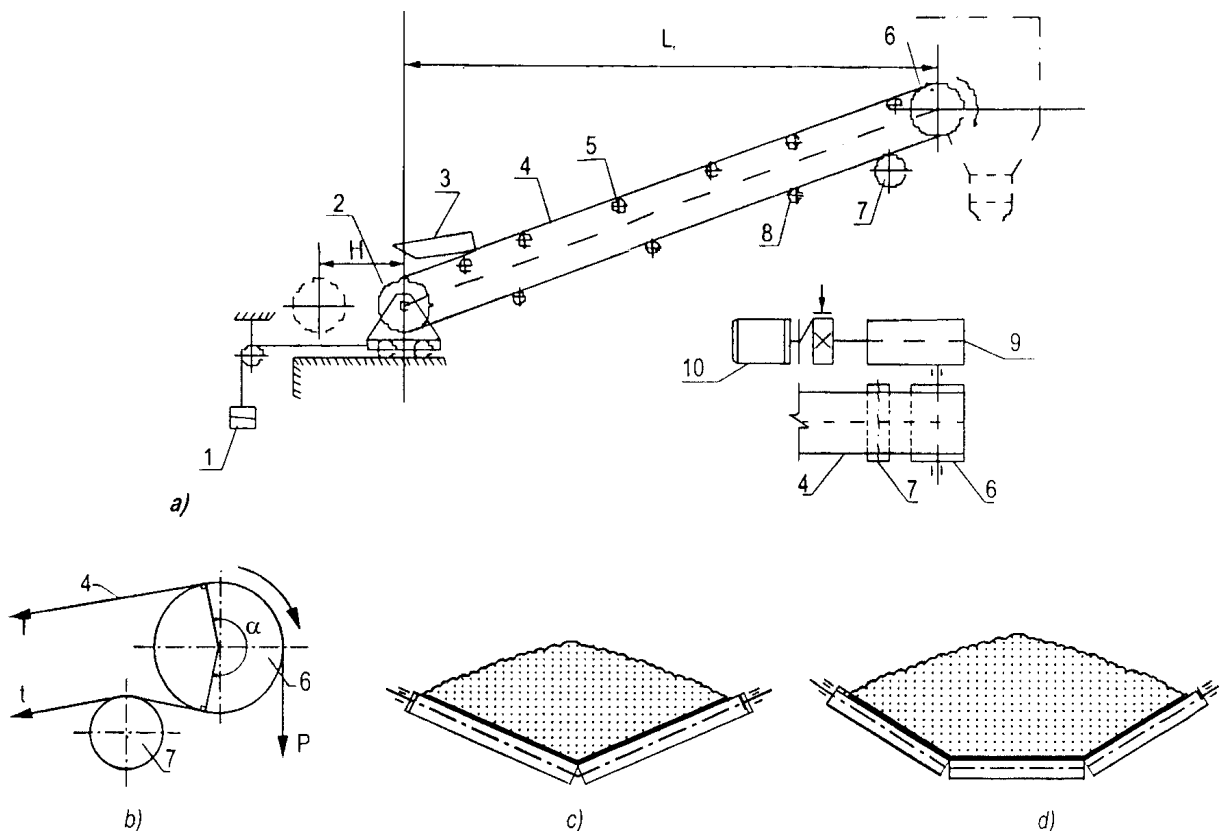
Trong đó, băng lòng máng và băng chữ V có ưu điểm: Làm tăng khả năng chứa vật liệu của băng, đồng thời đảm bảo cho vật liệu không hoặc ít bị rơi vãi sang hai bên cạnh

băng trong quá trình vận chuyển nên cho năng suất cao hơn so với băng phẳng có cùng chiều rộng băng. Vì vậy, chúng được sử dụng rộng rãi hơn. Tuy nhiên, nếu muốn vận chuyển người thì phải dùng băng phẳng, trên băng có gắn các bậc thang.

3.2.2. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của băng tải

Hình 3.1a là sơ đồ cấu tạo chung của băng tải được đặt cố định và nghiêng so với mặt đất.

Các bộ phận chính của băng tải gồm: Dải băng số 4 được vòng qua tang chủ động số 6 và tang căng băng (hay tang bị động) số 2. Tang này được đặt trên các bánh xe và có thể tự động di chuyển sang trái một đoạn là H dưới tác dụng trọng lượng của đối trọng số 1 mỗi khi băng bị chùng. Nhờ vậy, dải băng số 4 luôn luôn được giữ ở trạng thái căng tự động để đảm bảo đủ lực ma sát giữa băng và tang chủ động trong khi làm việc. Nếu lực ma sát này nhỏ thì băng sẽ bị trượt trên tang chủ động.



Hình 3.1. Sơ đồ cấu tạo băng tải

Ngoài ra, có thể dùng cơ cấu vít - đai ốc để căng băng. Vít này được lắp với trục của tang căng băng số 2. Các con lăn 5 để đỡ nhánh băng có tải (nhánh căng), giúp cho băng không bị chùng, đồng thời giữ cho vật liệu không bị rơi vãi sang hai bên của băng trong khi vận chuyển, góp phần tăng năng suất của băng tải. Để thỏa mãn điều đó, người ta thường bố trí các con lăn số 5 theo hai phương pháp sau:

- Dùng hai con lăn đỡ băng để tạo ra tiết diện ngang của băng có dạng hình chữ V (hình 3.1c);

- Dùng ba con lăn đỡ băng để tạo ra băng có tiết diện ngang hình thang (hình lòng máng) (hình 3.1d).

Con lăn số 7, ngoài tác dụng đỡ nhánh băng không tải như các con lăn số 8, nó còn làm tăng góc ôm của băng trên tang chủ động (xem hình 3.1b), tức là tăng lực ma sát giữa băng và tang chủ động số 6. Nhờ có lực ma sát này mà khi tang 6 quay, băng sẽ được kéo chuyển động theo để vận chuyển vật liệu. Vật liệu được nạp xuống băng qua phễu số 3, di chuyển cùng với băng và được đổ xuống khỏi băng ở đầu mút phía trên của băng tải (phía tang chủ động).

Tang chủ động số 6 nhận được chuyển động quay từ động bởi động cơ điện số 10 qua hộp giảm tốc số 9.

Cũng giống như truyền động đai, để băng không bị trượt trên tang chủ động trong khi vận chuyển vật liệu thì lực căng S_2 của băng trên nhánh căng (nhánh chứa vật liệu) và lực căng S_1 trên nhánh chùng (xem hình 3.1b) phải thỏa mãn điều kiện Ole:

$$S_2 = S_1 \cdot e^{f \cdot \alpha} \quad (3-1)$$

trong đó: S_1 - lực căng của nhánh chùng (nhánh không tải);

e - hệ số logarit tự nhiên;

f - hệ số ma sát giữa băng và tang chủ động;

α - góc ôm của băng trên tang chủ động, (radian).

Lực kéo tiếp tuyến (hay lực vòng) của tang chủ động được xác định theo công thức:

$$P_k = S_2 - S_1 = S_2 \left(1 - \frac{1}{e^{f \cdot \alpha}}\right) \quad (3.2)$$

Nhìn vào công thức (3.2), ta thấy lực kéo của tang chủ động tỷ lệ thuận với lực căng của nhánh băng có tải S_2 , hệ số ma sát f và góc ôm α giữa băng và tang chủ động.

3.2.3. Xác định năng suất kỹ thuật của băng tải

$$Q = 3600 F v \gamma, \text{ t/h} \quad (3-3)$$

trong đó:

F - diện tích tiết diện ngang của dòng vật liệu ở trên băng, m^2 . Cách xác định diện tích F xin tham khảo trong tài liệu tham khảo [1].

Với băng phẳng: $F = 0,045 B^2 \cdot k$

Với băng hình lòng máng: $F = 0,045 B^2 (k + 1)$;

trong đó: B - chiều rộng băng.

γ - trọng lượng riêng của vật liệu được vận chuyển, t/m^3 ;

k - hệ số kể đến ảnh hưởng do độ nghiêng của băng tải đến năng suất. Giá trị của k được chọn theo góc nghiêng β của băng tải:

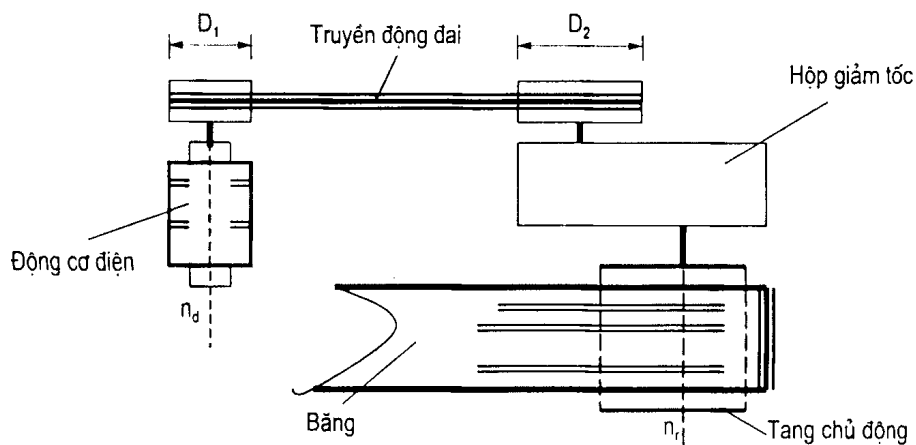
β : 0 - 10^0 10^0 - 15^0 15^0 - 20^0 20^0 - 30^0

k : 1,0 0,95 0,90 0,85

v - vận tốc di chuyển của vật liệu trên băng, m/s.

VÍ DỤ THỨ SÁU (Thực hành tính toán băng tải)

Cho sơ đồ cơ cấu dẫn động tang chủ động của băng tải như hình vẽ dưới đây.



Biết:

- Góc ôm của băng trên tang chủ động: $\alpha = 210^0$
- Lực căng của nhánh cuốn (nhánh căng) của băng: $S_2 = 17000N$
- Vận tốc di chuyển của băng: $v = 0,5m/s$
- Đường kính các bánh đai: $D_1 = 100 \text{ mm}$; $D_2 = 200 \text{ mm}$.
- Đường kính tang chủ động $D = 200 \text{ mm}$. Bỏ qua chiều dày băng; Tang được chế tạo bằng gang.
- Tỷ số truyền của hộp giảm tốc: $i_h = 10$
- Hiệu suất chung của cơ cấu: $\eta = 0,85$;
- Hệ số dự trữ công suất: $k = 1,25$, độ ẩm rất cao.
- Băng lòng máng (băng hình thang) có chiều rộng của băng $700mm$;
- Góc nghiêng của băng tải so với phương ngang: 20^0 ;
- Khối lượng riêng của vật liệu được vận chuyển trên băng: $\gamma = 1,2 t/m^3$.

- Chế độ làm việc trung bình: CD = 25% với độ ẩm cao.

1. Tính chọn động cơ điện dẫn động cho băng tải.
2. Tính năng suất kỹ thuật của băng tải.

Bài giải:

1. Tính chọn động cơ dẫn động băng tải

a) Tính công suất của động cơ dẫn động băng tải.

Công suất động cơ điện được xác định theo công thức:

$$N = \frac{P.v.k}{1000.\eta} \text{,kW} \quad (\text{D6-1})$$

trong đó:

k - hệ số dự trữ công suất của động cơ; Theo đề bài: k = 1,25.

P - lực kéo cần thiết của tang chủ động, được xác định theo công thức:

$$P = S_2 \left(1 - \frac{1}{e^{f\alpha}}\right) \quad (\text{D6-2})$$

Ở đây:

S_2 - lực căng của nhánh cuốn, theo đề bài: $S_2 = 17000\text{N}$;

α - góc ôm của băng trên tang chủ động;

f - hệ số ma sát của băng và tang chủ động.

Theo đầu bài với $\alpha = 210^\circ$, tang bằng gang, độ ẩm rất cao tra bảng 3.1, ta có: $e^{f\alpha} = 1,44$.

Bảng 3.1. Giá trị $e^{f\alpha}$ với các góc ôm α khác nhau

Loại tang chủ động và điều kiện làm việc	Giá trị $e^{f\alpha}$ với các góc ôm α , (độ)			
	180°	210°	240°	300°
Tang gang hoặc thép, độ ẩm rất cao	1,37	1,44	1,52	1,69
Tang bọc gỗ hoặc cao su, độ ẩm rất cao	1,60	1,73	1,87	2,19
Tang gang hoặc thép, độ ẩm tương đối cao	1,87	2,06	2,31	2,85
Tang gang hoặc thép, khô	2,56	3,00	3,51	4,81
Tang bọc gỗ, khô	3,00	3,61	4,33	6,25
Tang bọc cao su, khô	3,51	4,33	5,34	8,12

Thay các số liệu trên vào công thức (D6-2), ta được:

$$P = 17000 \left(1 - \frac{1}{1,44}\right) = 5100\text{N}$$

v - vận tốc vận chuyển của băng tải, $v = 1,0\text{m/s}$;

η - hiệu suất truyền động của băng tải, $\eta = 0,85$.

Thay các giá trị của P , v và η vào công thức (D6-1) ta xác định được công suất động cơ dẫn động cho băng tải :

$$N = \frac{5100 \times 1,0 \times 1,25}{1000 \times 0,85} = 7,5\text{kW}$$

b) *Xác định tốc độ quay của động cơ*

Xuất phát từ công thức xác định vận tốc vận chuyển của băng:

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{\text{tang}}}{60} = \frac{\pi \cdot D \cdot n_d}{60 \cdot i}$$

Suy ra:
$$n_d = \frac{60 \cdot i \cdot v}{\pi \cdot D} \quad (\text{D6-3})$$

Trong đó:

n_d - tốc độ quay của động cơ;

v - vận tốc vận chuyển của băng, theo đầu bài, $v = 1,0\text{m/s}$;

D - đường kính của tang chủ động, $D = 200\text{mm} = 0,2\text{m}$ (bỏ qua chiều dày của băng tải).

i - tỷ số truyền chung của hệ thống truyền động cơ đến tang chủ động.

$$i = i_{\text{dai}} \cdot i_h = \frac{D_2}{D_1} i_h = \frac{200}{100} \cdot 10 = 20$$

Thay các giá trị trên vào công thức (D6-3) ta có :

$$n_d = \frac{60 \times 20 \times 1,0}{3,14 \times 0,2} = 955,4 \text{ vòng/phút}$$

Theo bảng 1.2, với $CD = 25\%$ ta chọn động cơ điện nhãn hiệu 4AC.1326Y3 có: công suất $N_d = 7,5\text{kW}$ và tốc độ quay $n_d = 1000$ vòng/ phút.

2) *Xác định năng suất của băng tải*

Năng suất kỹ thuật của băng tải được xác định theo công thức sau;

$$Q = 3600F \cdot v \cdot \gamma; \text{ t/h} \quad (\text{D6-4})$$

Trong đó:

F - diện tích tiết diện ngang của dòng vật liệu trên băng, m^2 ;

Với băng lòng máng:

$$F = 0,045B^2(k + 1)$$

Theo đầu bài: $B = 700\text{mm} = 0,7\text{m}$ - chiều rộng của băng.

k - hệ số kể đến ảnh hưởng do góc nghiêng của băng tải so với phương ngang. Khi $\alpha = 20^\circ$ thì $k = 0,9$;

γ - khối lượng riêng của vật liệu được vận chuyển trên băng, theo đầu bài $\gamma = 1,2 \text{ t/m}^3$;

v - vận tốc di chuyển của băng, theo đầu bài $v = 1\text{m/s}$.

Thay các số liệu trên vào công thức (D6-4), ta có:

$$Q = 162B^2.v.(k + 1) \quad (\text{D6-5})$$

$$Q = 162 \times 0,7^2 \times 1 \times 1,2 \times (0,9 + 1) = 181, \text{ t/h.}$$

Từ công thức (D6-5) ta thấy, nếu biết trước năng suất Q của băng tải lòng máng và loại vật liệu cần vận chuyển thì ta có thể xác định được chiều rộng của băng lòng máng theo công thức:

$$B = \sqrt{\frac{Q}{162.\gamma.v.(k + 1)}} \quad (\text{D6-6})$$

Trong đó: v - vận tốc vận chuyển của băng tải, m/s;

Có thể chọn sơ bộ vận tốc vận chuyển của băng tải theo loại vật liệu cần vận chuyển như sau:

Với sỏi, đá dăm: $v = 1,5\text{m/s}$; xỉ $v = 0,5 \div 1,0\text{m/s}$.

Với xỉ măng, bột thạch cao, bột phấn: $v = 0,8 \div 1,0\text{m/s}$;

Với cát hoặc đất tơi: $v = 1 \div 1,25\text{m/s}$.

3.3. VÍT TẢI

Vít tải dùng để vận chuyển vật liệu rời, có độ hạt trung bình và nhỏ hoặc có dạng bột mịn theo phương ngang hoặc nghiêng so với mặt đất một góc $\alpha \leq 20^\circ$ với cự ly tới $30 \div 40$ là hợp lý.

3.3.1. Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của vít tải

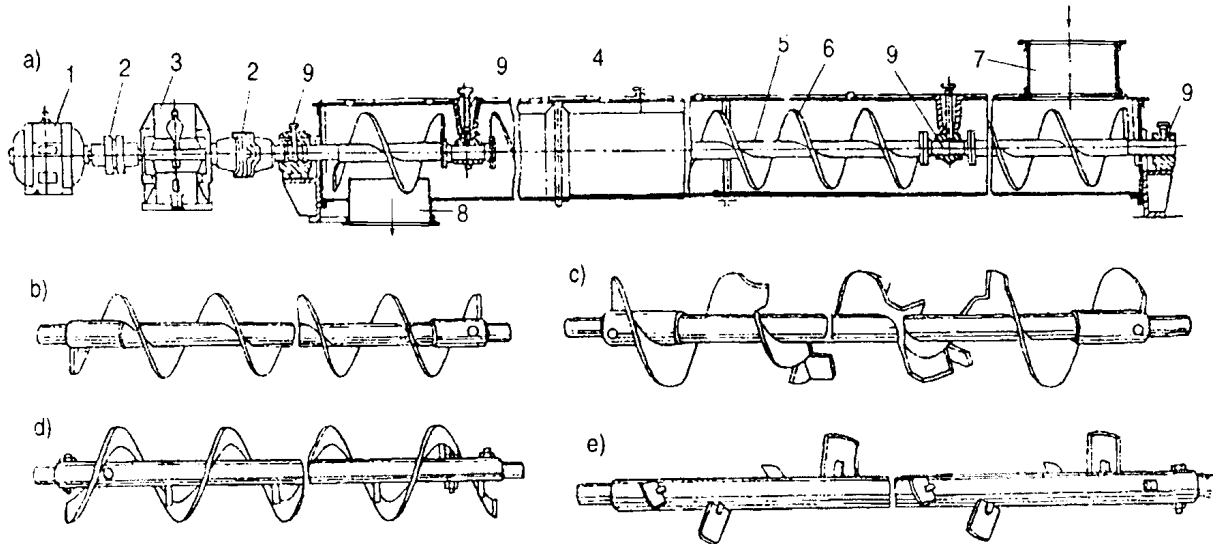
Sơ đồ cấu tạo chung của vít tải được thể hiện trên hình 3.2a.

