

Pts. TRƯƠNG QUỐC THÀNH (chủ biên)

Pts. PHẠM QUANG DŨNG

MÁY VÀ THIẾT BỊ NÂNG



NHÀ XUẤT BẢN KHOA HỌC VÀ KỸ THUẬT
HÀ NỘI - 1999

60 -6C2-27 334-52-99
KHQT-99

LỜI NÓI ĐẦU

Máy nâng chủ yếu dùng để nâng vật nặng phục vụ các quá trình xây lắp, xếp dỡ và vận chuyển.

Cuốn "Máy và thiết bị nâng" giới thiệu cấu tạo, nguyên lý làm việc, các tính toán cơ bản các chi tiết, cụm chi tiết chủ yếu, các cơ cấu công tác được dùng trên máy nâng và các loại máy nâng thông dụng.

Sách dùng làm giáo trình cho sinh viên ngành cơ khí xây dựng và là tài liệu tham khảo cho sinh viên các ngành cơ khí khác.

Cuốn sách cũng giúp cho các kỹ sư, cán bộ kỹ thuật có thêm tài liệu tham khảo khi tính toán thiết kế, chế tạo và sử dụng máy nâng.

Sách gồm 22 chương và được chia làm ba phần chính:

Phần I - Các chi tiết và cụm chi tiết chính của thiết bị cơ khí trên máy nâng.

Phần II - Các cơ cấu công tác máy nâng

Phần III - Các máy nâng thông dụng

Phân công biên soạn:

Pts. Trương Quốc Thanh (Chủ biên): phần mở đầu, các chương 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 18, 19, 20, 21, 22

Pts. Phạm Quang Dũng: các chương 1,2,3,4,5,13,14,15,16,17.

Nhóm tác giả chân thành cảm ơn tập thể bộ môn Máy xây dựng trường Đại học xây dựng, đặc biệt là Pgs. Pts. Vũ Liêm Chính đã đọc và góp nhiều ý kiến cho bản thảo nhằm nâng cao chất lượng của cuốn sách.

Trong quá trình biên soạn không tránh khỏi thiếu sót, chúng tôi mong được sự góp ý của bạn đọc.

Các tác giả

NHỮNG KHÁI NIỆM CHUNG

§01. KHÁI NIỆM CHUNG VỀ MÁY NÂNG CHUYỂN

1. Công dụng và phân loại

Máy nâng chuyển là các loại máy công tác dùng để thay đổi vị trí của đối tượng công tác nhờ thiết bị mang vật trực tiếp như móc treo hoặc thiết bị mang vật gián tiếp như gầu ngoạm, nam châm điện, băng, gầu v.v..

Căn cứ vào chuyển động chính, máy nâng chuyển được chia thành hai nhóm lớn: máy nâng và máy vận chuyển liên tục.

Máy nâng chủ yếu phục vụ các quá trình nâng vật thể khối, còn máy vận chuyển liên tục phục vụ các quá trình chuyển vật liệu vụn, rời trong một phạm vi không lớn.

Đặc điểm làm việc các cơ cấu của máy nâng là ngắn hạn, lặp đi lặp lại và có thời gian dừng. Chuyển động chính của máy là nâng hạ vật theo phương đứng, ngoài ra còn một số các chuyển động khác để dịch chuyển vật trong mặt phẳng ngang như chuyển động quay quanh trục máy, di chuyển máy, chuyển động lắc quanh trục ngang (nâng hạ cần). Bằng sự phối hợp các chuyển động, máy có thể dịch chuyển vật đến bất cứ vị trí nào trong không gian làm việc của nó.

Các máy nâng chỉ có một chuyển động nâng hạ được gọi là máy và thiết bị nâng đơn giản, ví dụ như kích, tời, palăng, bàn nâng, sàn thao tác v.v.. Loại có từ hai chuyển động trở lên gọi là cần trục. Ngoài hai loại kể trên còn có một số loại máy nâng chuyển dùng khác được xếp vào nhóm riêng như thang máy, giếng tải (dùng trong khai thác mỏ), thiết bị xếp dỡ. Theo cấu tạo và nguyên tác làm việc, chia cần trục ra các loại sau:

- cầu trục;
- cổng trục;
- cần trục tháp;
- cần trục quay di động (cần trục ô tô, bánh lốp, bánh xích);
- cần trục cột buồm và cần trục cột quay;
- cần trục chân đế và cần trục nổi;
- cần trục cáp.

Máy vận chuyển liên tục vận chuyển vật liệu một cách liên tục, theo tuyến nhất định. Khi làm việc, qua trình vận chuyển, chất và dỡ tải được tiến hành một cách đồng thời.

Máy vận chuyển liên tục dùng để vận chuyển vật liệu, sản phẩm, bán thành phẩm v.v. với cự ly không lớn trong phạm vi một nhà máy, dây chuyền sản xuất, công trường, kho bãi, nhà ga, bến cảng, bãi khai thác.

Căn cứ vào nguyên lý làm việc, máy vận chuyển liên tục được chia thành hai loại, máy vận chuyển liên tục bằng cơ khí và máy vận chuyển liên tục bằng thủy lực hoặc khí nén.

Máy vận chuyển liên tục bằng thủy lực hoặc khí nén dùng để vận chuyển các vật liệu rắn nhờ dòng chảy của chất lỏng hoặc khí theo các đường ống. Nước hoặc không khí đẩy và cuốn các vật liệu rắn làm chúng chuyển động trong đường ống theo các quỹ đạo phức tạp từ nơi tiếp nhận đến đích vận chuyển.

Máy vận chuyển liên tục bằng cơ khí chia ra làm hai loại: máy vận chuyển có bộ phận kéo như băng tải, máy vận chuyển kiểu gầu, máy vận chuyển kiểu tấm v.v., và máy vận chuyển không có bộ phận kéo như vít tải, con lăn tải, máng lác, máy vận chuyển kiểu rung v.v..

Do tính chất làm việc hoàn toàn khác nhau giữa hai nhóm máy nên nhóm máy vận chuyển liên tục được giới thiệu ở phần riêng.

2. Các thông số cơ bản của máy nâng

- Sức nâng Q , t, kN là trọng lượng lớn nhất của vật nâng mà máy có thể nâng được ở trạng thái làm việc nhất định nào đó của máy (ở tầm với cho trước, vị trí phân quay của máy v.v.).

- Tầm với R , m là khoảng cách theo phương ngang từ tâm thiết bị mang vật đến trục quay của máy. Tầm với chỉ có ở các cần trục có tay cần.

- Mômen tải M_Q , tm, kNm là tích số giữa sức nâng và tầm với. Mômen tải có thể là không đổi hay thay đổi theo tầm với.

- Chiều cao nâng H , m là khoảng cách từ mặt bằng máy đứng đến tâm thiết bị mang vật ở vị trí cao nhất. Với các cần trục có tay cần thì chiều cao nâng thay đổi phụ thuộc vào tầm với.

- Khẩu độ L , m là khoảng cách theo phương ngang giữa đường trục của hai đường ray mà trên đó máy di chuyển.

- Đường đặc tính tải trọng là đồ thị mô tả mối quan hệ giữa sức nâng, tầm với và chiều cao nâng.

- Các thông số động học bao gồm các tốc độ của các chuyển động riêng rẽ trên máy:

- + tốc độ chuyển động tịnh tiến lên xuống của vật nâng v_n (nâng vật), $v_{\downarrow}$ (hạ vật), m/s;
- + tốc độ di chuyển của máy trên mặt phẳng ngang v_{lc} , m/s;
- + tốc độ quay của phần quay quanh trục thẳng đứng của máy, n_q , vg/ph;
- + thời gian thay đổi tầm với T , s là khoảng thời gian để thay đổi tầm với từ tầm với nhỏ nhất R_{min} đến tầm với lớn nhất R_{max} . Đôi khi người ta cho tốc độ thay đổi tầm với trung bình, m/s.

§0.2. CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ NHỮNG VẤN ĐỀ TÍNH TOÁN CHUNG CỦA MÁY NÂNG

1. Chế độ làm việc của máy nâng

Đối tượng phục vụ của máy nâng rất đa dạng, điều kiện sử dụng, yêu cầu công việc là không giống nhau. Để thông nhất về điều kiện sử dụng giữa người thiết kế, chế tạo và người sử dụng máy, mà chủ yếu ở đây là mức độ sử dụng máy theo thời gian và mức độ chất tải, người ta phân loại các cơ cấu và máy nâng theo các nhóm chế độ làm việc tiêu chuẩn. Việc phân loại này còn cung cấp các điều kiện làm việc cơ bản phải tính đến khi tiến hành thiết kế kết cấu kim loại và các cơ cấu máy nhằm đạt mức độ an toàn và các yêu cầu về tuổi thọ đối với máy nâng.

Cơ sở cho việc phân loại máy nâng theo chế độ làm việc là các tiêu chuẩn ISO 4301- 1980; ISO 4301/1-1986; ISO4301*4- 1989;ISO4301/5-1991. Phù hợp với các tiêu chuẩn này là các tiêu chuẩn riêng của từng nước như DINE15017, TGL39535, GOCT25546-82,TCVN5862-1995.

Theo tiêu chuẩn 5862-1995, máy nâng được phân ra tám nhóm chế độ làm việc ký hiệu từ A1 đến A8 trên cơ sở phối hợp của 10 cấp sử dụng U0- U9 và bốn cấp tải của thiết bị nâng Q1 - Q4 (bảng 0.1). Tương tự như vậy, các cơ cấu máy nâng cũng được phân ra tám nhóm chế độ làm việc ký hiệu từ M1 đến M8 ứng với 10 cấp sử dụng T0 - T9 và bốn cấp tải của cơ cấu máy nâng L1 - L4 (bảng 0.2).

Bảng 0.1 Nhóm chế độ làm việc của máy nâng

Cấp tải	Cấp sử dụng									
	U0	U1	U2	U3	U4	U5	U6	U7	U8	U9
Q1	-	-	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q2	-	-	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8
Q3	A1	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	-	-
Q4	A2	A3	A4	A5	A6	A7	A8	A8	-	-

Bảng 0.2 Nhóm chế độ làm việc của cơ cấu máy nâng

Cấp tải của cơ cấu	Cấp sử dụng cơ cấu									
	T0	T1	T2	T3	T4	T5	T6	T7	T8	T9
L1	-	-	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
L2	-	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8
L3	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	-
L4	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8	M8	-	-

Cấp sử dụng của máy nâng U được phân ra tùy thuộc vào tổng chu kỳ vận hành (bảng 0.3) trong suốt thời hạn sử dụng của máy. Một chu kỳ vận hành được xác định bắt đầu khi tải được chuẩn bị xong để nâng và kết thúc khi máy đã sẵn sàng để nâng tải tiếp theo.

Bảng 0.3 Cấp sử dụng U

Cấp sử dụng	Tổng số chu kỳ vận hành máy	Đặc điểm
U0	Đến $1,6 \cdot 10^4$	Sử dụng thất thường
U1	Trên $1,6 \cdot 10^4$ đến $3,2 \cdot 10^4$	
U2	Trên $3,2 \cdot 10^4$ đến $6,3 \cdot 10^4$	
U3	Trên $6,3 \cdot 10^4$ đến $125 \cdot 10^5$	
U4	Trên $125 \cdot 10^5$ đến $2,5 \cdot 10^5$	Sử dụng ít, đều đặn
U5	Trên $2,5 \cdot 10^5$ đến $5 \cdot 10^5$	Sử dụng gián đoạn, đều đặn
U6	Trên $5 \cdot 10^5$ đến $1 \cdot 10^6$	Sử dụng căng, thất thường
U7	Trên $1 \cdot 10^6$ đến $2 \cdot 10^6$	Sử dụng căng
U8	Trên $2 \cdot 10^6$ đến $4 \cdot 10^6$	
U9	Trên $4 \cdot 10^6$	

Hệ số phổ tải k_p là thông số đặc trưng để xác định cấp tải của máy Q. Hệ số phổ tải k_p được xác định theo công thức:

$$k_p = \sum_{i=1}^n \left[\frac{C_i}{C_T} \left(\frac{P_i}{P_{\max}} \right)^3 \right], \quad (0.1)$$

trong đó: $C_i = C_1, C_2, C_3 \dots C_n$ - số chu kỳ vận hành với từng mức tải khác nhau;

$C_T = \sum C_i$ - tổng chu kỳ vận hành ở tất cả các mức tải;

P_i - cường độ tải (mức tải) tương ứng số chu kỳ C_i ;

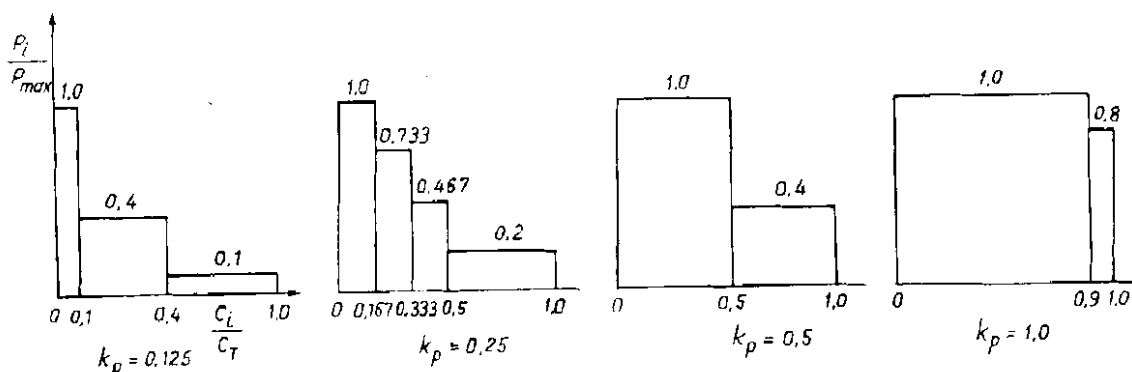
$P_{\max}$ - tải lớn nhất được phép vận hành đối với máy nâng.

Quy định bốn cấp tải của thiết bị nâng, ký hiệu từ Q1 đến Q4, tùy thuộc hệ số phổ tải như trong bảng 0.4. Giá trị k_p tính theo (0.1) được quy định theo giá trị k_p danh nghĩa lớn hơn gần nhất cho trong bảng 0.4.

Bảng 0.4. Cấp tải và hệ số phổ tải danh nghĩa

	Hệ số phổ tải danh nghĩa k_p	Đặc điểm
Q1 - nhẹ	Đến 0,125	Ít khi nâng tải tối đa, thường nâng tải nhẹ
Q2 - vừa	Trên 0,125 đến 0,25	Nhiều khi nâng tải tối đa, thông thường nâng tải vừa
Q3 - nặng	Trên 0,25 đến 0,5	Nâng tải tối đa tương đối nhiều, thông thường nâng tải nặng
Q4- rất nặng	Trên 0,5 đến 1,0	Thường xuyên nâng tải tối đa

Sơ đồ phổ tải ứng với bốn cấp tải được trình bày trên hình 0.1



Hình 0.1 Các phổ tải điển hình.

Thông số thứ nhất để phân loại nhóm chế độ làm việc của cơ cấu là tổng thời gian sử dụng (tính bằng giờ). Cơ cấu chỉ coi như được sử dụng khi nó ở trạng thái chuyển động. Tổng thời gian sử dụng tối đa có thể suy ra từ thời gian sử dụng trung bình hàng ngày, số ngày làm việc trong năm và số năm phục vụ.

Quy định 10 cấp sử dụng cơ cấu, ký hiệu từ T0 đến T9, tùy thuộc vào tổng thời gian sử dụng (bảng 0.5).

Thông số thứ hai để phân loại nhóm chế độ làm việc của cơ cấu là cấp tải của cơ cấu cũng được đặc trưng bằng hệ số phổ tải, phản ánh mức độ chịu tải của cơ cấu. Hệ số phổ tải k_m đối với cơ cấu máy nâng tính theo công thức:

$$k_m = \sum_{i=1}^n \left[\frac{t_i}{t_T} \left(\frac{P_i}{P_{max}} \right)^3 \right], \quad (0.2)$$

trong đó: $t_i = t_1, t_2, t_3, \dots, t_n$ - thời gian trung bình, h sử dụng cơ cấu với từng mức tải khác nhau;

$t_T = \sum t_i$ - tổng thời gian, h sử dụng cơ cấu ở tất cả các mức tải;

P_i - cường độ tải (mức tải) tương ứng với thời gian sử dụng t_i ;

P_{max} - cường độ tải (mức tải) tối đa trên cơ cấu.

Bảng 0.5 Cấp sử dụng cơ cấu

Cấp sử dụng cơ cấu	Tổng thời gian sử dụng, h	Đặc điểm
T0	Đến 200	Sử dụng thất thường
T1	Trên 200 đến 400	
T2	Trên 400 đến 800	
T3	Trên 800 đến 1600	
T4	Trên 1600 đến 3200	Sử dụng ít, đều đặn
T5	Trên 3200 đến 6300	Sử dụng gián đoạn, đều đặn
T6	Trên 6300 đến 12500	Sử dụng căng, thất thường
T7	Trên 12500 đến 25000	
T8	Trên 25000 đến 50000	
T9	Trên 50000	

Hệ số phổ tải và cấp tải của cơ cấu cho trong bảng 0.6.

Bảng 0.6 Cấp tải của cơ cấu và hệ số phổ tải danh nghĩa đối với cơ cấu máy nâng

Trạng thái tải cơ cấu	Hệ số phổ tải danh nghĩa k_m	Đặc điểm
L1 - nhẹ	Đến 0,125	Cơ cấu ít khi chịu tải tối đa, thông thường chịu tải nhẹ
L2 - vừa	Trên 0,125 đến 0,25	Cơ cấu nhiều khi chịu tải tối đa, thông thường chịu tải vừa
L3 - nặng	Trên 0,25 đến 0,5	Cơ cấu chịu tải tối đa tương đối nhiều, thông thường chịu tải nặng
L4 - rất nặng	Trên 0,5 đến 1,0	Cơ cấu thường xuyên chịu tải tối đa.

Để việc xác định nhóm chế độ làm việc của máy và cơ cấu được đơn giản và tiện lợi, bảng 0.7 và 0.8 nêu các hướng dẫn phân loại nhóm chế độ làm việc đối với các máy nâng và các cơ cấu của nó theo ISO 4301- 4-1989 và ISO 4301- 5-1991.

Hiện nay, rất nhiều tài liệu cũng như trong thực tế sử dụng ở nước ta vẫn dùng cách phân loại theo các tiêu chuẩn cũ về chế độ làm việc của máy nâng. Để tiện cho việc so sánh gần đúng giữa hai cách phân loại cũ và mới đã nêu ở trên, dưới đây giới thiệu cách phân loại cũ về chế độ làm việc của cơ cấu và máy nâng đã dùng ở Việt Nam cũng như Liên Xô trước đây.

Từng cơ cấu của máy nâng có thể làm việc với chế độ khác nhau, chế độ chung cho máy nâng lấy theo chế độ làm việc của cơ cấu nặng.

Những chỉ tiêu chủ yếu để đánh giá chế độ làm việc của máy nâng là:

1. Hệ số sử dụng cơ cấu theo tải trọng

$$k_Q = \frac{Q_{tb}}{Q}$$

trong đó: Q_{tb} - trọng lượng trung bình của vật nâng;

Q - tải trọng danh nghĩa của cơ cấu.

Bảng 0.7. Hướng dẫn phân loại nhóm chế độ làm việc một số loại cần trục và các cơ cấu của chúng (theo ISO 4301 - 4-1989)

Thứ tự	Loại máy và công dụng	Điều kiện sử dụng	Nhóm chế độ làm việc của máy	Nhóm chế độ làm việc cơ cấu				
				nâng	nâng cần	di chuyển xe con	quay	di chuyển máy
1	Cần trục dẫn động tay		A1	M1	M1	M1	M1	M1
2	Cần trục ở phần xương lắp ráp		A2	M2	M1	M1	M2	M2
3a	Cần trục trên boong tàu, trang bị móc		A4	M3	M3	-	M3	-
3b	Cần trục trên boong tàu, trang bị gầu ngoạm, nam châm điện		A6	M5	M3	-	M3	-
4	Cần trục phục vụ đóng tàu		A4	M5	M4	M4	M4	M5
5a	Cần trục kho bãi, trang bị móc		A4	M4	M5	M4	M4	M4
5b	Cần trục kho bãi trang bị gầu ngoạm, nam châm điện	Sử dụng gián đoạn, đều đặn	A6	M6	M6	M6	M6	M5
5c	Cần trục kho bãi, trang bị gầu ngoạm, nam châm điện	Sử dụng căng	A8	M8	M7	M7	M7	M6
6a	Cần trục căng, trang bị móc	Sử dụng gián đoạn, đều đặn	A6	M5	M4	-	M5	M3
6b	Cần trục căng, trang bị móc	Sử dụng căng	A7	M7	M5	-	M6	M4
6c	Cần trục căng, trang bị gầu ngoạm, nam châm điện	Sử dụng gián đoạn, đều đặn	A7	M7	M6	-	M6	M4
6d	Cần trục căng, trang bị gầu ngoạm, nam châm điện	Sử dụng căng	A8	M8	M7	-	M7	M4

2. Hệ số sử dụng cơ cấu trong ngày

$$k_{ng} = \frac{\text{Số giờ làm việc trong ngày}}{24 \text{ h}}$$

3. Hệ số sử dụng cơ cấu trong năm

$$k_n = \frac{\text{số ngày làm việc trong năm}}{365 \text{ ngày}}$$

4. Cường độ làm việc của động cơ

$$CD\% = \frac{T_o}{T} \cdot 100$$

trong đó: T_o - thời gian làm việc của động cơ trong một chu kỳ hoạt động của máy;

$$T_o = \Sigma t_m + \Sigma t_v;$$

T - toàn bộ thời gian hoạt động của cơ cấu trong một chu kỳ;

$$T = \Sigma t_m + \Sigma t_v + \Sigma t_p + \Sigma t_d,$$

Σt_m : tổng thời gian mở máy;

Σt_v : tổng thời gian chuyển động với tốc độ ổn định;

Σt_p : tổng thời gian phanh;

Σt_d : tổng thời gian dừng máy

Bảng 0.8. Hướng dẫn phân loại nhóm chế độ làm việc đối với cầu trục, cổng trục và các cơ cấu của chúng (theo ISO 4301-5-1991)

Thứ tự	Loại máy và công dụng	Điều kiện sử dụng	Nhóm chế độ làm việc của máy	Nhóm chế độ làm việc của cơ cấu		
				nâng	di chuyển xe con	di chuyển máy
1	Máy dẫn động tay		A1	M1	M1	M1
2	Máy ở phân xưởng lắp ráp		A2	M2	M1	M2
3a	Máy phục vụ phân xưởng đồng lực		A1	M2	M1	M3
3b	Máy phục vụ kho bảo quản		A1	M3	M1	M2
4a	Máy ở phân xưởng	Sử dụng ít, đều đặn	A2	M3	M2	M3
4b	Máy ở phân xưởng	Sử dụng gián đoạn, đều đặn	A3	M4	M3	M4
4c	Máy ở phân xưởng	Sử dụng căng	A4	M5	M3	M5
5a	Máy phục vụ sân kho, trang bị móc	Sử dụng ít, đều đặn	A3	M3	M2	M4
5b	Máy phục vụ sân kho, trang bị gầu ngoạm, nam châm điện	Sử dụng căng	A6	M6	M6	M6
6a	Máy phục vụ bãi thử, trang bị móc	Sử dụng ít, đều đặn	A3	M4	M3	M4
6b	Máy phục vụ bãi thử, trang bị gầu ngoạm, nam châm điện	Sử dụng gián đoạn, đều đặn	A6	M6	M5	M6
7	Máy phục vụ xếp dỡ tàu		A7	M8	M6	M7
8a	Máy bốc dỡ côngtenơ		A5	M6	M6	M6
8b	Máy bốc xếp côngtenơ lên bờ		A5	M6	M6	M4
9a	Máy ở phân xưởng thép		A2	M4	M3	M4
9b	Máy chở kim loại lỏng		A7	M8	M6	M7
9c	Máy phục vụ lò giã		A7	M8	M8(M7)	M7
9d	Máy phục vụ đổ khuôn		A8	M8	M8	M8
9e	Máy phục vụ xếp kho		A8	M8	M8	M8
10	Máy ở phân xưởng đúc		A5	M5	M4	M5

5. Số lần mở máy trong một giờ tính trung bình cho một ca làm việc m .

6. Số chu kỳ làm việc trong một giờ a_{ck} .

7. Nhiệt độ môi trường xung quanh t''

Các cơ cấu máy nâng được chia ra làm hai nhóm: dẫn động bằng tay và dẫn động bằng máy.

Nhóm dẫn động tay gồm các cơ cấu quay tay, có đặc điểm làm việc với tốc độ chuyển động rất chậm và nhiều quãng nghỉ lâu.

Nhóm dẫn động máy gồm các cơ cấu dẫn động bằng động cơ. Theo bảy chỉ tiêu trên, chúng được phân ra bốn chế độ làm việc như sau

1) *Chế độ làm việc nhẹ Nh* (ký hiệu của Liên Xô cũ là A), đặc điểm của chế độ nhẹ là hệ số sử dụng cơ cấu theo tải trọng thấp $k_Q \approx 0,5$, cường độ làm việc của động cơ nhỏ, trung bình khoảng 15%. Số lần mở máy trong một giờ ít (dưới 60 lần) và có nhiều quãng nghỉ lâu. Trong nhóm này có các cơ cấu nâng và cơ cấu di chuyển của các cần trục phục vụ công tác sửa chữa, cần trục đặt trong gian máy, cơ cấu di chuyển các cần trục xây dựng và cần trục cảng v.v..

2) *Chế độ làm việc trung bình TB* (ký hiệu của Liên Xô cũ là C), đặc điểm là các cơ cấu làm việc với các tải trọng nặng khác nhau, hệ số sử dụng cơ cấu theo tải trọng đạt khoảng 0,75, tốc độ làm việc trung bình, cường độ làm việc của động cơ khoảng 25%, số lần mở máy trong một giờ đến 120 lần. Trong nhóm này có các cơ cấu nâng và di chuyển cầu trục trong các phân xưởng cơ khí và lắp ráp, cơ cấu quay của cần trục xây dựng.

3) *Chế độ làm việc nặng N* (ký hiệu của Liên Xô cũ là T). Đặc điểm của chế độ làm việc nặng là hệ số sử dụng cơ cấu theo tải trọng cao, $k_Q = 1$, tốc độ làm việc lớn, cường độ làm việc khoảng 40%, số lần mở máy trong một giờ đến 240. Trong nhóm này có tất cả các cơ cấu của cầu trục làm việc phục vụ dây chuyền công nghệ, cơ cấu nâng của một số cần trục xây dựng.

4) *Chế độ làm việc rất nặng RN* (ký hiệu của Liên Xô cũ BT). Đặc điểm là các cơ cấu thường xuyên làm việc với tải trọng danh nghĩa, $k_Q = 1$, tốc độ làm việc cao, cường độ làm việc trong khoảng 40-60%, số lần mở máy trong một giờ đến 300 lần. Thuộc nhóm này có tất cả các cơ cấu của cầu trục làm việc trong ngành luyện kim.

Bảng 0.9 giới thiệu sự tương ứng gần đúng các nhóm chế độ làm việc giữa cách phân loại theo TCVN 5862-1995 và cách phân loại cũ (theo TCVN 4244-86).

Bảng 0.9. Sự tương ứng gần đúng các nhóm chế độ làm việc với cách phân loại cũ

Nhóm chế độ làm việc của máy nâng					
Phân loại cũ		Nhẹ	Trung bình	Nặng	Rất nặng
Theo TCVN 5862-1995		A1 A2 A3	A4 A5	A6, A7	A8
Nhóm chế độ làm việc các cơ cấu máy nâng					
Phân loại cũ	Quay tay	Nhẹ	Trung bình	Nặng	Rất nặng
Theo TCVN 5862-1995	M1, M2	M3 M4	M5, M6	M7	M8

2. Tải trọng và các trường hợp tải trọng tính toán

Các tải trọng tác dụng lên máy nâng bao gồm tải trọng do trọng lượng vật nâng, trọng lượng bản thân máy, tải trọng gió, tải trọng phát sinh khi vận chuyển, khi dựng lắp, tải trọng xuất hiện do biến dạng nhiệt các chi tiết của máy, tải trọng động phát sinh khi mở máy và phanh các cơ cấu máy, khi máy hoặc xe con trên máy va đập vào ụ chân v.v.. Các tải trọng có thể tác động thường xuyên lên máy hoặc không thường xuyên, theo quy luật hoặc không theo quy luật. Tùy theo từng trạng thái làm việc của máy cũng như các bài toán, các trường hợp tính toán cụ thể mà các tải trọng được kể đến hay không.