Khi động cơ điện số 1 quay, qua khớp nối trục 2 và hộp giảm tốc số 3, mômen quay của động cơ được tăng lên và truyền tới trục số 5, trên đó có lắp cánh vít số 6 làm cho trục này và các cánh vít quay theo để cuốn và đẩy vật liệu di chuyển dọc theo ống số 4 từ cửa nạp số 7 đến cửa xả số 8. Trong khi quay, trục và cánh vít được đỡ bởi các ổ đỡ số 9.

Phụ thuộc vào các loại vật liệu cần phải vận chuyển mà người ta dùng trục và cánh vít có kết cấu khác nhau, được thể hiện trên hình 3.2.

Hình 3.2b và hình 3.2c là trục và cánh vít liền hoặc còn gọi là trục và cánh vít kín (giữa trục và cánh vít không có khe hở). Loại này được dùng để vận chuyển các loại vật liệu có độ hạt mịn như: Xi măng, bột thạch cao, bột phấn...

Loại trục và cánh vít hở (hình 3.2d) và loại trục và cánh vít có dạng lá như lưới xẻng (hình 3.3e) để vận chuyển vật liệu có độ hạt trung bình như đá dăm, sỏi... hoặc cũng có thể được dùng để vận chuyển bê tông trong phạm vi công trường, trong phạm vi nhà máy. Dùng vít tải để vận chuyển bê tông sẽ có ưu điểm: Trong khi vận chuyển, bê tông vẫn được nhào trộn nên không bị phân tầng.



Hình 3.2. Sơ đồ cấu tạo vít tải.

L- động cơ điện; 2- khớp nối trục; 3- hộp giảm tốc; 4- ống chứa vật liệu; 5- trục; 6- cánh vít; 7- cửa nạp; 8- cửa xả vật liệu; 9- ổ đỡ trục cánh vít.

3.3.2. Xác định năng suất kĩ thuật của vít tải

$$Q = 3600Fv \gamma k_d, \quad \text{t/h} \quad (3-4)$$

trong đó:

γ - trọng lượng riêng của vật liệu được vận chuyển, t/m^3 ;

k_d - hệ số kể đến ảnh hưởng do góc nghiêng β của vít tải đến năng suất:

β :	0°	5°	10°	15°	20°
k_d :	1,0	0,90	0,80	0,70	0,65

F - diện tích tiết diện ngang của dòng vật liệu ở trong ống m^2 , được xác định theo công thức:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} k \quad (3-5)$$

D - đường kính trong của ống chứa vật liệu, m;

k - hệ số kể đến mức độ điền đầy vật liệu trong ống, thường: $k = 0,25 - 0,45$

v - vận tốc di chuyển của vật liệu trong ống, m/s, được xác định theo công thức:

$$v = \frac{t.n}{60} \quad (3-6)$$

t - bước cánh vít, m;

n - tốc độ quay của trục mang cánh vít, vòng/phút;

$$n = \frac{n_d}{i}$$

n_d - tốc độ quay của trục động cơ, vòng/phút.

i - tỷ số truyền của hộp giảm tốc.

Chương 4

MÁY VÀ THIẾT BỊ NÂNG

4.1. KHÁI NIỆM CHUNG

4.1.1. Công dụng

Máy và thiết bị nâng được dùng để nâng vật liệu, hàng hóa và người lên theo phương thẳng đứng, đôi khi còn được dùng để di chuyển vật theo phương ngang nhưng ở cự ly ngắn (trong phạm vi nhà máy hoặc công trường). Ví dụ: Các loại cầu trục, cổng trục...

Trong thực tế, máy và thiết bị nâng được sử dụng rộng rãi trong tất cả các lĩnh vực xây dựng cơ bản như: Xây dựng dân dụng, công nghiệp, xây dựng cầu đường, các nhà máy thủy điện, xây dựng cảng, công trình ngoài biển... để nâng - chuyển vật liệu xây dựng và lắp ráp các cấu kiện xây dựng. Ngoài ra, máy nâng còn được dùng bốc xếp hàng hóa ở các bến cảng, các nhà ga, các kho bãi, lắp ráp các máy móc thiết bị trong ngành chế tạo máy, giao thông, khai thác mỏ và nhiều lĩnh vực khác trong nền kinh tế quốc dân.

4.1.2. Phân loại

Dựa vào kết cấu và công dụng, máy và thiết bị nâng được chia thành ba nhóm chính:

a) *Thiết bị nâng đơn giản* là loại chỉ có một cơ cấu nâng hạ vật theo phương thẳng đứng như: Kịch, tời, palăng. Trong đó Palăng được treo cố định ở trên cao để nâng vật hoặc làm một cơ cấu của máy nâng phức tạp (ví dụ: Cơ cấu nâng của cần trục cầu).

b) *Thang nâng xây dựng*, được đặt cố định tại một chỗ để nâng hạ vật. Hàng và người tham gia xây dựng công trình được để trên bàn nâng hoặc trong ca bin. Vì vậy, thang nâng thường có hai loại là thang nâng chở hàng và thang nâng chở hàng và người (còn gọi là thang máy thi công).

c) *Cần trục*: Đây là loại điển hình của máy nâng, đang được sử dụng rất phổ biến. Cần trục là loại máy nâng phức tạp.

Tùy theo kết cấu và công dụng, cần trục được chia thành:

- Cần trục tháp được dùng để vận chuyển vật liệu và lắp ráp các cấu kiện xây dựng trong khi xây dựng nhà cao tầng với không gian phục vụ rộng.

- Cần trục tự hành vận năng là cần trục kiểu cần và di động linh hoạt, cơ động. Chúng có thể phục vụ trong miền bất kì. Ngoài thiết bị cần trục, trên máy cơ sở của cần trục tự hành vận năng còn có thể lắp nhiều thiết bị làm việc khác như các thiết bị làm việc của máy đào một gầu, thiết bị đóng (hạ) cọc, thiết bị khoan...

- Cần trục cột kiểu cần cố định mà điển hình là cần trục cột buồm. Nó được dùng để nâng hạ và vận chuyển hàng trong miền diện tích bao của cần trục.

- Cần trục kiểu cầu được dùng để nâng hạ, vận chuyển vật liệu và lắp ráp cấu kiện trong miền có hình chữ nhật. Chúng gồm các loại sau:

+ *Cần trục cầu* (gọi tắt là cầu trục) thường được dùng trong các nhà máy để xếp dỡ và lắp ráp các cấu kiện xây dựng cũng như các thiết bị máy móc khác. Sau khi công trình xây dựng hoàn thành, cần trục cầu có thể tiếp tục được sử dụng trong việc khai thác các công trình đó.

Bộ phận chính của cần trục cầu là dàn cầu với cơ cấu di chuyển bằng bánh sắt trên đường ray. Ray đó được đặt trên hai hàng vai cột bê tông cốt thép dọc nhà máy. Trên dàn cầu, có Palăng nâng hạ vật. Palăng này được đặt trên xe con di động dọc theo dàn cầu. Như vậy, vật nâng có thể di động cùng với xe con theo chiều ngang nhà máy; đồng thời xe con mang vật nâng lại di động cùng với cầu trục dọc nhà máy.

- *Cần trục cổng* (gọi tắt là cổng trục) được dùng để xếp dỡ hàng trong các kho, bãi trong các nhà máy bê tông đúc sẵn, để lắp ráp các cấu kiện khi xây dựng các nhà máy thủy điện, các công trình cầu...

Kết cấu thép của cổng trục gồm có hai bộ phận chính: Dàn cầu và chân cổng.

Dàn cầu trục được đặt trên hai chân cổng, hai chân cổng này di chuyển trên hai đường ray. Trên dàn cầu có xe con nâng hạ vật; Xe con đó có thể di chuyển dọc theo dàn cầu nhờ tời và cáp kéo. Đồng thời xe con cũng di chuyển cùng cổng trục.

- *Cần trục cáp*: Được dùng để vận chuyển vật liệu xây dựng qua thung lũng, lên đỉnh núi cao, qua sông, suối.

Bộ phận chính của cần trục cáp là hai tháp có kết cấu ống hoặc dàn không gian và cáp treo được nối với đầu của hai tháp. Khoảng cách trung bình giữa hai tháp thường từ 400 ÷ 500, có thể lên đến 1000m.

Cáp treo của cần trục cáp là loại cáp thép chuyên dùng được bao bọc một lớp vỏ đặc biệt để cáp có bề mặt nhẵn, tròn đều và không rỉ, đảm bảo cho xe con mang vật nâng (hoặc cabin chở người) có thể di chuyển dễ dàng trên cáp. Hiện nay, ở nước ta đã sử dụng cáp treo để vận chuyển người từ chân núi lên đỉnh núi cao như ở Yên Tử, Chùa Hương Tích, Đà Nẵng...

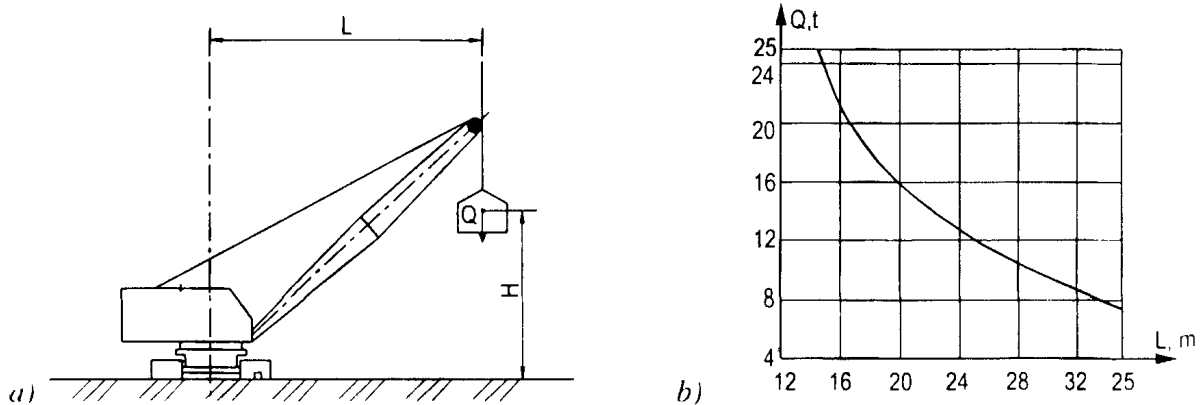
4.1.3. Các thông số cơ bản của máy nâng

Thông số cơ bản nhất của máy nâng là tải trọng nâng Q . Đó là trọng lượng lớn nhất cho phép của vật nâng (kể cả trọng lượng bản thân thiết bị mang vật) mà máy nâng có thể nâng được.

Ngoài ra, máy nâng còn có các thông số hình học cơ bản như: Chiều cao nâng H , tầm với L (đối với cần trục kiểu cần); khẩu độ của dầm cầu (đối với cần trục kiểu cầu) và các thông số động học như: Tốc độ nâng hạ vật, tốc độ quay, tốc độ di chuyển cần trục, di chuyển xe con, tốc độ thay đổi tầm với.

Riêng đối với cần trục kiểu cần:

Tầm với L là khoảng cách đo theo phương ngang từ trọng tâm của vật nâng đến tâm quay của cần trục. Chiều cao nâng H là khoảng cách từ trọng tâm của vật đến mặt đất, (xem hình 4.1a).



Hình 4.1. Các thông số cơ bản và đường đặc tính tải trọng của cần trục kiểu cần.

Mômen tải trọng là tích số giữa tải trọng nâng Q và tầm với L của cần trục:

$$M = Q.L, (Tm)$$

Một số cần trục kiểu cần có mômen tải trọng không đổi thì tải trọng nâng sẽ thay đổi theo tầm với và tỷ lệ nghịch với tầm với.

Đồ thị biểu diễn quan hệ giữa tải trọng nâng và tầm với là đường đặc tính tải trọng của cần trục. Khi mômen tải trọng M không đổi thì đường đặc tính tải trọng của cần trục kiểu cần có dạng là đường Hypecbol (xem hình 4.1b), được xây dựng từ phương trình:

$$Q_i = \frac{M}{L_i}$$

Khi sử dụng cần trục, phải tuân thủ nghiêm ngặt đường tải trọng này. Ví dụ: Muốn nâng vật có trọng lượng $Q = 16$ tấn thì tốt nhất nên cho cần trục làm việc ở tầm với $L = 20m$. Nếu làm việc ở tầm với $L_1 < 20m$ thì rất an toàn nhưng không phát huy hết khả năng của cần trục, ảnh hưởng đến năng suất của nó. Tuyệt đối không cho phép cần trục

nâng vật có trọng lượng $Q = 16$ tấn khi tầm với của nó $L_2 > 20m$ vì như vậy cần trục sẽ bị mất ổn định.

4.2. THIẾT BỊ NÂNG ĐƠN GIẢN

4.2.1. Các loại kích

4.2.1.1. Công dụng và phân loại

Kích thuộc nhóm máy nâng đơn giản thường được dùng để nâng vật có trọng lượng lớn nhưng chiều cao nâng nhỏ.

Dựa vào cấu tạo và nguyên lý làm việc, kích được phân thành ba loại:

Kích thuỷ lực, kích vít và kích thanh răng.

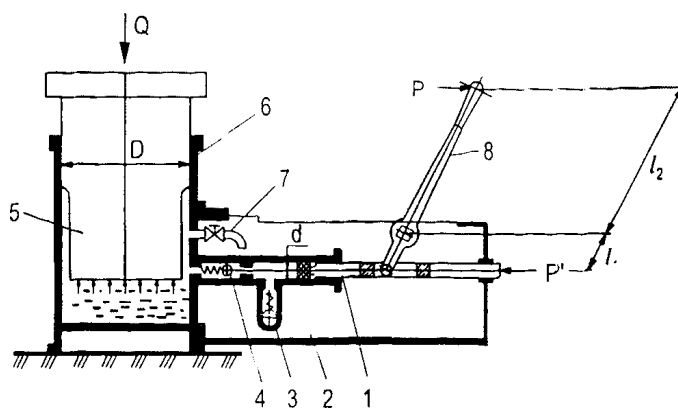
Trong đó kích thuỷ lực nâng được vật có trọng lượng lớn nhất; kích vít có cấu tạo gọn nhẹ và có khả năng tự hãm. Bởi vậy, kích thuỷ lực và kích vít được sử dụng phổ biến hơn.

Kích thanh răng tuy có chiều cao nâng lớn hơn song có cấu tạo phức tạp vì phải dùng cơ cấu hãm nên ít được sử dụng trong thực tế.

4.2.1.2. Kích thuỷ lực

a) Cấu tạo của kích:

Sơ đồ cấu tạo của kích thuỷ lực được thể hiện trên hình 4.2.



Hình 4.2. Sơ đồ cấu tạo kích thuỷ lực:

- 1- Bơm dầu kiểu xi lanh - pittông; 2 - Thùng chứa dầu; 3, 4 - Van bi một chiều;
5 - Pittông kích; 6 - Xilanh kích; 7 - Khoả dầu; 8 - Tay kích (tay quay);

b) Nguyên lý làm việc của kích thuỷ lực:

Khi lắc tay kích số 8 sang trái (ngược chiều kim đồng hồ), pittông số 1 của bơm dầu tịnh tiến sang phải tạo ra chân không trong xilanh bơm dầu. Khi đó van bi số 3 mở ra, van số 4 đóng. Dầu từ thùng dầu số 2 qua van 3 vào trong xi lanh bơm dầu. Tiếp theo, lắc tay kích sang phải (thuận chiều kim đồng hồ), pittông số 1 tịnh tiến sang trái. Lúc này van 3 đóng và van 4 mở. Dầu từ xilanh bơm dầu qua van 4 vào xilanh kích số 6, đẩy pittông số 5 đi lên và nâng vật lên.

Muốn hạ vật, mở khoá số 7, xilanh kích số 6 được thông với ngoài trời, áp suất dầu trong xilanh 6 giảm xuống cân bằng với áp suất khí quyển. Dưới tác dụng trọng lượng của vật nâng, pittông số 5 từ từ đi xuống và hạ vật xuống. Dầu trong xilanh 6 đi qua khoá số 7 trở về thùng chứa số 2.

c) *Xác định lực tác dụng lên tay kích.*

Để xác định lực P tác dụng lên tay kích, ta dựa vào sự cân bằng áp suất của dầu trong xilanh bơm dầu p_1 và áp suất p_2 của dầu trong xilanh kích số 6.

$$p_1 = p_2 \rightarrow \frac{P'}{\frac{\pi d^2}{4}} = \frac{Q}{\frac{\pi D^2}{4}} \rightarrow P' = Q \frac{d^2}{D^2} \quad (4-1)$$

trong đó:

P' - lực đẩy pittông số 1 chuyển động tịnh tiến, có phương trùng với đường tâm của pittông;

Q - trọng lượng của vật cần nâng;

d - đường kính trong của xilanh bơm dầu;

D - đường kính trong của xilanh kích.

Giữa lực P tác dụng vào tay kích và lực P' tác dụng trực tiếp vào tâm của pittông bơm dầu có quan hệ với nhau qua phương trình cân bằng mômen (xem hình 4.1):

$$P l_2 = P' l_1 \rightarrow P = P' \frac{l_1}{l_2} \quad (4-2)$$

Thay P' từ công thức (4-1) vào công thức (4-2), ta được:

$$P = Q \frac{d^2}{D^2} \frac{l_1}{l_2} \quad (4-2a)$$

Trong công thức (4-2a), ta chưa kể đến ma sát giữa các bộ phận của kích cũng như sự rò rỉ dầu trong quá trình làm việc. Nếu kể đến ảnh hưởng của các yếu tố đó thì lực thực tế tác dụng lên tay kích được xác định theo công thức

$$P_t = \frac{P}{\eta} = Q \frac{d^2}{D^2} \frac{l_1}{l_2} \frac{1}{\eta} \quad (4-3)$$

trong đó: η - hiệu suất của kích.

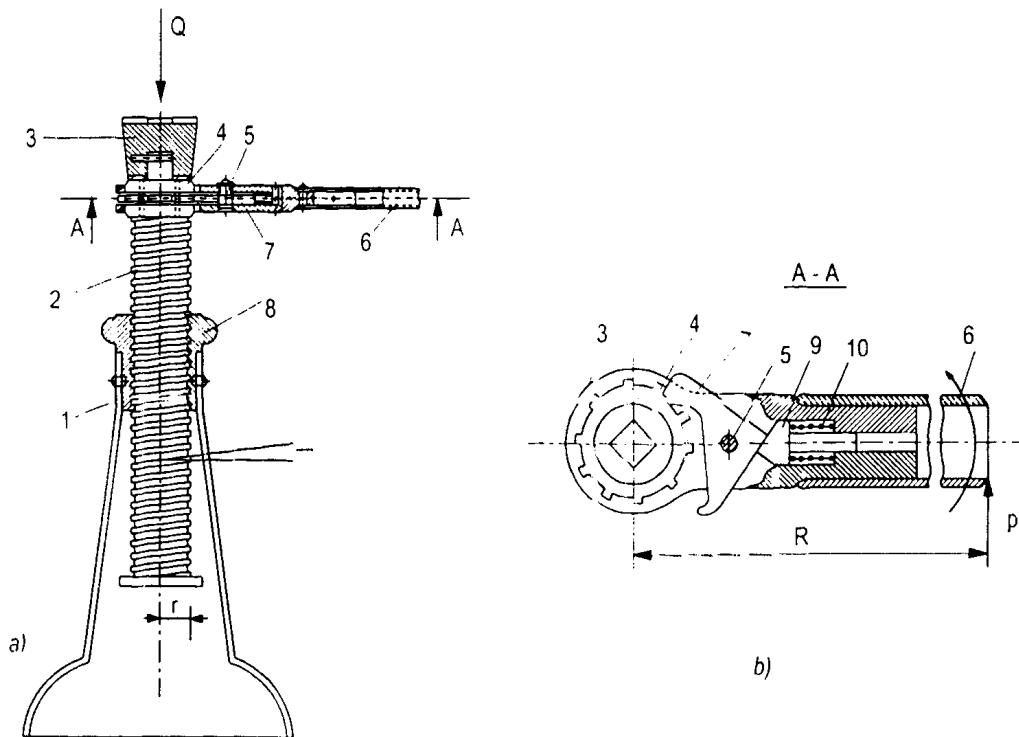
Ngoài việc dẫn động bằng tay như loại kích trình bày ở trên, kích thuỷ lực còn được dẫn động bằng bơm thuỷ lực hoặc trạm bơm thuỷ lực. Loại kích này có thể nâng được những vật có trọng lượng rất lớn, đến 500 tấn hoặc lớn hơn nữa như các nhịp cầu, các lò cao, các sàn nhà bê tông cốt thép của các tầng nhà.

4.2.1.3. Kịch vít

a) Cấu tạo của kịch vít (hình 4.3):

Thân kịch số 1, trục vít số 2, được chế tạo ren bao quanh mặt trụ của trục. Trục này được liên kết bằng ren với đai ốc số 8, lắp cố định với thân kịch. Tay quay số 6 để điều khiển kịch.

Nhìn vào hình 4.3b ta thấy: Ngâm số 7 được lắp với đầu tay quay bằng chốt số 5. Ngâm số 7 ăn khớp với bánh răng 4, được lắp với đầu trục vít bằng then (hoặc đầu trục vít có hình vuông). Mũi số 3 trực tiếp chịu trọng lượng của vật nâng, được lắp trơn với đầu trục vít và không quay cùng trục vít khi làm việc.



Hình 4.3. Kịch vít

b) Nguyên lý làm việc của kịch vít như sau:

Muốn nâng (hoặc hạ) vật, chỉ việc quay tay quay số 6, qua cơ cấu ngâm số 7 và bánh răng số 4, làm trục vít số 2 quay theo. Nhờ được liên kết bằng ren với đai ốc 8 nên khi quay, trục vít 2 đồng thời chuyển động tịnh tiến. Tùy theo chiều quay của tay quay mà trục vít tịnh tiến đi lên để nâng hoặc đi xuống để hạ vật. Ngâm số 7 được giữ ở vị trí cố định (khi ngừng ngoại lực tác dụng vào tay quay) là nhờ lò xo 10 và chi tiết định vị số 9.

Kịch vít có ưu điểm so với kịch thanh răng và kịch thủy lực là: Nó có kết cấu gọn, nhẹ và có khả năng tự hãm. Điều kiện tự hãm của kịch vít:

$$\operatorname{tg} \lambda < \operatorname{tg} \rho \quad (4-4)$$

Hay: $\operatorname{tg} \lambda < f$ (4-4a)

Trong đó:

λ - góc nâng của ren trục vít;

ρ - góc ma sát trong của vật liệu được dùng để chế tạo trục vít;

f - hệ số ma sát;

Tuy nhiên, kích vít có hiệu suất thấp hơn so với các loại kích khác.

c) *Xác định lực tác dụng vào tay quay:*

Theo tài liệu tham khảo [1], ta có thể xác định lực tác dụng vào tay quay như sau:

* Khi nâng vật:

Lực cần thiết tác dụng lên tay quay:

$$P_n = \frac{rQ \operatorname{tg}(\rho + \lambda)}{R} \quad (4-5)$$

* Khi hạ vật:

$$P_h = \frac{rQ \operatorname{tg}(\rho - \lambda)}{R} \quad (4-6)$$

trong đó: Q - trọng lượng vật nâng;

r - bán kính trung bình của ren vít;

R - chiều dài tay quay.

4.2.2. Các loại tời xây dựng

4.2.2.1. Công dụng và phân loại tời

a) Công dụng

Tời xây dựng được dùng phổ biến để nâng hạ các cấu kiện xây dựng và các thiết bị máy móc khác theo phương đứng. Ngoài ra, nó còn được dùng để kéo xe con mang vật nâng di chuyển theo phương ngang. Tời thường được sử dụng kết hợp với palăng cáp để tạo thành một cơ cấu của các loại cần trục, thang nâng và các loại máy xây dựng có truyền động cáp.

b) Phân loại:

* Tùy theo nguồn động lực dẫn động cho tời, có:

- Tời dẫn động tay (gọi tắt là tời tay).

- Tời dẫn động bằng động cơ (gọi tắt là tời máy).

* Tùy theo công dụng, có:

- Tời nâng để nâng hạ vật - loại này được dùng phổ biến.

- Tời kéo xe con để di chuyển vật theo phương ngang.

* Tùy theo số tang trong tời có:

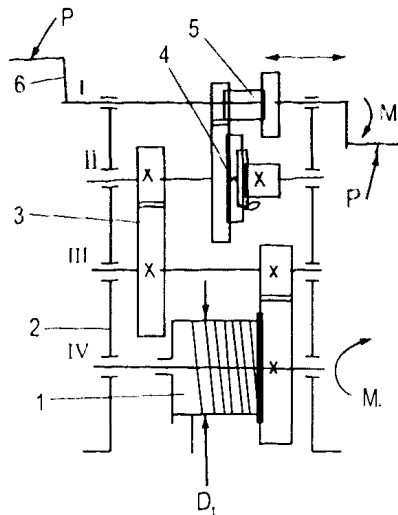
- Tời nâng một tang.
- Tời nhiều tang.
- Tời với tang ma sát.

4.2.2.2. Tời dẫn động tay (tời tay)

Sơ đồ tời tay như hình 4.4a.

Cụm bánh răng số 5 (gồm có hai bánh răng với đường kính khác nhau) có thể di chuyển dọc trục. Nó vừa để truyền mômen vừa để thay đổi tỷ số truyền từ trục I sang trục II tức là thay đổi mômen quay và tốc độ quay của tang.

Cụm bánh răng số 4 cũng gồm có hai bánh răng với đường kính khác nhau. Khi nâng vật nặng, cần có tỷ số truyền lớn thì cho bánh răng nhỏ của cụm bánh răng số 5 vào ăn khớp với bánh răng lớn của cụm bánh răng số 4 (như hình 4.4a); khi nâng vật nhẹ thì cho bánh răng lớn của cụm bánh răng số 5 vào ăn khớp với bánh răng nhỏ của cụm bánh răng số 4, tỷ số truyền sẽ nhỏ hơn so với trường hợp trên. Do đó, làm tăng tốc độ nâng vật.



Hình 4.4a. Tời dẫn động tay

- 1- tang cuốn cáp; 2- giá tời; 3, 4, 5- các bánh răng để truyền chuyển động quay; 6- tay quay. I- trục dẫn động (lắp tay quay); II, III - các trục trung gian; IV- trục của tang.

Quan hệ giữa mômen trên trục tang M_t và mômen trên trục dẫn động (trục lắp tay quay) M_d được xác định theo công thức:

$$M_t = M_d \cdot i \cdot \eta \quad (4-7)$$

M_t - mômen trên trục tang, được xác định theo công thức:

$$M_t = \frac{S_c \cdot D}{2} \quad (4-8)$$

trong đó:

S_c - lực căng của cáp quấn vào tang;

D - đường kính vòng tròn đi qua tâm của lớp cáp ngoài cùng;

$$D = D_1 + (2m - 1)d_c \quad (4-9)$$

D_1 - đường kính ngoài của tang;

d_c - đường kính cáp;

m - số lớp cáp quấn trên tang.

M_d - mômen trên trục dẫn động, được xác định theo công thức:

$$M_d = k.n.P.l \quad (4-10)$$

n - số người đồng thời quay tay quay.

P - lực do một người tác dụng vào tay quay.

l - chiều dài tay quay.

k - hệ số kể đến sự làm việc không đều của mỗi người.

Khi $n = 1$ thì $k = 1$; khi $n = 2$ thì $k = 0,8$. Nếu 2 người quay, sinh lực đều nhau thì lấy $n = 1$.

i - tỷ số truyền chung của các bộ truyền bánh răng.

η - hiệu suất của tời.

Thay các công thức (4-8) và (4-10) vào phương trình (4-7), ta sẽ xác định được lực của mỗi người tác dụng vào tay quay:

$$\begin{aligned} \frac{S_c \cdot D}{2} &= k.n.P.l.i.\eta \\ \Rightarrow P &= \frac{S_c \cdot D}{2k.n.l.i.\eta} \end{aligned} \quad (4-11)$$

4.2.2.3. Tời dẫn động máy (còn gọi là tời điện)

a) Phân loại tời điện

Tời điện được dẫn động bằng động cơ. Tùy thuộc vào đặc điểm làm việc của động cơ và sự liên kết giữa tang cuốn cáp và động cơ mà tời điện được chia thành hai loại:

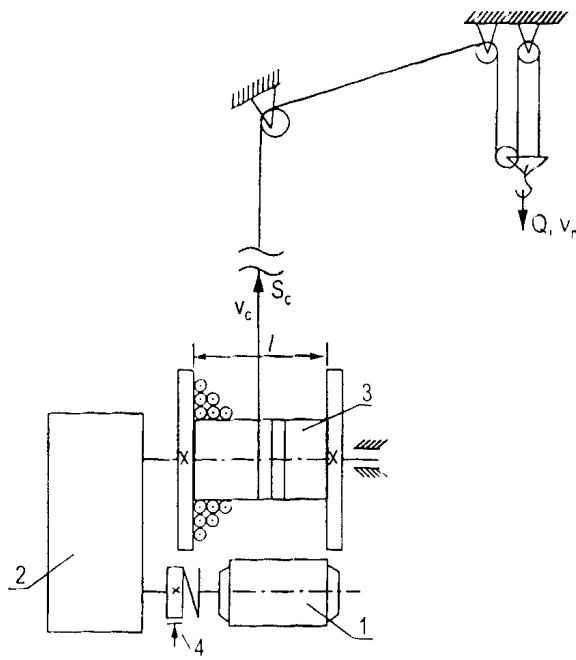
- Tời điện đảo chiều được dẫn động bởi động cơ điện xoay chiều. Động cơ này có thể đảo được chiều quay và được liên kết cứng với tang cuốn cáp qua hộp giảm tốc.

- Tời với ly hợp ma sát được dẫn động bởi động cơ chỉ quay một chiều (không đảo được chiều quay), thường là động cơ đốt trong. Động cơ này dẫn động cho nhiều tang. Mỗi tang được liên kết với động cơ bằng ly hợp ma sát. Khi đóng ly hợp, tang sẽ nhận được chuyển động quay từ động cơ để cuốn cáp nâng vật. Khi tách ly hợp, tang không được liên kết với động cơ nữa, lúc đó nhờ trọng lượng bản thân của vật nâng, tang sẽ quay

ngược lại, nhả cáp, hạ vật. Muốn điều chỉnh tốc độ hạ vật thì dùng phanh đai để điều chỉnh tốc độ quay của tang. Việc dừng và giữ vật tại vị trí nhất định trong một thời gian cần thiết được thực hiện nhờ cơ cấu dừng kiểu bánh cóc (như trong kích thanh răng).

b) Tời điện đảo chiều

Sơ đồ tời điện đảo chiều được thể hiện trên hình (4.4b). Tời điện đảo chiều thường được sử dụng kết hợp với palăng cáp tạo thành cơ cấu có thể nâng được vật với trọng lượng lớn. Nó cũng là cơ cấu của các loại cần trục, thang nâng và các máy xây dựng khác. Việc đảo chiều quay của tang 3 để cuốn hoặc nhả cáp nâng hạ vật, được thực hiện bằng cách đảo chiều quay của động cơ điện số 1, đây là động cơ điện xoay chiều. Phanh số 4 là phanh hai má thường đóng. Bánh phanh là nửa bị động của khớp đàn hồi nối trực động cơ với trục vào hộp giảm tốc. Hộp giảm tốc số 2 để tăng mômen quay của động cơ rồi truyền đến tang 3.



Hình 4.4b. Tời điện đảo chiều

Lực kéo của tời chính là lực căng của cáp cuốn vào tang, được xác định theo công thức:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{pl}^r} \quad (4-12)$$

trong đó:

a - bội suất của palăng cáp (đã được giới thiệu ở mục 1.4.6.2);

Q, q - trọng lượng vật nâng và của thiết bị mang vật.

η_{pa}, η_{pl}^r - hiệu suất của palăng và của các puly đối hướng cáp nằm ngoài palăng.

r - số puly đối hướng cáp nằm ngoài palăng. Ở hình 4.4b, ta có $r = 1$.

Công suất động cơ điện được xác định theo công thức:

$$N_{đ/c} = \frac{S_c \cdot v_c}{1000 \cdot \eta} \text{ (kW)} \quad (4-13)$$

Trong công thức (4-13):

S_c - lực căng của cáp cuốn vào tang, N;

η - hiệu suất chung của tời;

v_c - vận tốc của cáp cuốn vào tang, (m/s), được xác định theo công thức:

$$v_c = \frac{\pi D n_t}{60} = a v_n \quad (4-14)$$

D - đường kính vòng tròn đi qua tâm lớp cáp ngoài cùng, được xác định theo công thức (4-9);

v_n - vận tốc nâng vật, (m/s);

a - bội suất của palăng cáp;

n_t - tốc độ quay của tang, vòng/phút;

$$n_t = \frac{n_{đ/c}}{i} \quad (4-15)$$

$n_{đ/c}$ - tốc độ quay của động cơ;

i - tỷ số truyền của hộp giảm tốc.

4.3. THANG NÂNG (MÁY VẬN THĂNG)

Thang nâng được dùng để nâng hàng hoặc người (được đặt trên bàn nâng hoặc trong cabin) lên theo phương thẳng đứng.

Thang nâng thường được đặt cố định tại một chỗ.

Tùy theo công dụng, thang nâng gồm có:

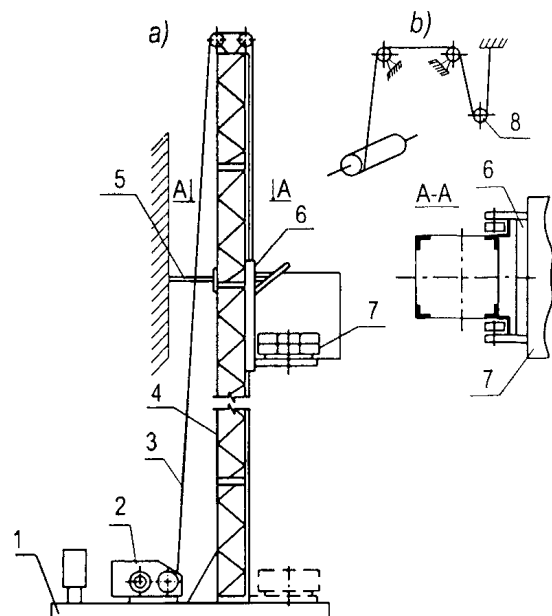
- Thang nâng phục vụ cho việc xây dựng, gọi tắt là thang nâng xây dựng.

- Thang nâng để vận chuyển người, gọi tắt là thang máy.

Thang nâng xây dựng có hai loại: Thang nâng để chở hàng và thang nâng để chở hàng cùng với người.

4.3.1. Thang nâng chở hàng

Cấu tạo của thang nâng chở hàng (hình 4.5a), gồm: Cột chính số 4 được đặt cố định



Hình 4.5. Thang nâng chở hàng:
a) Hình chung; b) Sơ đồ mắc cáp

trên bề số 1. Dọc theo chiều cao của cột có lắp ray dẫn hướng để dẫn hướng cho bàn nâng số 7. Bàn nâng này được lắp với giá trượt số 6. Tời điện đảo chiều số 2 và dây cáp số 3 để nâng hạ bàn nâng số 7.

Cáp số 3 vòng qua các puly đổi hướng ở đỉnh cột và puly di động số 8 được lắp trên bàn nâng.

Khi cần thi công các nhà cao tầng thì chiều cao cột của thang nâng phải lớn. Nếu chiều cao cột lớn hơn 10m thì phải liên kết cột với khung nhà bằng các thanh giằng số 5.

Hình 4.5b là sơ đồ mắc cáp cơ cấu nâng bàn nâng.

4.3.2. Thang nâng chở hàng và người

Trong khi thi công phần thô các nhà cao tầng (còn chưa lắp thang máy chở người), để vận chuyển vật liệu lên cao và tạo điều kiện thuận lợi cho công nhân trong việc đi lên (hoặc xuống) trong khi làm việc, người ta sử dụng thang nâng xây dựng kết hợp chở hàng và chở người trong cabin.

Nó có thể phục vụ cho việc thi công các toà nhà cao 30 tầng (đến 110m).

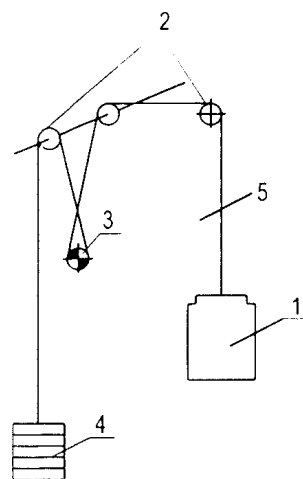
Thang nâng chở hàng và người (hay còn gọi là thang máy thi công) có cấu tạo cơ bản giống như thang máy chở người chỉ khác là: cabin để xếp hàng và người nằm bên cạnh cột và di chuyển lên, xuống theo ray dẫn hướng được lắp dọc theo chiều cao của cột. Còn cabin của thang máy chở người nằm trong giếng thang.