1. Tải trọng nâng danh nghĩa Q , N

Tải trọng nâng danh nghĩa là trọng lượng lớn nhất của vật nâng mà máy có thể nâng được. Đối với các cần trục có thiết bị mang tải như gầu ngoạm, nam châm điện thì nó bao gồm cả trọng lượng thiết bị mang tải đó. Trong các cần trục có tay cần, phần lớn tải trọng nâng thay đổi theo tầm với, song tải trọng nâng danh nghĩa vẫn lấy theo trị số lớn nhất

$$Q = Q_m + Q_H$$

trong đó: Q_m - trọng lượng của thiết bị mang;

Q_H - trọng lượng danh nghĩa của vật nâng, tức là trọng lượng lớn nhất của vật mà máy có thể nâng được.

Trọng lượng của thiết bị mang tải có thể được tra bảng ứng với trọng lượng nâng danh nghĩa Q_H hoặc tính theo công thức kinh nghiệm. Với móc treo $Q_m = 0,05 \cdot Q_H$.

Khi sử dụng gầu ngoạm để xúc vật liệu, giá trị của tải trọng nâng danh nghĩa Q sẽ là:

$$Q = Q_{vl} + Q_g$$

trong đó: Q_{vl} - trọng lượng của vật liệu chứa trong gầu;

Q_g - trọng lượng bản thân gầu;

$$Q_{vl} = V \cdot \gamma \cdot \psi$$

V - dung tích gầu, m^3 ;

γ - trọng lượng riêng của vật liệu chứa trong gầu, N/m^3 ;

ψ - hệ số đầy gầu, lấy theo bảng 0.10

Bảng 0.10. Hệ số đầy gầu ψ

Đặc tính làm việc	Vật liệu	
	dạng hạt	dạng cục
Xúc từ đồng lớn	0,9-1,0	0,8-0,9
Xúc từ đồng nhỏ	0,8-0,9	0,6-0,75

Tùy theo công nghệ làm việc nơi máy phục vụ, trọng lượng vật nâng Q_v có thể thay đổi. Để đánh giá sự thay đổi của nó theo điều kiện làm việc, người ta thường xây dựng các biểu đồ tải theo thời gian bằng cách đo đạc, quan sát và tính toán. Trong trường hợp không có các biểu đồ giá tải thực, có thể dùng các biểu đồ trung bình đã được xây dựng cho từng chế độ làm việc của máy (các phổ tải điển hình hình 0.1).

Khi này tải trọng nâng tính toán sẽ là

$$Q_t = Q_v + Q_m$$

2. Tải trọng do trọng lượng bản thân

Trọng lượng bản thân máy bao gồm trọng lượng của các chi tiết, cụm máy và kết cấu kim loại. Trong tính toán các chi tiết của cơ cấu theo bên, thường người ta bỏ qua trọng lượng bản thân của nó (trừ một số trường hợp có trọng lượng lớn).

Khi tính toán, thiết kế máy mới, rõ ràng trọng lượng chung của máy là chưa xác định. Để tính sơ bộ trọng lượng các cụm máy và toàn bộ máy, có thể dựa vào các công thức kinh nghiệm, các bảng, đồ thị cho trong các tài liệu chuyên ngành. Cũng có thể dựa vào các loại máy tương tự về thể loại và các thông số làm việc đã có để chọn sơ bộ trọng lượng. Trong bước tính chính xác cần tiến hành tính toán lại trọng lượng để so sánh với bước chọn sơ bộ và điều chỉnh cho đúng.

3. Tải trọng gió

Đối với các máy làm việc ngoài trời cần phải tính đến tải trọng do gió gây ra. Tải trọng gió thay đổi một cách ngẫu nhiên, trị số phụ thuộc vào thời tiết, khí hậu của từng vùng.

Toàn bộ tải trọng gió được xem là tác dụng theo phương ngang và được tính theo công thức.

$$W_g = q.n.c.\beta.A$$

trong đó: q - áp lực gió, N/m^2 , được lấy phụ thuộc vào từng trường hợp tính toán:

Áp lực gió trung bình ở trạng thái làm việc q_{gl} được lấy là $150\ N/m^2$, với cần trục cảng và nổi là $250\ N/m^2$.

Áp lực gió lớn nhất ở trạng thái làm việc q_{gll} là $250\ N/m^2$, với cần trục cảng và nổi là $400\ N/m^2$.

Áp lực gió ở trạng thái không làm việc q_{glll} được tính phụ thuộc vào tốc độ gió và ở độ cao dưới 10m được xác định như sau:

Tốc độ gió, m/s	21	24	27	30	33	37	40
Áp lực gió, N/m^2	280	350	450	560	700	850	1000

n - hệ số kể đến sự tăng áp lực gió theo chiều cao, được lấy theo bảng 0.11

Bảng 0.11. Giá trị hệ số n

Chiều cao	Đến 10m	10-20	20-30	30-40	40-50	50-60	60-70	70-80	80-100
n	1,00	1,32	1,52	1,7	1,8	1,9	2,0	2,12	2,2

c - hệ số cản khí động học, với kết cấu ống $c = 0,8 \div 1,2$, kết cấu hộp, cabin, đối trọng, cáp, vật nặng $c = 1,2$. Dầm bê mặt có chỗ lồi lõm, có gân $c = 1,5 \div 1,6$.

β - hệ số động lực học kể đến đặc tính xung động của tải trọng gió.

Với vật nặng $\beta = 1,25$.

Với các cần trục tự hành kiểu cần, do tính cứng vững của kết cấu cao, hệ số $\beta = 1,2 \div 1,5$.

Với cần trục tháp, hệ số β phụ thuộc vào chiều cao và chu kỳ dao động riêng của cần trục (bảng 0.13).

Chu kỳ dao động riêng

$$T = \alpha \sqrt{\frac{H_{th}}{L_c}}, s$$

α - hệ số phụ thuộc tải trọng nâng Q và tầm với L được tra trong bảng 0.12

Bảng 0.12. Giá trị hệ số α

Tầm với L, m	Tải trọng nâng Q, kN			
	10-20	40-80	160-200	400-500
16	1,4	1,7	2,0	2,4
20	1,6	1,8	2,1	2,6
30	1,7	1,9	2,2	2,8
40	1,8	2,0	2,4	3,0

H_{th} - chiều cao tháp tính đến chốt chân cần, m;

L_c - chiều dài cần, m.

Bảng 0.13. Giá trị hệ số động lực học β

Chiều cao cần trục (đến chốt chân cần), m	Chu kỳ dao động riêng T, s				
	1	2	3	5	8
Đến 20	1,6	1,8	1,9	2,1	2,15
20-60	1,5	1,65	1,8	1,9	2,00
60-200	1,4	1,55	1,6	1,65	1,7

A- diện tích hứng gió tính toán của kết cấu hoặc vật nặng, m^2 . Diện tích hứng gió của vật nặng được lấy theo bảng 0.14 phụ thuộc vào trọng lượng vật nặng.

Bảng 0.14. Diện tích hứng gió của vật nâng

Q kN	10	20	32	50	100	200	320	630
A m ²	2,8	4	5,6	7,1	10	16	20	28

Diện tích hứng gió của kết cấu

$$A = A_0 \varphi$$

A_0 - diện tích bề mặt được giới hạn bởi đường biên ngoài của kết cấu, m²;

φ - hệ số kể đến phần lỗ hổng;

Với kết cấu dầm $\varphi = 0,2 \div 0,4$;

Với các cơ cấu máy $\varphi = 0,8 \div 1,0$;

Với kết cấu có thành kín, đối trọng $\varphi = 1,0$.

Tải trọng gió lớn nhất ở trạng thái làm việc ứng với q_{gll} dùng để tính toán kết cấu kim loại theo độ bền, kiểm tra ổn định máy khi có tải, kiểm tra thời gian mở máy và thời gian phanh các cơ cấu. Khi chọn động cơ và tính các chi tiết theo độ bền lâu, tải trọng gió được lấy theo q_{g} (Áp lực gió trung bình ở trạng thái làm việc). Áp lực gió ở trạng thái không làm việc dùng để tính các thiết bị kẹp ray, kiểm tra ổn định máy khi không làm việc, kiểm tra các chi tiết, bộ phận của kết cấu chịu áp lực gió.

4. Tải trọng phát sinh khi vận chuyển

Chúng bao gồm các tải trọng do trọng lượng bản thân và tải trọng động phát sinh trong quá trình vận chuyển máy. Khi vận chuyển các phần của máy bằng ô tô, phải kể đến các tải trọng phụ theo phương đứng và lấy bằng 200-250% tải trọng do trọng lượng bản thân. Tải trọng động theo phương đứng khi vận chuyển các phần cân trục bằng đường sắt có thể bằng 60%-80% tải trọng do trọng lượng bản thân. Ngoài ra còn phải kể đến các tải trọng động theo phương ngang phát sinh khi vận chuyển. Chúng có giá trị bằng 80%-90% trọng lượng bản thân.

5. Tải trọng khi dựng lắp

Khi này tải trọng do trọng lượng bản thân được lấy tăng 15%-20%. Phải kể đến tải trọng gió cũng như các lực xuất hiện trong quá trình dựng lắp. Áp lực gió lấy bằng 500N/m².

6. Tải trọng động

Để khảo sát động lực học máy nâng cần phải xây dựng được mô hình bài toán về động lực học máy, sau đó lập và giải phương trình chuyển động của hệ thống.

Cơ cấu máy nâng có thể quy về sơ đồ đơn giản nhất bao gồm có một khối lượng, cũng có thể quy về sơ đồ hai, ba khối lượng hoặc nhiều hơn. Các khối lượng

quy dẫn được liên kết với nhau bằng các phần tử đàn hồi. Bài toán sẽ càng phức tạp khi số các khối lượng càng lớn. Trong các bài toán thực tế thường dùng các sơ đồ đơn giản với số khối lượng ít sao cho vẫn mô tả được quá trình làm việc của máy, đồng thời kết quả có độ chính xác có thể chấp nhận được. Trong các chương tiếp theo sẽ giới thiệu cách tính tải trọng động quan tính bằng cách quy một cơ cấu về sơ đồ một khối lượng, coi kết cấu kim loại của máy cũng như liên kết giữa các bộ phận của cơ cấu là tuyệt đối cứng, các cơ cấu làm việc độc lập với nhau và gia tốc là một hằng số.

Nghiên cứu sâu về động lực học máy nâng có thể tham khảo trong các tài liệu chuyên ngành.

Phối hợp đa dạng của các tải trọng, người ta chia ra ba trường hợp tải trọng tính toán như sau

1) *Trường hợp 1.* Tải trọng bình thường ở trạng thái làm việc phát sinh khi máy làm việc ở điều kiện bình thường. Máy nâng làm việc với tải trọng nâng danh nghĩa, áp lực gió trung bình ở trạng thái làm việc, mở máy và phanh êm dịu, đường cân trục ở trạng thái bình thường. Trường hợp này dùng để tính bền các chi tiết theo mỏi, theo tuổi thọ, độ mòn, tính công suất động cơ và kiểm tra phát nhiệt cho thiết bị điện. Khi tính bền mỏi và độ mòn có thể không tính áp lực gió.

2) *Trường hợp 2.* Tải trọng lớn nhất ở trạng thái làm việc (phát sinh khi làm việc ở điều kiện nặng nhất). Các tải trọng này bao gồm các lực cản tĩnh cực đại, tải trọng động cực đại khi mở máy và phanh đột ngột, áp lực gió lớn nhất ở trạng thái làm việc, đường cân trục ở trạng thái xấu, góc dốc lớn. Đối với trường hợp này tất cả các chi tiết trong cơ cấu và kết cấu kim loại được tính theo sức bền tĩnh.

3) *Trường hợp 3.* Tải trọng lớn nhất ở trạng thái không làm việc của máy. Tải trọng bao gồm trọng lượng bản thân máy, tải trọng gió lớn nhất ở trạng thái không làm việc, tải trọng do dốc hoặc nghiêng mặt đường gây ra.

Đối với trường hợp này cần tiến hành kiểm tra độ bền, độ ổn định toàn bộ máy và các bộ phận của nó. Đặc biệt kiểm tra các chi tiết của bộ phận kẹp ray, các thiết bị phanh hãm và các chi tiết, bộ phận của cơ cấu thay đổi tầm với.

Phần I

CÁC CHI TIẾT VÀ CỤM CHI TIẾT CỦA THIẾT BỊ CƠ KHÍ TRÊN MÁY NÂNG

Chương 1

CÁP THÉP VÀ CÁC CHI TIẾT CỦA TRUYỀN ĐỘNG CÁP

§1.1. CÁP THÉP

Cáp thép là chi tiết rất quan trọng, được sử dụng trong hầu hết các máy nâng. Các yêu cầu chung đối với cáp là:

- an toàn trong sử dụng;
- độ mềm cao, dễ uốn cong, đảm bảo độ nhỏ gọn của cơ cấu và của máy;
- đảm bảo độ êm dịu, không gây ồn khi làm việc trong cơ cấu và máy nói chung;
- trọng lượng riêng nhỏ, giá thành thấp;
- đảm bảo độ bền lâu, thời hạn sử dụng lớn.

Cáp thép được chế tạo từ những sợi thép cacbon tốt (ít lưu huỳnh, phốt pho). Các sợi thép được chế tạo bằng công nghệ kéo nguội có đường kính từ 0,5 đến 2-3 mm và giới hạn bền tính toán theo kéo từ 1400 đến 2000 N/mm². Các sợi thép này được bện thành cáp bằng các thiết bị bện chuyên dùng. Để chống gỉ, người ta tráng lớp kẽm lên sợi thép, tuy nhiên sợi thép sau khi tráng kẽm có độ bền giảm đi 10%.

Cần lưu ý rằng, sử dụng những sợi thép có giới hạn bền tính toán theo kéo nhỏ để bện cáp sẽ dẫn đến cáp có đường kính lớn, còn dùng sợi thép có giới hạn bền lớn thì cáp sẽ có độ cứng lớn làm giảm thời hạn sử dụng cáp. Vì vậy nên dùng sợi thép có giới hạn bền tính toán theo kéo 1600 - 1800 N/mm² để bện cáp.

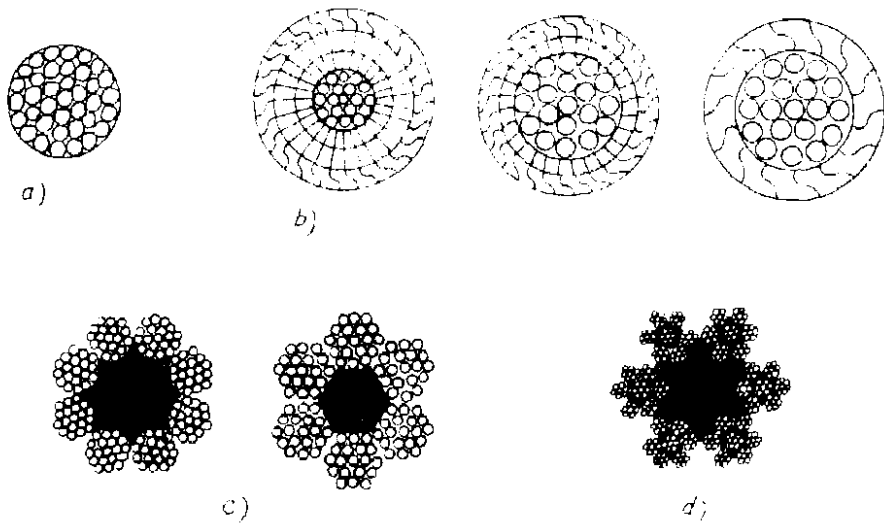
1. Cấu tạo cáp thép

Phương pháp bện cáp có ảnh hưởng lớn đến độ uốn cong, độ bền và độ bền lâu của cáp. Theo số lớp bện, cách bện có những loại cáp thép sau

Cáp bện đơn (hình 1.1, a) do nhiều sợi thép bện quanh một lõi. Loại cáp này

có độ cứng lớn nên thường dùng để treo. hoặc Loại cáp có lớp bọc kín bên ngoài có ưu điểm là bề mặt trơn, chịu được tải trọng xô ngang và chống gỉ tốt nên được dùng làm cáp treo chịu tải trọng cân trực cáp (hình 1.1, b).

Cáp bên kép (cáp bên hai lớp) gồm các đánh là các cáp bên đơn và các đánh được bên quanh một lõi (hình 1.1, c). Vật liệu làm lõi cáp có ảnh hưởng đến độ



Hình 1.1. Các loại cáp thép theo số lớp bên.

cứng của cáp. Đối với cáp cuốn lên tang nhiều lớp cáp với dung lượng lớn, để giảm biến dạng của cáp do các lớp cáp đè lên nhau có thể dùng cáp lõi thép. Tuy nhiên trong trường hợp này đường kính tang và các pully dẫn cáp rất lớn. Với cáp làm việc trong môi trường nhiệt độ cao, người ta thường dùng cáp lõi amiăng. Đa số các trường hợp khác người ta dùng cáp lõi dây với ưu điểm là cáp có độ uốn cong tốt và khả năng tự bôi trơn tốt hơn. Trên hình 1.1.c là mặt cắt của loại cáp lõi dây với 8 và 6 đánh. Thông dụng nhất là cáp bên kép với 6 đánh cáp.

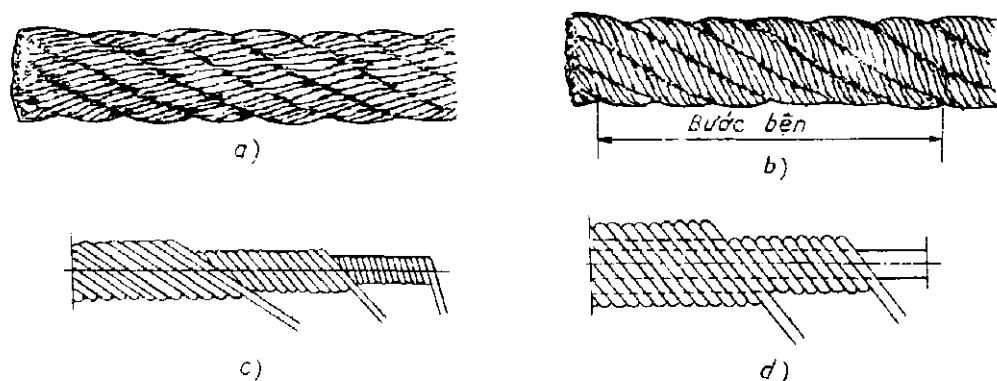
Cáp bên ba lớp gồm các cáp bên kép, được coi là đánh, bên quanh một lõi một lần nữa (hình 1.1, d). Do có nhiều lõi nên cáp bên ba lớp mềm hơn cáp bên kép song chế tạo phức tạp, giá thành cao và các sợi thép trong cáp quá bé dễ bị đứt do mòn. Cáp bên ba lớp thường được dùng trong các thiết bị phục vụ cho công tác lắp dựng cân trực. Nhìn chung cáp bên kép là cáp được sử dụng rộng rãi nhất trong đó loại cáp bên kép lõi dây với 6 đánh cáp là thông dụng hơn cả.

Cáp bên xuôi là cáp có các sợi thép trong đánh bên cùng chiều với chiều bên của các đánh quanh lõi (hình 1.2, b). Các sợi thép tiếp xúc với nhau tương đối tốt nên loại này tương đối mềm và có tuổi thọ cao song dễ bị bung ra và lại có xu hướng xoắn lại, nhất là khi treo vật trên một sợi cáp. Vì vậy cáp bên xuôi thường chỉ dùng vào việc nâng vật theo dần hướng trong các loại thang nâng, tải kéo v.v..

Cáp bên chéo là cáp có chiều bên của các sợi thép trong đánh ngược với chiều

bện của các đánh quanh lõi (hình 1.2, a). Loại này có độ cứng lớn, tuổi thọ không cao nhưng khó bị bung ra và không bị xoắn nên an toàn trong sử dụng. Cáp bện chéo được dùng nhiều trong các loại cần trục, đặc biệt khi dùng để nâng gầu ngoạm.

Cáp bện hỗn hợp là cáp mà các sợi thép trong một số đánh được bện xuôi còn trong các đánh khác thì bện chéo. Loại này tuy khó chế tạo nhưng có ưu điểm của cả hai loại cáp bện xuôi và bện chéo.



Hình 1.2. Các loại cáp thép theo cách bện.

Cáp có tiếp xúc điểm là loại có đường kính các sợi thép trong đánh bằng nhau, hai lớp sợi thép cuốn trong đánh có bước bện khác nhau nên giữa các sợi thép có tiếp xúc điểm với nhau (hình 1.2, c). Do tiếp xúc điểm nên khi cáp bị uốn cong, các sợi thép đè lên nhau với áp lực lớn và giữa các sợi thép có ma sát làm chúng chóng mòn, dễ bị đứt.

Cáp có tiếp xúc đường (hình 1.2, d) là loại cáp do những sợi thép có đường kính khác nhau bện thành đánh với các lớp bện có bước bện bằng nhau làm các sợi kề nhau tiếp xúc với nhau trên suốt chiều dài. Đường kính khác nhau của các sợi thép trong đánh tạo điều kiện cho chúng xếp đầy tiết diện cáp. Loại này khắc phục được những nhược điểm của loại cáp có tiếp xúc điểm. Các sợi thép nhỏ và lớn trong đánh được sử dụng hợp lý vừa đảm bảo độ mềm của cáp vừa đảm bảo độ bền, độ bền lâu của cáp (do tiếp xúc đường nên ứng suất tiếp xúc nhỏ, các sợi thép lớn phía ngoài bảo vệ cáp đỡ mòn khi tiếp xúc với các chi tiết khác như tang, puly, trục có định đầu cáp).

Trên hình 1.3 là mặt cắt của một số loại cáp thông dụng nhất của Nga với các ký hiệu sau:

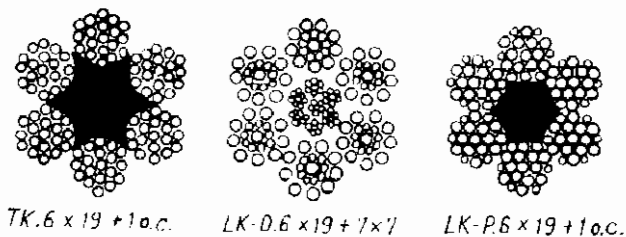
TK. 6x19 + 1 o.c. - Cáp có tiếp xúc điểm (TK) với 6 đánh, mỗi đánh 19 sợi như nhau và một lõi dầy.

LK-O. 6x19 + 7x7 - Cáp có tiếp xúc đường (LK) với 6 đánh, mỗi đánh 19 sợi có lớp sợi thép ngoài cùng như nhau (O). Lõi thép của cáp được bện từ 7 đánh, mỗi

dánh 7 sợi thép.

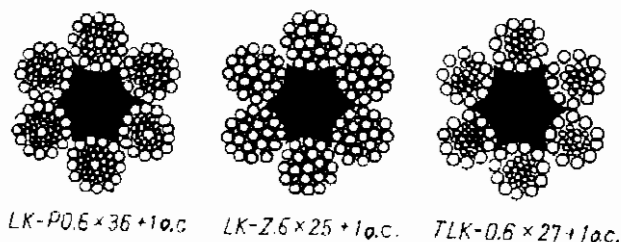
LK-P. $6 \times 19 + 1 \text{ o.c.}$

- Cáp có tiếp xúc đường với 6 đánh, mỗi đánh 19 sợi có lớp sợi thép ngoài cùng khác nhau (P) và một lõi dây.



LK-PO. $6 \times 36 + 1 \text{ o.c.}$

- Cáp có tiếp xúc đường với 6 đánh, mỗi đánh 36 sợi thép kết hợp cách sắp xếp P và O. Các đánh bên quanh một lõi dây.



LK-Z. $6 \times 25 + 1 \text{ o.c.}$

- Cáp có tiếp xúc đường, 6 đánh, mỗi đánh 25 sợi thép và một lõi dây. Các sợi thép con và to xen lẫn xếp đầy tiếp diện (Z).

Hình 1.3 Một số loại cáp thông dụng

TLK-O. $6 \times 27 + 1 \text{ o.c.}$ - Cáp có kết hợp cả tiếp xúc đường và tiếp xúc điểm với 6 đánh, mỗi đánh 27 sợi và một lõi dây. Các đánh có lớp ngoài cùng là các sợi thép như nhau.

2. Ứng suất và các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền lâu của cáp thép

Cáp do nhiều sợi thép hợp lại tạo thành một hệ siêu tĩnh nhiều bậc, các sợi thép xoắn theo một đường phức tạp trong không gian. Vì vậy trạng thái căng của nó rất phức tạp. Khi cáp chịu tải, các sợi thép chịu nhiều ứng suất khác nhau như ứng suất kéo, uốn, dập, xoắn, ứng suất dư v.v..

Ứng suất kéo sinh ra khi cáp chịu tải. Khi cuốn lên tang hoặc pully, cáp biến đổi hình dạng và sinh ra ứng suất uốn. Ngoài ra ứng suất uốn xuất hiện khi cáp có tiếp xúc điểm. Một số tác giả đã đưa ra cách tính ứng suất kéo và uốn song cách tính đó chưa chính xác và ít được ứng dụng trong thực tế.

Ứng suất dư sinh ra trong các sợi thép khi bện cáp. Ứng suất dư có khi rất lớn và rất khó tính chính xác. Thực nghiệm cho thấy rằng nếu loại trừ được ứng suất dư thì tuổi thọ của cáp có thể tăng lên 2-2,5 lần. Vì vậy cần phải làm biến dạng các sợi thép trước khi bện.

Ngoài ra còn có ứng suất dập do các sợi thép tiếp xúc với nhau và khi cáp chịu

tải, các sợi thép đè lên nhau. Ứng suất nén xuất hiện khi cáp chịu tải và đạt lên ranh tang.

Khi làm việc cáp không bị đứt đột ngột mà sau một thời gian làm việc, cáp bị mòn nhiều hay đứt từng sợi thép. Vì vậy độ bền lâu là một chỉ tiêu quan trọng trong tính toán và sử dụng cáp. Người ta lấy số lần uốn giới hạn Z của cáp khi uốn qua pully hoặc tang một góc 180° cho tới khi sợi thép bị đứt do mỏi làm chỉ tiêu để đánh giá độ bền lâu của cáp. Số lần uốn giới hạn Z của cáp được xác định bằng thực nghiệm theo phương pháp chuẩn vì chưa có một phương pháp tính toán nào kể đến ảnh hưởng của tất cả các nhân tố đến độ bền lâu của cáp. Số lần uốn giới hạn Z của cáp phụ thuộc vào các yếu tố sau

Lực căng cáp trong quá trình làm việc càng lớn thì số lần uốn giới hạn càng nhỏ.

Khi có cùng số lần uốn giới hạn Z , số sợi đứt trên một bước ben của loại cáp ben xuôi ít hơn nhiều so với sợi cáp ben chéo. Như vậy cáp ben xuôi có độ bền lâu cao hơn cáp ben chéo. Loại cáp có tiếp xúc đường có số lần uốn giới hạn Z lớn hơn loại cáp có tiếp xúc điểm khi sử dụng với cùng bán kính uốn cong cáp cho các loại cáp cùng đường kính. Điều này càng thể hiện rõ khi tỷ số giữa bán kính uốn cong cáp và đường kính cáp càng lớn

Sợi thép có độ bền giới hạn nhỏ sẽ chóng đứt song nếu độ bền giới hạn quá lớn sẽ rất cứng nên khả năng chịu mỏi kém. Loại cáp ben từ nhưng sợi thép có giới hạn ben 1800 N/mm^2 có độ bền lâu cao nhất.

Các điều kiện sử dụng và bảo quản cáp là những yếu tố ảnh hưởng lớn đến độ bền lâu của cáp.

Bán kính uốn cong của cáp được biểu thị bằng tỷ số giữa đường kính tang hoặc pully và đường kính cáp D/d_c . Số lần uốn giới hạn Z của cáp càng lớn nếu bán kính uốn cong cáp càng lớn.

Số lần uốn giới hạn Z của cáp giảm dần khi vật liệu chế tạo tang và pully là gỗ, nhôm, gang, thép. Dạng ranh cáp cũng ảnh hưởng đến độ bền lâu của cáp (ranh hình thang, ranh là một cung tròn, ranh là nửa đường tròn cho Z tăng dần).