Để nâng hạ cabin có thể dùng tời và truyền động cáp hoặc truyền động bánh răng - thanh răng.

Sơ đồ truyền động cáp để nâng hạ cabin của thang nâng chở hàng và người với puly dẫn hướng cáp bằng ma sát được thể hiện ở hình 4.6.

Cabin số 1 được nâng hạ bởi dây cáp số 5. Cáp này quấn vòng qua tời điện đảo chiều số 3 với các puly số 2 dẫn hướng cáp bằng ma sát. Đầu kia của cáp được cố định vào đối trọng số 4.

Trên thang nâng chở hàng và người có lắp đặt một số thiết bị an toàn như: bộ hãm bảo hiểm để giữ cabin không bị rơi xuống nếu cáp nâng cabin bị đứt, các role hạn chế hành trình di chuyển của cabin.



Hình 4.6. Sơ đồ mắc cáp của thang máy thi công

4.3.3. Xác định năng suất của thang nâng chở hàng

Năng suất kỹ thuật của thang nâng chở hàng được xác định theo công thức:

$$N_{kt} = \frac{3600}{T_{ck}} Q, \text{ (T/h)} \quad (4-16)$$

Trong đó: Q - trọng lượng hàng đặt trên bàn nâng, T;

T_{ck} - thời gian một chu kỳ làm việc, s.

$$T_{ck} = \frac{h}{v_n} + \frac{h}{v_h} + t_d, \quad s$$

$$T_{ck} = t_n + t_h + t_d, \quad s$$

t_n, t_h, t_d - thời gian nâng, hạ và dừng máy để bốc hàng, s;

h - chiều cao nâng, m;

v_n, v_h - vận tốc nâng và hạ bàn nâng, m/s.

4.4. CÁC LOẠI CẦN TRỤC

4.4.1. Cần trục tháp

a) Công dụng và phân loại cần trục tháp

Trong các loại cần trục, cần trục tháp giữ vai trò chủ đạo và được sử dụng phổ biến để phục vụ công tác xây dựng cơ bản thuộc các lĩnh vực dân dụng, công nghiệp, thủy điện, cảng, cầu đường... Cần trục tháp có chiều cao nâng và tầm với lớn.

Để xây dựng các nhà cao tầng và các tháp có chiều cao lớn, người ta dùng cần trục tháp cố định, neo tháp vào công trình hoặc cần trục tháp tự nâng có chiều cao nâng đến 150m và tầm với 50m, thậm chí đến 70m. Do đó, cần trục tháp có miền phục vụ rất rộng, nó có thể bao quát được toàn bộ công trình mặc dù tháp được đặt cố định tại một chỗ.

Đặc điểm của cần trục tháp là: Nó có đủ các cơ cấu: Nâng hạ vật, thay đổi tầm với, quay và di chuyển. Các cơ cấu này thường được dẫn động riêng bởi các động cơ điện xoay chiều.

Tải trọng nâng Q của cần trục tháp thường thay đổi theo tầm với L. Bởi vậy, thông số cơ bản đặc trưng cho cần trục tháp là mômen tải trọng: $M = Q.L$.

Đường đặc tính tải trọng của cần trục tháp là đồ thị biểu diễn sự phụ thuộc của tải trọng nâng Q vào tầm với L của cần trục.

Cần trục tháp được phân loại theo các đặc điểm sau:

* Theo sự hoạt động của tháp trong khi làm việc có:

- Cần trục tháp với tháp quay;
- Cần trục tháp có đầu tháp quay (tháp không quay).

* Theo phương pháp thay đổi tầm với có:

- Cần trục tháp thay đổi tầm với bằng cách nâng hạ cần
- Cần trục tháp thay đổi tầm với bằng cách kéo xe con mang vật di chuyển trên cần.

* Theo phương pháp lắp đặt trên công trường có:

- Cần trục tháp di chuyển trên ray và cần trục tháp đặt cố định tại một chỗ.

* Dựa vào công dụng có:

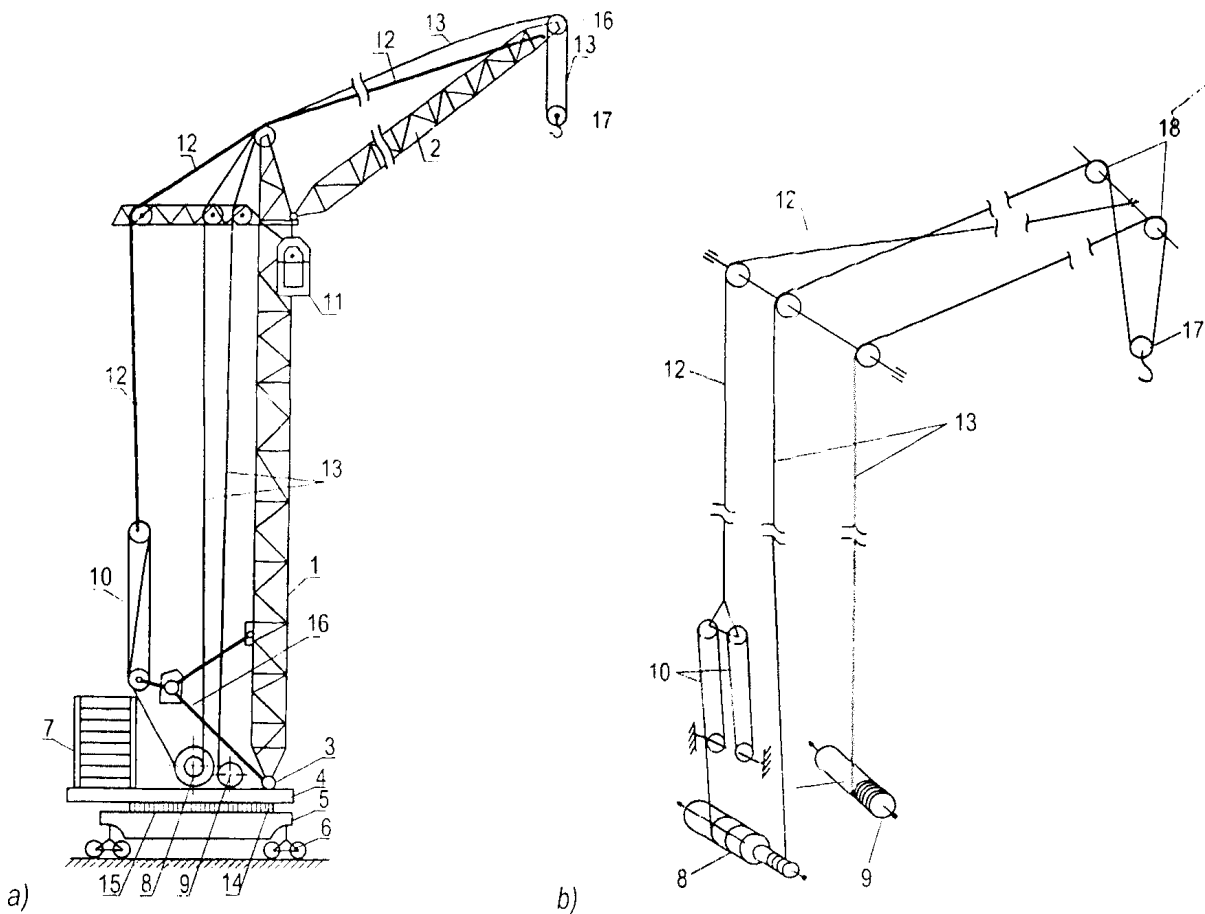
- Cần trục tháp công dụng chung dùng trong xây dựng dân dụng và nhà công nghiệp.

- Cần trục tháp chuyên dùng để xây dựng các công trình đặc biệt như ống khói, lò cao... của các nhà máy lớn.

- Cần trục tháp dùng trong xây dựng nhà cao tầng.

b) *Cần trục tháp với tháp quay*

Sơ đồ cấu tạo của cần trục tháp với tháp quay di chuyển trên ray, được thể hiện trên hình 4.7a.



Hình 4.7. Cần trục tháp có tháp quay

Tháp số 1 được đặt trên bàn quay số 4. Chân tháp được liên kết với bàn quay bằng khớp bản lề nằm ngang số 3. Tháp được giữ ổn định nhờ thanh giằng 16.

Trên bàn quay còn đặt đối trọng số 7, tời nâng cần số 8, tời nâng vật số 9 và cơ cấu quay. Khi quay, bàn quay số 4 được tỳ trên thiết bị tựa quay. Thiết bị tựa quay này được lắp cố định với khung số 5 của cơ cấu di chuyển. Cần trục tháp có thể di chuyển trên ray nhờ bốn cụm bánh xe số 6 (trong đó có hai cụm chủ động và hai cụm bị động). Cần số 2

được liên kết với đầu tháp bằng khớp bản lề ở chân cần. Cần được nâng hạ (để thay đổi tầm với) là nhờ tời nâng cần số 8, palăng cáp số 10 và cáp số 12. Tời số 9 và hệ thống cáp 13 để nâng hạ vật.

Khi cơ cấu quay cần trục làm việc thì bánh răng hành tinh 14 nhận được chuyển động từ động cơ điện, qua hộp giảm tốc, nó sẽ quay hành tinh xung quanh vành răng 15, làm cho bàn quay số 4 quay 360° , do đó, đối trọng số 7, các cơ cấu nâng hạ vật, nâng hạ cần, cơ cấu quay, tháp và cần quay đồng thời cùng với bàn quay.

Hình 4.7b là sơ đồ mắc cáp của cần trục tháp với bội suất của palăng cáp nâng vật $a = 2$ và của palăng cáp nâng cần $a = 4$. Một đầu của cáp nâng vật 13 được cuốn vào tang nâng vật số 9 vòng qua các puly 16 lắp ở đầu cần và puly di động 17. Đầu kia của cáp 13 được cuốn vào phần có đường kính nhỏ của tang nâng cần số 8 và ngược chiều với chiều cuốn của cáp nâng cần. Do đó cáp nâng cần và cáp nâng vật phụ thuộc vào nhau trong khi làm việc. Bởi vậy, sơ đồ mắc cáp này được gọi là sơ đồ mắc cáp phụ thuộc.

Nguyên lý làm việc của nó như sau: Khi tang số 8 quay ngược chiều kim đồng hồ, cáp nâng cần số 10 được cuốn lại, qua cáp 12, đầu cần sẽ được nâng lên, tầm với của cần trục được thu nhỏ lại; trong khi đó, cáp nâng vật 13 lại được nhả ra khỏi tang số 8 và vật được hạ xuống (mặc dù tời nâng vật số 9 không làm việc). Khi tang số 8 quay thuận chiều kim đồng hồ để nhả cáp số 10, hạ cần xuống để tăng tầm với của cần trục thì cáp nâng vật 13 được cuốn lại và vật được nâng lên.

Quan hệ giữa đường kính phần lớn và đường kính phần nhỏ của tang nâng cần phù hợp với quan hệ giữa bội suất của palăng nâng cần và bội suất của palăng nâng vật, đảm bảo sao cho đầu cần được nâng lên độ cao bằng bao nhiêu thì vật sẽ được hạ xuống độ cao bằng bấy nhiêu và ngược lại. Như vậy, vật sẽ không thay đổi độ cao so với mặt đất mà chỉ di chuyển theo phương ngang cùng với đầu cần trong quá trình nâng hạ cần để thay đổi tầm với. Vì thế, giảm được thời gian chu kỳ làm việc và tăng năng suất cần trục. Đó là tính ưu việt của sơ đồ mắc cáp phụ thuộc.

Ngoài ra, một số cần trục tháp còn sử dụng sơ đồ mắc cáp độc lập. Trong trường hợp đó, cáp nâng hạ cần và cáp nâng hạ vật làm việc độc lập với nhau. Khi nâng hạ cần để thay đổi tầm với thì vật cũng bị thay đổi độ cao so với mặt đất.

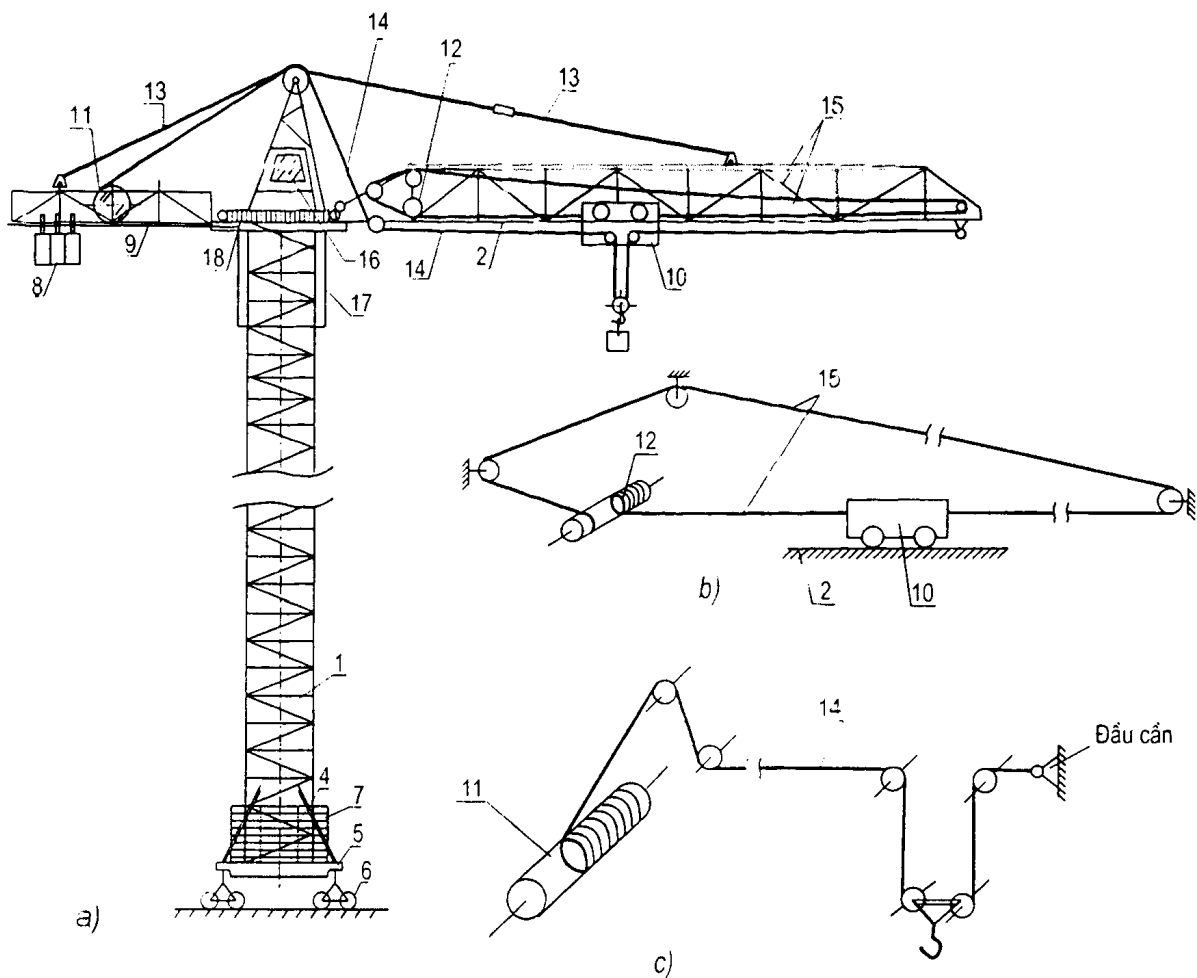
Một số cần trục tháp với tháp quay có cần nằm ngang. Phần dưới bụng cần có gắn dầm thép chữ I làm đường ray cho xe con mang vật di chuyển dọc theo cần để thay đổi tầm với của cần trục. Trong khi thay đổi tầm với, vật di chuyển cùng với xe con mà không thay đổi độ cao so với mặt đất.

b) Cần trục tháp với đầu tháp quay (tháp không quay)

Hình 4.8 thể hiện cấu tạo và sơ đồ mắc cáp của cần trục tháp với đầu tháp quay (tháp không quay). Cấu tạo chung của cần trục tháp với đầu tháp quay hình 4.8a, gồm có:

Tháp số 1 được đặt cố định trên khung di chuyển số 5. Khung này được tựa trên các cụm bánh xe di chuyển số 6. Cần số 2 thường được treo nằm ngang nhờ thanh giằng 13 và liên kết với đầu tháp bằng khớp bản lề. Đầu tháp còn lắp dầm công-xôn số 9. Dầm công-xôn này cũng được treo nhờ thanh giằng 13. Trên dầm này có đặt tời nâng hạ vật số 11 và tời 12 để kéo xe con số 10 di chuyển dọc theo cần khi thay đổi tâm với của cần trục. Đối trọng số 8 cũng được treo trên dàn công-xôn số 9 và nó có thể di chuyển dọc theo dầm này. Ở một số cần trục, đoạn tháp trên cùng số 17 có tiết diện lớn hơn và lồng vào thân tháp số 1. Kết cấu như vậy sẽ tiện lợi cho việc nối tháp khi cần tăng chiều cao của tháp.

Khi làm việc, đầu tháp số 3 (trong đó có đặt cabin số 16), cần số 2, dầm công-xôn số 9, các tời 11, 12 và đối trọng số 8 (được đặt trên dầm công-xôn) sẽ cùng quay tương đối so với tháp. Khi được quay, chúng được tựa trên thiết bị tựa quay 18, được lắp cố định với thân tháp 1. Dưới chân tháp có đặt thêm đối trọng số 7 trên khung di chuyển để hạ trọng tâm của cần trục xuống thấp, tăng độ ổn định cho cần trục ở trạng thái làm việc cũng như không làm việc. Vì vậy, đối trọng số 7 còn được gọi là ổn trọng.