Độ bền lâu của cáp còn phụ thuộc vào góc ôm của cáp lên pully, tang và vào số lần, chiều uốn cong của cáp. Cáp bị uốn cong theo nhiều chiều khác nhau sẽ sinh ra trong các sợi thép các ứng suất khác nhau làm tang quá trình mỏi của thép. Thí nghiệm đã cho thấy một lần uốn cong ngược chiều của cáp tương đương với hai lần uốn cong cùng chiều khi tính số lần uốn giới hạn Z . Vì vậy cần giảm số lượng pully đổi hướng cáp tới mức tối thiểu và tránh để cáp uốn cong theo các chiều khác nhau. Cần bôi trơn cáp thường xuyên, định kỳ để kéo dài tuổi thọ của cáp thép.

Tóm lại, khi tính chọn và sử dụng cáp cần phải lưu ý đến các phân tích kết quả thực nghiệm trên để nâng cao thời hạn sử dụng cáp.

3. Tính chọn và sử dụng cáp thép

Hiện nay chưa có các nghiên cứu chính xác và đầy đủ về trạng thái ứng suất của sợi thép trong cáp cũng như hiện tượng mỏi khi cáp chịu tải lâu. Do đó người ta không dựa vào các ứng suất của sợi thép để tính chọn cáp.

Kết quả nghiên cứu cho thấy hai yếu tố quan trọng nhất ảnh hưởng đến độ bền và độ bền lâu của cáp thép là lực căng cáp lớn nhất khi làm việc và bán kính uốn cong cáp. Vì vậy trong tính toán người ta quy định chọn cáp theo lực kéo, còn độ bền lâu của cáp được đảm bảo bằng cách chọn hệ số an toàn n và tỷ số giữa đường kính tang hoặc pulley với đường kính cáp D/d , tùy thuộc vào loại máy và chế độ làm việc của máy.

Cáp thép được chọn theo điều kiện sau:

$$S_{\max} n \leq S_d \quad (1.1)$$

trong đó: $S_{\max}$ - lực căng cáp lớn nhất trong quá trình làm việc không kể đến các tải trọng động;

S_d - tải trọng phá hỏng cáp do nhà chế tạo xác định và cho trong bảng cáp tiêu chuẩn tùy thuộc vào loại cáp, đường kính cáp và giới hạn bền của vật liệu sợi thép. Thông thường lực phá hỏng cáp không vượt quá 83% tổng lực phá hỏng của tất cả các sợi thép bên cáp;

n - hệ số an toàn bền của cáp được tra theo tiêu chuẩn tùy theo loại máy và chế độ làm việc (n lấy không nhỏ hơn giá trị trong tiêu chuẩn).

Đối với các loại cần trục, giá trị n lấy như sau

- | | |
|--|-----|
| - Cáp tải dùng trong dẫn động bằng tay | 4 |
| - Cáp nâng vật và cần trong dẫn động máy | |
| chế độ làm việc nhẹ | 5 |
| chế độ làm việc trung bình | 5,5 |
| chế độ làm việc nặng và rất nặng | 6 |
| - Cáp neo cần và cột | 3,5 |
| - Cáp dùng cho gầu ngoạm | 6 |
| - Cáp dùng cho cơ cấu nâng chở người | 9 |
| - Cáp dùng trong lắp dựng cần trục | 4 |

Đối với thang máy, hệ số an toàn n cho trong bảng 1.1.

Bán kính uốn cong của cáp phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$D \geq e.d_c, \quad (1.2)$$

trong đó: d_c - đường kính cáp, mm;

D - đường kính tang và pulley tính đến tâm lớp cáp thứ nhất, mm;

e- hệ số được tra theo bảng tiêu chuẩn tùy theo loại máy và chế độ làm việc.

Bảng 1.1. Giá trị n đối với thang máy

Tốc độ cấp, m/s	Loại thang máy	
	chỗ người, chỗ hàng và người	chỗ hàng
Tời với tang cuốn cáp		
Nhỏ hơn 1	9	8
Tời với puly dẫn cáp bằng ma sát		
Nhỏ hơn 1	12	10
Từ 1 đến 2	13	11
Từ 2 đến 4	14	12
Lớn hơn 4	15	13

Đối với các loại máy nâng, e cho trong bảng 1.2.

Bảng 1.2. Hệ số e cho các loại máy nâng

Loại cần trục	Dạng dẫn động	Chế độ làm việc	Trị số e
Cần trục kiểu cần.			
- cơ cấu nâng vật và nâng cần	Tay	-	16
	Máy	Nhe	16
		Trung bình	18
		Nặng	20
		Rất nặng	25
- cơ cấu lắp dựng	Máy	-	16
Palăng điện	Máy	-	20
Tời nâng gầu ngoàm:			
- cần trục kiểu cần	Máy	-	20
- các loại khác (trừ palăng điện)	Máy	-	30
Các puly trong gầu ngoàm	-	-	18
Các loại tời:			
- nâng hàng	Tay	-	12
	Máy	-	20
- nâng người	Tay	-	16
	Máy	-	25
Các loại cần trục khác	Tay	-	18
(trừ những loại đã kể trên)	Máy	Nhe	20
		Trung bình	25
		Nặng	30
		Rất nặng	35

Đối với thang máy, hệ số $e = 30$ cho thang máy chở hàng, $e = 40$ cho thang máy chở người có tốc độ cabin dưới 1.4 m/s và $e = 45$ cho thang máy chở người có tốc độ cabin trên 1.4 m/s .

Đường kính tang và puly càng lớn thì tuổi thọ của cáp càng cao song máy sẽ rất cồng kềnh và mômen trên trục tang lớn. Cần lưu ý thêm khi thiết kế máy là một số puly có góc ôm của cáp nhỏ và puly ít làm việc (như puly cân bằng) có thể lấy đường kính nhỏ hơn so với tiêu chuẩn. Ngoài ra trong những trường hợp cần phải giảm bớt kích thước và trọng lượng máy, có thể lấy đường kính tang giảm 15%, puly cân bằng giảm 20% và puly trong palang điện, cần trục kiểu cần giam 30% so với điều kiện tính toán (1.2).

Cáp hỏng chủ yếu do mỏi, cho nên nó không xảy ra tức thời mà phát triển dần dần. Thời gian bị phá hỏng dài, đặc biệt là cáp làm việc trong chế độ làm việc nhẹ. Quá trình phá hỏng cáp là quá trình đứt dần từng sợi từ ngoài vào trong. Do đó trên cơ sở nghiên cứu và kinh nghiệm sử dụng mà người ta quy định số sợi đứt cho phép trên một bước ben, chưa đến giới hạn đó cáp vẫn làm việc an toàn. Số sợi đứt cho phép trên chiều dài một bước ben của một số loại cáp cho ở bảng 1.3. Chiều dài một bước ben được xác định theo quy tắc: đếm dọc theo trục cáp số đánh cáp bằng đúng số đánh cơ trên tiết diện ngang của cáp. Trên hình 1.2,b là chiều dài một bước ben của cáp có 6 đánh cáp trên tiết diện ngang.

Bảng 1.3. Số sợi thép đứt cho phép trên một bước ben

Hệ số an toàn bền "	Kết cấu cáp			
	6 x 19 = 144		6 x 37 222	
	Bên xuôi	Bên chéo	Bên xuôi	Bên chéo
< 6	6	12	11	12
6 - 7	7	14	13	26
> 7	8	16	15	30

Nếu số sợi đứt chưa đến giới hạn cho phép nhưng lớp sợi thép ngoài cùng đã mòn đến 40% thì vẫn phải thay cáp.

Điều kiện đầu tiên để đảm bảo độ tin cậy và độ an toàn của cáp thép là sử dụng cáp đúng theo tính toán có tính đến các yếu tố ảnh hưởng đến độ bền và độ bền lâu của cáp. Trong cơ cấu nâng, tuyệt đối không được phép nối dài cáp để tăng chiều dài. Các chi tiết cố định đầu cáp phải đủ bền và có độ tin cậy cao.

Để đảm bảo an toàn và tăng tuổi thọ của cáp thép, cần phải bảo dưỡng, bôi trơn cáp định kỳ bằng mỡ chuyên dùng có thành phần dầu khoáng và vazolin.

§1.2. CÁC CHI TIẾT CỦA TRUYỀN ĐỘNG CÁP

1. Cố định đầu cáp

Để đảm bảo an toàn trong sử dụng cáp thép, cần phải thực hiện tốt việc cố

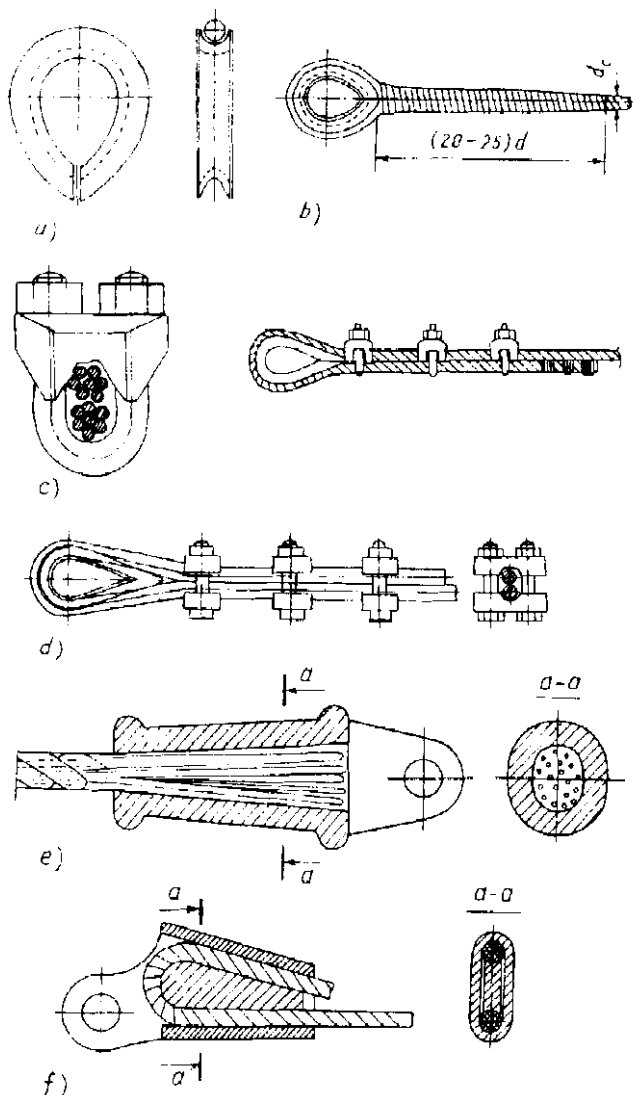
định đầu cáp, thỏa mãn các yêu cầu sau: chắc chắn, độ tin cậy cao, dễ kiểm tra, dễ tháo lắp thay thế, kết cấu đơn giản, dễ chế tạo và tại chỗ cố định đầu cáp, cáp không bị uốn đột ngột.

Trong máy nâng thường phải cố định đầu cáp trên các trục, chốt và cố định đầu cáp trên tang.

Trên hình 1.4 thể hiện các phương pháp cố định đầu cáp với trục, chốt.

Vòng lốt (hình 1.4,a) dùng để đỡ cáp khi vòng qua chốt được sử dụng rất phổ biến. Vòng lốt được chế tạo bằng phương pháp rèn hoặc đập có rãnh là một cung tròn hoặc hình lòng máng để đỡ cáp. Vòng lốt có tác dụng tránh cho cáp khỏi bị uốn đột ngột, giảm ứng suất tiếp xúc và cáp không bị chà xát lên chốt khi làm việc. Phương pháp tết cáp được thực hiện bằng cách tháo bung đầu cáp và luồn các đánh của đầu cáp đã tháo vào thân cáp rồi dùng sợi thép cuốn ngoài một đoạn bằng 20-25 lần đường kính cáp (hình 1.4, b). Phương pháp này tốn rất nhiều công và người tết cáp phải có tay nghề cao để đảm bảo tết đúng kỹ thuật.

Bulông chữ U được dùng phổ biến để kẹp cáp. Tấm đệm ở phía các đai ốc có rãnh hình thang hoặc tròn để ép cáp (hình 1.4,c). Để giảm biến dạng của cáp, tấm đệm được đặt về phía nhánh cáp làm việc còn đầu tự do của cáp được ép bằng bulông. Có thể dùng bulông thường với hai tấm đệm dài có rãnh hình thang để kẹp cáp (hình 1.4,d). Số lượng bulông kẹp cáp không ít hơn 3 và chọn tùy theo đường kính cáp. Khoảng cách giữa các bulông kẹp cáp và chiều dài đầu cáp tự do không nhỏ hơn 6 lần đường kính cáp.



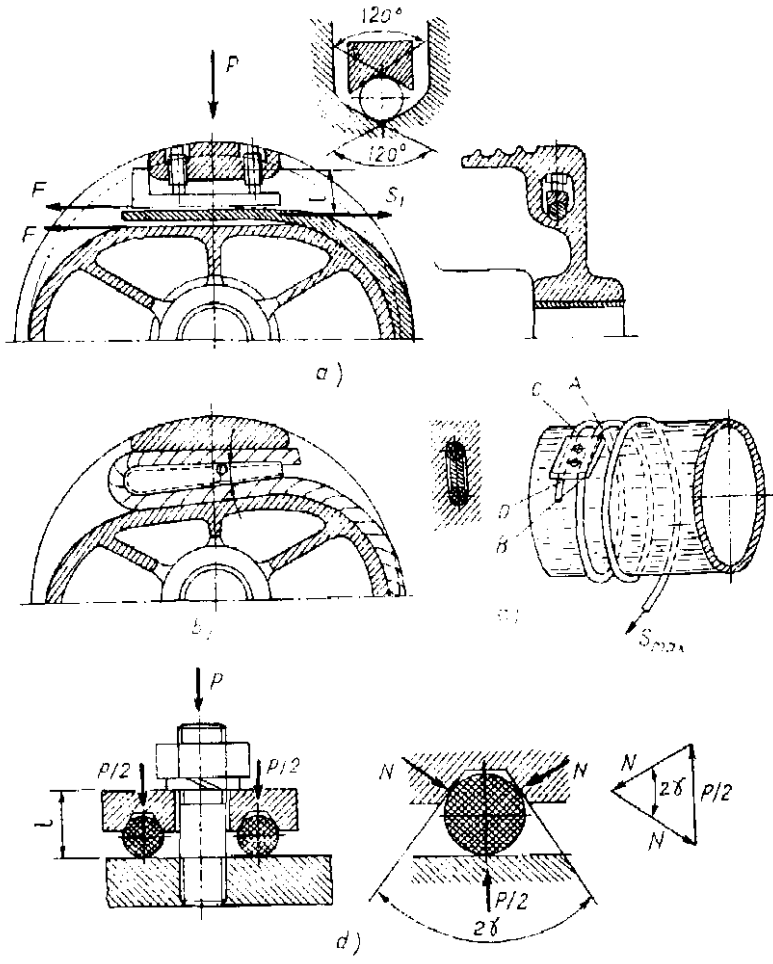
Hình 1.4. Các phương pháp cố định đầu cáp với trục.

Đường kính cáp, mm	11-18	19-24	25-31	32-34	35-37	38-44
Số bulông kẹp cáp	3	4	5	6	7	8

An toàn nhất là cách cố định đầu cáp bằng ống côn (hình 1.4, e). Xỏ đầu cáp qua lỗ nhỏ của ống côn, tháo bung đầu cáp và cắt lõi cáp, bẻ gấp các sợi thép và lau sạch dầu, rút cáp cho đầu cáp nằm trong ống côn rồi đổ chỉ vào ống côn.

Cách cố định đầu cáp phổ biến và tiện lợi nhất là dùng khóa chêm (hình 1.4, f). Cách cố định này có thể tháo lắp rất nhanh bằng tay mà không cần các dụng cụ chuyên môn. Các chi tiết cố định đầu cáp trên đã được tiêu chuẩn hóa. Khi dùng ta có thể tính toán hoặc chọn theo đường kính và lực căng cáp.

Có nhiều cách cố định đầu cáp trên tang nhưng thông dụng nhất là dùng chêm, dùng bulông và tấm đệm. Trên hình 1.5, a thể hiện cách cố định đầu cáp trên tang bằng tấm đệm trong long tang. Tấm đệm ép đầu cáp lên tang nhờ các vít cấy hoặc bulông.



Hình 1.5. Các phương pháp cố định đầu cáp trên tang.

Thông thường, ở vị trí thấp nhất của móc treo, trên tang phải còn lại 1,5 vòng cáp để giảm tải tác dụng lên đầu kẹp cáp. Vậy lực căng cáp tại chỗ kẹp cáp được tính theo công thức Ole:

$$S_1 = \frac{S_{max}}{e^{\mu \alpha}} \quad .$$

trong đó: $S_{m,k}$ - lực căng cáp lớn nhất;

f - hệ số ma sát giữa cáp và bề mặt tang, $f = 0,1 \div 0,12$;

$\alpha = 3\pi$ - góc ôm của cáp trên tang.

Nếu tổng lực nén của các bulông xuống tấm đệm là F thì lực ma sát giữa cáp và tang, giữa cáp và tấm đệm là $F = P f$. Độ tin cậy của kẹp cáp trên tang được đảm bảo bằng điều kiện $2F > S_{m,k}$.

Đường kính trong của ren bulông d_1 được tính theo nén và uốn theo công thức sau:

$$\sigma = \frac{n_1 \cdot 1,3 \cdot P}{\pi d_1^2 \cdot Z} + \frac{n_1 \cdot f \cdot P \cdot l}{0,1 d_1^3 \cdot Z} \leq [\sigma], \quad (1.3)$$

trong đó: $n_1 \geq 1,5$ - hệ số an toàn bền của bulông;

Z - số bulông kẹp cáp;

l - tay đòn đặt lực S_1 gây uốn bulông và được tính từ điểm giữa đoạn tiền ren trên tang đến tâm cáp (hình 1.5.a);

1,3 - hệ số kể đến ứng suất xoắn xuất hiện khi siết bulông;

$[\sigma]$ - ứng suất cho phép của vật liệu bulông được lấy với hệ số an toàn bền không nhỏ hơn 2,5.

Phương pháp cố định đầu cáp trên tang như hình 1.5.a thường dùng cho tang cuốn nhiều lớp cáp vì loại tang này không cho phép kẹp cáp trên bề mặt cuốn cáp của tang. Nhược điểm của phương pháp này là kết cấu tang phức tạp, khó chế tạo, khó kiểm tra và thay thế kẹp cáp. Vì vậy phương pháp này ít được dùng.

Chêm kẹp cáp (hình 1.5.b) dùng rất tốt cho những cáp có đường kính nhỏ hơn 12mm. Phương pháp này tiện lợi và dễ thay cáp song kết cấu tang phức tạp, khó chế tạo và thường dùng cho tang cuốn nhiều lớp cáp. Để đảm bảo tự hãm, độ côn của chêm thường lấy từ 1 : 4 đến 1 : 5 ($\text{tg } \varphi < 2^\circ$).

Phương pháp cố định đầu cáp trên tang thông dụng nhất là dùng tấm đệm bên ngoài ép cáp lên bề mặt tang bằng bulông (hình 1.5.c). Tấm đệm với ranh hình thang là tốt nhất và thông dụng nhất. Mỗi tấm đệm được bắt vào tang bằng một hoặc hai bulông. Nếu mỗi tấm đệm được bắt bằng một bulông thì số tấm đệm không được ít hơn 2 không phụ thuộc vào tính toán. Nếu tấm đệm dùng hai bulông thì có thể dùng một tấm đệm đối với cáp có đường kính bé hơn 31 mm và hai tấm đệm đối với cáp có đường kính lớn hơn 31mm. Để tính toán kẹp cáp kiểu này, ta giả thuyết rằng:

- các lực tác dụng vào cáp không làm thay đổi tiết diện mặt cắt ngang của cáp; cáp được coi như dây mềm có bề mặt ngoài là hình trụ nhẵn;
- thay một số tấm đệm bằng một tấm đệm kẹp cáp với cùng số bulông.

Cáp với lực căng lớn nhất $S_{\max}$ được giữ trên bề mặt của tang bằng các thành phần lực ma sát sau

a) Lực ma sát giữa cáp và bề mặt tang ở 1.5 vòng cáp giảm tải trước khi kẹp cáp

$$F_1 = S_{\max} - S_1 = S_{\max} \frac{e^{\alpha} - 1}{e^{\alpha}}$$

b) Tổng lực ma sát giữa cáp và bề mặt tang trên đoạn AB và CD (hình 1.5.c)

$$F_2 = P.f,$$

trong đó: P - tổng lực nén của tấm đệm lên cáp khi siết bulông hay tổng lực kéo các bulông.

c) Tổng lực ma sát giữa cáp và bề mặt tấm đệm trên đoạn AB và CD - F_3 . Để xác định F_3 ta xét điều kiện cân bằng cáp dưới tác dụng của các lực N và $P/2$ (hình 1.5.d).

$$N = \frac{P}{4} \cdot \frac{1}{\sin \gamma}$$

vậy

$$F_3 = 4.N.f = P \cdot \frac{f}{\sin \gamma} = P.f_1,$$

trong đó: $f_1 = \frac{f}{\sin \gamma}$ - hệ số ma sát quy đổi của rãnh tấm đệm với cáp. Góc

ngiêng của rãnh hình thang thường lấy $2\gamma = 80^\circ$.

d) Lực ma sát giữa cáp và bề mặt tang trên đoạn BC với góc ôm $\beta \approx 2\pi$

$$F_4 = S_B - S_C.$$

$$S_B = S_A - \left(\frac{F_2}{2} + \frac{F_3}{2} \right) = S_1 - \frac{P}{2}(f + f_1)$$

$$S_C = \frac{S_B}{e^{\beta}} = \frac{S_1 - \frac{P}{2}(f + f_1)}{e^{\beta}}$$

$$\text{vậy} \quad F_4 = \left(1 - \frac{1}{e^{\beta}} \right) \left[S_1 - \frac{P}{2}(f + f_1) \right].$$

Theo điều kiện cân bằng cáp theo lực kéo căng cáp $S_{\max}$ và các lực giữ do ma sát ta có:

$$S_{\max} = F_1 + F_2 + F_3 + F_4$$

$$S_{\max} = S_{\max} \frac{e^{\alpha} - 1}{e^{\alpha}} + P.f + P.f_1 + \left(1 - \frac{1}{e^{\beta}} \right) \left[S_1 - \frac{P}{2}(f + f_1) \right].$$

Vậy tổng lực P cần thiết để nén tấm đệm giữ cáp nhờ ma sát là:

$$P = \frac{2S_{\max}}{(f + f_j)e^{\mu l} + 1}e^{\mu l} \quad (1.4)$$

Trong trường hợp này, các bulông chịu kéo do lực P và chịu uốn do lực ma sát F_s giữa tấm đệm và cáp với cánh tay đòn l (hình 1.5, d).

Mômen uốn bulông lớn nhất là $M_u = F_s l$. Vậy số bulông cần thiết để cố định đầu cáp là:

$$Z = \frac{n_1 P \cdot 1,3}{[\sigma]_k \frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{n_1 F_s l}{[\sigma]_k \cdot 0,1 d_1^3} \quad (1.5)$$

trong đó các ký hiệu giống ở biểu thức (1.3)

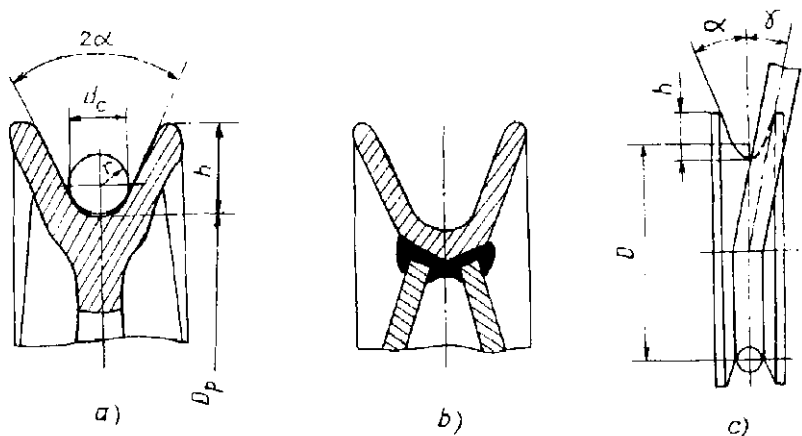
2. Puly và palăng cáp

a) Puly

Trong máy nâng, puly dùng để đổi hướng cáp hoặc để thay đổi lực căng cáp. Trong palăng, puly được phân thành puly cố định để đổi hướng cáp, puly di động để thay đổi lực căng cáp và puly cân bằng.

Puly dùng trong cơ cấu nâng với chế độ làm việc nhẹ và trung bình thường được đúc bằng gang xám. Đối với chế độ làm việc nặng và rất nặng, puly được đúc bằng thép đúc. Các puly có đường kính dưới 600mm thường được đúc liền, còn loại có đường kính lớn hơn 600 mm thường được chế tạo bằng phương pháp hàn (hình 1.6,b) hoặc đúc cơ nan hoa nhằm giảm trọng lượng và tiết kiệm vật liệu.

Mặt cắt rãnh puly có hình dạng như ở hình 1.6.a. Bề mặt làm việc của rãnh puly phải được gia công cơ khí. Kích thước rãnh puly phải đảm bảo cho cáp vòng qua dễ dàng, không bị kẹt và bề mặt tiếp xúc giữa cáp và đáy rãnh lớn để



Hình 1.6. Puly cáp.

giảm ứng suất tiếp xúc, cáp đỡ mòn. Dây rãnh puly là một cung tròn có bán kính $r = (0,53 \div 0,6)d_c$. Góc nghiêng của hai thành bên rãnh puly $2\alpha = 40^\circ \div 60^\circ$. Chiều sâu rãnh puly h được chọn tùy theo công dụng và nơi đặt puly. Trong mọi trường hợp phải đảm bảo $h = (2 \div 2,5)d_c$. Một số trường hợp puly có rãnh rất sâu, ví dụ puly đặt ở đầu cần của cần trục có $h \approx 5d_c$ để cáp khỏi tuột khi vật nặng lác.

Như đã trình bày ở §1.1., đường kính puly tính đến tâm cáp D phải thỏa mãn điều kiện (1.2) để đảm bảo độ bền lâu của cáp. Điều kiện (1.2) có thể viết dưới dạng $D_p \geq (e-1)d_c$. Tuy nhiên, như đã phân tích ở §1.1., một số puly có thể lấy đường kính nhỏ hơn so với tính toán. Đặc biệt đối với các puly dùng để hạn chế độ võng của cáp, đường kính puly có thể giảm đến $8d_c$.

Cáp vòng qua puly phải đảm bảo nằm dọc theo rãnh puly, độ lệch cho phép (góc nghiêng γ - hình 1.6,c) phải đảm bảo sao cho cáp không đè lên thành bên của rãnh cáp tức thỏa mãn điều kiện sau:

$$\operatorname{tg} \gamma < \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{1 + \frac{D}{h}}}, \quad (1.6)$$

trong đó nếu góc giữa hai thành bên của rãnh puly $2\alpha = 60^\circ$ thì góc lệch cho phép $\gamma = 6^\circ$.

Vật liệu rãnh puly có ảnh hưởng lớn đến tuổi thọ của cáp. Thực tế sử dụng cho thấy cáp trên puly bằng thép bị mòn nhiều hơn so với cáp trên puly bằng gang. Với mục đích tăng độ bền lâu của cáp, người ta sử dụng puly có lót trên mặt rãnh cáp một lớp nhôm, cao su hoặc chất dẻo. Nếu lấy độ mòn của cáp trên puly gang làm chuẩn thì độ mòn của cáp trên puly thép tăng 10%, trên puly có rãnh cáp phủ nhôm giảm 20% và độ mòn của cáp trên puly có rãnh cáp phủ một lớp chất dẻo giảm 40-50%.

Ổ trục puly thường dùng ổ bi hoặc bạc lót. Ổ bi được dùng nhiều hơn do có hiệu suất cao ($\eta = 0,97 \div 0,98$), bảo dưỡng dễ dàng và có độ tin cậy cao. Ở môi trường nhiệt độ cao, có nhiều bụi thì hiệu suất puly thấp hơn. Với tốc độ quay của puly nhỏ thì chọn ổ bi theo tải trọng tĩnh còn nếu tốc độ quay nhanh thì phải chọn ổ theo hệ số khả năng làm việc.