Hình 4.8. Cần trục tháp có đầu tháp quay:

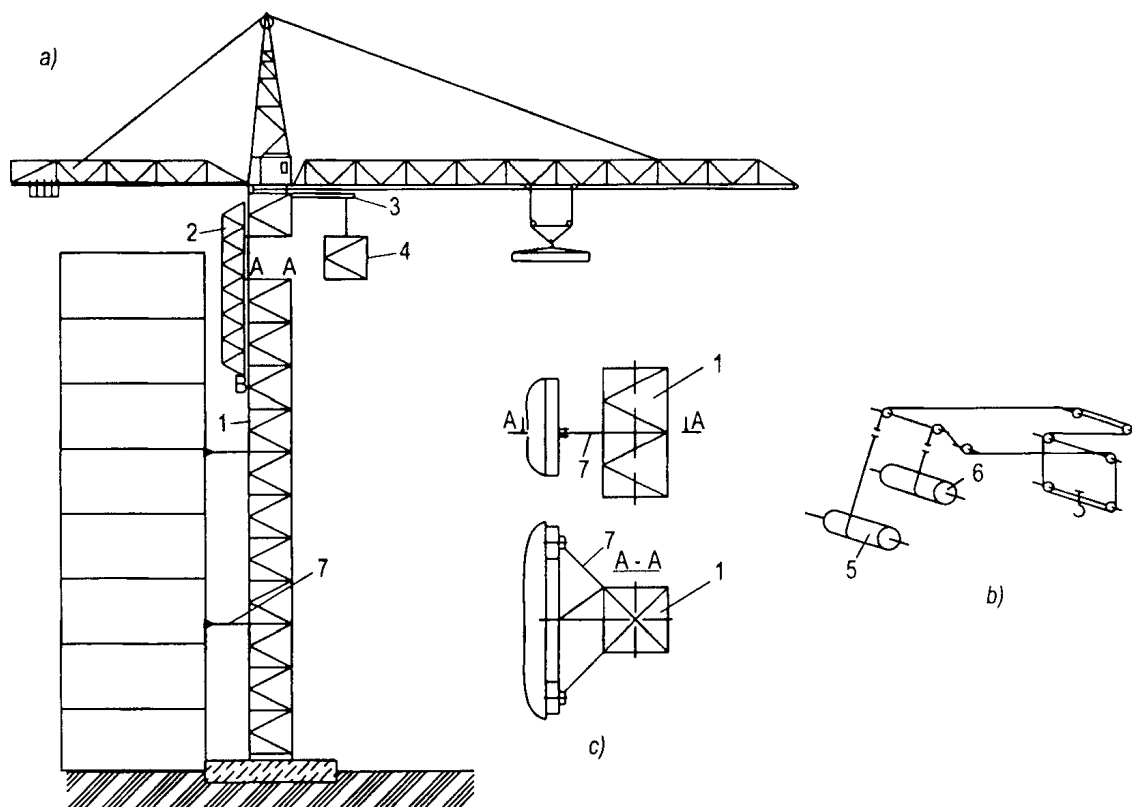
a) Cấu tạo chung; b) Sơ đồ mắc cáp di chuyển xe con; c) Sơ đồ mắc cáp nâng vật

Hình 4.8b là sơ đồ mắc cáp kéo xe con di chuyển. Hai đầu của cáp 15 được vòng qua tang 12 với chiều ngược nhau và cố định vào xe con số 10. Việc thay đổi tầm với được thực hiện bằng cách cho xe số 10 di chuyển trên cần. Nếu tang 12 (hình 4.8b) quay ngược chiều kim đồng hồ thì xe số 10 di chuyển ra phía đầu cần để mở rộng tầm với của cần trục và ngược lại. Hình 8.4c là sơ đồ mắc cáp nâng hạ vật với palăng cáp nâng vật có bội suất $a = 2$. Cáp nâng vật 14: một đầu được cuốn vào tang 11, đầu kia cố định ở phía đầu cần.

So với cần trục tháp với tháp quay, cần trục với đầu tháp quay có nhược điểm sau: Do các cơ cấu và đối trọng di động được đặt ở trên cao nên việc lắp ráp, chăm sóc, bảo dưỡng khó khăn hơn, thời gian lắp ráp lâu hơn. Song cần trục này có ưu điểm là: Nó thường có tải trọng nâng và tầm với lớn hơn; nếu nó đặt cố định tại một chỗ thì có thể neo giữ tháp vào công trình để tăng độ ổn định khi cần tăng chiều cao của tháp. Nó có thể đúng sát công trình vì nó có tầm với rất nhỏ. Khi đó xe mang vật di chuyển vào sát với tháp. Vì vậy, nó rất thích hợp với việc cải tạo, xây chen các nhà cao tầng trong các phố thuộc các thành phố lớn của nước ta như Thủ đô Hà Nội, thành phố Hồ Chí Minh...

c) Cần trục tháp để xây dựng nhà cao tầng

Cần trục với đầu tháp quay đặt cố định tại một chỗ thường được sử dụng phổ biến để xây dựng các nhà cao tầng, (xem hình 4.9).



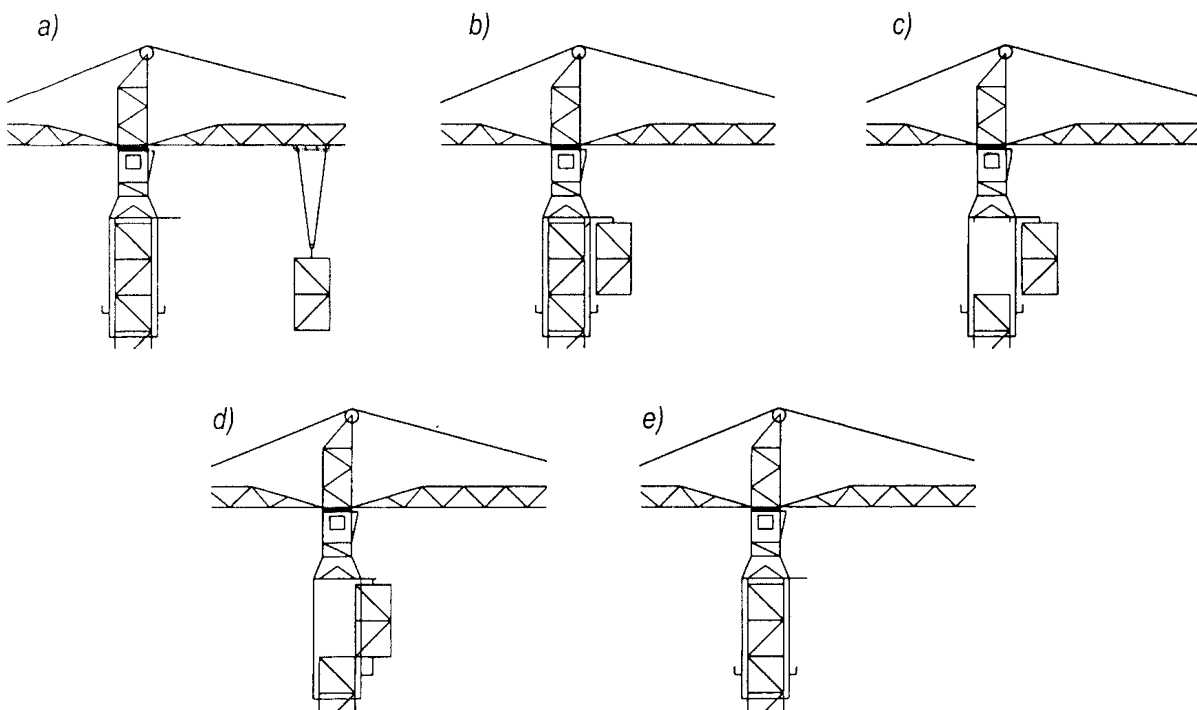
Hình 4.9. Cần trục tháp cố định với đầu tháp quay để xây dựng nhà cao tầng

Khi đó, người ta có thể nối thêm các đoạn tháp làm tăng chiều cao của tháp và neo tháp vào công trình như hình 4.9a để tăng độ ổn định của cần trục. Hình 4.9c mô tả phương pháp giằng tháp số 1 vào công trình nhờ các thanh giằng số 7.

Quá trình nối tháp được tiến hành như sau: Trước hết, cố định đoạn tháp trên cùng và đầu tháp với giàn lắp dựng số 2. Giàn này thường được chế tạo dưới dạng bao quanh tháp cả ba mặt, chỉ hở mặt trước để đưa đoạn tháp số 4 vào vị trí cần nối. Tiếp theo, tháo các bulông liên kết giữa đoạn tháp trên cùng với phần tháp dưới.

Sau đó, dùng tời lắp dựng để nâng đoạn tháp trên cùng và toàn bộ phần trên của cần trục lên một đoạn bằng chiều cao của đoạn tháp cần phải nối thêm số 4. Khi đó dàn lắp dựng số 2 trượt dọc theo phần tháp phía dưới. Nâng đoạn tháp cần nối số 4 lên nhờ cơ cấu nâng vật của cần trục và treo nó vào ray số 3, rồi đẩy nó trượt trên ray số 3 vào khoảng trống giữa phần trên và phần dưới của tháp. Cuối cùng, liên kết đoạn tháp số 4 với phần trên và dưới của tháp bằng các bulông.

Hình 4.9b là sơ đồ mắc cáp nâng vật nhiều tốc độ của cần trục tháp với hai tang cuốn cấp 5 và 6.



Hình 4.10. Sơ đồ nối tháp không cần giàn lắp dựng

Một số cần trục tháp (với đầu tháp quay) có đoạn tháp trên cùng với tiết diện lớn hơn phần tháp phía dưới và được lồng vào phần tháp dưới. Kết cấu kiểu này cho phép việc nối tháp thuận lợi hơn và không cần giàn lắp dựng (hình 4.10).

Trình tự nối tháp của loại cần trục này được thực hiện như sau:

- Dùng cơ cấu nâng vật của cần trục nâng đoạn tháp cần phải nối lên (hình 4.10a);

- Treo đoạn tháp này vào ray trượt (hình 4.10b);
- Dùng xi lanh thủy lực nâng toàn bộ phần trên của cần trục lên một đoạn bằng chiều cao của đoạn tháp cần phải nối (hình 4.10c);
- Đẩy đoạn tháp cần phải nối di chuyển vào khoảng trống giữa phần trên và phần dưới của tháp (hình 4.10d).
- Cuối cùng, liên kết đoạn tháp cần nối thêm với phần trên và dưới của tháp bằng các bulông (hình 4.10e).

c) Các cơ cấu của cần trục tháp

Cần trục tháp nối chung thường có các cơ cấu: Nâng hạ vật, thay đổi tầm với và cơ cấu quay. Riêng cần trục tháp di chuyển trên ray còn có cơ cấu di chuyển. Trong đó, cơ cấu nâng vật và cơ cấu thay đổi tầm với (kể cả bằng cách nâng hạ cần hoặc kéo xe con di chuyển dọc theo cần) thường là tời điện đảo chiều, được dẫn động bởi động cơ điện xoay chiều. Sơ đồ truyền động của các cơ cấu này giống như sơ đồ tời điện đảo chiều đã được giới thiệu ở mục 4.3.2.

* *Cơ cấu nâng vật của cần trục tháp* có đặc điểm là thường có nhiều tốc độ. Do đó, khi nâng vật có trọng lượng nhỏ thì cho cơ cấu nâng làm việc với tốc độ lớn để rút ngắn thời gian chu kỳ làm việc và tăng năng suất của cần trục. Khi nâng vật có trọng lượng lớn thì cần phải cho cơ cấu nâng làm việc với tốc độ nhỏ, vật được nâng hạ một cách từ từ. Nhờ vậy, có thể lắp đặt một cách chính xác vật nâng và các cấu kiện xây dựng vào đúng vị trí cần thiết của nó.

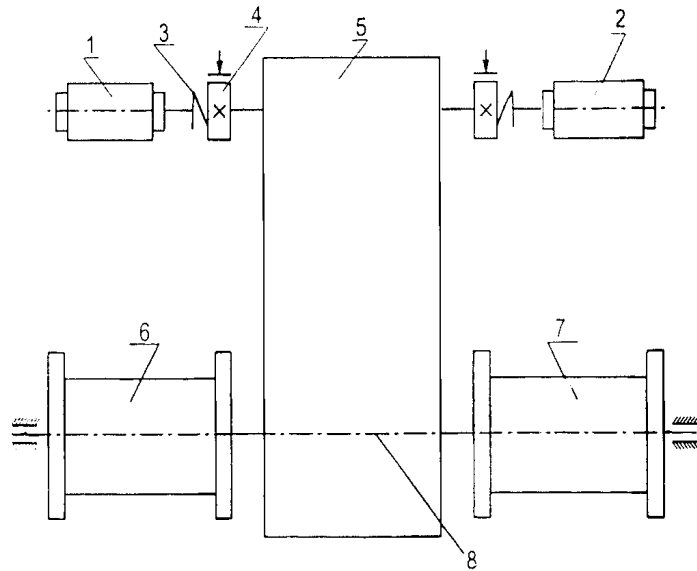
Vì thế, các cần trục tháp để lắp ráp các cấu kiện có trọng lượng lớn thường sử dụng cơ cấu nâng vật là tời đảo chiều có nhiều tốc độ với hai động cơ điện và hai tang cuốn cáp, được lắp trên hai đầu trục ra của hộp giảm tốc như hình 4.11. Trên trục vào của hộp giảm tốc có bộ vi sai không đối xứng.

Tời này có bốn tốc độ nâng vật tương ứng với bốn trường hợp sau:

- Khi hai động cơ 1 và 2 quay cùng chiều;
- Khi chỉ có động cơ 2 làm việc, động cơ 1 không làm việc;
- Khi chỉ có động cơ 1 làm việc, động cơ 2 không làm việc;
- Khi hai động cơ quay ngược chiều nhau.

* *Cơ cấu di chuyển của cần trục tháp* gồm bốn cụm bánh xe, trong đó có hai cụm chủ động và hai cụm bị động. Khi cần trục tháp phải di chuyển trên đường ray vòng thì hai cụm chủ động thường được đặt về một phía ray có bán kính cong lớn hơn.

Sơ đồ động cụm bánh xe chủ động của cơ cấu di chuyển cần trục tháp được thể hiện trên hình 4.12a, gồm: Động cơ điện số 1, khớp nối trục số 2; phanh má số 4; hộp giảm tốc trục vít - bánh vít số 4 và các bánh răng để hở số 5 và 6 có tác dụng làm tăng mômen quay của động cơ và truyền đến các bánh xe số 7 làm cho các bánh xe này quay để di chuyển cần trục.



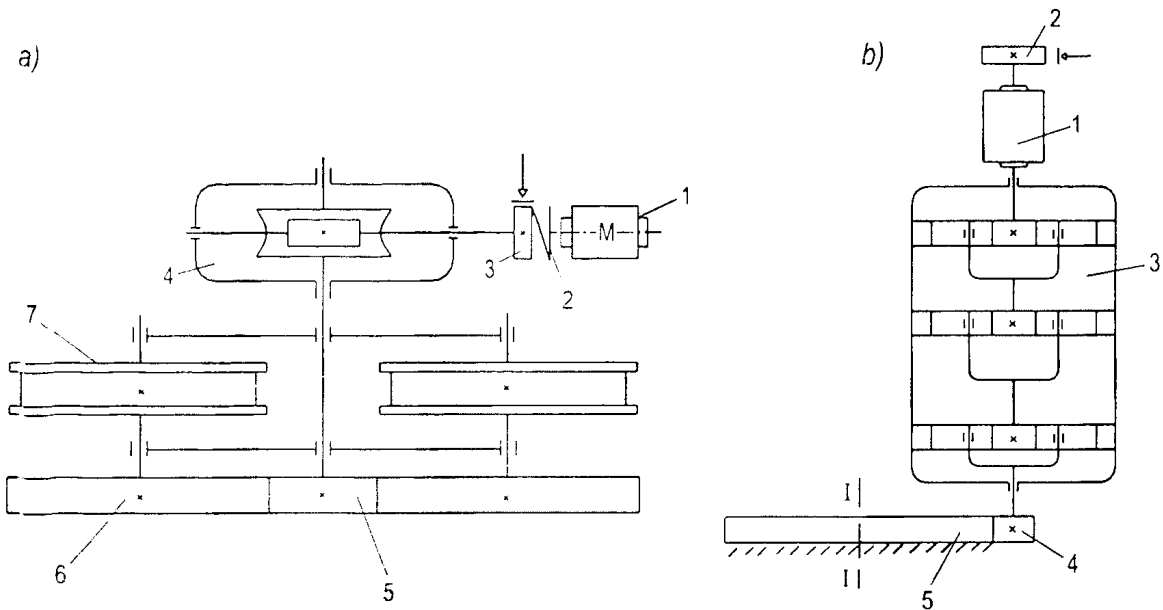
Hình 4.11. Sơ đồ cơ cấu nâng vật nhiều tốc độ của cần trục tháp.

1, 2 - động cơ điện; 3- khớp nối trục; 4- phanh má thường đóng;
5- hộp giảm tốc; 6,7 - tang cuốn cáp; 8- trục ra của hộp giảm tốc.

* Cơ cấu quay của cần trục tháp

Sơ đồ cơ cấu quay của cần trục tháp được thể hiện trên hình 4.12b, gồm có:

Động cơ điện số 1 đặt đứng, ở đầu trục phía trên của động cơ có lắp phanh má số 2; Hộp giảm tốc hành tinh số 3 để tăng mômen quay của động cơ và truyền đến bánh răng số 4 làm cho bánh răng này (cùng với bàn quay của cần trục) quay hành tinh xung quanh vành răng cố định số 5. Vành răng số 5 được gắn cố định với phần không quay của thiết bị tựa quay. Ngoài ra, cơ cấu quay của một số cần trục tháp dùng hộp giảm tốc trục vít- bánh vít. Khi đó động cơ điện được đặt nằm ngang.



Hình 4.12. Sơ đồ cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay của cần trục tháp.

4.4.2. Cần trục tự hành vạn năng

Khác với cần trục tháp, cần trục tự hành vạn năng có thể làm việc ở bất kỳ nơi nào, không cần nguồn năng lượng từ bên ngoài nên có tính cơ động cao. Nó thường được sử dụng rộng rãi trong xây dựng các công trình dân dụng và công nghiệp có chiều cao không lớn và trong việc xếp dỡ hàng hoá ở các kho, bãi, các nhà ga, bến cảng, trợ giúp các máy ép cọc trong công tác gia cố móng.

+ Tùy theo kết cấu phần di chuyển, cần trục tự hành gồm có: Cần trục bánh hơi, cần trục bánh xích, cần trục ô tô, cần trục máy kéo và cần trục di chuyển trên ray. Trong đó cần trục máy kéo thường được dùng để lắp đặt hệ thống ống dẫn dầu, dẫn khí đốt, ống cấp thoát nước...