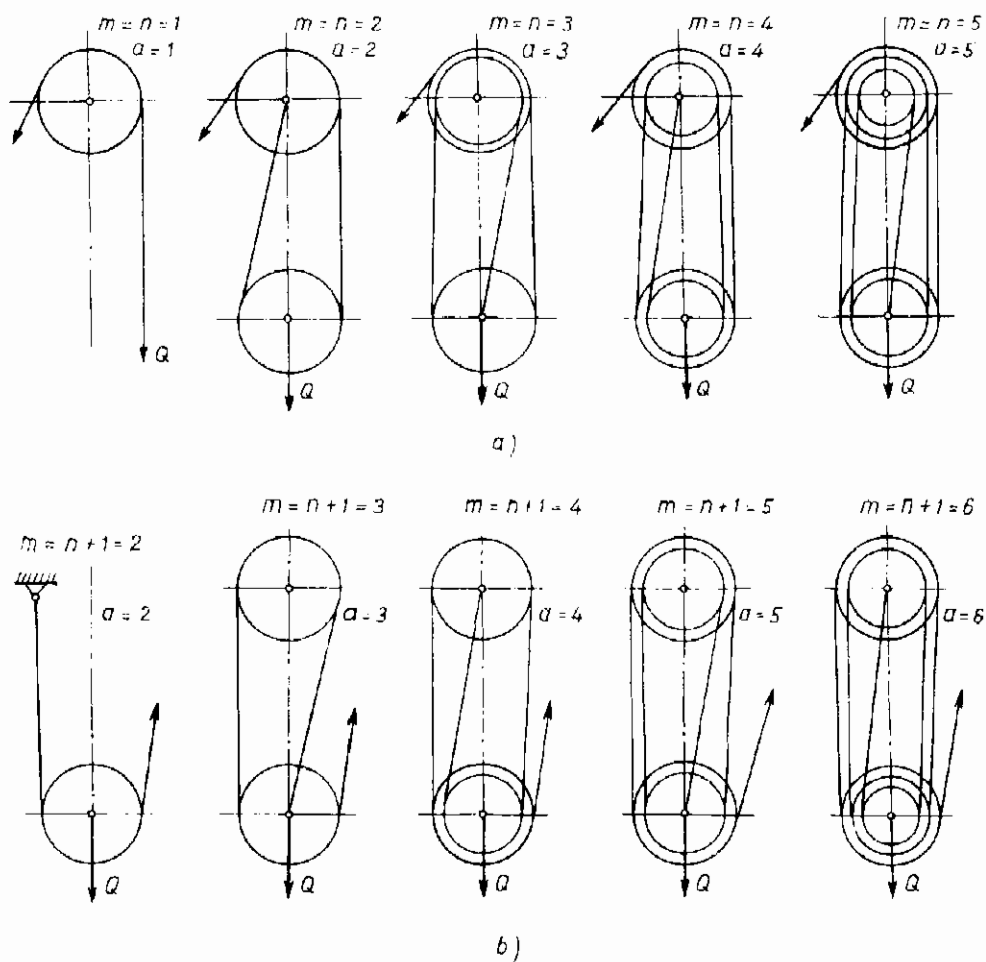
Puly đã được tiêu chuẩn hóa. Với puly đúc cỡ nhỏ ta chỉ chọn theo đường kính cáp cuốn lên nó còn với puly hàn có đường kính lớn và chế tạo đơn chiếc thì cần phải kiểm tra bên trong đó thành rãnh puly chịu ứng suất uốn, các nan hoa chịu nén.

b) Palăng cáp

Palăng cáp là một hệ thống gồm các puly cố định và di động nối với nhau bằng cáp nhằm giảm lực căng cáp so với lực kéo của hệ thống hoặc tăng tốc độ kéo của hệ thống so với tốc độ cáp. Vì vậy theo công dụng ta có hai loại palăng là palăng lực (hay còn gọi là palăng thuận) dùng để giảm lực căng cáp dẫn động so với lực kéo của palăng và palăng vận tốc (hay còn gọi là palăng nghịch) dùng để tăng tốc độ.

Palăng lực gồm hai loại: palăng đơn và palăng kép.

Palăng đơn là loại palăng chỉ có một đầu cáp cuốn lên tang (hình 1.7). Palăng đơn lại có palăng đơn loại một và palăng đơn loại hai. Palăng đơn loại một (hình 1.7, a) là palăng có nhánh cáp ra khỏi palăng từ puly cố định phía trên và loại này có số puly n bằng số nhánh cáp treo vật m . Palăng đơn loại một là loại thông dụng nhất và thường được dùng trong cần trục quay kiểu cần. Palăng đơn loại hai (hình 1.7, b) là palăng có nhánh cáp ra khỏi palăng từ puly di động phía dưới và loại này có số nhánh cáp treo vật m bằng số puly trong palăng n cộng với 1. Palăng đơn loại hai thường được dùng trong palăng điện và một số tời nâng đặt ở trên cao.



Hình 1.7. Palăng đơn.

Palăng kép là loại palăng có hai đầu cáp cuốn lên tang (hình 1.8). Palăng kép được coi như hai palăng đơn loại hai hợp thành và có thể tính toán nó như hai palăng đơn loại hai với tải trọng nâng $Q/2$. Trong palăng kép có puly cân bằng có tác dụng giữ thẳng bằng và chỉ quay để tự điều chỉnh lực căng hoặc chiều dài trên hai nhánh do sai lệch kích thước.

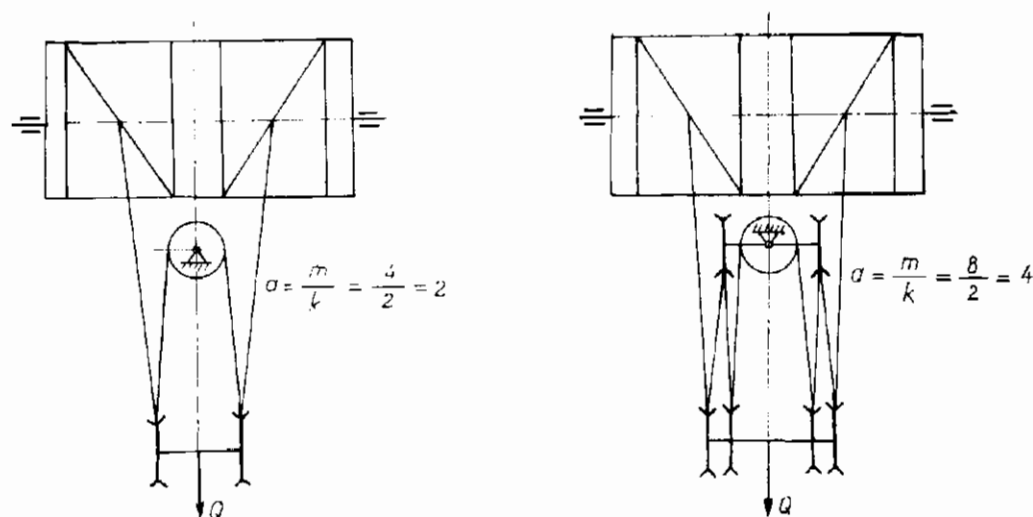
Trong palăng lực, tải trọng nặng Q được treo trên m nhánh cáp, vì vậy lực căng cáp trên mỗi nhánh giảm đi. Đại lượng đặc trưng cho palăng cáp là bội suất palăng a . Bội suất của palăng lực là số lần lực căng cáp giảm đi so với tải trọng nặng Q và được xác định bằng biểu thức:

$$a = \frac{m}{k} \quad (1.7)$$

trong đó: m - số nhánh cáp treo vật;

k - số nhánh cáp cuốn lên tang.

Như vậy, đối với palăng đơn bội suất palăng a bằng số nhánh cáp treo vật m (do $k = 1$) và đối với palăng kép ($k = 2$) bội suất palăng a bằng số nhánh cáp treo vật chia cho 2.



Hình 1.8. Palăng kép.

Trong trường hợp vật treo tĩnh thì lực căng trong mỗi nhánh cáp S của palăng đơn giảm đi a lần so với tải trọng nặng Q , mặt khác khi nâng vật thì tốc độ của cáp v_c lớn gấp a lần so với tốc độ nâng vật v_n và chiều dài cáp cuốn lên tang L cũng lớn gấp a lần so với chiều cao nâng vật H :

$$Q = a.S.$$

$$v_c = a.v_n$$

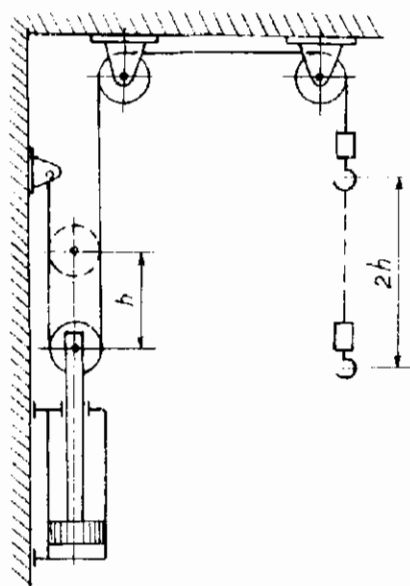
$$L = a.H.$$

Đối với palăng kép, lực căng cáp trong palăng S giảm đi $2a = m$ lần so với tải trọng nặng Q . Palăng kép thường được dùng trong các cần trục kiểu cầu.

Palăng vận tốc thường dùng chủ yếu trong các máy thủy lực hay khí nén có thể tạo ra lực đàn động lớn nhưng tốc độ và hành trình bị hạn chế (hình 1.9). Loại này ngược với palăng lực, tạo ra tốc độ nâng lớn và làm việc với chiều cao nâng

lớn nhưng tải trọng nâng giảm so với lực dẫn động. Có thể tính toán palang vận tốc giống như tính cho palang lực với bội suất $a' = 1.a$.

Việc chọn bội suất palang có ảnh hưởng lớn đến kết cấu, kích thước và giá thành của máy. Nếu bội suất palang đủ lớn thì lực căng cáp, đường kính các puly và tang v.v giảm làm máy gọn nhẹ và rẻ hơn. Tuy nhiên, nếu chọn bội suất palang quá lớn sẽ làm cho đường kính cáp quá bé, cáp có tốc độ lớn lại vòng qua nhiều puly nên cáp chóng mòn, giảm hiệu suất truyền động và tang sẽ qua dài vì dung lượng cáp cuộn lên tang lớn. Từ kinh nghiệm thực tế, có thể tham khảo cách chọn bội suất palang cáp như sau:



Hình 1.9. Palang vận tốc.

- với cần trục kiểu cầu: $Q < 3t$ chọn $a = 1$ hoặc $a = 2$, $Q = 3 \div 10t$ chọn $a = 2$, $Q = 10 \div 30t$ chọn $a = 4 \div 6$;

- với cần trục kiểu cần: $Q = 1t$ chọn $a = 1$ hoặc $a = 2$, $Q = 3t$ chọn $a = 2$, $Q = 5t$ chọn $a = 3 \div 4$ và $Q = 10t$ chọn $a = 4 \div 6$.

Khi cáp cuộn trên puly, độ cứng của cáp và ma sát của ổ trục là hai nhân tố chính ảnh hưởng đến hiệu suất của puly.

Khi cuộn qua puly, cáp có độ cong quá độ làm các sợi thép và các đánh của cáp cọ xát vào nhau gây lực ma sát làm cản trở sự thay đổi độ cong của cáp. Để tính lực cản W_1 do độ cứng của cáp ta lập phương trình cân bằng (hình 1.10,a):

$$S(R + c) = (S + W_1)(R - b)$$

$$W_1 = \frac{b + c}{R - b} \cdot S = \lambda \cdot S$$

trong đó: S - lực căng cáp trên nhánh cuộn vào puly;

R - bán kính puly tính đến tâm cáp;

$\lambda = \frac{b+c}{R-b}$ - hệ số phụ thuộc vào đường kính puly và cáp, vào tính chất đàn hồi của sợi thép và cấu tạo của cáp, vào góc ôm của cáp trên puly.

Lực tĩnh tác dụng lên ổ trục của puly là $N = 2S \sin \frac{\alpha}{2}$ với góc ôm α và lực căng tĩnh của cáp S . Dưới tác dụng của N , ở ổ trục sinh ra lực cản ma sát F (hình 1.10,b). Để xác định lực cản do ma sát ở ổ trục W_2 ta lập phương trình cân bằng mômen đối với điểm tâm puly:

$$F.d = W_2.D$$

vậy

$$W_2 = 2 \sin \frac{\alpha}{2} \cdot f \cdot \frac{d}{D} \cdot S = \omega \cdot S,$$

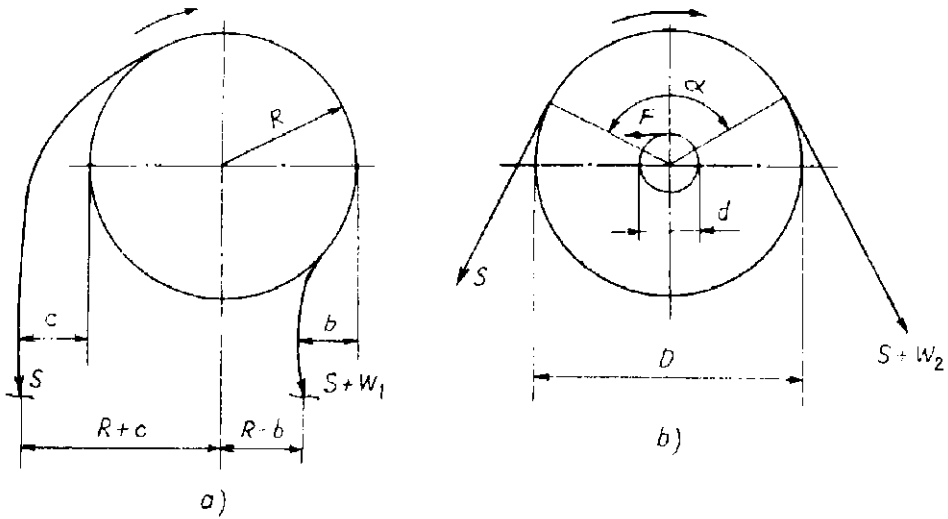
trong đó: f - hệ số ma sát ổ trục;

d, D - đường kính ổ trục và pully tính đến tâm cáp;

$$\omega = 2f \cdot \frac{d}{D} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \text{ - hệ số cân ma sát ổ trục.}$$

Tổng lực cân của pully khi kéo cáp là

$$W = W_1 + W_2 = (\lambda + \omega) \cdot S \quad (1.8)$$



Hình 1.10. Sơ đồ tính lực cân của pully.

Trong palăng có pully cố định và pully di động. Hiệu suất của pully cố định η_{cd} (hình 1.11,a) là tỷ số giữa công có ích ở nhánh cuốn $S_1 \cdot h$ chia cho công sinh ra ở nhánh nhả $S_2 \cdot h$

$$\eta_{cd} = \frac{S_1 \cdot h}{S_2 \cdot h} = \frac{S_1}{S_1 + W} = \frac{1}{1 + \lambda + \omega} \quad (1.9)$$

Tính toán tương tự với pully di động (hình 1.11,b) ta có:

$$\eta_{dd} = \frac{Q \cdot h}{S_2 \cdot 2h} = \frac{Q}{2S_2}$$

lấy cân bằng lực ta có $Q = S_1 + S_2 = S_2 \cdot \eta_{cd} + S_2$.

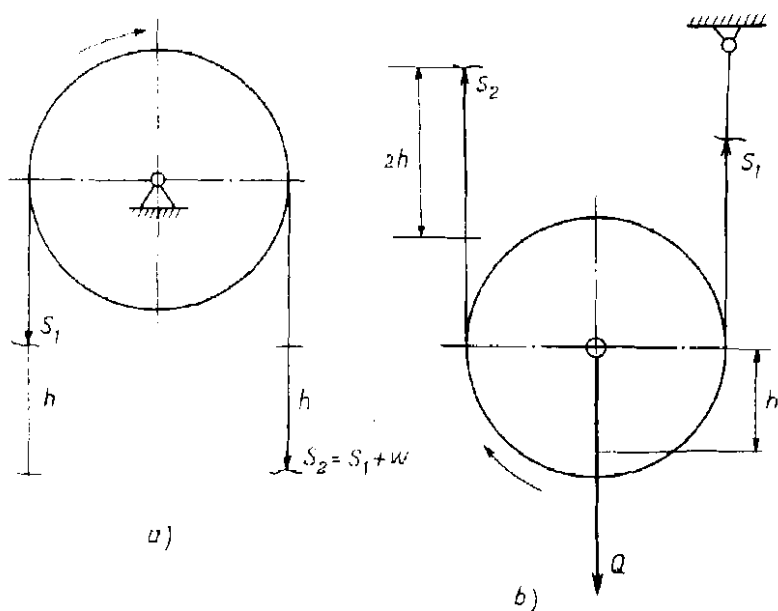
Vậy

$$\eta_{dd} = \frac{S_2(\eta_{cd} + 1)}{2S_2} = \frac{1 + \eta_{cd}}{2} \quad (1.10)$$

So sánh hiệu suất của puly đi động và cố định ta thấy:

$$\eta_{\text{đđ}} = \frac{1}{2\eta_{\text{cđ}}} + \frac{1}{2} > 1.$$

Vậy puly đi động có hiệu suất cao hơn puly cố định.



Hình 1.11. So sánh hiệu suất của puly cố định và đi động.

Từ công thức (1.9) ta thấy hiệu suất của puly phụ thuộc vào độ cứng của cáp, đường kính puly và ổ trục, loại ổ và điều kiện bôi trơn, góc ôm α , trong đó tổn thất do ma sát ổ trục là yếu tố ảnh hưởng lớn nhất đến hiệu suất của puly. Vì vậy để đơn giản tính toán người ta lấy hiệu suất của tất cả các loại puly (cố định và đi động) tùy thuộc vào loại ổ trục. Puly có ổ trục là ổ bi $\eta = 0,97 \div 0,98$ và ổ trượt $\eta = 0,94 \div 0,96$.

Đối với bánh xích bị động và tang cuốn cáp khi làm việc cũng có các thành phần lực cân như đối với puly. Trong tính toán người ta thường lấy hiệu suất tang cuốn cáp $\eta_t = 0,96 \div 0,98$ và hiệu suất của bánh xích bị động $\eta_x = 0,94 \div 0,96$.

Bằng cách tính tương tự như đối với puly, hiệu suất của palăng cáp η_p bằng tỷ số giữa công có ích $Q.h$ và công sinh ra do lực dẫn động $S.a.h$.

$$\eta_p = \frac{Q}{a.S}$$

Để tính lực kéo S , ta coi tất cả các puly trong palăng có cùng hiệu suất η .

Đối với palăng loại một (hình 1.12,a) ta có:

$$S_1 = S\eta,$$

$$S_2 = S_1\eta = S\eta^2,$$

...

$$S_n = S\eta^n.$$

Lấy cân bằng lực theo trục Oy ta có:

$$Q = S_1 + S_2 + \dots + S_n$$

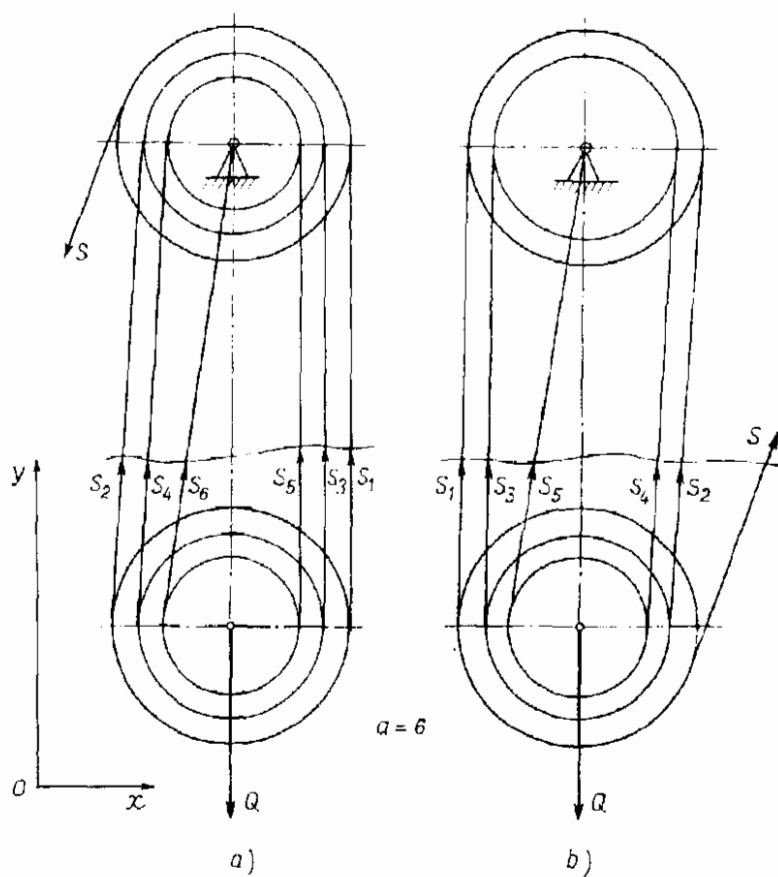
Thay giá trị các lực căng cáp trên theo S ta có biểu thức sau:

$$Q = S\eta + S\eta^2 + \dots + S\eta^n$$

$$Q = S\eta(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{n-1}).$$

Trong ngoặc là một cấp số nhân với công bội η , vậy:

$$Q = S\eta \cdot \frac{1 - \eta^{n-1}\eta}{1 - \eta} = S \cdot \frac{\eta(1 - \eta^n)}{1 - \eta}$$



Hình 1.12. Sơ đồ tính hiệu suất của palăng.

Hiệu suất của palăng đơn loại một là:

$$\eta_{p1} = \frac{\eta(1 - \eta^a)}{a(1 - \eta)} \quad (1.11)$$

Đối với palăng loại hai (hình 1.12, b) ta thấy số puly trong palăng bằng số nhánh cáp treo vật trừ một tức bằng $(a - 1)$. Vì vậy ta có:

$$S_1 = S\eta,$$

$$S_2 = S\eta^2, \dots,$$

$$S_{a-1} = S\eta^{a-1}.$$

Lấy cân bằng lực theo trục oy:

$$Q = S + S\eta + S\eta^2 + \dots + S\eta^{a-1}$$

$$Q = S(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-1})$$

$$Q = S \cdot \frac{1 - \eta^a}{1 - \eta}.$$

Hiệu suất của palăng đơn loại hai là

$$\eta_{p2} = \frac{1 - \eta^a}{a(1 - \eta)} \quad (1.12)$$

Từ (1.11) và (1.12) ta thấy palăng loại hai có hiệu suất cao hơn palăng loại một (với cùng bội mắt a , palăng loại hai có số puly ít hơn).

Trong tính toán, ta thường phải xác định lực căng cáp lớn nhất để tính chọn cáp. Trong trường hợp tổng quát, cáp sau khi ra khỏi palăng còn đi qua các puly đổi hướng cáp ngoài palăng rồi mới cuốn lên tang. Vậy lực căng cáp lớn nhất cuốn lên tang được xác định bằng biểu thức sau:

$$S_{\max} = \frac{Q}{a \cdot \eta_p \cdot \eta^r} \quad (1.13)$$

trong đó: r - số puly đổi hướng cáp nằm ngoài palăng.

Đối với palăng kép có hai nhánh cáp cuốn lên tang thì

$$S_{\max} = \frac{Q}{2a \cdot \eta_p \cdot \eta^r} \quad (1.14)$$

3. Tang cuốn cáp

Tang là chi tiết dùng để cuốn cáp, biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và truyền lực dẫn động tới cáp và các bộ phận khác.

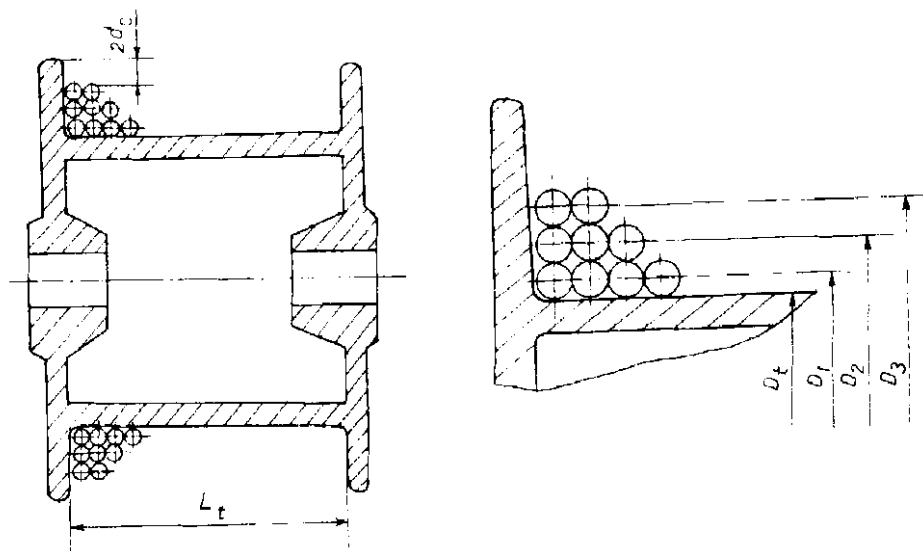
a) Phân loại tang

Theo cấu tạo, công dụng và phương pháp chế tạo, tang gồm các loại sau

- Tang trụ, tang côn và các tang có đường kính thay đổi. Trong máy nâng tang

trụ được sử dụng phổ biến nhất. Tang còn và tang có đường kính thay đổi thường dùng trong các lò bố sung cáp với tốc độ cáp thay đổi hoặc dẫn cáp bằng ma sát.

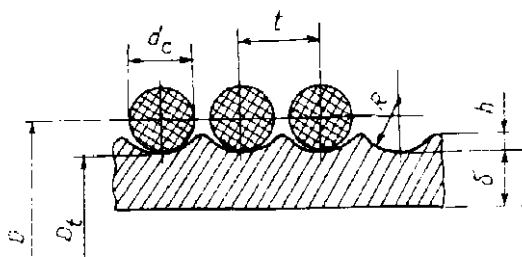
- Tang cuốn một lớp cáp và tang cuốn nhiều lớp cáp. Trong máy nâng tang một lớp cáp được dùng nhiều hơn. Khi dung lượng cáp cuốn lên tang rất lớn, để giảm kích thước của tang người ta thường dùng tang nhiều lớp cáp (hình 1.13). Nhược điểm của tang nhiều lớp cáp là cáp chống mòn vì các lớp cáp phía dưới chịu lực ép lớn do các lớp trên đè lên và giữa các vòng cáp cũng có ma sát. Số lớp cáp thường không vượt qua 6 lớp và tang loại này phải có gờ cao hơn chiều cao của lớp



Hình 1.13. Tang nhiều lớp cáp.

cáp ngoài cùng là $2d_c$ trở lên.

- Tang trơn và tang có rãnh. Thông thường người ta chế tạo tang trơn để cuốn nhiều lớp cáp và tang có rãnh chỉ dùng để cuốn một lớp cáp. Tang có rãnh gồm tang đơn dùng với palăng đơn và tang kép dùng cho palăng kép. Rãnh cáp trên tang có hình xoắn ốc phía phải hoặc phía trái đều được đối với tang đơn nhưng với tang kép phải có một đoạn xoắn phía phải còn đoạn kia phía trái. Tang có rãnh có nhiều ưu điểm và được sử dụng phổ biến nhất. Rãnh cáp trên tang có tác dụng dẫn cáp cuốn đều lên tang, các vòng cáp không tiếp xúc nhau và diện tích tiếp xúc giữa cáp và tang lớn làm giảm ứng suất tiếp xúc.



Hình 1.14. Mặt cắt rãnh cáp của tang.

Mặt cắt rãnh cáp là một cung tròn có bán kính $R \approx 0,6d_c$ (hình 1.14). Chiều sâu rãnh cáp h và bước cáp t được quy chuẩn theo hai loại: rãnh sâu có $h \geq 0,5d_c$ và thường dùng cho cần trục với gầu ngoạm, rãnh nông có $h \geq 0,3d_c$ dùng cho cần

trục với móc treo và có bước cáp t nhỏ hơn so với loại rãnh sâu. Bước cáp thương lấy $t \geq 1,1d_c$ hoặc lấy trong khoảng $t = d_c + (2 \div 3)\text{mm}$.