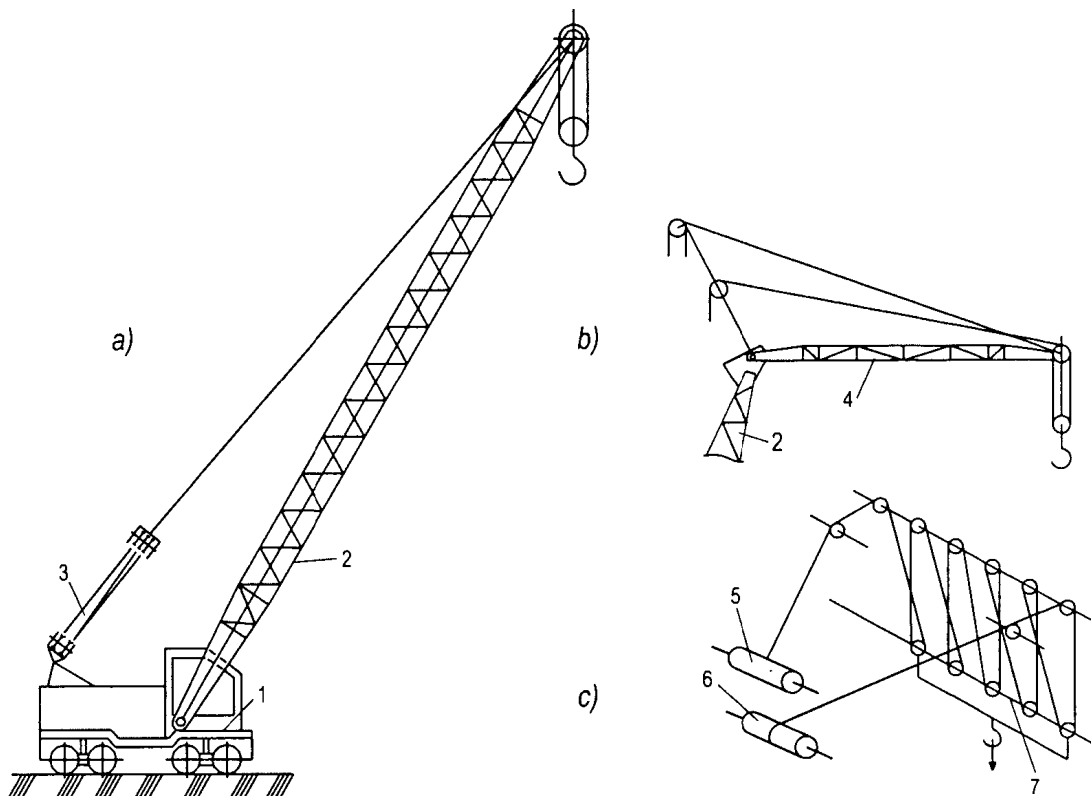
+ Tùy theo phương pháp dẫn động có:

- Cần trục dẫn động chung bằng hệ thống truyền động cơ khí;
- Cần trục dẫn động riêng bằng hệ thống truyền động điện hoặc truyền động thuỷ lực.

+ Tùy theo hình dạng và kết cấu của cần có loại cần giàn và loại cần hộp với các đoạn lồng vào nhau, kiểu ăngten để có thể thay đổi chiều dài cần. Có thể lắp thêm cần phụ kiểu mở vạt ở đầu cần chính để tăng tầm với của cần trục (xem hình 4.13b).

a) Cần trục bánh hơi

Sơ đồ cấu tạo chung của cần trục bánh hơi được thể hiện trên hình 4.13a.



Hình 4.13. Cần trục tự hành bánh hơi:
a) Cấu tạo chung; b) Cần phụ; c) Sơ đồ mác cáp;

Trong đó: 1. Máy cơ sở (thường là máy đào bánh hơi), cần chính số 2 được liên kết với máy cơ sở bằng khớp bản lề nằm ngang ở chân cần và được nâng (hạ) nhờ tời và palăng cáp nâng cần số 3. Cần phụ số 4 được liên kết bằng khớp bản lề với đầu cần chính số 2 để tăng tầm với của cần trục, (hình 4.13b).

Khi cần trục làm việc không có cần phụ thì một đầu cáp của cơ cấu cơ cấu nâng chính được cuốn vào tang số 5 của cơ cấu nâng chính, còn đầu kia của cáp được cuốn vào tang số 6 của cơ cấu nâng phụ. Như vậy, cơ cấu nâng chính và cơ cấu nâng phụ có thể làm việc đồng thời hoặc độc lập với nhau (xem hình 4.13c).

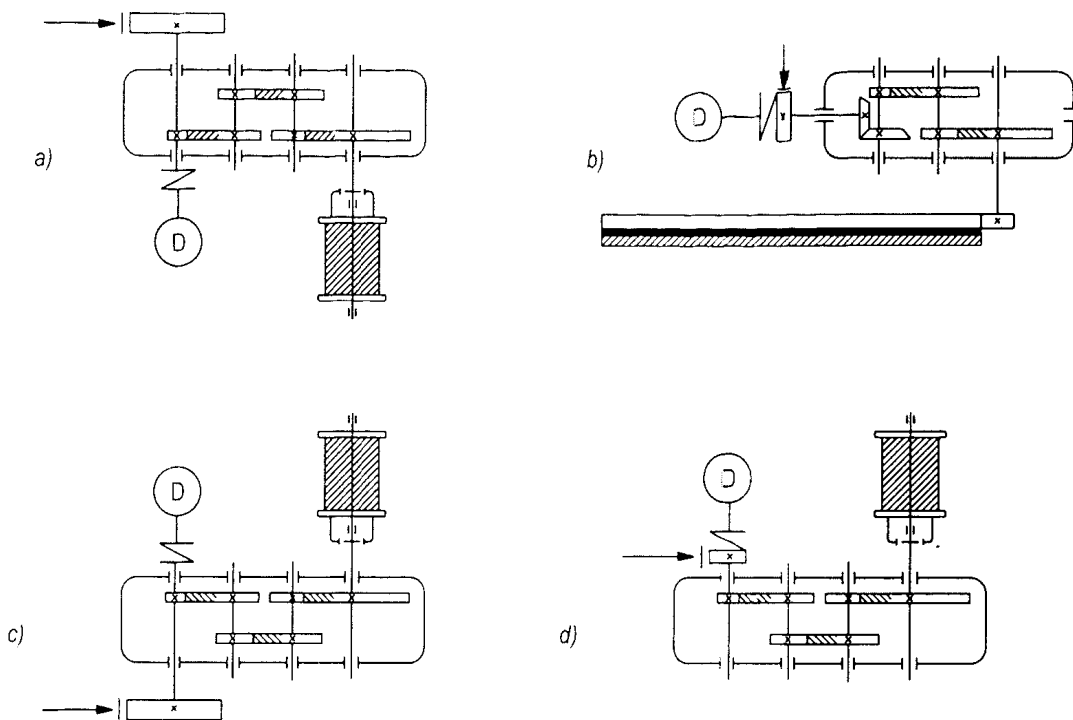
Khi cần trục làm việc với cần phụ thì cơ cấu nâng chính để nâng hạ cần phụ (thay đổi tầm với của cần phụ), cơ cấu nâng phụ để nâng hạ vật.

Trong khi nâng hạ vật, ngoài các bánh hơi của cơ cấu di chuyển, cần trục còn được tựa trên các chân tựa cứng để tăng độ cứng vững và ổn định của cần trục, tăng diện tích tiếp xúc giữa cần trục với mặt đất đồng thời giảm áp suất cần trục truyền xuống đất.

Các cơ cấu của cần trục bánh hơi có thể được dẫn động theo hai phương pháp:

- Dẫn động chung từ một động cơ (thường là động cơ đốt trong) của máy cơ sở.
- Dẫn động riêng từ các động cơ điện một chiều. Các động cơ điện này được cung cấp điện từ máy phát điện một chiều, đặt trên cần trục và được dẫn động bởi động cơ chính của cần trục.

Sơ đồ dẫn động các cơ cấu của cần trục bánh hơi (có dùng cần phụ và cơ cấu nâng phụ) theo phương pháp thứ hai được thể hiện trên hình 4.14.



Hình 4.14. Sơ đồ các cơ cấu của cần trục bánh hơi

a) Cơ cấu nâng chính; b) Cơ cấu quay; c) Cơ cấu nâng phụ; d) Cơ cấu nâng hạ cần.

b) *Cần trục bánh xích*

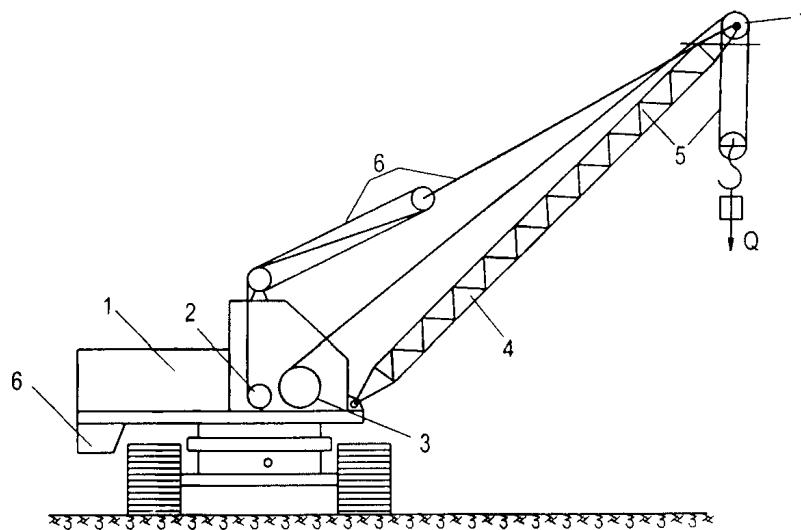
Thiết bị cần trục được lắp trên máy cơ sở là máy đào một gầu vận năng di chuyển trên bánh xích.

Tùy theo công dụng, nó được phân thành hai loại: Cần trục bánh xích dùng để xếp dỡ hàng và cần trục chuyên dùng để lắp ráp.

Cần trục được dùng để xếp dỡ hàng thường có tải trọng nặng, chiều cao nâng và tầm với không lớn. Các cơ cấu của nó thường được dẫn động chung từ động cơ của máy cơ sở. Cần trục chuyên dùng để lắp ráp có tải trọng nặng lớn (có thể tới 250 tấn) và khoảng không gian phục vụ lớn.

Do di chuyển trên hai dải xích nên diện tích tiếp xúc giữa cần trục và mặt đất lớn, áp suất của cần trục xuống đất nhỏ mà cần trục bánh xích có thể làm việc trên nền đất yếu, không cần chân tựa và có thể di chuyển theo bất kỳ hướng nào trên công trường, không cần đường xá, tính cơ động cao. Đó là ưu điểm đặc trưng của cần trục bánh xích so với cần trục bánh hơi. Vì vậy, nó được sử dụng rộng rãi trên các công trường xây dựng dân dụng và công nghiệp, xây dựng cầu và các công trình thủy điện...

Hình 4.15 là cần trục bánh xích với cần cơ bản số 4. Cần này được lắp trên bàn quay của máy cơ sở số 1 và được nâng hạ bởi tời nâng cần số 2 và cáp nâng cần số 6. Tời nâng vật số 3 và palăng cáp nâng vật số 5 để nâng hạ vật. Ngoài ra, cần trục còn có cơ cấu quay và cơ cấu di chuyển. Đối trọng 6 cũng được lắp với bàn quay, đối diện với cần và móc treo vật nâng.



Hình 4.15. *Cần trục tự hành bánh xích (kiểu cần)*

Các cơ cấu của cần trục bánh xích cũng được dẫn động theo hai phương pháp như cần trục bánh hơi.

Các loại cần trục được dùng để xếp dỡ hàng có công suất, tải trọng nặng, chiều cao nâng và tầm với không lớn thì các cơ cấu của nó được dẫn động chung từ động cơ của

máy cơ sở (thường là động cơ Điezen). Các loại cần trục chuyên dùng để lắp ráp với tải trọng và công suất lớn thì các cơ cấu của nó thường được dẫn động riêng bởi các động cơ điện một chiều.

Nguồn điện một chiều được cung cấp từ máy phát đặt trên máy cơ sở và được dẫn động bởi động cơ chính của máy cơ sở (giống như phương pháp dẫn động thứ hai của cần trục bánh hơi).

Ngoài thiết bị cần trục với cần cơ bản (như giới thiệu ở hình 4.15), trên cần trục bánh xích còn lắp thêm cần phụ (giống như cần trục bánh hơi) để mở rộng tầm với. Một số cần trục bánh xích chuyên dùng để lắp ráp còn lắp thiết bị tháp - cần, nó có thể thay thế cho cần trục tháp chuyên dùng trong xây dựng các nhà cao tầng với chiều cao trung bình.

Các cơ cấu của nó thường được dẫn động riêng từ các động cơ điện.

Trên máy cơ sở của cần trục bánh xích còn có thể lắp các thiết bị đào đất của máy đào một gầu vạn năng như thiết bị gầu thuận, gầu ngược, gầu dây, gầu ngoạm, gầu bào và thiết bị đóng (hạ) cọc, thiết bị nhổ gốc cây. Bởi vậy, cần trục bánh xích được xếp vào loại cần trục tự hành vạn năng.

Tuy nhiên, cần trục bánh xích di chuyển chậm chạp, nặng nề và khó khăn. Do đó, khi sử dụng cần trục bánh xích nên tập trung cho nó khối lượng bốc xếp hoặc lắp ráp lớn để hạn chế việc di chuyển của cần trục và tăng tuổi thọ cho cơ cấu di chuyển.

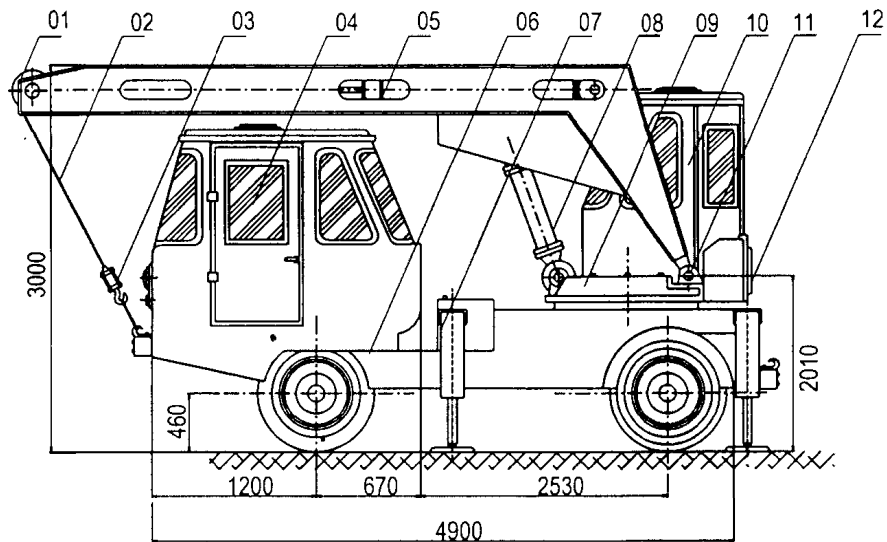
c) Cần trục ô tô

Cần trục ô tô thường được chế tạo với tải trọng từ 3 đến 16 tấn. Các loại cần trục ô tô có tải trọng nhỏ thường có các cơ cấu được dẫn động chung từ động cơ của ô tô qua hệ thống truyền động cơ khí. Song do cấu tạo phức tạp, hiệu suất truyền động thấp, chăm sóc bảo quản khó khăn nên hiện nay, các loại cần trục truyền động cơ khí ít được sử dụng. Đa số các cần trục hiện đại thường được dẫn động riêng bằng truyền động thủy lực hoặc truyền động điện.

Sơ đồ cấu tạo chung của cần trục ô tô dẫn động thủy lực được thể hiện trên hình (4.16), gồm có: Ô tô cơ sở số 4; trên khung ô tô số 6 có đặt bàn quay số 9 của cần trục. Cần số 5 được liên kết với bàn quay bằng khớp bản lề số 11 ở chân cần. Cần này thường có dạng hình hộp với các đoạn có tiết diện ngang khác nhau và có kết cấu kiểu ăngten. Bên trong bụng cần có xi lanh thủy lực để co duỗi các đoạn cần. Do đó, có thể thay đổi được chiều dài cần.

Trên bàn quay có lắp đối trọng số 12, xi lanh nâng hạ cần số 8 để thay đổi tầm với của cần trục, các cơ cấu nâng vật, cơ cấu quay và ca bin số 10 để điều khiển cần trục.

Cơ cấu nâng vật là tời với tang cuốn cáp, được dẫn động bởi động cơ thủy lực. Cáp nâng vật số 2 sau khi ra khỏi tang được luồn bên trong bụng cần vòng qua puly đầu cần số 1, rồi đến cố định với thiết bị mang vật (cụm móc treo) số 3.



Hình 4.16. *Cần trục ô tô dẫn động thủy lực*

Cơ cấu quay cần trục cũng được dẫn động bởi động cơ thủy lực, qua hộp giảm tốc, mômen quay của động cơ tăng lên và được truyền đến bánh răng nhỏ làm bánh răng này quay hành tinh xung quanh vành răng cố định gắn với vòng tựa quay và đẩy bàn quay của cần trục quay theo. Các động cơ thủy lực hoạt động được là nhờ cơ năng của dòng thủy lực có áp suất do bơm thủy lực tạo ra. Bơm thủy lực đặt trên cần trục và được dẫn động bởi động cơ chính của ô tô.

Khi làm việc, cần trục thường được tựa trên các chân tựa số 7. Các chân tựa này chịu phần lớn tải trọng nâng và trọng lượng cần trục và tăng độ ổn định của cần trục. Khi cần trục di chuyển không tải trên đường, các chân tựa này được co lên nhờ hệ thống thủy lực

Các cơ cấu của cần trục ô tô cũng được dẫn động theo hai phương pháp giống như cần trục tự hành bánh hơi. Trong trường hợp dẫn động riêng, các cơ cấu có thể được dẫn động nhờ động cơ điện hoặc động cơ thủy lực

VÍ DỤ THỨ BẢY

(Thực hành tính toán cơ cấu nâng của cần trục)

Dùng hệ thống tời như hình vẽ dưới đây kết hợp với palăng cáp lợi lực gồm 4 puli để nâng vật (không có puli đối hướng cáp nằm ngoài palăng).

1. Khi dẫn động tay:

Biết:

Trọng lượng vật nâng: $Q = 7310 \text{ N}$.

Hai người quay, mỗi người sinh lực như nhau: $P = 100\text{N}$.

Tốc độ tay quay: $n_1 = 20 \text{ vòng/phút}$.

Số răng các bánh răng:

Tỷ số truyền hộp giảm tốc: $i_h = 13,2$.

Hiệu suất của tời: $\eta_{tời} = 0,85$

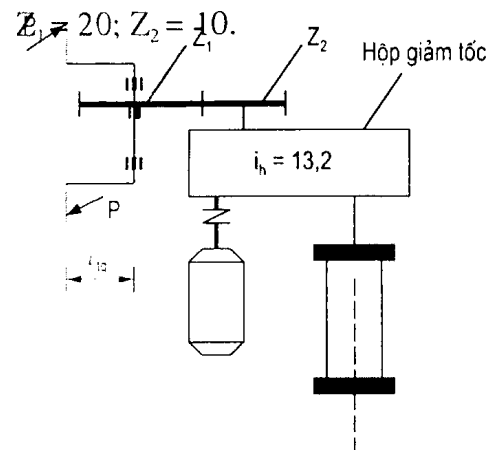
Hiệu suất của Palăng cáp: $\eta_{pa} = 0,82$;

Đường kính tang: $D_t = 250 \text{ mm}$;

Đường kính cáp: $d_c = 10 \text{ mm}$.

Tang quấn 3 lớp cáp:

Chiều dài tay quay: $l_{tq} = 300 \text{ mm}$.