Tang đúc và tang hàn. Chọn tang đúc hay tang hàn phải dựa vào kích thước tang, quy mô sản xuất và điều kiện chế tạo tang. Tang đúc có trọng lượng lớn, dùng trong sản xuất hàng loạt, giá thành hạ, đúc bằng gang xám hoặc thép đúc. Do yêu cầu công nghệ chế tạo tang đúc mà chiều dày thành tang ở không nhỏ hơn 12 mm và thường được tính sơ bộ theo công thức sau:

$$\text{gang } \delta = 0,02 D_t + (6 \div 10)\text{mm},$$

$$\text{thép đúc } \delta = 0,01D_t + 3\text{mm}.$$

Sau đó kiểm tra bên tang. Tang hàn nhẹ hơn tang đúc 35 - 40%, thường dùng trong sản xuất đơn chiếc với tang có kích thước lớn.

b) Tính toán tang

Đường kính danh nghĩa D của tang là đường kính tính đến tâm lớp cáp thứ nhất và được tính theo điều kiện (1.2) tức $D \geq e.d_c$ hay $D_t \geq (e - 1).d_c$ với D_t là đường kính bề mặt tiếp xúc với cáp của tang.

Chiều dài làm việc của tang đơn một lớp cáp được xác định theo công thức:

$$L_1 = Zt, \quad (1.15)$$

trong đó: t - bước cáp;

Z - số vòng cáp cuốn lên tang.

$$Z = \frac{a.H}{\pi.D} + 7,5, \quad (1.16)$$

trong đó: H - chiều cao nâng;

a - bội suất palang cáp;

$a.H$ - dung lượng cáp của palang cáp cuốn lên tang;

7,5 vòng cáp được phân phối như sau: 1,5 vòng để giảm tải trọng tác dụng vào đầu kẹp cáp lên tang, 4 vòng để cố định đầu cáp trên tang còn 2 vòng thừa ở đầu tang. Tuy nhiên, tùy từng trường hợp mà số vòng để cố định đầu cáp trên tang và số vòng thừa ít hơn.

Chiều dài làm việc của tang kép (hình 1.15.b) được tính theo công thức:

$$L_1 = 2(L_2 + L_3) + L_4,$$

trong đó: $L_4 = 4t$ dùng để kẹp đầu cáp trên tang;

$$L_2 = Zt = \left(\frac{a.H}{\pi.D} + 1,5 \right)t, \text{ với } 1,5 \text{ vòng cáp để giảm tải trọng trên đầu kẹp cáp};$$

L_3 - phần tang không tiến rãnh đảm bảo cho góc lệch cáp với pully trong palang dưới giá trị cho phép theo điều kiện (1.6) khi móc treo ở vị trí cao nhất (cách trục tang một khoảng bằng $h_{\min}$).

$$L_{3\max} = b + 2h_{\min} \operatorname{tg} \gamma,$$

$$L_{3\min} = b - 2h_{\min} \operatorname{tg} \gamma.$$

Như vậy chiều dài tang kép một lớp cáp là:

$$L_t = 2\left(\frac{a.H}{\pi.D} + 5,5)t + L_3, \quad (1.17)$$

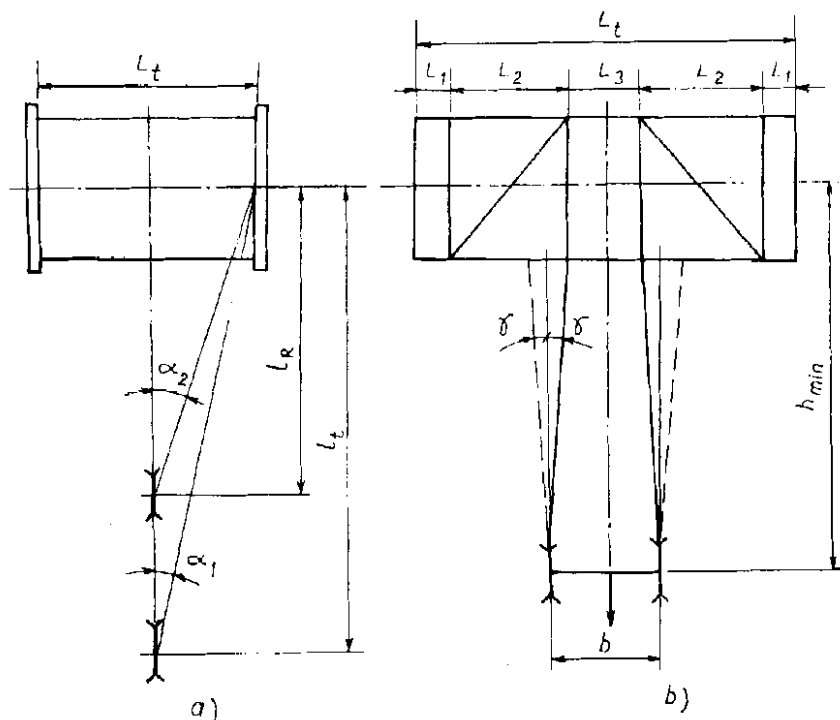
Đối với tang đơn (hình 1.15.a) ta phải đảm bảo khi móc treo ở vị trí cao nhất thì khoảng cách l_R đối với tang có xẻ rãnh sao cho $\alpha_2 \leq 6^\circ$ và l_1 đối với tang trơn sao cho $\alpha_1 \leq 2^\circ$. Vậy khoảng cách tối thiểu từ trục tang đơn đến trục puly di động trong palang cáp là:

$$\text{tang xẻ rãnh } l_R = \frac{L_t}{2} \cotg 6^\circ$$

$$\text{tang trơn } l_1 = \frac{L_t}{2} \cotg 2^\circ$$

Chiều dài của tang cuốn nhiều lớp cáp được tính như sau. Tang có đường kính D_1 (hình 1.13), cuốn n lớp cáp, mỗi lớp Z vòng. Như vậy lượng cáp lớn nhất mà tang có thể cuốn được là:

$$L = \pi.Z (D_1 + D_2 + \dots + D_n),$$



Hình 1.15. Sơ đồ tính kích thước hình học của tang đơn và tang kép.

trong đó $D_1 = D_i + d_c$,

$$D_2 = D_1 + 2d_c = D_1 + 3d_c,$$

...

$$D_n = D_{n-1} + 2d_c = D_1 + (2n-1)d_c.$$

vậy: $L = \pi \cdot Z \{ n \cdot D_1 + [1 + 3 + 5 + \dots + (2n-1)]d_c \},$

$$L = \pi \cdot Z (n \cdot D_1 + n^2 \cdot d_c).$$

Mặt khác, dung lượng cấp cần thiết cuốn lên tang khi có chiều cao nâng H và bội suất palang a là:

$$L_c = a \cdot H + 1,5\pi \cdot D_1$$

Số vòng cấp Z (cuốn lên tang n lớp cấp) được rút ra từ đẳng thức $L = L_c$.

$$Z = \frac{a \cdot H + 1,5\pi \cdot D_1}{\pi(n \cdot D_1 + n^2 \cdot d_c)} \quad (1.18)$$

Chiều dài tang cuốn n lớp cấp được tính theo công thức: $L_1 = Z \cdot t \cdot \varphi$

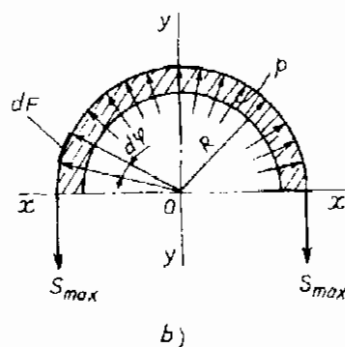
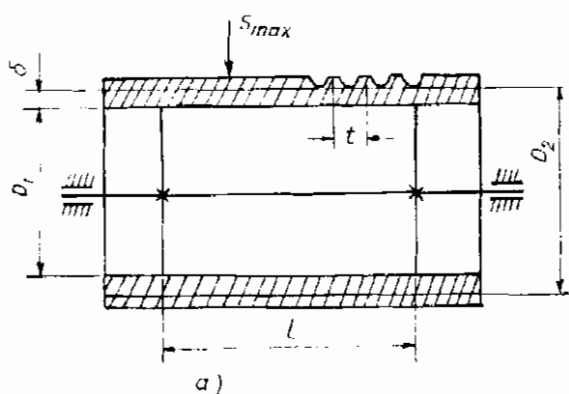
$$L_1 = \frac{a \cdot H + 1,5\pi \cdot D_1}{\pi(n \cdot D_1 + n^2 \cdot d_c)} \cdot t \cdot \varphi = \frac{L_c \cdot t \cdot \varphi}{\pi(n \cdot D_1 + n^2 \cdot d_c)} \quad (1.19)$$

trong đó: $t = d_c$ - bước cấp đối với tang trơn;

$\varphi = 1,1$ - hệ số xếp cấp không đều.

Trong thực tế, số lớp cấp không vượt quá 6 lớp và hạn chế chiều dài tang $L_1 = (2 + 2,5)D_1$. Số lớp cấp có thể tham khảo chọn theo kinh nghiệm như sau:

L_c, m	< 50	50-125	125-200	200-350	350-550
n	1	2	3	4	5



Hình 1.16. Sơ đồ tính ứng suất nén.

Trong quá trình làm việc, tang chịu các ứng suất nén, uốn, xoắn trên thân ống

tang.

Ứng suất nén là thành phần ứng suất lớn nhất sinh ra do tác dụng của cáp cuốn quanh tang. Để tính ứng suất nén, ta tách một vành tang có độ dài bằng một bước cáp t và xét nó như một vành phẳng (hình 1.16).

Lực căng cáp lớn nhất S_{max} gây ra áp lực phân bố p trên vành tang và giả thiết đó là lực phân bố đều.

Để tính áp lực p , tách một phần tử diện tích dF trên vành tang $dF = t.R.d\varphi$ ứng với lực tác dụng lên phần tử dF là:

$$dS = p.dF = p.t.R.d\varphi.$$

Lập phương trình cân bằng cho cáp theo trục $y - y$:

$$2S_{max} = 2 \int_0^{\pi/2} p.t.R \cos\varphi .d\varphi = 2R.t.p$$

$$2S_{max} = D_2.t.p.$$

vậy:

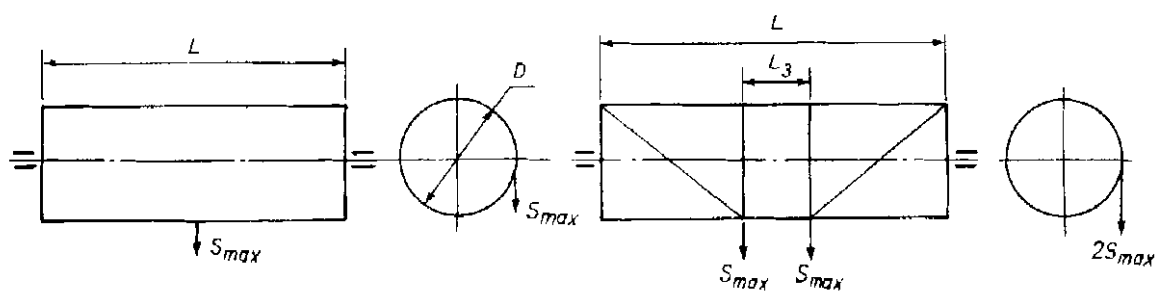
$$p = \frac{2S_{max}}{D_2.t} \tag{1.20}$$

Để tính ứng suất của thành tang do p gây nên, coi tang như một ống dày và áp dụng kết quả bài toán Lamé trong sức bền vật liệu với trường hợp ống dày chỉ chịu áp lực nén p từ phía ngoài:

$$\text{Ứng suất điểm trong cùng } \sigma_{tr} = -2p \frac{D_2^2}{D_2^2 - D_1^2}$$

$$\text{Ứng suất điểm ngoài cùng } \sigma_{ng} = - p \frac{D_2^2 + D_1^2}{D_2^2 - D_1^2}$$

Như vậy thành tang dưới tác dụng của p chịu ứng suất nén và ứng suất nén điểm trong cùng σ_{tr} là lớn nhất. Thay giá trị của p từ (1.20) và $D_1 = D_2 - 2\delta$ vào công thức tính σ_{tr} ta có



Hình 1.17. Sơ đồ tính mômen uốn và xoắn.

$$\sigma_{tr} = \sigma_n^{\max} = \frac{S_{\max}}{\lambda \left(1 - \frac{\delta \cdot t}{D_2}\right)} \quad (1.21)$$

Trong nhiều trường hợp vì δ/D_2 rất nhỏ nên ta có thể lấy giá trị ứng suất nén lớn nhất theo công thức sau:

$$\sigma_n^{\max} = \frac{S_{\max}}{\delta \cdot t} \quad (1.22)$$

Các mômen uốn và xoắn lớn nhất được xác định theo công thức sau (hình 1.17):

Đối với tang đơn:

$$M_u^{\max} = \frac{L \cdot S_{\max}}{4}, \quad M_x = S_{\max} \cdot \frac{D}{2}$$

Đối với tang kép:

$$M_u^{\max} = \frac{S_{\max}(L + L_1)}{2}, \quad M_x = D \cdot S_{\max}$$

Vậy ứng suất uốn và xoắn trong tang là:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u}, \quad \tau_x = \frac{M_x}{W_x}$$

trong đó: W_u, W_x - mômen chống uốn và chống xoắn của mặt cắt tang. Với đường kính trong và ngoài của tang là D_1 và D_2 (hình 1.16) ta có:

$$W_u = 0,1 \frac{D_2^4 - D_1^4}{D_2},$$

$$W_x = 2W_u$$

Như trên đã trình bày, tang đúc có chiều dày thành tang không nhỏ hơn 12mm và được chọn sơ bộ theo công thức kinh nghiệm, sau đó tiến hành kiểm tra bền.

Đối với tang một lớp cấp, loại có chiều dài tang không lớn hơn 3 lần đường kính của nó ($L_1 \leq 3D_1$) thì thành phần ứng suất uốn và xoắn rất nhỏ, chỉ bằng 10-15% ứng suất nén. Trường hợp này người ta cho phép kiểm tra bền thành tang theo ứng suất nén còn ứng suất uốn và xoắn được tính đến bằng cách tăng hệ số an toàn bền khi tính ứng suất nén cho phép.

$$\sigma_n = \frac{S_{\max}}{\lambda \left(1 - \frac{\delta \cdot t}{D_1}\right)} \leq [\sigma]_n \quad (1.23)$$

Hệ số an toàn bền để tính ứng suất nén cho phép $[\sigma]_n$ lấy bằng 1,4-1,5 đối với tang bằng thép và 4-4,25 đối với tang bằng gang.

Ứng suất pháp do mômen uốn và xoắn gây ra có thể tính theo công thức

$$\sigma = \frac{\sqrt{M_u^2 + (0,75M_x)^2}}{W_u}$$

Đối với tang một lớp cấp có chiều dài lớn $L_t > 3D_t$ thì phải tính thành tang chịu ứng suất phức tạp: nén, uốn và xoắn. Trước tiên ta kiểm tra sơ bộ thành tang theo ứng suất nén bằng điều kiện (1.23), sau đó có thể dùng thuyết bền Mo để kiểm tra vì thuyết bền Mo áp dụng được cho các loại vật liệu giòn, dẻo (gang, thép).

Tách một phần tử trên thành tang, phần tử này có những ứng suất sau: các ứng suất pháp σ_u và σ_n trong đó ứng suất uốn σ_u hướng theo phương trục tang; ứng suất nén σ_n hướng theo phương vuông góc với bán kính tang đi qua phần tử đã tách và vuông góc với σ_u ; ứng suất tiếp τ_x do mômen xoắn M_x . Như vậy đây là trạng thái ứng suất phẳng và để kiểm tra theo thuyết bền Mo ta đưa phần tử đã tách về trạng thái căng chính (chỉ có ứng suất pháp, còn ứng suất tiếp bằng không). Các ứng suất chính của trạng thái căng chính được tính theo công thức:

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \frac{1}{2} [\sigma_u - \sigma_n + \sqrt{(\sigma_u + \sigma_n)^2 + 4\tau_x^2}] , \\ \sigma_3 &= \frac{1}{2} [\sigma_u - \sigma_n - \sqrt{(\sigma_u + \sigma_n)^2 + 4\tau_x^2}] .\end{aligned}\tag{1.24}$$

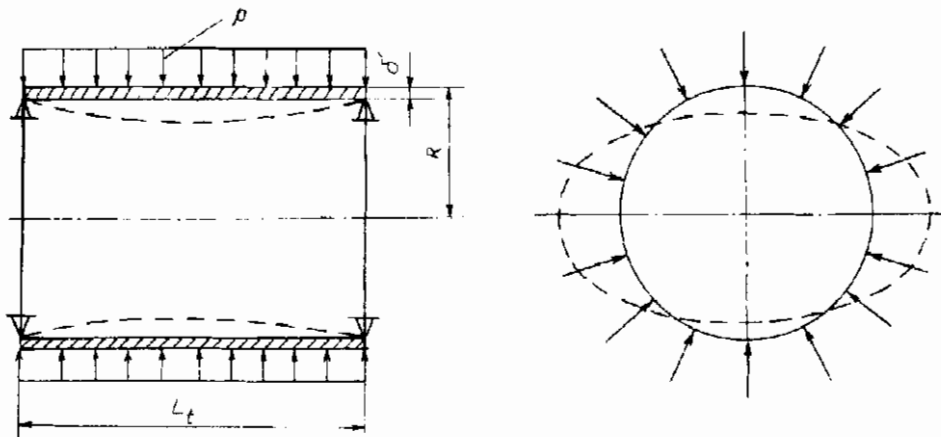
Ứng suất tương đương được kiểm tra theo thuyết bền Mo như sau:

$$\sigma_{td} = \sigma_1 - \alpha \sigma_3 \leq [\sigma]_k ,\tag{1.25}$$

trong đó $\alpha = \frac{[\sigma]_k}{[\sigma]_n}$ với $[\sigma]_k$ và $[\sigma]_n$ là ứng suất cho phép theo kéo và nén của

vật liệu tang. Đối với vật liệu dẻo $\alpha = 1$.

Đối với các tang có chiều dài và đường kính lớn (chiều dài tang trên 1m và



Hình 1.18. Sơ đồ tính ổn định tang.

đường kính trên 1.2m) thì chiều dày thành tang tương đối mỏng so với kích thước tổng thể của tang và được coi là loại tang có vỏ mỏng. Dưới tác dụng của áp lực ngoài p , có thể tang đủ bền song tang vẫn hỏng do mất ổn định (hình 1.18).

Tang được kiểm tra ổn định theo công thức sau:

$$p = \frac{2S_{\max}}{D_t t} = \frac{S_{\max}}{R t} \leq \frac{p_{th}}{k_{od}} \quad (1.26)$$

trong đó: $k_{od} = 1.3 \div 1.5$ - hệ số an toàn ổn định;

p_{th} - áp lực nén tới hạn, N/cm², được tính theo công thức sau:

$$p_{th} = A \left(\frac{\delta}{R} \right)^3$$

Hệ số A phụ thuộc vào vật liệu tang, đối với thép có thể lấy $A = 525000$, đối với gang $A = 250\,000 \div 325\,000$. Công thức chung để tính A là:

$$A = \frac{E}{4(1 - \mu^2)}$$

trong đó: E - môđun đàn hồi, N/cm²;

μ - hệ số Poaxông.

Trường hợp tang không đảm bảo ổn định thì phải tính lại kích thước tang hoặc gia cố thêm các gân chịu lực.

Khi tính sức bền của tang một lớp cấp ta đã giả thiết là lực nén của cấp lên tang được phân bố đều theo chiều dài và không xét tới ảnh hưởng do biến dạng của cấp và tang khi chịu lực vì ảnh hưởng đó không lớn. Nhưng trong tang nhiều lớp cấp, nếu không kể đến ảnh hưởng đó sẽ phạm phải sai số tính toán lớn và tang sẽ rất dày vì thực tế lớp cấp trên đè lên các lớp cấp dưới gây biến dạng các lớp cấp dưới và phần còn lại của tải trọng hướng kính mới có tác dụng nén thành tang. Như vậy khi số lớp cấp tăng thì áp lực hướng kính đặt lên vành tang cũng tăng nhưng không tăng tỷ lệ thuận với số lớp cấp. Quan hệ giữa nội lực và biến dạng ở đây rất phức tạp và các tác giả đã đưa ra nhiều cách tính. Ta chọn cách tính đơn giản bằng cách thêm hệ số A_n kể đến mức độ tăng của ứng suất nén khi tang cuốn n lớp cấp. Vì tang nhiều lớp cấp thường có chiều dài $L_t \leq (2 \div 2,5)D_t$ nên ứng suất uốn và xoắn nhỏ. Ta kiểm tra bền tang theo ứng suất nén

$$\sigma_n = A_n \cdot \frac{S_{\max}}{(1 - \frac{\delta}{D_t}) \cdot \delta \cdot t} \leq [\sigma]_n \quad (1.27)$$

trong đó:

$n = 1$ (tang cuốn một lớp cấp) ta có $A_1 = 1$;

$$n = 2 \quad A_2 = 1 + \frac{1}{1 + \lambda} ;$$

$$n = 3 \quad A_3 = 1 + \frac{2 + 3\lambda}{(1 + \lambda)(1 + 2\lambda)} ;$$

$$n = 4 \quad A_4 = 1 + \frac{3 + 12\lambda + 11\lambda^2}{(1 + \lambda)(1 + 2\lambda)(1 + 3\lambda)} ;$$

$$n = 5 \quad A_5 = 1 + \frac{4 + 30\lambda + 70\lambda^2 + 50\lambda^3}{(1 + \lambda)(1 + 2\lambda)(1 + 3\lambda)(1 + 4\lambda)}$$

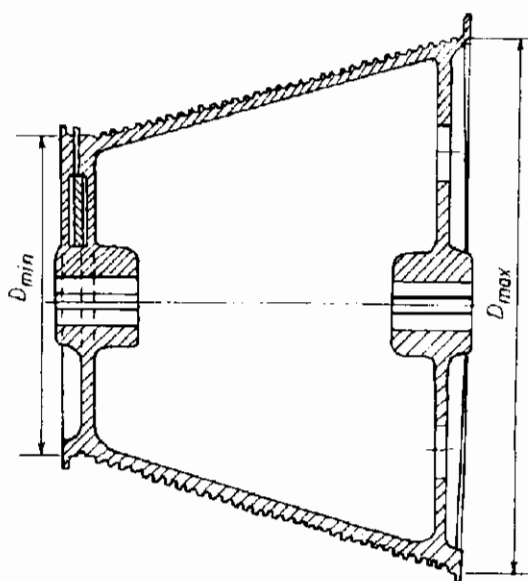
Hệ số $\lambda = \frac{E_c F_c}{E_t F_t}$ với E_c , E_t là môđun đàn hồi của vật liệu cáp và tang;

F_c , F_t - diện tích tiết diện của mặt cắt cáp và tang. Đối với cáp thép có thể lấy $E_c = (8 \cdot 10^6 + 10 \cdot 10^6) \text{ N/cm}^2$.

Trong các phép tính thực tế, có thể lấy các hệ số A_n như sau: $A_2 = 1,2$; $A_3 = 1,43$; $A_4 = 2$; $A_5 = 2,85$.

Thường thì từ 5 lớp cáp trở lên người ta lấy $A_n = A_5$ vì các lớp cáp thứ 6 trở lên không gây thêm áp lực hướng kính lên thành tang do biến dạng của các lớp cáp trong.

Ngoài tang trụ, trong máy nâng còn dùng tang côn trong trường hợp lực căng cáp cuốn lên tang thay đổi trong một khoảng lớn (hình 1.19). Ví dụ tang trong cơ cấu nâng cần của cần trục. Khi cần ở vị trí thấp nhất, cáp có lực căng lớn nhất cuốn lên tang ứng với đường kính nhỏ nhất $D_{\min}$. Trong quá trình nâng cần, lực căng cáp giảm dần cuốn lên tang côn với đường kính tăng dần đến $D_{\max}$ ứng với vị trí cao nhất của cần có lực căng cáp nhỏ nhất. Như vậy trong quá trình nâng hạ cần bằng tang côn, trên trục tang có mômen xoắn gần như không đổi. Đường kính nhỏ nhất $D_{\min}$ của tang côn được tính từ điều kiện (1.2) theo bán kính uốn cong cáp còn đường kính lớn nhất $D_{\max}$ được tính từ điều kiện mômen xoắn trên trục tang không đổi:



Hình 1.19. Tang côn.

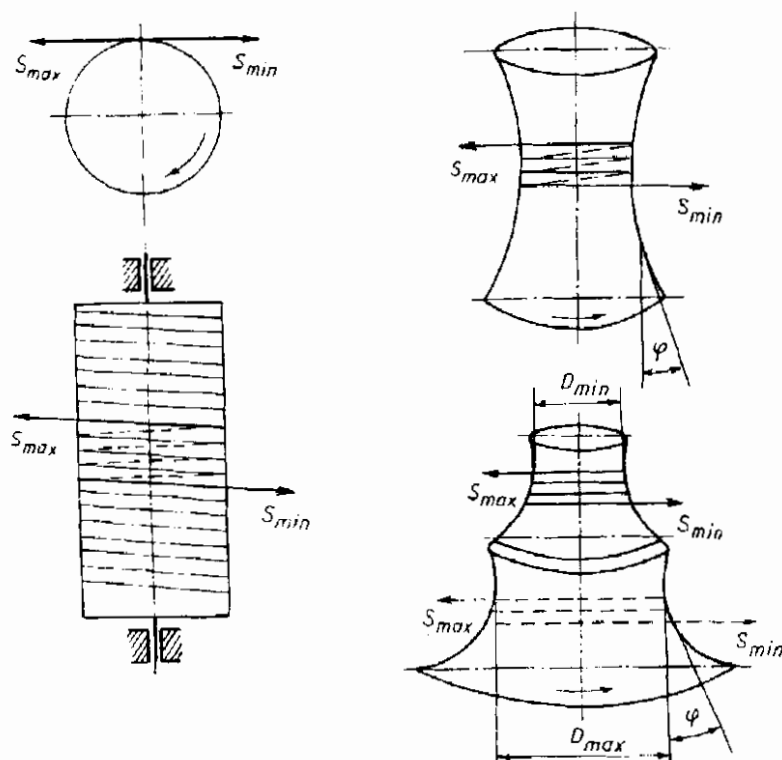
$D_{\max} \cdot S_{\min} = D_{\min} \cdot S_{\max}$

4. Tang và pully ma sát

a) Tang ma sát

Trong những trường hợp cần dịch chuyển tải trọng trên một khoảng cách lớn

như để di chuyển xe con thay đổi tâm với cửa cần trục tháp, di chuyển xe con công trục, dẫn động đường cáp treo và cần trục cáp, người ta thường dùng tang ma sát vì với tang cuốn cáp máy sẽ rất công kênh do dung lượng cáp cuốn lên tang lớn. Đặc điểm của tang ma sát là không cố định đầu cáp trên tang mà cuốn lên tang một số vòng, khi tang quay thì một nhánh cáp cuốn vào với lực căng $S_c = S_{\max}$ và nhánh kia nhà ra với lực căng $S_n = S_{\min}$. Tang truyền chuyển động nhờ ma sát giữa cáp và tang. Tang ma sát gồm loại hình trụ và loại có đường kính thay đổi (hình 1.20).



Hình 1.20. Tang ma sát.

Khả năng kéo cần thiết của tang ma sát U để dịch chuyển tải trọng được tính từ lực cản dịch chuyển tải trọng và các điều kiện làm việc với hệ số an toàn cần thiết. Lực căng cáp nhỏ nhất $S_{\min}$ trên nhánh nhà được tính từ điều kiện lực căng ban đầu để truyền lực bằng ma sát hoặc từ điều kiện độ võng cho phép của cáp. Vậy lực căng cáp lớn nhất $S_{\max}$ trên nhánh cuốn cần thiết để dịch chuyển tải trọng là

$$S_{\max} = U + S_{\min}$$

Số vòng cáp cần thiết cuốn lên tang ma sát được tính từ điều kiện cáp không bị trượt trên tang theo công thức Ole:

$$S_{\max} = S_{\min} \cdot e^{f \cdot 2\pi n}, \quad (1.28)$$

trong đó: f - hệ số ma sát giữa cáp và tang.

$$n = \frac{\lg S_{\max} - \lg S_{\min}}{2\pi f \lg e} \quad (1.29)$$

Tang ma sát hình trụ thường được xẻ rãnh cấp theo hình xoắn ốc. Để tang hệ số ma sát, ngoài rãnh tròn người ta có thể làm các rãnh cấp đặc biệt khác. Tuy nhiên với các rãnh cấp này tuổi thọ của cấp giảm.

Tang ma sát hình trụ có chiều dài tang tính theo công thức sau:

$$L_t = \frac{it}{\pi D} + (n + 4) \cdot t \quad (1.30)$$

trong đó: l - chiều dài vận chuyển tải trọng;

t - bước cấp;

D - đường kính tang tính đến tâm cấp;

$4t$ - các vòng thừa ở hai đầu tang.