Cho phép bỏ qua trọng lượng thiết bị mang vật nâng.

a) Tính bội suất của palăng cáp và vẽ sơ đồ mắc cáp từ tang đến Palăng thể hiện được bội suất vừa tính?

b) Tính vận tốc nâng vật khi dùng palăng cáp nói trên.

2. Khi dẫn động điện:

Biết công suất động cơ $N_d = 3,92 \text{ kW}$ và tốc độ quay của động cơ $n_d = 1320 \text{ vòng/phút}$.

a) Tính vận tốc nâng vật?

b) Tính trọng lượng vật nâng?

Bài giải:

1. Khi dẫn động tay:

a) *Xác định bội suất palăng cáp.*

Trước hết, ta lập phương trình cân bằng mômen trên trục tang do lực P mỗi người sinh ra khi quay tay quay và mômen do lực căng cáp S_c gây ra:

$$2 \cdot P \cdot l_{tq} \cdot i_c \cdot \eta_t = \frac{S_c \cdot D}{2} \quad (D7-1)$$

Trong đó: Lực căng cáp S_c được xác định theo công thức:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{pl}^n} \quad (D7-2)$$

Trong công thức (2): q - trọng lượng thiết bị mang vật, theo đầu bài $q = 0$;

$\eta_{pa} = 0,8$ - hiệu suất palăng;

n - số puly đòi hướng, $n = 0$;

η_{pl} - hiệu suất của Puly; $\eta_{pl}^n = \eta_{pl}^0 = 1$.

a - bội suất của palăng.

Do đó, công thức (D7-2) còn lại:

$$S_c = \frac{Q}{a \cdot \eta_{pa}} \quad (D7-3)$$

Thay công thức (D7-3) vào phương trình (D7-1), ta có :

$$2 \cdot P \cdot l_{tq} \cdot i_c \cdot \eta_t = \frac{Q \cdot D}{2 \cdot \eta_{pa} \cdot a}$$

Suy ra:
$$a = \frac{Q \cdot D}{4 \cdot P \cdot l_{tq} \cdot i_c \cdot \eta_t \cdot \eta_{pa}} \quad (D7-4)$$

Trong đó:

$Q = 7310\text{N}$ (theo đầu bài).

$D = (2m - 1)d_c + D_t = (2,3 - 1)0,1 + 0,25 = 0,3 \text{ m}$; $l_{tq} = 0,3\text{m}$; $\eta_{tq} = 0,85$; $\eta_{pa} = 0,82$.

$$i_c = \frac{Z_2}{Z_1} \cdot i_h = \frac{10}{20} \cdot 13,2 = 6,6$$

Thay các số liệu trên vào công thức (D7-4), ta xác định được bội suất palăng:

$$a = \frac{7310 \times 0,3}{4 \times 100 \times 0,3 \times 6,6 \times 0,85 \times 0,82} = 3,973$$

Vậy ta lấy: $a = 4$.

Sơ đồ mắc cáp từ tang đến palăng không có puly đổi hướng cáp, với bội suất palăng $a = 4$ được thể hiện như hình vẽ bên.

b) *Xác định vận tốc nâng vật khi quay tay quay với tốc độ $n_1 = 20$ vòng/phút*

Khi này tang sẽ quay với tốc độ:

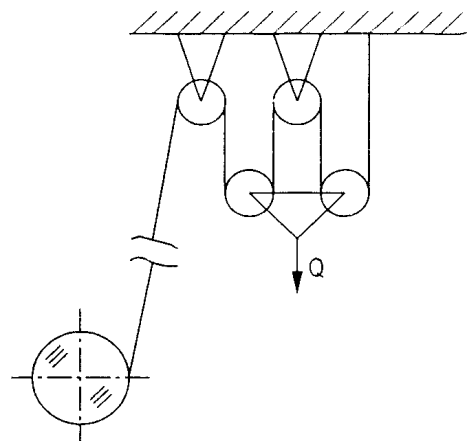
$$n_{tang} = \frac{n_1}{i_c} = \frac{20}{6,6} \approx 3 \text{ vòng/phút}$$

Vận tốc của cáp cuốn vào tang được xác định theo công thức:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{tang}}{60} = a \cdot v_Q$$

Suy ra vận tốc nâng vật:

$$v_Q = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{tang}}{60 \cdot a} = \frac{3,14 \times 0,3 \cdot 3}{60 \times 4} = 0,012 \text{ m/s} \quad (D7-5)$$



2. Khi dẫn động cơ bằng động cơ:

Biết công suất của động cơ: $N_d = 3,92$ kW và tốc độ quay của động cơ: $n_d = 1320$ vòng/phút.

a) Xác định tốc độ nâng vật

Khi dẫn động điện, tang nhận được chuyển động quay của động cơ truyền qua hộp giảm tốc có tỷ số truyền $i_h = 13,2$. Khi đó, tốc độ quay của tang sẽ là:

$$n'_{\text{tang}} = \frac{n_d}{i_h} = \frac{1320}{13,2} = 100 \text{ vòng/phút}$$

Áp dụng công thức (D7-5) ta xác định được tốc độ nâng vật khi dẫn động điện:

$$v'_Q = \frac{\pi \cdot D \cdot n'_{\text{tang}}}{60 \cdot a} = \frac{3,14 \times 0,3 \times 100}{60 \times 4} = 0,392 \text{ m/s}$$

b) Xác định trọng lượng vật nâng

Dựa vào công thức xác định công suất động cơ:

$$N_d = \frac{S_c \cdot v'_c}{1000 \cdot \eta_{\text{tời}}} \quad (\text{D7-6})$$

Trong đó:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{\text{pa}} \cdot \eta_{\text{pl}}^n};$$

$$v'_c = a \cdot v'_Q$$

Thay S_c và v'_c vào công thức (D7-6) ta có:

$$N_d = \frac{(Q + q) \cdot a \cdot v'_Q}{1000 \cdot a \cdot \eta_{\text{pa}} \cdot \eta_{\text{pl}}^n \cdot \eta_{\text{tời}}} = \frac{(Q + q) \cdot v'_Q}{1000 \cdot \eta_{\text{pa}} \cdot \eta_{\text{pl}}^n \cdot \eta_{\text{tời}}}$$

Ở đây: Theo đề bài: $q = 0$, $\eta_{\text{pa}} = 0,82$; $n = 0$ - số puly đôi hướng cáp nên $\eta_{\text{pl}}^0 = 1$.

Suy ra:

$$Q = \frac{1000 \cdot N_d \cdot \eta_{\text{pa}} \cdot \eta_{\text{tời}}}{v'_Q}$$

Thay các số liệu vào công thức trên, ta xác định được:

$$Q = \frac{1000 \times 3,92 \times 0,82 \times 0,85}{0,392} = 6970 \text{ N}$$

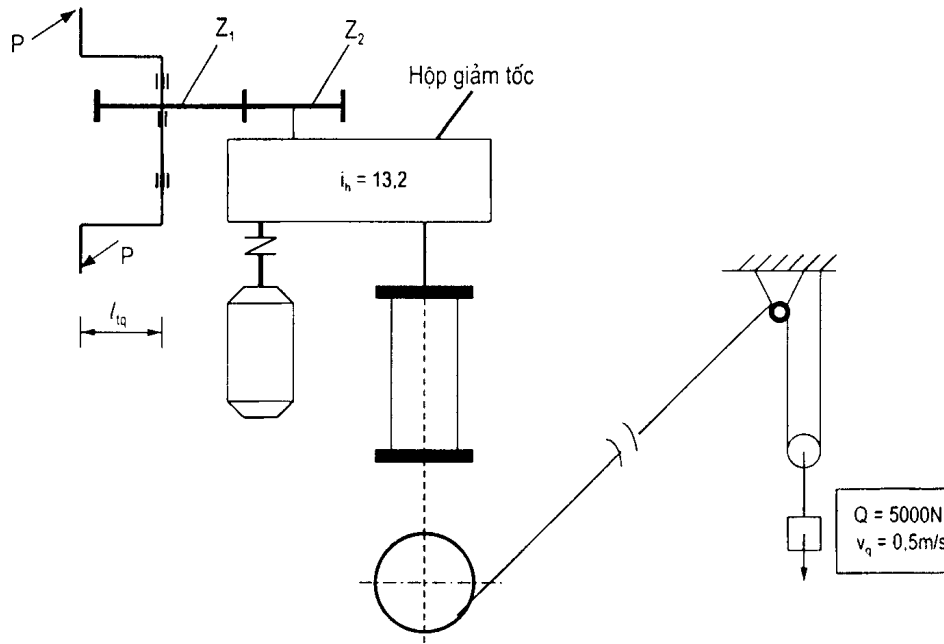
Vậy khi tời được dẫn động điện thì có thể nâng được vật có trọng lượng là:

$$Q = 6970 \text{ N.}$$

VÍ DỤ THỨ TÁM

(Thực hành tính toán cơ cấu nâng của cần trục)

Cho cơ cấu nâng vật của cần trục thiếu nhi như hình vẽ dưới đây:



Biết:

- Trọng lượng vật cần nâng: $Q = 5000 \text{ N}$.
- Vận tốc nâng vật khi dẫn động bằng động cơ điện: $v_q = 0,5 \text{ m/s}$
- Số răng của các bánh răng: $Z_1 = 40$; $Z_2 = 20$
- Tỷ số truyền của hộp giảm tốc: $i_h = 13,6$.
- Chiều dài tay quay: $l_{qj} = 300 \text{ mm}$;
- Đường kính tang: $D_1 = 250 \text{ mm}$; đường kính cáp: $d_c = 10 \text{ mm}$.
- Tang quấn 3 lớp cáp; hiệu suất của tời $\eta_t = 0,85$.
- Hiệu suất của palăng: $\eta_{pa} = 0,90$.
- Trọng lượng cụm thiết bị mang vật: $q = 40 \text{ N}$.
- Chế độ làm việc trung bình: $CD = 25\%$.

1. Tính công suất và tốc độ quay của động cơ và chọn động cơ điện?

2. Nếu mất điện, phải quay tay (hai người quay với lực P như nhau) thì mỗi người phải sinh lực bằng bao nhiêu và quay tay quay với tốc độ là bao nhiêu (vòng /phút) để nâng vật $Q = 5000 \text{ N}$ lên với vận tốc $v'_q = 0,024 \text{ m/s}$?

Bài giải:

1. Khi dẫn động bằng động cơ điện:

Tang nhận được chuyển động quay của động cơ chỉ truyền qua hộp giảm tốc.

a) *Xác định công suất của động cơ điện:*

$$N_{d/c} = \frac{S_c v_c}{1000 \eta_t}, \quad \text{kW} \quad (\text{D8-1})$$

Trong đó:

S_c - lực căng của cáp cuốn vào tang, được xác định theo công thức:

$$S_c = \frac{Q + q}{a \cdot \eta_{pa} \cdot \eta_{pl}^n} \quad (\text{D8-2})$$

$Q = 5000\text{N}$ - trọng lượng của vật nâng;

$q = 40\text{N}$ - trọng lượng của thiết bị mang vật (theo đề bài);

a - bội suất của palăng cáp, theo sơ đồ mắc cáp như hình vẽ, ta có: $a = 2$;

$\eta_{pa} = 0,9$ - hiệu suất của palăng (theo đề bài);

η_{pl} - Hiệu suất của puly đổi hướng cáp nằm ngoài palăng;

n - số puly đổi hướng, theo sơ đồ mắc cáp như hình vẽ thì: $n = 0$.

Thay các giá trị trên vào công thức (D8-2), ta có :

$$S_c = \frac{5000 + 40}{2 \cdot 0,9 \cdot 0,95^0} = 2800 \text{ N}$$

v_c - vận tốc của cáp cuốn vào tang, được xác định theo công thức :

$$v_c = a \cdot v_q = 2 \times 0,5 = 1,0 \text{ m/s.}$$

(với v_q - vận tốc nâng vật, theo đề bài $v_q = 0,5 \text{ m/s}$).

η_t - hiệu suất của tời, theo đề bài $\eta_t = 0,85$;

Thay các giá trị S_c, v_c, η_t vào công thức (D8-1) ta xác định được công suất động cơ:

$$N_{d/c} = \frac{2800 \times 1,0}{1000 \times 0,85} = 3,3 \text{ kW}$$

b) *Xác định tốc độ quay của động cơ điện:*

Trong một phút tang quay được n_t vòng thì vận tốc của cáp cuốn và tang sẽ được xác định theo công thức:

$$v_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n_t}{60}; \quad \text{m/s} \quad (\text{D8-3})$$

Mặt khác:

$$v_c = a \cdot v_q = \frac{\pi \cdot D \cdot n_t}{60}$$

Suy ra:

$$n_t = \frac{60 \cdot a \cdot v_q}{\pi \cdot D} \quad (\text{D8-3a})$$

Trong đó:

D - đường kính vòng tròn đi qua tâm lớp cáp ngoài cùng ở trên tang

$$D = (2m - 1)d_c + D_t \quad (D8-3b)$$

m - số lớp cáp quấn trên tang, theo đề bài: $m = 3$;

d_c - đường kính cáp, theo đề bài: $d = 10\text{mm}$;

D_t - đường kính ngoài của tang, $D_t = 250\text{mm}$;

Thay số vào công thức (D8-3b), ta có:

$$D = (2 \times 3 - 1)10 + 250 = 300\text{mm} = 0,3\text{m}.$$

Thay giá trị của $D = 0,3\text{m}$ vào công thức (D6-3b) ta xác định được:

$$n_t = \frac{60 \times 2 \times 0,5}{3,14 \times 0,3} \approx 63,7 \text{ vòng/phút}$$

Tốc độ quay của động cơ: $n_{d/c} = n_t \cdot i_h$

i_h - tỷ số truyền của hộp giảm tốc, theo đầu bài có $i_h = 13,6$;

Vậy: $n_{d/c} = 63,7 \times 13,6 = 866,3 \text{ vòng/phút}$

Dựa vào công suất và tốc độ quay của động cơ tính ở trên, theo bảng 1.2, với chế độ làm việc $CD = 25\%$ ta chọn động cơ điện MTK-111- 6 có công suất $N_d = 3,5\text{kW}$ và tốc độ quay $n_d = 875 \text{ vòng/phút}$.

2. Khi dẫn động tay:

Tang nhận được chuyển động quay từ trục lắp tay quay truyền qua cặp bánh răng Z_1, Z_2 và hộp giảm tốc.

a) Xác định lực quay tay do mỗi người sinh ra:

Theo đầu bài, có hai người quay, mỗi người sinh lực P giống nhau. Khi đó mômen do hai người quay sinh ra đối với trục lắp tay quay được xác định theo công thức:

$$M_d = 2Pl_{tq} \cdot k \quad (D8-4)$$

l_{tq} - chiều dài tay quay. Vì hai người sinh lực giống nhau nên $k = 1$.

Chuyển mômen M_d về trục tang, ta có:

$$M_t = M_d \cdot i_c \cdot \eta_t = 2 \cdot Pl_{tq} \cdot i_c \cdot \eta_t \quad (D8-4a)$$

Trong đó:

i_c - tỷ số truyền chung của tời:

$$i_c = i_B \cdot i_h$$

i_B - tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng.

$$i_B = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{20}{40} = 0,5$$

$$i_c = 0,5 \times 13,6 = 6,8$$

η_t - hiệu suất của tời: Theo đề bài: $\eta_t = 0,85$.

Mặt khác, dựa vào lực căng của cáp cuốn vào tang S_c thì mômen trên trục tang được xác định theo công thức:

$$M_t = \frac{S_c \cdot D}{2} = \frac{S_c \cdot [(2 \cdot m - 1) \cdot d_c + D_t]}{2} \quad (D8-5)$$

Kết hợp hai phương trình (D8-4a) và (D8-5), ta có:

$$2 \cdot P \cdot l_{tq} \cdot i_c \cdot \eta_t = \frac{S_c \cdot D}{2}$$

Suy ra:
$$P = \frac{S_c \cdot D}{4 \cdot l_{tq} \cdot i_c \cdot \eta_t} \quad (D8-6)$$

Trong đó: $S_c = 2800\text{N}$ và $D = 0,3\text{m}$ (tính ở trên)

Thay số vào phương trình (D8-6), ta xác định được:

$$P = \frac{2800 \times 0,3}{4 \times 0,3 \times 6,8 \times 0,85} = 121, \text{ N}$$

b) *Xác định tốc độ quay của tay quay:* Để nâng vật lên với vận tốc $v'_q = 0,024 \text{ m/s}$.

Khi dẫn động tay, vận tốc của cáp cuốn vào tang sẽ là:

$$v'_c = \frac{\pi \cdot D \cdot n'_t}{60} = a \cdot v'_q$$

Từ đó suy ra tốc độ quay của tang khi dẫn động tay:

$$n'_t = \frac{60 \cdot a \cdot v'_q}{\pi \cdot D} = \frac{60 \times 2 \times 0,024}{3,14 \times 0,3} = 3 \text{ vòng/phút}$$

Tốc độ của tay quay:

$$n_t = n'_t \cdot i_c = 3 \times 6,8 = 20,4 \text{ vòng/phút}$$

Vận tốc độ tay quay:

$$v_t = 20,4 \text{ vòng/phút.}$$

4.4.3. Tính năng suất của cần trục

Năng suất sử dụng của cần trục được xác định theo công thức:

$$N_{sd} = n.Q.k_q.k_{tg} \quad (t/h) \quad (4-17)$$

Trong đó:

Q - trọng tải của cần trục, t.

k_q - hệ số sử dụng tải trọng của cần trục, thường $k_q = 0,8 - 0,9$;

k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian làm việc của cần trục, $k_{tg} = 0,8 - 0,9$;

n - số chu kì làm việc của cần trục trong giờ, được xác định theo công thức:

$$n = \frac{3600}{T_{ck}} \quad (4-18)$$

T_{ck} - thời gian chu kỳ làm việc của cần trục, s.

Trường hợp tổng quát, thời gian chu kỳ làm việc được xác định theo công thức:

$$T_{ck} = t_n + t_h + 2t_{dc} + 2t_{tv} + 2t_q + t_1 + t_2 + t_3, \quad s \quad (4-19)$$

Trong đó:

t_n - thời gian nâng vật;

t_h - thời gian hạ móc treo không tải sau khi đã đặt vật nâng vào vị trí cần thiết;

t_{dc} - thời gian di chuyển cần trục;

t_{tv} - thời gian thay đổi tầm với của cần trục;

t_q - thời gian quay cần trục;

t_1 - thời gian hạ vật xuống vị trí cần lắp ráp;

t_2 - thời gian nâng móc treo lên trên vị trí lắp ráp sau khi đã tháo móc ra khỏi vật;

t_3 - thời gian để làm các công việc phụ khác bằng tay như: Chằng buộc vật nâng, giữ vật trên móc treo ở vị trí lắp ráp để điều chỉnh và cố định, tháo móc treo và dây chằng ra khỏi vật nâng.

Để nâng cao năng suất của cần trục, trong thi công người ta thường kết hợp một số cơ cấu cùng làm việc đồng thời để rút ngắn thời gian chu kỳ làm việc của cần trục. Ví dụ: Vừa di chuyển cần trục vừa hạ móc treo hoặc vừa nâng vật vừa di chuyển vật... Trong trường hợp đó, khi tính thời gian chu kỳ làm việc chỉ tính với chuyển động có thời gian làm việc lâu hơn trong các chuyển động cùng kết hợp thực hiện đồng thời.

Khi này, thời gian chu kỳ làm việc của cần trục có thể xác định theo công thức:

$$T'_{ck} = (t_n + t_h + 2t_{dc} + 2t_{tv} + 2t_q)k + t_1 + t_2 + t_3, \quad s \quad (4-19a)$$

Trong đó:

k - hệ số kể đến sự kết hợp đồng thời một số chuyển động trong chu kỳ làm việc của cần trục.

VÍ DỤ THỨ CHÍN
(Thực hành tính năng suất của cần trục)

Tính năng suất sử dụng của cần trục tháp KB -160.

Biết:

- Tải trọng nâng $Q = 5$ tấn;
- Hệ số sử dụng tải trọng của cần trục: $k_q = 0,80$;
- Hệ số sử dụng thời gian làm việc của cần trục: $k_{tg} = 0,85$;
- Thời gian chu kỳ làm việc của cần trục khi không kết hợp các chuyển động $T_{ck} = 800s$;
- Thời gian chu kỳ làm việc của cần trục khi có kết hợp các chuyển động $T'_{ck} = 720s$.

Bài giải:

Năng suất sử dụng của cần trục tháp KB -160 được xác định theo công thức:

$$N_{sd} = n.Q.k_q.k_{tg}, \quad t/h \quad (D9-1)$$

Hoặc:
$$N_{sd} = n.Q.k_q.k_{tg}.T, \quad t/ca \quad (D9-2)$$

Trong đó:

- Q - tải trọng nâng, theo đầu bài: $Q = 5t$;
- k_q - hệ số sử dụng tải trọng, theo đầu bài $k_q = 0,80$;
- k_{tg} - hệ số sử dụng thời gian, theo đầu bài $k_{tg} = 0,85$;
- T - số giờ làm việc trong một ca, $T = 8h$;
- n - số chu kỳ làm việc của cần trục trong một giờ.

+ Khi không kết hợp các chuyển động:

$$n = \frac{3600}{T_{ck}} = \frac{3600}{800} = 4,5.$$

+ Khi có kết hợp các chuyển động:

$$n_1 = \frac{3600}{T'_{ck}} = \frac{3600}{720} = 5.$$

Thay các số liệu trên vào công thức (D9-2), ta sẽ xác định được năng suất sử dụng của cần trục tháp KB – 160 trong một ca.

+ Khi không kết hợp các chuyển động:

$$N_{sd} = 4,5 \times 5 \times 0,8 \times 0,85 \times 8 = 122,4 \text{ t/ca}$$

+ Khi có kết hợp các chuyển động:

$$N_{sd1} = 5 \times 5 \times 0,8 \times 0,85 \times 8 = 136 \text{ t/ca}$$

Vậy, khi có kết hợp các chuyển động trong quá trình làm việc thì năng suất của cần trục sẽ tăng so với khi không kết hợp các chuyển động là:

$$m = \frac{N_{sdl} - N_{sd}}{N_{sd}} 100\% = \frac{136 - 122,4}{122,4} 100\% = 11\% \quad (D9-3)$$

4.4.4. Tính ổn định cần trục kiểu cần

Việc kiểm tra ổn định của cần trục kiểu cần được tiến hành ở các trạng thái sau:

- Trạng thái làm việc - Khi có tải (có mang vật ở móc treo);
- Trạng thái không làm việc - Khi cần trục không tải (không có vật ở móc treo).

Trong cả hai trạng thái đó, mức độ ổn định của cần trục được đánh giá bằng hệ số ổn định k . Đó là tỷ số giữa mômen giữ cho cần trục ổn định M_G và mômen gây lật cần trục M_L .

Trong mỗi trạng thái, cần trục được kiểm tra ổn định tại vị trí có các điều kiện bất lợi nhất tức là cần trục dễ bị mất ổn định nhất.

a) Kiểm tra ổn định cần trục khi có tải:

Khi có tải (trạng thái làm việc), cần trục được kiểm tra ổn định theo hai trường hợp: Ổn định động khi có tải và ổn định tĩnh khi có tải.

* Trường hợp ổn định động khi có tải (hình 4.17a):

Cần trục được kiểm tra ổn định với các điều kiện sau:

- Cần trục nằm ngang trên xích di chuyển và đứng trên mặt phẳng nghiêng một góc γ về phía trước (phía có móc treo vật nâng);

- Cần của cần trục có tâm với lớn nhất nghĩa là góc nghiêng của cần so với phương ngang là nhỏ nhất α_{min} ;

- Cần trục mang tải trên móc treo với tải trọng danh nghĩa Q ;

- Cần trục chịu các tải trọng động, gồm có: Lực gió lớn nhất ở trạng thái làm việc tác dụng vào cần trục W_1 và vào vật nâng W_2 có chiều về phía lật cần trục và có phương song song với mặt đường, lực quán tính của vật nâng và cần trục, xuất hiện khi phanh cơ cấu: Nâng hạ vật và cơ cấu di chuyển cần trục và lực quán tính ly tâm của vật nâng khi quay cần trục P_2 .

Trong trường hợp này, cần trục có xu hướng lật về móc treo vật nâng, quanh cạnh lật (hình 4.17a).

Hệ số ổn định động khi có tải được xác định theo công thức:

$$k_1 = \frac{M_G - M_w - M_{qt}}{M_v} \geq 1,15 \quad (4-20)$$

Trong đó: M_G - mômen giữ do trọng lượng cần trục (kể cả đối trọng) G gây ra:

$$M_G = G[(b + c) \cos \gamma - h \sin \gamma]; \quad (4-21)$$

M_v - mômen lật do trọng lượng vật nâng gây ra:

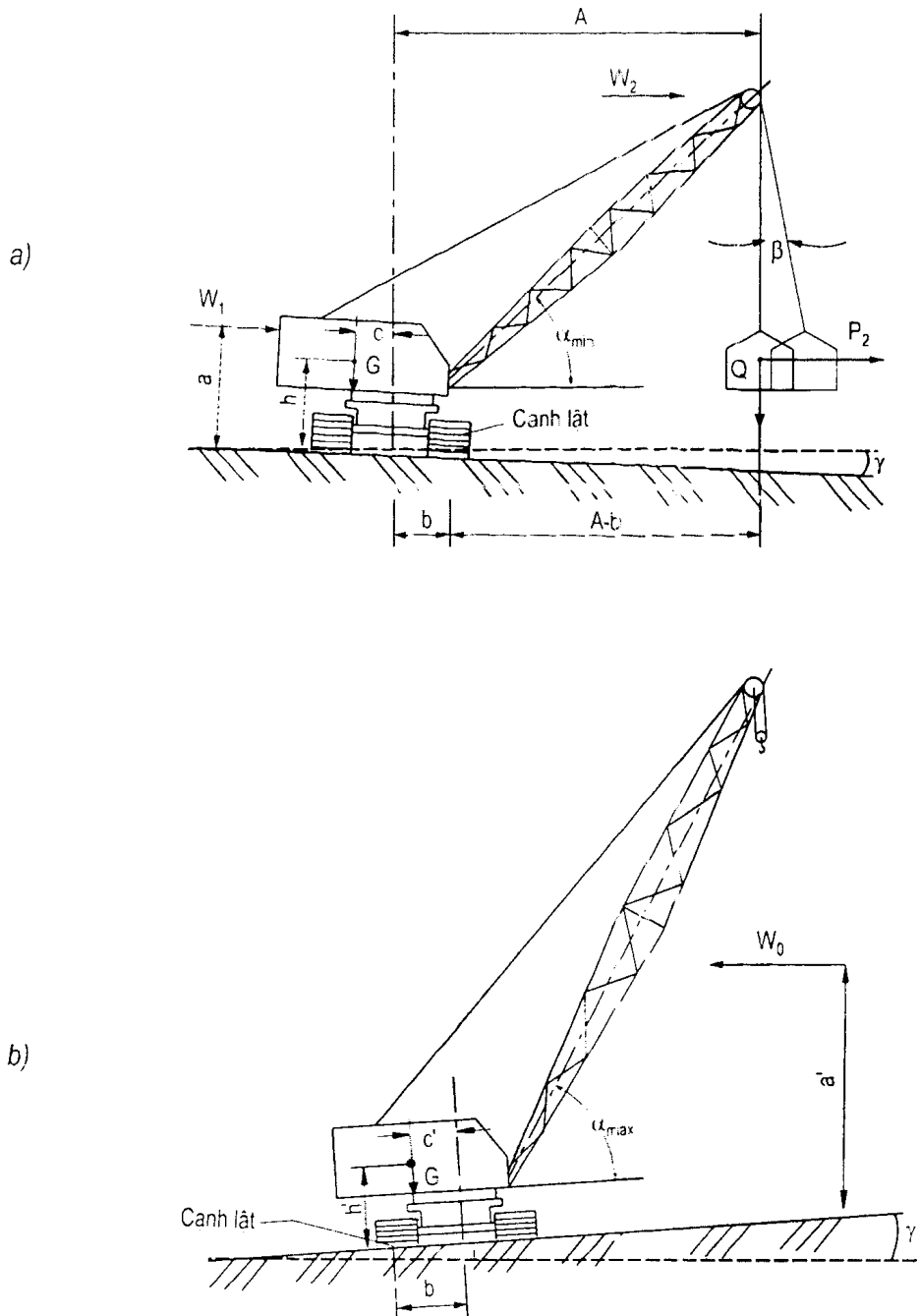
$$M_v = Q(A - b) \quad (4-22)$$

A - tầm với lớn nhất của cần trục;

M_w - mômen lật do các lực gió lớn nhất tác dụng lên cần trục và vật nâng gây ra;

M_{qt} - mômen lật do các lực quán tính khi phanh các cơ cấu nâng hạ vật, quay và di chuyển cần trục gây ra.

Việc xác định mômen M_w do lực gió gây ra và mômen M_{qt} do các lực quán tính gây ra có thể xem trong tài liệu tham khảo [1].



Hình 4.17. Sơ đồ tính ổn định cần trục

* Trường hợp ổn định tĩnh khi có tải:

Cần trục được kiểm tra ổn định với các điều kiện sau:

- Cần trục đứng trên mặt phẳng ngang ;
- Cần của cần trục có tâm với lớn nhất như trường hợp trên;
- Cần trục mang tải trên móc treo với tải trọng danh nghĩa Q;
- Cần trục không chịu các tải trọng động như tải trọng gió và quán tính.

Cần trục có xu thế bị lật quanh cạnh lật về phía móc treo vật nâng.

Hệ số ổn định tĩnh khi có tải được xác định theo công thức:

$$k_2 = \frac{M_G}{M_L} = \frac{M_G}{M_v} = \frac{G(b+c)}{Q(A-b)} \geq 1,4 \quad (4-23)$$

a) Kiểm tra ổn định cần trục khi không có tải - trạng thái không làm việc

Sơ đồ tính ổn định cần trục ở trạng thái không làm việc (không mang vật nâng ở móc treo) được thể hiện trên hình 4.17b. Khi đó, ổn định bản thân cần trục được kiểm tra với các điều kiện sau:

- Cần trục đứng trên mặt phẳng nghiêng một góc γ về phía sau (phía có đối trọng);
- Cần của cần trục có tâm với nhỏ nhất nghĩa là góc nghiêng của cần so với phương ngang là lớn nhất α_{max} ;
- Cần trục không mang vật trên móc treo;
- Cần trục chịu lực gió lớn nhất W_0 ở trạng thái không làm việc tác dụng theo chiều xuống dốc.

Cần trục có xu hướng lật quanh cạnh lật về phía sau. Hệ số ổn định trong trường hợp này được xác định theo công thức:

$$k_3 = \frac{M_G}{M_w} = \frac{G[(b-c')\cos\gamma - h'\sin\gamma]}{W_0 a'} \geq 1,15 \quad (4-24)$$

Đối với cần trục tự hành kiểu cần như cần trục ô tô, cần trục bánh hơi và cần trục bánh xích, ngoài các trường hợp trên, còn phải kiểm tra ổn định khi cần trục di chuyển không tải trên đường có độ nghiêng ngang và nghiêng dọc so với trục dọc của cần trục.

4.4.5. Những quy định an toàn khi sử dụng máy và thiết bị nâng

a) Điều kiện để đưa máy nâng ra sử dụng

Máy nâng nói chung và cần trục nói riêng chỉ được đưa ra sử dụng khi đảm bảo đầy đủ các điều kiện sau:

- Phải có đủ các tài liệu kỹ thuật và các biên bản kiểm tra thử tải (trong biên bản phải ghi rõ ngày, tháng kiểm tra thử tải) do người có trình độ chuyên môn và có thẩm quyền

ký tên. Tài liệu kỹ thuật gồm có lý lịch máy, tài liệu hướng dẫn lắp dựng và sử dụng do nhà máy chế tạo biên soạn. Lý lịch máy phải còn nguyên vẹn, không bị xé hoặc nhàu nát, trong đó có đầy đủ đặc tính kỹ thuật của máy, đường đặc tính tải trọng, sơ đồ dẫn động các cơ cấu, sơ đồ điện và các bản vẽ thể hiện cấu tạo chung cũng như các cơ cấu và các bộ phận chính của cần trục.

- Công nhân điều khiển cần trục phải ở tuổi trưởng thành và có chứng chỉ đã qua lớp đào tạo điều khiển cần trục do cơ quan có thẩm quyền và khả năng chuyên môn tổ chức, đồng thời được kiểm tra tay nghề trước khi giao nhiệm vụ điều khiển cần trục.

- Cần trục mới hoặc cần trục đã qua sửa chữa, cải tạo, sau khi lắp dựng xong ở ngoài hiện trường đều phải được kiểm tra thử tải xem có đáp ứng được các yêu cầu về kỹ thuật cũng như các tiêu chuẩn an toàn hay không và đăng ký với cơ quan đăng kiểm nhà nước rồi mới đưa ra sử dụng.

b) Mục đích và nội dung của việc thử tải

Việc thử tải cần trục được tiến hành ở hai trường hợp thử tải tĩnh và thử tải động.

- Việc thử tải tĩnh nhằm mục đích kiểm tra sức bền và độ ổn định của cần trục. Sau khi lắp dựng ở vị trí mới, sau khi sửa chữa lớn hoặc cải tạo, cần trục được thử tải lần đầu với tải trọng vượt 25% so với tải trọng danh nghĩa. Vật nâng được nhấc lên cao so với mặt đất khoảng 200 mm và giữ nguyên ở vị trí đó trong thời gian tối thiểu là 10 phút. Sau khi tháo vật nâng, mọi chi tiết của cần trục không biến dạng hoặc không có vết nứt thì mới đạt yêu cầu.

- Việc thử tải động nhằm mục đích kiểm tra xem các cơ cấu và các phanh của cần trục làm việc có đảm bảo an toàn hay không. Khi thử tải động, ta cho cần trục làm việc với tải trọng vượt 10% so với tải trọng danh nghĩa và thử tất cả các chuyển động: Nâng hạ vật, thay đổi tâm với, quay, di chuyển và kiểm tra phanh của tất cả các cơ cấu ít nhất ba lần. Sau khi thử tải động, các cơ cấu vẫn làm việc bình thường và các phanh đảm bảo an toàn thì mới đạt yêu cầu. Kết quả thử tải được ghi đầy đủ vào trong lý lịch cần trục cùng với các nhận xét, kết luận và kiến nghị, ngày tháng thử tải.

c) Những quy phạm an toàn khi sử dụng cần trục

- Phải đảm bảo chế độ kiểm tra, chăm sóc, bảo dưỡng cần trục theo đúng quy định của nhà máy chế tạo. Cán bộ kỹ thuật quản lý thi công là người chịu trách nhiệm về tình trạng kỹ thuật của cần trục trước khi đưa ra sử dụng.

- Công nhân điều khiển cần trục phải nắm vững đặc tính kỹ thuật, chức năng của các bộ phận trong hệ thống điều khiển và thao tác thuần thục đúng theo hướng dẫn trong lý lịch máy.

- Chỉ cho phép cần trục nâng những vật có trọng lượng không lớn hơn tải trọng danh nghĩa của nó và theo đúng đường đặc tính tải trọng trong lý lịch của cần trục. Đối với cần trục kiểu cần thì mômen tải trọng không được vượt quá trị số cho phép.

- Cáp chằng, buộc vật nâng phải được tính toán chính xác và phải được thử tải, ghi rõ thời hạn sử dụng; phải chằng, buộc đúng kỹ thuật. Đối với cáp để nâng vật, tuyệt đối không được phép nối cáp để tăng chiều dài.

- Phải có sự thống nhất một cách chính xác các tín hiệu giữa người điều khiển cần trục với người xinhan và các công nhân trực tiếp lắp ráp vật nâng.

- Khi nâng vật, trước tiên chỉ nâng vật lên độ cao 200mm rồi dừng lại để kiểm tra phanh của cơ cấu nâng và cách chằng buộc vật nâng xem có đảm bảo độ an toàn hay không, sau đó mới tiếp tục cho cơ cấu nâng làm việc. Không được nâng và di chuyển vật qua khu vực có người đang hoạt động ở dưới. Không được nâng và xếp đặt hàng lên ô tô hoặc toa tàu hoả khi trong đó có người.

- Không được để vật nâng ở móc treo khi giải lao giữa hai ca hoặc hết giờ làm việc;

- Không được kéo vật nâng di chuyển trên mặt đất bằng cáp nâng và móc treo.

- Với các cần trục được dẫn động bằng các động cơ điện, hết giờ làm việc, phải ngắt tất cả nguồn điện của cần trục.

- Nếu là cần trục di chuyển trên ray thì hết giờ làm việc phải đóng thiết bị kẹp ray.

- Riêng đối với cần trục tự hành di chuyển bằng bánh hơi, khi nâng hạ vật phải sử dụng các chân tựa. Các chân tựa này phải được đặt trên nền cứng, không lún hoặc lờ và có độ dốc không vượt quá mức cho phép. Khi nâng vật có trọng lượng nhỏ, có thể không cần dùng chân tựa. Trường hợp đó, cán bộ kỹ thuật tổ chức thi công phải đọc kỹ hướng dẫn sử dụng xem với trọng lượng của vật nâng là bao nhiêu thì không cần dùng chân tựa và yêu cầu công nhân điều khiển cần trục phải thực hiện đúng như quy định trong hướng dẫn sử dụng cần trục.