Vì cấp di chuyển dọc theo trục tang trong quá trình làm việc nên với chiều dài vận chuyển lớn, chiều dài tang rất lớn. Khi đó có thể dùng tang ma sát có đường kính thay đổi. Khi cấp di chuyển theo chiều trục tang, nó sẽ bị trượt về vị trí cũ và vì thế tang rất gọn song cấp sẽ rất chong mòn. Điều kiện để cấp có thể trượt về vị trí cũ là góc nghiêng thay đổi đường kính φ phải lớn hơn góc ma sát ρ giữa tang và cấp:

$$\operatorname{tg} \varphi > f = \operatorname{tg} \rho \text{ hay } \varphi > \rho$$

Để có được hai tốc độ người ta dùng tang ma sát có đường kính thay đổi với hai bậc khác nhau (hình 1.20). Các đường kính $D_{\max}$ và $D_{\min}$ của loại tang này xác định từ các tốc độ cho trước $v_{\max}$, $v_{\min}$. Để thay cấp được tiện lợi và do tang ngắn, tang ma sát có đường kính thay đổi thường được lắp côngxôn với trục dẫn động nó.

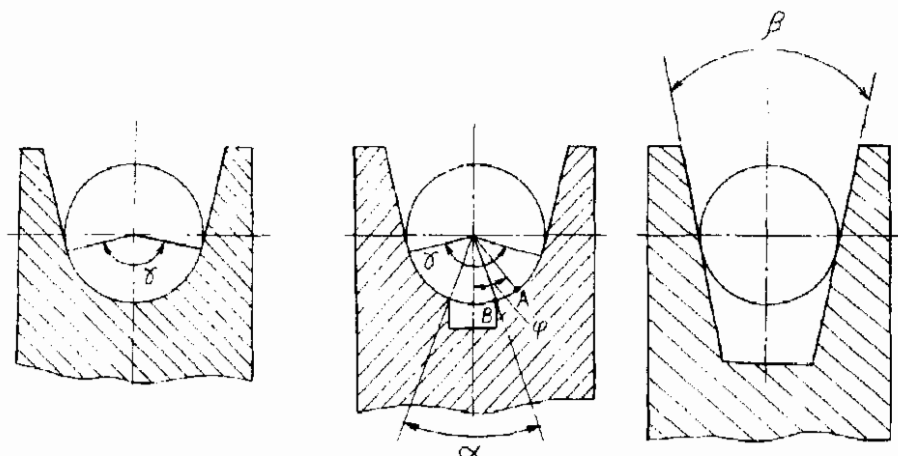
Để tăng lực bám giữa cấp và tang, có thể làm các gân nhỏ trên bề mặt tang dọc theo trục tang.

b) Puly ma sát

Puly dẫn cấp bằng ma sát (gọi tắt là puly ma sát) được dùng phổ biến trong thang máy, đường cáp treo và cần trục cáp. Khả năng kéo của puly ma sát được tính như đối với tang ma sát - theo công thức Óle, song góc ôm của cấp lên mỗi puly thường không vượt quá $3\pi/2$ ngoại trừ trường hợp dùng puly phụ và cấp vòng qua puly ma sát nhiều lần trên các rãnh cấp riêng biệt nhờ puly phụ. Khác với tang ma sát, puly ma sát có các rãnh cấp riêng biệt mà không theo hình xoắn ốc. Số rãnh cấp trên puly ma sát tùy thuộc vào số sợi cáp dẫn động trong máy và cách mắc cáp. Đối với puly ma sát, một sợi cáp có thể cuốn nối tiếp lên nhiều puly ma sát dẫn động đồng thời để tăng góc ôm. Puly ma sát dùng trong thang máy thường có góc ôm bằng π với số rãnh cấp không nhỏ hơn 3 tùy theo loại thang máy. Một số puly ma sát có rãnh cấp phủ chất dẻo để tăng ma sát. Rãnh puly và cáp có cùng độ cứng sẽ đảm bảo độ mòn ít nhất đối với cả cáp và rãnh puly. Đường kính puly

ma sát cũng được tính từ điều kiện (1.2) với hệ số e lấy tùy theo loại máy và điều kiện làm việc.

Hình dạng mặt cắt rãnh cấp trên pully ma sát có ảnh hưởng lớn đến khả năng kéo và tuổi thọ của nó. Có ba loại rãnh cấp: rãnh tròn, rãnh tròn có xẻ dưới và rãnh hình thang (hình 1.21).



Hình 1.21. Các loại rãnh cấp của pully ma sát.

Đối với pully ma sát, hệ số ma sát trong công thức Ole là hệ số ma sát tính toán f_t , nó lớn hơn hệ số ma sát giữa vật liệu cấp với rãnh pully f và phụ thuộc vào dạng rãnh cấp.

$$S_{\max} = S_{\min} \cdot e^{f_t \theta}$$

trong đó: θ - góc ôm của cấp lên pully ma sát.

Hệ số ma sát tính toán của rãnh tròn có xẻ dưới (hình 1.21) được xác định theo công thức sau

$$f_t = f \cdot \frac{4 (\sin \frac{\gamma}{2} - \sin \frac{\alpha}{2})}{\gamma - \alpha + \sin \gamma - \sin \alpha} \quad (1.31)$$

Rãnh cấp tròn có hoặc không xẻ dưới thường được tính với góc tiếp xúc giữa cấp và rãnh $\gamma = \pi$ và đây cũng là trường hợp khi rãnh cấp bị mòn.

Vậy hệ số ma sát tính toán của rãnh tròn có xẻ dưới là ($\gamma = \pi$).

$$f_t = f \cdot \frac{4 (1 - \sin \frac{\alpha}{2})}{\pi - \alpha - \sin \alpha} \quad (1.32)$$

Hệ số ma sát tính toán của rãnh tròn là trường hợp trên với $\alpha = 0$:

$$f_t = f \cdot \frac{4}{\pi} \quad (1.33)$$

Đối với rãnh hình thang, hệ số ma sát tính toán được xác định theo công thức:

$$f_1 = f \cdot \frac{1}{\sin \frac{\beta}{2}}, \quad (1.34)$$

trong đó: góc nghiêng β của hai thành bên rãnh cấp phải thỏa mãn điều kiện $\beta > 2\rho$, với ρ là góc ma sát giữa vật liệu cấp và rãnh puly, để cấp không bị kẹt trong rãnh puly.

Ngoài việc phải đảm bảo có hệ số ma sát tính toán cao, rãnh cấp của puly ma sát phải được kiểm tra theo ứng suất dập giữa cấp và rãnh puly.

Ứng suất dập của rãnh tròn có xẻ dưới tại điểm A (hình 1.21) được tính theo công thức sau:

$$p = \frac{S}{D \cdot d_c} \cdot \frac{8 \cos \varphi}{\gamma - \alpha + \sin \gamma - \sin \alpha}$$

trong đó: S - lực căng cấp lớn nhất;

D, d_c - đường kính puly tính đến tâm cấp và đường kính cấp;

φ - góc xác định vị trí điểm tính ứng suất dập (điểm A) trên bề mặt tiếp xúc.

Ứng suất dập lớn nhất là tại điểm B ($\varphi = \frac{\alpha}{2}$):

$$p_{\max} = \frac{S}{D \cdot d_c} \cdot \frac{8 \cos \frac{\alpha}{2}}{\gamma - \alpha + \sin \gamma - \sin \alpha}$$

Đối với rãnh cấp tròn có xẻ rãnh dưới và $\gamma = \pi$ ta có:

$$p_{\max} = \frac{S}{D \cdot d_c} \cdot \frac{8 \cos \frac{\alpha}{2}}{\pi - \alpha - \sin \alpha} \quad (1.35)$$

Rãnh cấp tròn không xẻ dưới là trường hợp có $\alpha = 0$ và ứng suất dập lớn nhất là:

$$p_{\max} = \frac{S}{D \cdot d_c} \cdot \frac{8}{\pi} \quad (1.36)$$

Từ công thức (1.32) và (1.35) ta thấy loại rãnh cấp tròn có xẻ dưới có hệ số ma sát tính toán càng lớn khi góc α càng lớn song ứng suất dập cũng tăng làm cấp và rãnh cấp chống mòn.

Từ các công thức (1.32) - (1.36) ta thấy puly ma sát có hệ số ma sát tính toán tăng dần với các rãnh cấp tròn, rãnh cấp tròn có xẻ dưới, rãnh cấp hình thang. Mặt khác ứng suất dập cũng tăng dần tức tuổi thọ của cấp và puly giảm dần theo thứ tự các rãnh cấp trên.

XÍCH VÀ CÁC CHI TIẾT CỦA TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

§2.1. CÁC LOẠI XÍCH

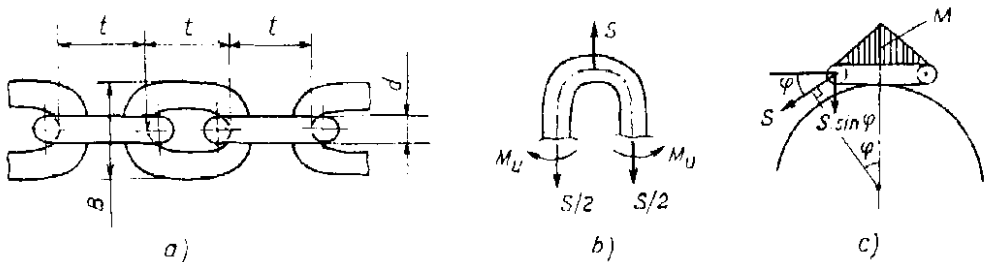
Trong máy nâng xích dùng để truyền lực kéo hoặc để chằng, buộc hàng với hai loại chính: xích bản lề và xích hàn. Các yêu cầu chung đối với xích cũng giống như các yêu cầu chung đối với cáp thép.

1. Xích hàn

Xích hàn gồm những mắt xích hình ôvan chế tạo bằng cách dùng thép tròn uốn cong lại rồi hàn bằng phương pháp hàn rèn hay hàn điện. Các mắt xích nằm trong hai mặt phẳng vuông góc với nhau để đảm bảo độ uốn cong của xích theo mọi phương. Để đảm bảo dễ hàn và chắc chắn, người ta dùng thép ít cacbon như Ct2, Ct3, thép 10 chứa ít lưu huỳnh và phot pho, có giới hạn bền kéo từ 370 đến 450 N/mm². Các sợi thép làm mắt xích phải cắt vát ở các đầu một góc 45° rồi hàn lại để mặt phẳng mối hàn không vuông góc với trục của sợi thép. Để khử các ứng suất dư trong các mắt xích do hàn, xích sau khi hàn các mắt được đem đi ủ. Các kích thước chính của xích hàn là: bước xích t , đường kính sợi thép d và chiều rộng mắt xích B (hình 2.1,a). Xích sau khi chế tạo xong phải được thử tải với tải trọng bằng một nửa lực kéo đứt xích và với lực này các mắt xích không bị biến dạng.

Theo tỷ lệ giữa chiều dài bước xích và đường kính sợi thép, xích hàn có hai loại: xích hàn với bước xích ngắn ($t < 3d$) và xích hàn với bước xích dài ($t > 3d$).

Theo dung sai chế tạo các kích thước t và B , xích hàn có hai loại: xích thường



Hình 2.1. Xích hàn.

và xích chính xác.

Xích thường có độ chính xác chế tạo của bước xích $\pm 10\%$ và thường chỉ dùng trong cơ cấu dẫn động với tang tròn hoặc dùng để buộc hàng.

Xích chính xác có sai số bước xích nhỏ hơn $\pm 3\%$ với các mắt xích sau khi hàn được nắn lại bằng khuôn. Tải trọng cho phép của loại xích này cũng nhỏ hơn so với xích thường cùng loại (hệ số an toàn bền cao hơn) để giảm độ mòn và biến dạng. Xích chính xác thường dùng trong cơ cấu nâng vật dẫn động bằng đĩa xích cần ăn khớp với đĩa xích êm và chính xác, do đó máy cũng nhỏ gọn hơn (đường kính tang thường lớn gấp đôi đường kính đĩa xích).

Xích hàn có nhược điểm là trọng lượng lớn (so với cáp thép), chịu lực va đập kém, chống mòn và dễ bị đứt đột ngột do đó phải hạn chế tốc độ chuyển động của xích hàn. Tuy nhiên, xích hàn có thể uốn được theo mọi phương, có thể dùng với các tang, đĩa xích có đường kính nhỏ lắm mấy gọn hơn. Xích hàn đơn giản về kết cấu, dễ chế tạo và rẻ tiền.

Khi tính toán xích một cách chính xác, ta coi mắt xích như một dầm siêu tĩnh với các ứng suất sinh ra trong tiết diện mắt xích là: ứng suất kéo do lực kéo S và ứng suất uốn do mômen uốn M_u trong mặt phẳng của mắt xích (hình 2.1, b), ứng suất uốn phụ khi xích vòng qua tang hoặc đĩa xích bị động với mômen uốn $M = S \cdot \sin \varphi \cdot \frac{t+d}{2}$ (hình 2.1, c). Để giảm ứng suất uốn phụ, trong máy nâng người ta thường chỉ dùng xích hàn với bước xích ngắn. Ngoài ra còn có các ứng suất đập tại chỗ tiếp xúc giữa các mắt xích.

Cách tính toán theo phân tích trên rất phức tạp và không đưa lại kết quả chính xác. Vì vậy người ta quy định cách tính chọn xích tương tự như đối với cáp thép:

$$S_{\max} \cdot n \leq S_d, \quad (2.1)$$

trong đó: $S_{\max}$ - lực căng xích lớn nhất;

S_d - tải trọng phá hỏng xích;

n - hệ số an toàn bền của xích tùy thuộc vào loại máy và điều kiện làm việc (bảng 2.1).

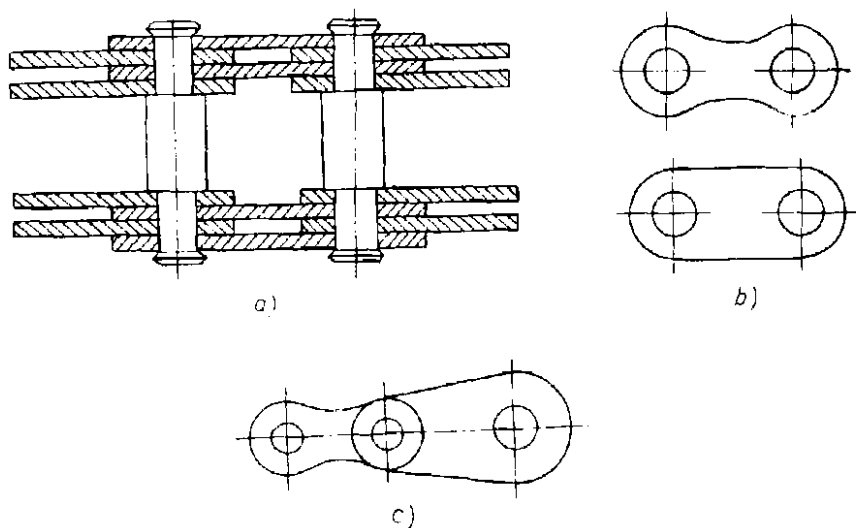
Bảng 2.1. Hệ số an toàn của xích hàn

Điều kiện làm việc	Dẫn động tay	Dẫn động máy
Làm việc trên tang tròn	3	6
Làm việc trên đĩa xích	4,5	8
Dùng để chằng, buộc hàng	6	6

Trong thực tế sử dụng, xích hàn có một số mắt xích mới sửa hoặc xích không rõ lai lịch và tải trọng đều phải được thử tải và tra bảng để so sánh với các xích tiêu chuẩn có cùng kích thước. Độ mòn cho phép của các mắt xích hàn không quá 10%.

2. Xích bản lề

Xích bản lề (còn gọi là xích tãm) gồm nhiều dây má xích nối với nhau bằng những chốt (hình 2.2.a). Các chi tiết của xích được chế tạo từ thép 40, 45 và 50 với giới hạn bền kéo $570 - 600 \text{ N/mm}^2$ và tùy từng trường hợp mà có chế độ nhiệt luyện khác nhau. Xích bản lề sau khi chế tạo xong cũng phải được thử tải giống như xích hàn.



Hình 2.2. Xích bản lề.

Các thông số chính của xích bản lề là bước xích (khoảng cách tâm của hai chốt xích cạnh nhau), khoảng cách giữa hai má xích trong cùng, chiều dày má xích và số lượng má xích. Các thông số của xích bản lề đã được tiêu chuẩn hóa. Số lượng má xích càng nhiều thì tải trọng phá hỏng xích càng lớn (thường dùng 2 - 12 má xích). Xích bản lề có bước xích nhỏ hơn 90 mm thường có má xích kiểu hình số 8 còn loại có bước xích lớn hơn 90 mm thường làm má xích hình chữ nhật (hình 2.2.b). Má xích của mắt xích cuối dùng để cố định đầu xích vào kết cấu máy có hình dạng như ở hình 2.2, c.

Đối với xích bản lề loại nhỏ, chốt xích có đầu tán như ở hình 2.2,a nhưng đối với xích loại lớn (tải trọng phá hỏng xích 2 - 10 t và lớn hơn) thì các đầu của chốt xích phải có vòng đệm chặn với các chốt định vị để giữ má xích.

Tính toán xích bản lề không phức tạp lắm nếu coi lực kéo xích phân đều trên các má xích. Từ đó ta tính má xích chịu kéo và dập còn chốt xích chịu uốn. Nhưng trong thực tế lực kéo không phân bố đều trên các má xích do chế tạo và lắp ghép các chi tiết không chính xác, lực kéo xích không cân theo trục xích. Vì vậy mà người ta quy định cách tính chọn xích bản lề theo sức bền tổng hợp tương tự như cáp và xích hàn.

Tải trọng phá hỏng xích được tra theo bảng lấy từ kết quả thực nghiệm vì xích đã được tiêu chuẩn hóa. Hệ số an toàn bền của xích bản lề có thể lấy theo bảng 2.2.

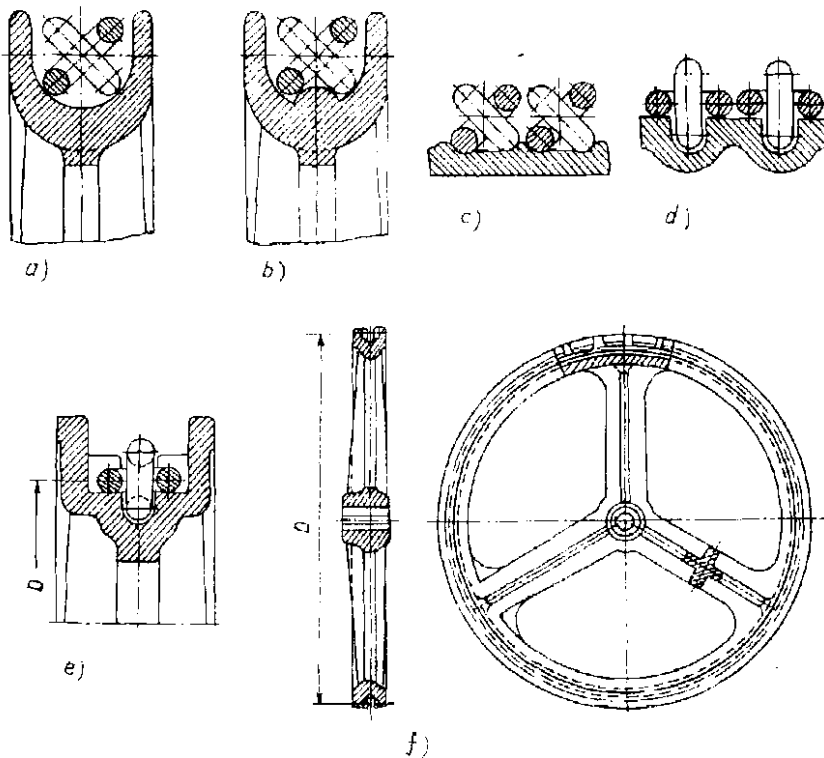
Bảng 2.2. Hệ số an toàn của xích bản lề

Điều kiện làm việc	Dẫn động tay	Dẫn động máy
Làm việc êm, ổn định	5	7 - 8
Làm việc có lực va đập	6	8 - 10

Xích bản lề làm việc an toàn hơn xích hàn đồng thời tốc độ truyền động cũng lớn hơn. Trong mặt phẳng vuông góc với chốt xích, xích bản lề có khả năng gấp cong tốt nên có thể làm việc được với các đĩa xích có đường kính nhỏ song nó chỉ gấp được theo một chiều và không làm việc được với tang. Đặc biệt xích bản lề có thể dùng tốt trong môi trường có nhiệt độ cao và các phân xưởng hóa chất. Xích bản lề có trọng lượng riêng lớn (nặng hơn xích hàn tới 20 - 30% khi có cùng tải trọng phá hỏng xích), giá thành cao.

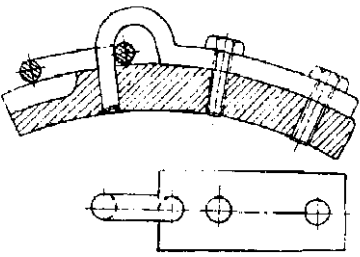
§2.2. CÁC CHI TIẾT CỦA TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

Trong cơ cấu máy, xích hàn được cuốn lên tang hoặc vòng qua các đĩa xích chủ động và bị động. Tang và các loại đĩa xích được chế tạo từ gang xám hoặc thép đúc. Đường kính tang hoặc đĩa xích không quá bé để hạn chế ứng suất uốn phụ ($D \geq 20 d$ với dẫn động bằng tay và $D \geq 30 d$ với dẫn động bằng máy).

**Hình 2.3.** Tang và đĩa xích dùng cho xích hàn.

Đĩa xích bị động đặt trên có hình dạng như ở hình 2.3,a. Loại này thường dùng cho xích hàn loại thường với bước xích ngắn để đổi hướng xích trong cơ cấu. Các mắt xích hàn trên rãnh đĩa xích với góc nghiêng 45°. Loại này có nhược điểm là xích hàn dễ bị trượt trên mặt đĩa xích, do đó để hạn chế sự trượt của xích, người ta làm gờ tròn lồi ở giữa rãnh đĩa xích như trên hình 2.3, b.

Tang dẫn động dùng để cuốn xích hàn loại thường với bước xích ngắn gồm hai loại: loại mặt tang có gờ tròn lồi hình xoắn ốc, các mắt xích cuốn trên tang có góc nghiêng 45° so với mặt tang (hình 2.3, c) và loại mặt tang có rãnh sâu hình xoắn ốc, các mắt xích chắn tỷ lên mặt tang còn các mắt xích lẻ nằm trong mặt phẳng rãnh tang (hình 2.3,d). Cơ định đầu xích hàn trên tang nhờ mắt xích cuối có kết cấu và vị trí trên tang như ở hình 2.4.



Hình 2.4. Cơ định đầu xích hàn trên tang.

Đĩa xích chủ động dùng để dẫn động xích hàn loại chính xác có bước xích ngắn (hình 2.3,e). Khi vòng qua đĩa xích chủ động, xích hàn có các mắt xích chắn nằm trong mặt phẳng tựa còn các mắt xích lẻ nằm trong mặt phẳng thẳng đứng của rãnh đĩa xích. Các mắt xích nằm ngang trên mặt phẳng tựa có các hốc với thành cao có hình dạng như mắt xích làm các mắt xích nằm ngang lọt vào trong các hốc đó. Như vậy đĩa xích chủ động có hình đa giác đều, mỗi cạnh của đa giác đều bằng chiều dài của mắt xích. Nhờ có kết cấu như vậy mà khi làm việc, xích không bị trượt, mặt khác các mắt xích nằm ngang tựa trên mặt phẳng của các hốc nên chúng không chịu momen uốn phụ như đối với tang và do đó có thể dùng đĩa xích có đường kính nhỏ.

Đường kính của đĩa xích chủ động được xác định theo công thức (hình 2.3,e):

$$D = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{Z}} \right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{Z}} \right)^2} \tag{2.2}$$

trong đó: t, d - bước xích và đường kính sợi thép mắt xích;
 Z - số răng (hốc) của đĩa xích ($Z = 5 \div 6$).

Trường hợp đĩa xích có $Z > 6$ và xích hàn có $d \leq 16\text{mm}$ thì số hạng $\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{Z}}$ rất bé và có thể bỏ qua. Khi đó đường kính đĩa xích chủ động tính theo công thức:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{Z}} \tag{2.3}$$

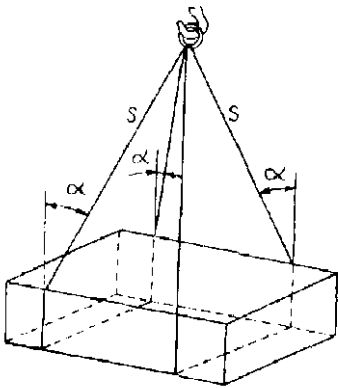
Trong các máy nâng dẫn động bằng tay thường dùng đĩa xích kéo như ở hình 2.3,f (trong palăng xích) với xích hàn loại chính xác. Hình dạng mặt cắt đĩa xích

kéo cũng giống như mặt cắt đĩa xích chủ động.

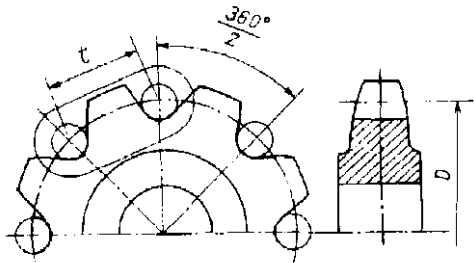
Đối với xích hàn loại chính xác có bước xích ngắn, đĩa xích bị động thường dùng loại có rãnh sâu ở giữa để chứa các mắt xích thẳng đứng. Mặt phẳng tỷ cho các mắt xích nằm ngang có thể là mặt trụ với các gờ ngang để xích khỏi trượt. Các gờ này có hình côn với góc côn 2° - 14° để tránh tải trọng va đập.

Cũng như cáp thép, xích hàn thường được dùng để buộc, treo vật nặng. Khi chọn xích và cáp buộc, lực căng lớn nhất trong xích được xác định có tính đến góc nghiêng α của nó với phương thẳng đứng (hình 2.5). Góc nghiêng α càng lớn thì lực căng xích S càng lớn. Nếu trọng lượng vật nặng là Q được treo bằng Z nhánh xích chẳng cân nhau thì lực căng xích là:

$$S = \frac{Q}{Z \cos \alpha}$$



Hình 2.5. Sơ đồ tính lực căng xích buộc hàng.



Hình 2.6. Đĩa xích dùng cho xích bán lẻ.

Đĩa xích làm việc với xích bán lẻ được chế tạo từ thép đúc hoặc thép C14, C15 và có hình dạng như một bánh răng mà các đáy của khe răng có hình vòng cung như chốt xích (hình 2.6). Khi ăn khớp, các răng của đĩa xích nằm trong các ma xích còn các chốt nằm trên các đáy của khe răng.

Đường kính đĩa xích tính đến tâm chốt xích được xác định theo công thức:

$$D = \frac{t}{\sin \frac{180^{\circ}}{Z}} \tag{2.4}$$

trong đó: t - bước xích;

Z - số răng của đĩa xích ($Z = 8 \div 12$).

So sánh cáp và xích

Dựa vào các yêu cầu chung đối với cáp và xích để so sánh, ta thấy cáp có nhiều ưu điểm hơn so với xích.

Cáp an toàn hơn so với xích. Cáp hỏng do mỏi nên nó không bị đứt đột ngột như xích mà đứt dần từng sợi trong quá trình làm việc. Cáp có thể chịu được các tải trọng va đập, chấn động còn xích thì chịu rất kém.

Cáp có thể uốn cong được theo mọi phương song nó đòi hỏi đường kính tang và pully lớn làm tang kích thước và trọng lượng máy. Ở nhiệt độ cao, sức bền của

cáp giảm rất nhanh.

Cáp làm việc êm, không ồn với tốc độ nhanh còn xích khi làm việc gây ồn và chỉ làm việc với tốc độ thấp.

Cáp chịu được tải trọng lớn, trọng lượng bản thân nhỏ. Khi có cùng tải trọng phá hỏng, xích hàn nặng hơn cáp 7-11 lần còn xích bản lề nặng hơn 9-13 lần.

Trong quá trình sử dụng, bảo quản, nếu dùng cáp đúng kỹ thuật thì độ bền lâu cao, giá thành thấp.

Như vậy so với xích, cáp hơn hẳn về nhiều mặt nên được sử dụng phổ biến hơn trong máy nâng. Xích thường dùng trong các cơ cấu có tốc độ làm việc thấp, chiều dài truyền động ngắn và trong môi trường nóng, trong phân xưởng hóa chất.

THIẾT BỊ MANG VẬT

Trong máy nâng sử dụng nhiều loại thiết bị mang vật khác nhau. Trong các cần trục dùng để nâng - vận chuyển nhiều loại vật liệu khác nhau ở dạng thể khối, có thể dùng thiết bị mang vận nâng là móc treo hoặc vòng treo. Vật nâng được treo lên móc treo nhờ các dây treo chuyên dùng làm từ cáp thép hoặc xích hàn. Đối với các vật nâng có sẵn các chi tiết dùng để treo thì có thể treo trực tiếp lên móc treo (các cụm đầu máy, hộp giảm tốc...).

Trong trường hợp cần trục chỉ làm việc với một loại vật liệu có hình dạng, kích thước và tính chất cơ-lý như nhau thì có thể dùng thiết bị mang chuyên dùng nhằm rút ngắn thời gian bốc dỡ hàng, tăng năng suất của cần trục và nâng cao mức độ tự động hóa, giảm sức lao động nặng nhọc của con người. Để tăng phạm vi sử dụng cần trục, thiết bị mang chuyên dùng thường được thiết kế để treo vào móc treo của cần trục. Tuy nhiên không phải trường hợp nào cũng thực hiện được điều đó.

Do thiết bị mang vật rất đa dạng nên trong chương này chỉ giới thiệu những loại thiết bị mang vật thông dụng trong xây dựng: móc treo, vòng treo, thiết bị cáp, gầu ngoạm, thiết bị mang tải bằng nam châm điện và chân không.

Các yêu cầu đối với thiết bị mang vật

- Đảm bảo an toàn cho người và hàng.
- Thời gian xếp dỡ ngắn, tổn ít sức người. Yêu cầu này có quan hệ chặt chẽ đến năng suất của máy, mức độ tự động hóa xếp dỡ, giảm mức độ lao động nặng nhọc và tăng mức độ an toàn cho công nhân.
- Trọng lượng nhỏ. Tải trọng nâng của máy gồm trọng lượng thiết bị mang vật và trọng lượng vật nâng. Vì vậy trọng lượng thiết bị mang vật nhỏ thì có thể nâng vật có trọng lượng lớn.
- Kết cấu đơn giản, giá thành rẻ.

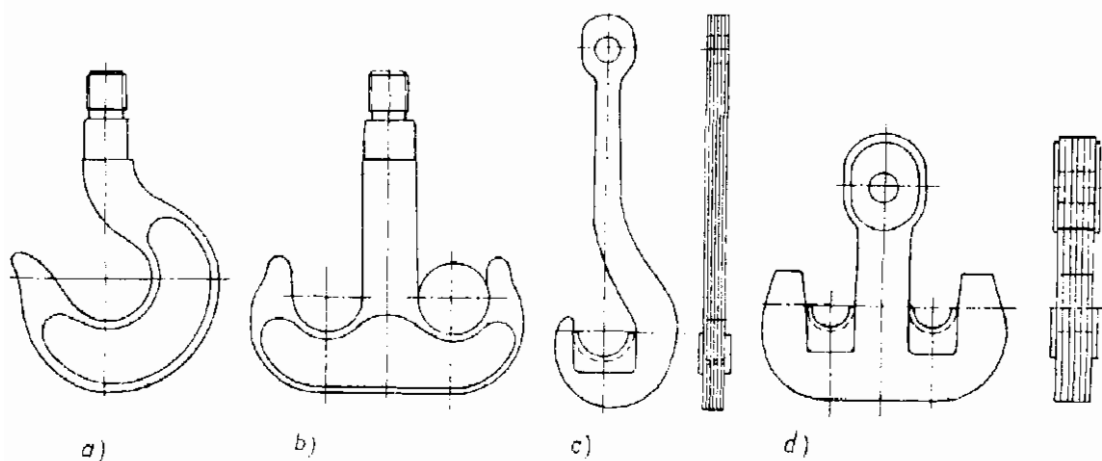
§3.1. MÓC TREO, VÒNG TREO VÀ CỤM MÓC TREO**1. Móc treo**

Theo hình dạng, móc treo gồm móc đơn và móc kép. Móc đơn (hình 3.1, a,c) là

thiết bị mang ván nang thông dụng nhất, dùng để treo vật có trọng lượng 0,25-20t. Móc kép (hình 3.1,b,d) thường dùng để treo vật có hình dạng dài và chịu lực đối xứng. Tải trọng nặng của móc kép rèn 5-75t.

Theo công nghệ chế tạo móc treo gồm móc treo rèn hoặc dập, móc treo tấm. Mặc dù phải dùng đến các máy rèn, dập cỡ lớn và tốn không ít công sức song móc rèn vẫn là móc treo thông dụng nhất do có độ tin cậy cao và hình dạng tiết diện hợp lý (hình 3.1,a,b). Móc rèn thường được chế tạo từ thép ít cacbon (thép 20). Không được dùng thép nhiều cacbon hoặc gang để chế tạo móc treo vì các vật liệu này giòn, độ đàn hồi kém, không đảm bảo an toàn. Móc treo đúc cũng kém an toàn do có các khuyết tật khác nhau của công nghệ đúc. Móc treo sau khi rèn phải qua quá trình ủ để khử ứng suất dư trong quá trình rèn.

Móc treo tấm được chế tạo bằng cách dùng thép tấm C13 hoặc thép 20 cắt thành hình móc và ghép lại bằng đinh tán hoặc bulông (hình 3.1,c,d). Loại móc treo này làm việc an toàn hơn, dễ phát hiện tăn nứt, sửa chữa và chế tạo đơn giản hơn và có tải trọng nặng hơn so với móc rèn. Tuy nhiên móc treo loại này nặng hơn nhiều do tiết diện thân móc là hình chữ nhật lại có lỗ đinh tán làm kích thước lớn hơn.



Hình 3.1. Các loại móc treo.

Để tránh cho các dây cáp treo vật không tự tuột ra khỏi móc treo trong quá trình làm việc, móc treo phải có chi tiết chặn cáp ở miệng móc.

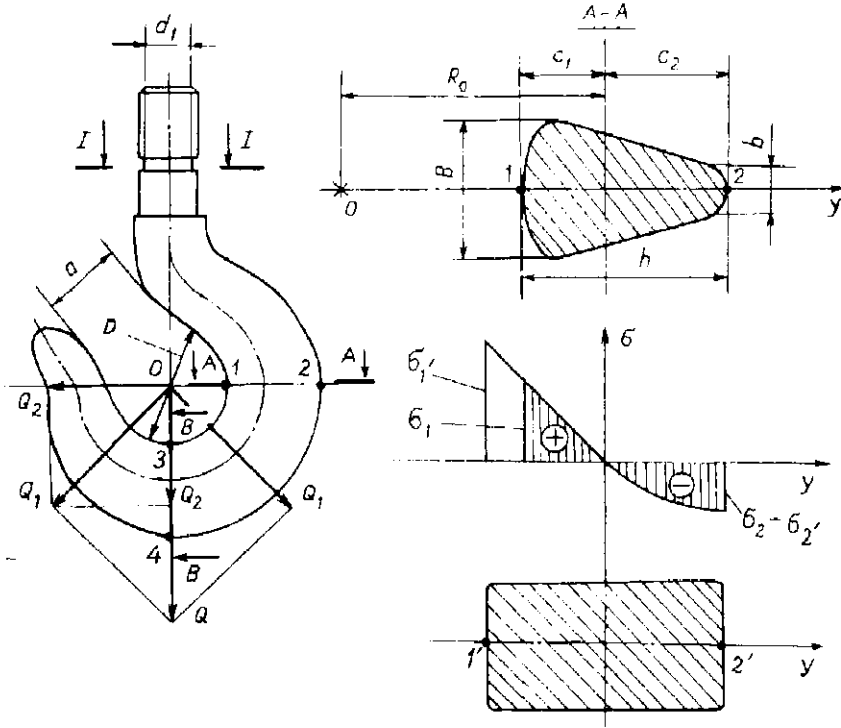
Mỗi móc treo sau khi chế tạo xong phải được thử tải tĩnh với tải trọng vượt 25% so với tải trọng danh nghĩa của móc treo và treo trong 10 ph.

Các loại móc treo đã được tiêu chuẩn hóa. Vì vậy đối với móc tiêu chuẩn chỉ cần chọn trong bảng tiêu chuẩn theo tải trọng nặng và điều kiện làm việc. Tuy nhiên trong thực tế ta có thể phải kiểm tra móc treo cũ, tính toán thiết kế móc treo có cấu tạo đặc biệt hoặc cải tiến móc treo. Khi tính toán thiết kế móc treo cần chú ý tận dụng khả năng thu nhỏ kích thước nhất là chiều dài để tăng chiều cao

nâng, tận dụng khả năng giảm trọng lượng và chế tạo đơn giản.

Đường kính vòng trong của móc treo D thường được lấy theo đường kính cáp d_c của các cáp treo vật. Trường hợp hay gặp nhất là vật được treo trên bốn nhánh cáp và khi đó ta lấy $D = 2d_c$ với đường kính cáp treo vật d_c được chọn từ lực căng cáp lớn nhất của cáp treo. Chiều rộng của miệng móc treo a thường có giá trị khoảng $\frac{3}{4}D$.

Thân móc đơn phải được kiểm tra bền tại ba tiết diện I-I, A-A và B-B (hình 3.2).



Hình 3.2. Sơ đồ tính toán móc đơn.

Tiết diện I-I là tiết diện chỉ chịu lực kéo bằng tải trọng nặng Q

$$\sigma_1 = \frac{4Q}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_k, \quad (3.1)$$

trong đó: d_1 - đường kính trong của phần tiện ren đầu móc treo.

Đối với các tiết diện A-A và B-B, ta coi thân móc treo như một thanh cong tâm O, bán kính uốn cong tính tới trục trung hòa của tiết diện là R_0 . Ta áp dụng công thức tính ứng suất của thanh cong trong sức bền vật liệu:

$$\sigma = \frac{Q}{F} + \frac{M_u}{F R_0} + \frac{M_u}{F R_0 k} \cdot \frac{y}{R_0 + y}, \quad (3.2)$$

trong đó: Q - lực pháp tuyến của tiết diện, lấy dấu (+) khi kéo (hướng ra khỏi mặt cắt) và dấu (-) khi nén (hướng vào mặt cắt);

M_u - mômen uốn tiết diện, lấy dấu (+) khi làm tăng độ cong và dấu (-) khi làm giảm độ cong;

y - tọa độ theo trục y của điểm cần tính ứng suất trong hệ trục quán tính chính trung tâm của tiết diện mặt cắt. Trên mặt cắt A-A, điểm 1 và 2 có $y_1 = -c_1$, $y_2 = c_2$;

F - diện tích tiết diện mặt cắt;

k - hệ số hình dạng hình học của tiết diện

$$k = - \frac{1}{F} \int_{y_1}^{y_2} \frac{y}{R_0 + y} dF. \quad (3.3)$$

Với móc đơn, hệ số k có thể xác định gần đúng theo đồ thị trên hình 3.3. Loại móc treo tiêu chuẩn với $h/D \approx 1$ và $B/b \approx 2,5$, theo mũi tên trên đồ thị ta có $k = 0,098 \div 0,1$.

Sử dụng công thức (3.2) để tính móc đơn tại hai tiết diện mặt cắt nguy hiểm là A-A và B-B.

Tại A-A ta có lực pháp tuyến là Q , $M_u = -Q.R_0$. Vậy ứng suất tại mặt cắt A-A tính theo công thức:

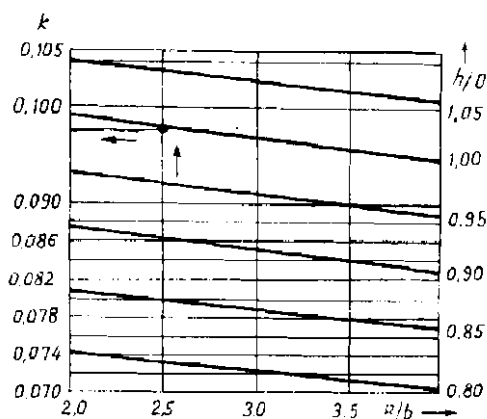
$$\sigma_A = \frac{Q}{F} + \frac{-Q.R_0}{F.R_0} + \frac{-Q.R_0}{F.R_0.k} \cdot \frac{y}{R_0 + y},$$

$$\sigma_A = - \frac{Q}{F.k} \cdot \frac{y}{R_0 + y} \quad (3.4)$$

Đây là phương trình đường cong hypecbôn, ứng với mỗi điểm có tọa độ y ta tính được giá trị ứng suất theo đồ thị trên hình 3.2. Qua đó ta thấy tiết diện hình thang hợp lý hơn tiết diện hình chữ nhật vì hình thang có thể cho giá trị ứng suất lớn nhất và nhỏ nhất có giá trị tuyệt đối như nhau $|\sigma_1| \approx |\sigma_2|$, còn hình chữ nhật luôn cho giá trị $|\sigma_1| > |\sigma_2|$.

$$\sigma_1 = \frac{-Q}{F.k} \cdot \frac{-c_1}{R_0 - c_1} = \frac{Q}{F.k} \cdot \frac{2c_1}{D},$$

$$\sigma_2 = \frac{-Q}{F.k} \cdot \frac{c_2}{R_0 + c_2} = - \frac{Q}{F.k} \cdot \frac{c_2}{h + \frac{D}{2}}$$



Hình 3.3. Đồ thị xác định hệ số k đối với móc đơn.

Đối với móc treo tiêu chuẩn, tại tiết diện A-A ta kiểm tra:

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 = \frac{Q}{F.k} \cdot \frac{2c_1}{D} \leq [\sigma]. \quad (3.5)$$

Đối với móc treo tằm có tiết diện thân móc là hình chữ nhật, ta có $c_1 = c_2$.

Tại mặt cắt B-B, móc treo có hình dạng tiết diện tương tự tiết diện mặt cắt A-A. Ta tính cho trường hợp thường gặp là các sợi dây treo vật nghiêng một góc 45° so với phương thẳng đứng. Tải trọng nặng Q được phân ra các lực Q_1 theo phương của dây treo (lực căng dây treo) và Q_1 lại được phân ra các lực Q_2 (hình 3.2). Như vậy mặt cắt B-B chịu lực pháp tuyến và tiếp tuyến tác dụng lên tiết diện là $Q_2 = Q/2$, lực pháp tuyến tác dụng với cánh tay đòn R_0 , nên mômen uốn $M_u = - Q.R_0/2$.

Bằng cách tính tương tự như đối với mặt cắt A-A, ứng suất pháp lớn nhất của mặt cắt B-B tính theo công thức sau:

$$\sigma_{\max} = \sigma_3 = \frac{Q_2}{F.k} \cdot \frac{2c_3}{D} = \frac{Q}{F.k} \cdot \frac{c_3}{D},$$

$$\sigma_4 = \frac{Q_2}{F.k} \cdot \frac{c_4}{h + \frac{D}{2}} = \frac{Q}{2F.k} \cdot \frac{c_4}{h + \frac{D}{2}},$$

trong đó: c_3 và c_4 - tọa độ theo trục y của điểm 3 và 4 trong hệ trục quán tính chính trung tâm trên mặt cắt B-B.

Lực tiếp tuyến $Q_2 = \frac{Q}{2}$ gây ứng suất tiếp trên mặt cắt B-B là:

$$\tau = \frac{Q}{2F}$$

Như vậy mặt cắt B-B có ứng suất tương đương theo thuyết bền 4 tính cho trạng thái ứng suất phẳng đặc biệt:

$$\sigma_B = \sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (3.6)$$

Đối với móc kép, các mặt cắt nguy hiểm cần phải kiểm tra bền là 1-2, 3-4 và 5-6 (hình 3.4).

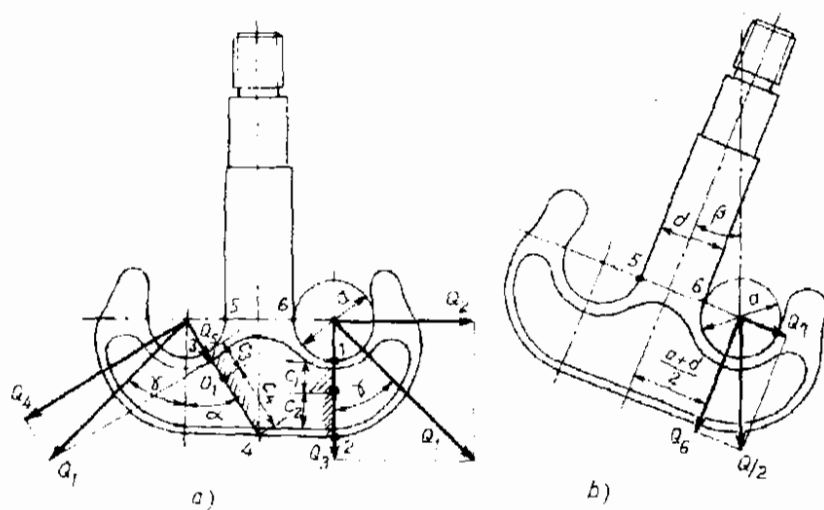
Vật nặng được treo cân hai bên móc với hai dây cáp treo vật có góc nghiêng γ so với phương thẳng đứng. Lực căng dây cáp treo Q_1 của mỗi bên móc được tính theo công thức:

$$Q_1 = c \cdot \frac{Q}{2\cos\gamma}, \quad (3.7)$$

trong đó: Q - tải trọng nặng danh nghĩa của móc treo;

$c = 1,2$ - hệ số tính đến sự phân bố lực không đều giữa hai bên của móc kép.

Với lực tính toán Q_1 , mặt cắt 1-2 chịu ứng suất kéo, uốn và cắt được tính tương tự như mặt cắt B B của móc đơn với lực pháp tuyến Q_2 và lực tiếp tuyến Q_3 .



Hình 3.4. Sơ đồ tính móc kép.

$$Q_2 = Q_1 \cdot \sin \gamma = c \cdot \frac{Q}{2} \cdot \operatorname{tg} \gamma$$

$$Q_3 = Q_1 \cdot \cos \gamma = c \cdot \frac{Q}{2}$$

Vậy
$$\sigma_1 = \frac{Q_2}{F_1 \cdot k} = \frac{2c_1}{a} = \frac{c \cdot Q \cdot c_1 \cdot \operatorname{tg} \gamma}{F_1 \cdot k \cdot a}$$

$$\tau_{1-2} = \frac{Q_3}{F_1} = \frac{c \cdot Q}{2F_1}$$

trong đó: F_1 - diện tích tiết diện mặt cắt 1-2;

a - đường kính vòng trong của móc treo.

Mặt cắt 1-2 được kiểm tra bền theo công thức:

$$\sqrt{\sigma_1^2 + 3\tau_{1-2}^2} \leq [\sigma] \quad (3.8)$$

Mặt cắt 3-4 là mặt cắt đi qua tâm vòng trong một bên móc và qua điểm giữa của mặt dưới móc (hình 3.4.a). Mặt cắt này nghiêng một góc α so với phương thẳng đứng và chịu lực pháp tuyến Q_4 , lực tiếp tuyến Q_5 .

$$Q_4 = Q_1 \sin(\alpha + \gamma) = -\frac{c \cdot Q}{2 \cos \gamma} \cdot \sin(\alpha + \gamma),$$

$$Q_5 = Q_1 \cos(\alpha + \gamma) = -\frac{c \cdot Q}{2 \cos \gamma} \cdot \cos(\alpha + \gamma).$$

Bằng cách tính tương tự như trên ta có

$$\sigma_3 = \frac{Q_4}{F_2 \cdot k} \cdot \frac{2c_3}{a} = \frac{c \cdot Q \cdot \sin(\alpha + \gamma) \cdot c_3}{F_2 \cdot k \cdot a \cdot \cos \gamma}$$

$$\tau_{3-4} = \frac{Q_5}{F_2} = \frac{c \cdot Q \cdot \cos(\alpha + \gamma)}{2F_2 \cdot \cos \gamma}$$

trong đó: F_2 - diện tích tiết diện mặt cắt 3-4.

Mặt cắt 3-4 được kiểm tra bền theo công thức:

$$\sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau_{3-4}^2} \leq [\sigma] \quad (3.9)$$

Trường hợp móc kép được treo cân hai bên, mặt cắt 5-6 chỉ chịu kéo với lực kéo tính toán bằng tải trọng nâng danh nghĩa Q . Trong thực tế khi nâng vật nhẹ, người ta có thể chỉ treo một bên móc và đây là trường hợp nguy hiểm khi tính toán mặt cắt 5-6 (hình 3.4, b). Lực tính toán cho trường hợp này là $Q/2$, mặt cắt 5-6 chịu kéo, uốn và cắt với lực pháp tuyến Q_n và lực tiếp tuyến Q_t .

$$Q_n = \frac{Q}{2} \cdot \cos \beta,$$

$$Q_t = \frac{Q}{2} \cdot \sin \beta.$$

Mômen uốn và ứng suất pháp lớn nhất do mômen uốn tại mặt cắt 5-6:

$$M_u = Q_n \cdot \frac{a+d}{2} = \frac{Q(a+d)}{4} \cdot \cos \beta,$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_{5-6}} = \frac{Q(a+d)}{0,4d^3} \cdot \cos \beta$$

Ứng suất pháp do lực kéo Q_n trên mặt cắt 5-6:

$$\sigma_k = \frac{4Q_n}{\pi \cdot d^2} = \frac{2Q \cdot \cos \beta}{\pi \cdot d^2}$$

Ứng suất tiếp trên mặt cắt 5-6 do lực tiếp tuyến Q_t :

$$\tau_{5-6} = \frac{4Q_t}{\pi \cdot d^2} = \frac{2Q \cdot \sin \beta}{\pi \cdot d^2}$$

Vậy mặt cắt 5-6 được kiểm tra bền theo công thức:

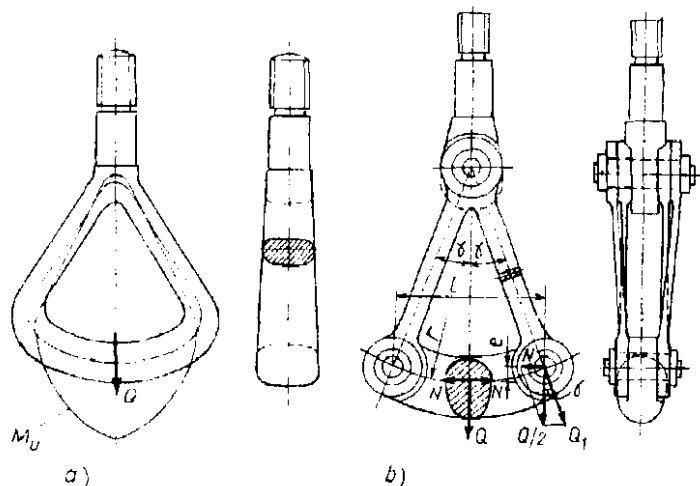
$$\sqrt{(\sigma_u + \sigma_k)^2 + 3\tau_{5-6}^2} \leq [\sigma] \quad (3.10)$$

Ứng suất pháp cho phép đối với móc ren, thép 20 có thể lấy như sau: thân móc treo (đơn và kép) có mặt cắt các tiết diện như nhau lấy $[\sigma] = 150 \text{ N/mm}^2$ với dẫn động máy và $[\sigma] = 165 \text{ N/mm}^2$ với cơ cấu dẫn động tay. Thân móc treo có mặt cắt các tiết diện khác nhau lấy các giá trị ứng suất cho phép tương ứng là 125 và 145

N/mm². Đối với đầu móc treo ta chỉ tính chịu kéo song khi vật nặng bị lắc và khi tăng lực cản trên pully của bộ móc treo nó còn chịu uốn. Vì vậy ứng suất cho phép tại tiếp diện 1-1 của móc đơn và khi tính đầu móc kép ta lấy nhỏ đi, trong khoảng 30-50 N/mm² với giá trị nhỏ dành cho các móc treo có tải trọng nặng nhỏ.

2. Vòng treo

Vòng treo thường được dùng để nâng vật có trọng lượng lớn trên 25t. Vòng treo có ưu điểm là gọn, nhẹ hơn móc treo có cùng tải trọng nâng song không được tiện lợi trong sử dụng do luôn phải dùng dây treo luôn qua nó. Vòng treo thường được chế tạo từ thép 20 và có hai loại: vòng ren liền (hình 3.5.a) và vòng treo có khớp (hình 3.5.b).



Hình 3.5. Vòng treo.

Vòng treo có khớp đơn giản hơn trong tính toán và chế tạo do không yêu cầu phải có thiết bị ren dập công suất lớn.

Do có các khớp liên kết nên thanh ngang của vòng treo có khớp có thể coi là một dầm cong tĩnh định với bán kính uốn cong r , khoảng cách giữa hai gối l và chịu lực tập trung Q ở giữa dầm (hình 3.5.b).

Phản lực tại gối của thanh ngang gây lực kéo thanh bên Q_1 và lực nén thanh ngang N :

$$Q_1 = \frac{Q}{2\cos\gamma},$$

$$N = -\frac{Q}{2} \cdot \operatorname{tg}\gamma.$$
(3.11)

Vì vậy thanh bên của vòng treo có khớp kiểm tra theo sức bền kéo với lực kéo Q_1 .

Mặt cắt tính toán của thanh ngang là mặt cắt giữa thanh. Do thanh có độ cong nên lực nén thanh ngang N gây nén và uốn tại tiết diện tính toán với mômen uốn $N \cdot e$. Lực tập trung Q ở giữa thanh ngang gây mômen uốn tại tiết diện tính toán $Q \cdot l/4$ với dầm tĩnh định hai đầu khớp. Vậy mômen uốn thanh ngang tại mặt cắt tính toán:

$$M_u = \frac{Q.l}{4} + N.e \quad (3.12)$$

Áp dụng công thức tính ứng suất thanh cong (3.2) cho thanh ngang của vòng treo, ứng suất của mặt cắt giữa thanh tại điểm có tọa độ y của hệ trục quán tính chính trung tâm của tiết diện tính toán là:

$$\sigma_y = -\frac{N}{F} + \frac{M_u}{F.r} + \frac{M_u}{F.r.k} \frac{y}{r+y} \quad (3.13)$$

trong đó: F - diện tích tiết diện mặt cắt tính toán;

k - hệ số hình dạng hình học của tiết diện, được tính như ở công thức (3.3).

Chốt của các khớp liên kết chịu cắt và đập. Tải trọng tính toán ở khớp liên kết là Q_1 .

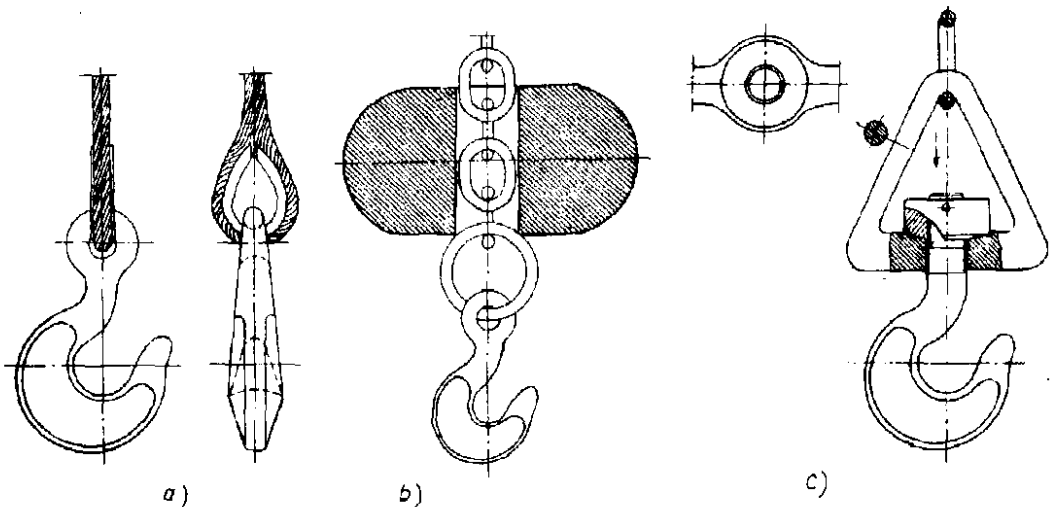
Vòng treo rèn liền là một khung cứng và cần phải tính như một hệ siêu tĩnh bậc 3 có kể đến độ cứng của nó. Biểu đồ mômen uốn như ở hình 3.5.a.

Có thể tính gần đúng vòng treo rèn liền nếu coi nó cũng gồm thanh ngang và hai thanh bên nối khớp với nhau như vòng treo có khớp song ứng suất cho phép phải tăng 10-15% đối với thanh ngang và giảm 20-25% đối với thanh bên so với vòng treo có khớp.

Cũng có thể tính vòng treo rèn liền với thanh ngang là một dầm ngàm cứng hai đầu có mômen uốn tại tiết diện giữa dầm $M_u = Q.l/8 + N.e$. Trường hợp này khi tính ứng suất do mômen uốn phải kể đến hệ số ảnh hưởng do thanh ngang biến dạng và ứng suất cho phép lấy như trường hợp vòng treo có khớp.

3. Cụm móc treo

Cụm móc treo dùng để nối móc treo với cáp nâng vật. Kết cấu của cụm móc



Hình 3.6. Móc treo trên một nhánh cáp.

treo phụ thuộc vào số nhánh cáp treo vật, sơ đồ mắc cáp, số lượng và vị trí tương đối giữa các pully cáp.

Cụm móc treo đơn giản nhất là trường hợp treo một nhánh cáp (hình 3.6). Đối với móc treo phi tiêu chuẩn, đầu móc có vòng treo để cố định đầu cáp nhờ vòng lót (hình 3.6,a). Đối với móc treo tiêu chuẩn treo trên một nhánh cáp, người ta thường dùng chi tiết hình tam giác, cạnh dưới có lỗ theo phương thẳng đứng để bắt đầu móc treo bằng đai ốc có mặt tỷ là mặt cầu (hình 3.6,c). Mặt cầu cho phép móc treo cùng vật nặng tư lư, xoay theo phương thẳng đứng, giảm mômen uốn ở tiết diện đầu móc khi bị xoay, lắc. Trường hợp móc phi tiêu chuẩn không đủ trong lượng để hạ móc treo không tái, người ta thường treo thêm vật nặng như ở hình 3.6,b và đoạn trung gian giữa móc treo và cáp thường dùng xích hàn. Nhược điểm của cụm móc treo này là cáp hay bị xoay quanh trục của nó làm vật nặng bị xoay theo.

Trong máy nâng dùng chủ yếu là cụm móc treo với nhiều nhánh cáp treo vật và trọng lượng vật nặng truyền lên các nhánh cáp qua các pully cáp của cụm móc treo. Có hai loại chính: cụm móc treo thường (hình 3.7,a) và cụm móc treo ngắn (hình 3.7,b).

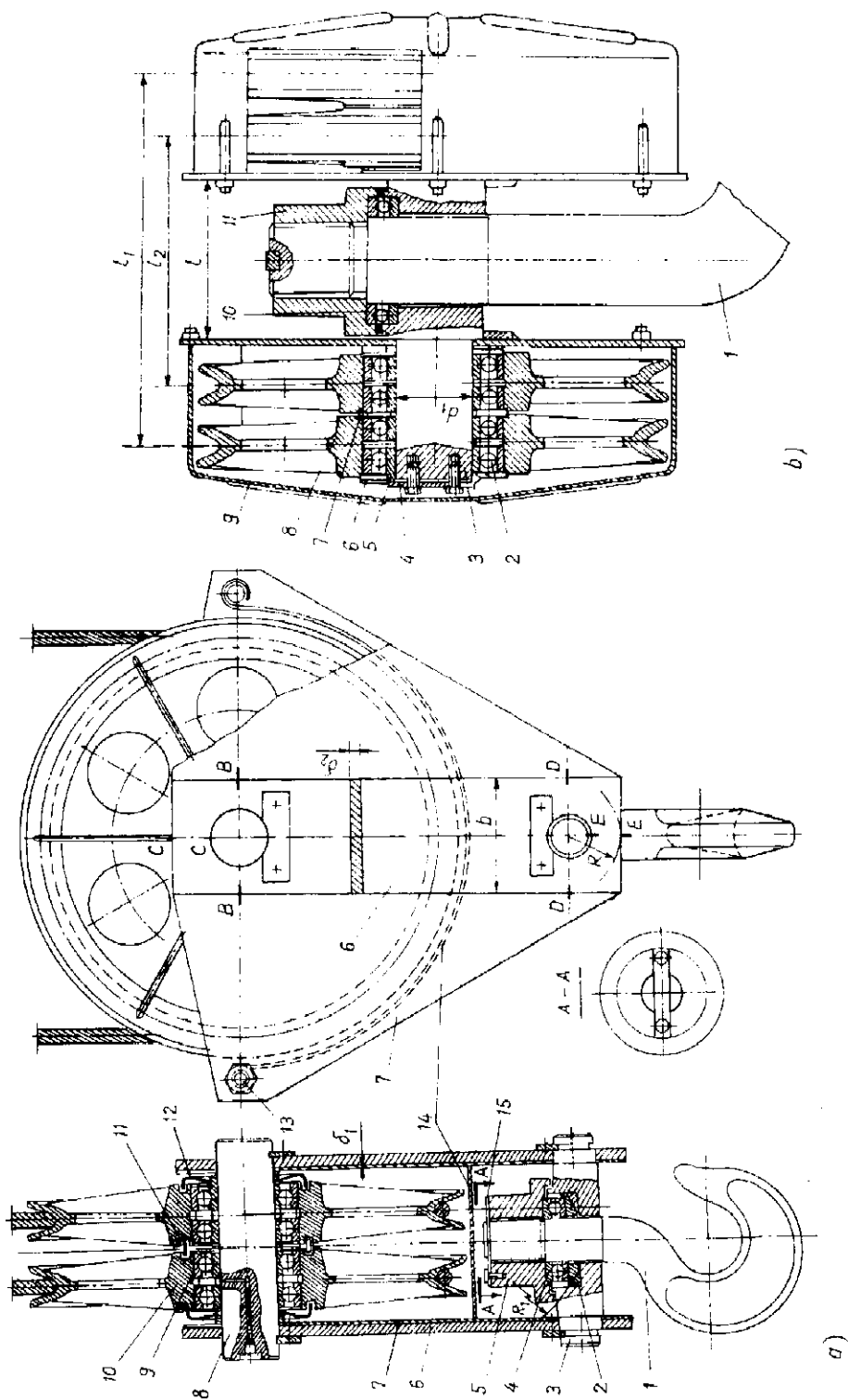
Trong cụm móc treo thường, móc treo 1 với đai ốc 5 ở đầu móc tỷ lên thanh ngang 3 qua ổ bi đỡ 4 và vòng đệm 2 có mặt cầu ở phía dưới với bán kính R_1 . Hai đầu của thanh ngang 3 có tiết diện tròn xò qua lỗ dưới và được cố định với các tấm treo chịu lực 6 và tấm chắn bảo vệ 7. Các lỗ phía trên của các tấm 6 và 7 để lắp với trục 8 với các pully cáp 10 và ổ bi 9. Với kết cấu như vậy, cụm móc treo thường cho phép có số pully trên trục 8 lẻ hay chẵn tùy theo cách mắc cáp. Cụm móc treo trên hình 3.7.a có hai pully cáp cho phép mắc cáp với palăng đơn bội suất 4 hoặc palăng kép bội suất 2. Đối với palăng kép bội suất lẻ thì trên trục 8 phải có số pully lẻ trong đó có một pully cân bằng ở giữa có đường kính nhỏ hơn. Đối với palăng đơn, tùy theo cách mắc cáp và bội suất palăng mà có số pully chẵn, lẻ cần thiết. Khoảng cách giữa các tấm treo 6 xác định theo kích thước đai ốc 5 và ổ đỡ 4 nếu trên trục 8 có một pully, và theo kích thước các pully nếu trên trục 8 có nhiều pully. Giữa các tấm chắn bảo vệ 7 có tấm thép cong 14 cố định nhờ các bulông 13. Tấm thép 14 vòng theo vành pully với khe hở $(0.15 \div 0.3) d_c$ để tránh cho cáp không tuột khỏi rãnh pully khi cáp chùng. Để tránh cho đai ốc 5 không bị hỏng và tuột khỏi đầu móc, mặt bích 15 được cố định với đai ốc và đầu móc bằng vít cấy. Do các pully trong quá trình làm việc không quay đều nhau nên giữa chúng có các vòng đệm 11 và hai đầu có tấm chắn 12 để chắn mỡ và chống bụi.

Thanh ngang 3 chịu uốn và được tính tại mặt cắt giữa thanh với mômen uốn $M_1 = Q.l/4$, trong đó l là khoảng cách các điểm giữa của các tấm treo 6.

Ứng suất tại mặt cắt giữa thanh ngang 3:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_1} \leq [\sigma], \quad (3.14)$$

trong đó: W_1 - mômen chống uốn của tiết diện mặt cắt tính toán có tính đến khoảng trống của lỗ xò đầu móc qua thanh ngang.



Hình 3.7. Cụm móc treo.

a) Cụm móc treo thường; b) Cụm móc treo ngán.

Hai đầu thanh ngang có tiết diện tròn đường kính d_1 nên phải kiểm tra uốn tại tiết diện chân đoạn tiện tròn trên thanh ngang và kiểm tra dập tại mặt tiếp xúc với tấm treo 6:

$$p = \frac{Q}{2d_1\delta_2} \leq [p], \quad (3.15)$$

trong đó: δ_2 - độ dày tấm treo 6;

$[p]$ - ứng suất dập cho phép lấy bằng 30-35 N/mm².

Thanh ngang thường được chế tạo từ thép 20, thép 40 hoặc C14 nên có thể lấy $[\sigma] = 70 \div 80$ N/mm².

Tấm treo 6 chịu kéo với tải trọng tính toán là $Q/2$. Tiết diện mặt cắt nhỏ nhất của nó cần kiểm tra là B-B và D-D (có khoét các lỗ). Ngoài ra các mặt cắt C-C và E-E cần được kiểm tra theo công thức Lamé:

$$\sigma' = p \frac{R^2 + (\frac{d_1}{2})^2}{R^2 - (\frac{d_1}{2})^2}, \quad (3.16)$$

trong đó: p - áp lực trung bình lên các lỗ của tấm treo;

R - bán kính vòng ngoài của đầu tấm treo. Nếu tấm treo đầu vuông ta lấy R từ tâm trục hoặc thanh ngang đến điểm đầu mút của tấm treo (hình 3.7.a).

Để đảm bảo độ bền đều trên các mặt cắt tính toán, tỷ lệ các kích thước nên lấy như sau: $R \approx (0,6 \div 0,65)b$; $b \approx (1,8 \div 2)d_1$.

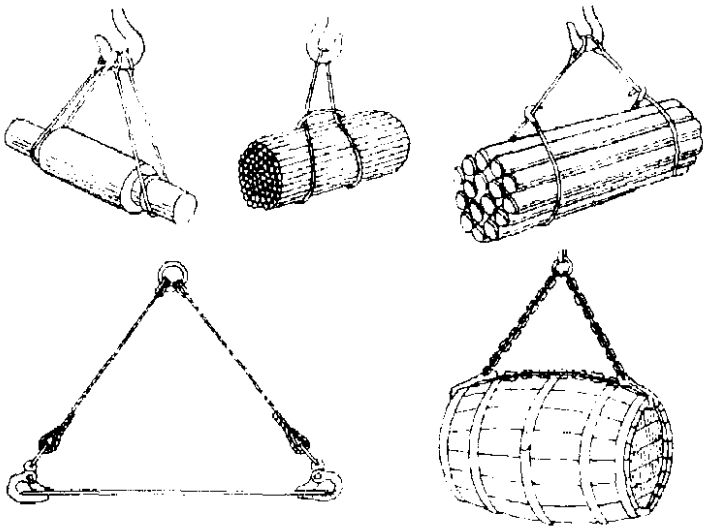
Trục pully được chế tạo từ thép C15, C16, thép 40 và 45 và chịu uốn với các lực tập trung đặt ở điểm giữa mỗi pully. Ứng suất cho phép có thể lấy $[\sigma]_{\text{u}} = 120 \div 140$ N/mm².

Trong cụm móc treo ngắn (hình 3.7, b), trục pully trùng với thanh ngang nên chỉ cho phép có số pully chẵn. Để tránh cho cáp không tuột khỏi rãnh pully và bảo vệ cáp, pully khỏi bị bắn và đảm bảo an toàn, cụm móc treo ngắn có vỏ 9 làm từ thép tấm với các cửa sổ phía trên để cáp đi qua.

Thanh ngang đồng thời là trục pully chịu uốn và do nó đối xứng nên ta coi mặt cắt ở giữa là ngàm và mỗi nửa là một côngxôn với các lực tập trung ở giữa mỗi pully. Tùy theo số lượng pully ở mỗi bên và kết cấu trục pully-thanh ngang mà lập sơ đồ tính cho nó ở các mặt cắt nguy hiểm.

Để đảm bảo an toàn trong quá trình làm việc với móc treo, các dây cáp hoặc xích treo vật phải được sử dụng đúng quy cách, tính đúng lực căng với hệ số an toàn cần thiết theo quy phạm. Các dây treo vật cần phải được thử tải theo quy định

trước khi đem vào sử dụng và thường xuyên kiểm tra trạng thái dây treo vật. Phải ghi rõ ngày, tháng và thời hạn thử tải dây treo. Cách buộc, treo vật nặng cho đúng quy cách và cân đều là yếu tố rất quan trọng để đảm bảo an toàn khi sử dụng. Hình 3.8 giới thiệu một số cách treo vật nặng trên móc treo.



Hình 3.8. Một số cách treo vật nặng.

§3.2. THIẾT BỊ CẶP VẬT

Phương pháp treo vật và đỡ tải của thiết bị mang vật có ảnh hưởng lớn đến năng suất của cần trục. Đối với các vật thể khối có trọng lượng, hình dáng, kích thước và tính chất cơ-lý như nhau người ta thường dùng thiết bị cặp nhằm tăng năng suất xếp dỡ hàng, giảm nhẹ hoặc giải phóng sức lao động nặng nhọc của con người. Nguyên lý chung của thiết bị cặp là lợi dụng trọng lượng vật nặng Q để tạo ra lực giữ vật là lực ma sát nhờ các tay đòn.

Để đảm bảo độ tin cậy của thiết bị cặp vật, trong tính toán tất cả các loại thiết bị cặp nhờ lực ma sát đều phải tính lực giữ tĩnh với hệ số an toàn k không nhỏ hơn 1,5.

1. Thiết bị cặp đối xứng

Sơ đồ thiết bị cặp đối xứng cho ở hình 3.9. Các tải trọng tác dụng lên thiết bị gồm trọng lượng vật nặng Q , trọng lượng các tay đòn G_1 và trọng lượng các thanh kéo G_2 . Cần lưu ý rằng do tay đòn có hình cong nên trọng lượng của nó $\frac{G_1}{2}$ đặt vào trọng tâm của thanh cong đó trên sơ đồ có thể không nằm trên chính tay đòn.

Vật nặng được giữ trên thiết bị cạp nhờ lực ma sát giữa bề mặt bên vật nặng và bề mặt phân tiếp xúc của tay đòn với vật nặng. Để tạo lực ma sát đủ lớn để giữ vật nặng Q với độ tin cậy cao cần phải tạo ra lực nén của mỗi tay đòn lên vật nặng P có giá trị như sau:

$$P = k \cdot \frac{Q}{2f} \quad (3.17)$$

trong đó: $k = 1,5$ - hệ số an toàn;

f - hệ số ma sát giữa vật liệu vật nặng và má cạp của tay đòn. Đối với má cạp bằng thép, hệ số ma sát lấy như sau đối với vật liệu bề mặt vật nặng: thép $f = 0,12 \div 0,15$; đá $f = 0,2 \div 0,28$; gỗ $f = 0,3 \div 0,35$.

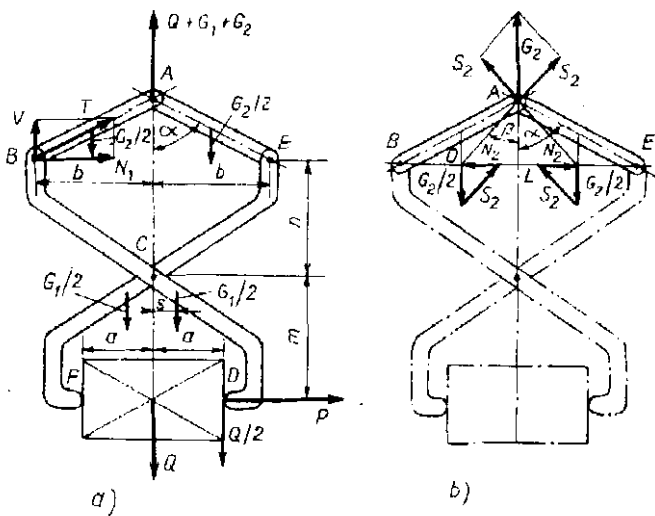
Để đánh giá ảnh hưởng của trọng lượng các tay đòn và thanh kéo đến khả năng cạp vật, ta sử dụng nguyên tắc tác dụng độc lập của các lực. Đầu tiên ta xét thiết bị cạp không tính đến trọng lượng thanh kéo G_2 , sau đó xét thiết bị cạp chỉ chịu lực tác dụng của thanh kéo G_2 .

Trường hợp không kể đến G_2 , lực căng cạp treo đặt tại điểm A bằng $Q + G_1$. Do thanh kéo chỉ chịu lực kéo nên lực T tác dụng dọc theo thanh kéo và có giá trị là $T = \frac{Q + G_1}{2 \cos \alpha}$. Ta phân tích lực T ra hai thành phần thẳng đứng V và ngang N_1 (hình 3.9,a).

$$V = \frac{Q + G_1}{2}$$

$$N_1 = \frac{Q + G_1}{2} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Thiết bị cạp trên hình 3.9,b không tính đến tác dụng của trọng lượng vật nặng Q và trọng lượng tay đòn G_1 (vẽ nét chấm - gạch) mà chỉ có lực căng cạp bằng G_2 và trọng lượng mỗi thanh kéo $G_2/2$. Từ điều kiện cân bằng tính $\Sigma M_B = 0$ hoặc $\Sigma M_E = 0$ ta thấy hướng của các phần lực tại B và E không tính đến Q và G_1 chỉ có thể nằm trên đường thẳng BE. Do tất cả các lực tác dụng lên thanh kéo AB phải cắt nhau tại một điểm mà khi đã biết phương của lực tại B nằm trên đường BE ta xác định



Hình 3.9. Thiết bị cạp đối xứng.

được giao điểm của trọng lượng thanh kéo AB với BE tại O và phương của phản lực tại A của thanh kéo AB sẽ là AO . Như vậy ta phân tích trọng lượng thanh kéo AB là $G_2/2$ theo hai phương đã xác định ta sẽ tìm được các phản lực tại A và B là S_2 và N_2 . Từ các tam giác ABL và AOL ta có $\operatorname{tg}\beta = \operatorname{tg}\alpha/2$ và vì vậy mà ta có:

$$N_2 = \frac{G_2}{2} \cdot \operatorname{tg}\beta = \frac{G_2}{4} \cdot \operatorname{tg}\alpha$$

$$S_2 = \frac{G_2}{2\cos\beta}$$

Theo nguyên tắc tác dụng độc lập, tổng phản lực theo phương ngang tại khớp B của thiết bị cạp là:

$$N = N_1 + N_2 = \frac{Q + G_1 + \frac{G_2}{2}}{2} \cdot \operatorname{tg}\alpha.$$

Xét cân bằng một tay đòn bằng cách lấy mômen của tất cả các lực ứng với điểm C (hình 3.9,a) ta có:

$$V.b + N.n + \frac{G_1}{2} \cdot S + P.m + \frac{Q}{2} \cdot a = 0 \tag{3.18}$$

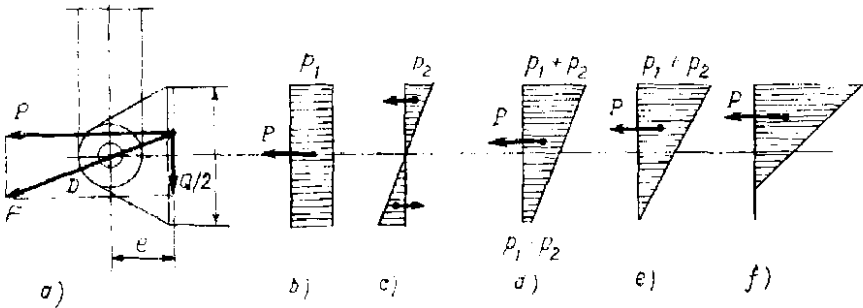
Thay giá trị V , N và P vào (3.18) ta có:

$$\frac{Q + G_1}{2} \cdot b + \frac{2Q + 2G_1 + G_2}{4} \cdot n \operatorname{tg}\alpha + \frac{G_1}{2} \cdot S + k \cdot \frac{Q}{2f} \cdot m + \frac{Q}{2} \cdot a = 0$$

Thông thường khi tính toán thiết bị cạp người ta phải xác định góc α để đảm bảo độ tin cậy khi giữ vật của thiết bị.

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{Q \cdot (k \cdot \frac{m}{f} \cdot a + b) + G_1 \cdot (b + S)}{(Q + G_1 + \frac{G_2}{2}) \cdot n} \tag{3.19}$$

Nếu trong tính toán không kể đến ảnh hưởng của trọng lượng thiết bị cạp thì:



Hình 3.10. Má cạp và biểu đồ áp lực của má cạp trong thiết bị cạp đối xứng.

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{k \cdot \frac{m}{f} - a - b}{n} \quad (3.20)$$

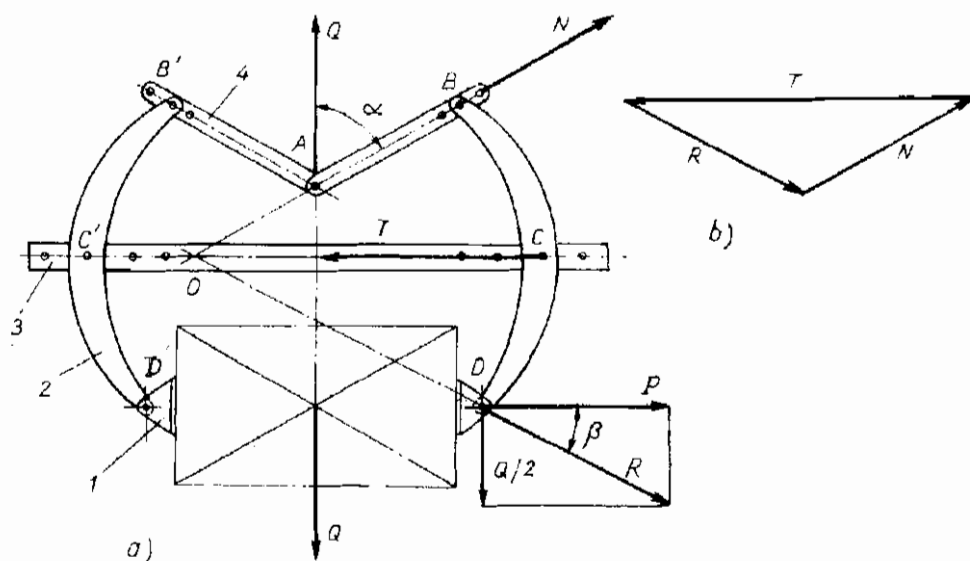
Để tạo áp lực đều từ phía tay đòn lên vật nâng, có thể làm má cặp nối khớp với tay đòn (hình 3.10, a).

Trong quá trình làm việc, má cặp chịu tác dụng của lực nén P và lực ma sát bằng $\frac{Q}{2}$. Biểu đồ áp lực trên bề mặt làm việc của má cặp do lực nén P là $p_1 = \frac{P}{b \cdot h}$ với b, h là chiều rộng và chiều cao của bề mặt má cặp (biểu đồ p_1 trên hình 3.10, b). Lực ma sát trên bề mặt má cặp khi làm việc gây mômen ứng với tâm khớp D là $\frac{Q}{2} \cdot e$ làm quay má cặp và biểu đồ áp lực của nó lên vật nâng cho trên hình 3.10, c với $p_2 = M/W = 3Q \cdot e / b \cdot h^2$.

Như vậy tổng biểu đồ áp lực của má cặp lên bề mặt vật nâng phụ thuộc vào tỷ lệ giữa p_1 và p_2 : khi $p_1 > p_2$ thì biểu đồ là hình thang (hình 3.10, d); khi $p_1 = p_2$ thì biểu đồ là tam giác có cạnh bằng chiều cao h (hình 3.10, e); khi $p_1 < p_2$ thì biểu đồ là tam giác song chiều cao nhỏ hơn h (hình 3.10, f). Để đảm bảo độ tin cậy và độ bền lâu của thiết bị cặp, ta phải tính sao cho $p_1 \geq p_2$ tức là giảm p_2 bằng cách tăng h hoặc giảm e .

Từ các biểu đồ hình 3.10, d, e, f ta thấy khi tăng p_2 trọng tâm của biểu đồ lui dần lên trên và điều đó có nghĩa là lực nén P lui lên phía trên. Tổng hợp lực F của P và $Q/2$ có phương đi qua tâm của khớp D (hình 3.10, a).

Trong điều kiện sản xuất người ta thường dùng thiết bị cặp đối xứng vận năng



Hình 3.11. Thiết bị cặp đối xứng vận năng.

(hình 3.11) gồm má cạp 1, tay đòn 2, thanh ngang 3 và thanh kéo 4. Các tay đòn 2 nối khớp trên thanh ngang 3 để có thể điều chỉnh khoảng cách giữa các má cạp 1 và do đó đảm bảo việc cạp các vật có kích thước khác nhau song với mỗi kích thước đều phải tiến hành xác định góc α của thanh kéo 4 cho phù hợp để đảm bảo độ tin cậy của thiết bị cạp vận năng. Ta áp dụng phương pháp dùng đa giác lực để xác định các lực tác dụng lên các chi tiết của thiết bị.

Để đơn giản ta bỏ qua trọng lượng của thiết bị cạp. Tại khớp D liên kết tay đòn với má cạp có các lực tác dụng là $P = k \cdot Q/2f$ và $Q/2$. Từ đó ta xác định được tổng hợp lực R tác dụng lên khớp D (vector $\vec{R}$ đã xác định cả phương, chiều và độ lớn). Do thanh ngang 3 nối khớp với các tay đòn mà phản lực tại các khớp C và C' có phương dọc theo trục thanh ngang (phản lực T).

Tay đòn BCD chịu tác dụng của ba lực R , T và N đi qua ba điểm B , C và D và có phương cắt nhau tại một điểm. Ta đã biết phương của T và R , chúng cắt nhau tại O nên phản lực N phải có phương OB và OB chính là vị trí của thanh kéo có góc nghiêng α cân tim. Như vậy thanh kéo 4 phải có độ dài sao cho góc nghiêng của nó với trục đối xứng nhỏ hơn hoặc bằng góc α đã tìm được. Giá trị các lực N, T được xác định bằng cách phân tích lực R theo các phương đã xác định của T và N (hình 3.11, b).

Trong một số trường hợp, thiết bị cạp vận năng cho trước vị trí thanh kéo 4 (góc α) và từ đó ta kiểm tra khả năng giữ vật của thiết bị. Ta tiến hành xác định R theo trình tự ngược lại: đường trục của thanh kéo 4 và thanh ngang 3 là phương của các phản lực N, T gặp nhau ở O , nối OD ta xác định được phương của R mà một thành phần của nó đã xác định là $Q/2$. Từ đó ta tính được R và P :

$$R = \frac{Q}{2\sin\beta}; \quad P = \frac{Q}{2\operatorname{tg}\beta} = R \cos\beta$$

Nếu lực nén P lớn hơn $Q/2f$ thì hệ số an toàn khi cạp vật của thiết bị là:

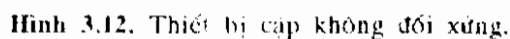
$$k = \frac{R \cos\beta}{\frac{Q}{2f}} \quad (3.21)$$

2. Thiết bị cạp không đối xứng

Thiết bị cạp không đối xứng (hình 3.12) khác với thiết bị cạp đối xứng ở chỗ các thanh kéo phía trên không đối xứng qua trục AC . Trong tính toán thiết bị cạp không đối xứng ta không kể đến trọng lượng các thanh kéo mà chỉ có trọng lượng vật nâng Q và trọng lượng các tay đòn G_1 . Do đó lực tác dụng tại điểm A là $Q + G_1$.

Để xác định các lực tác dụng lên tay đòn X_B và X_E tại các điểm B và E ta xét thanh $AA'E$ như một dầm tĩnh định chịu lực $Q + G_1$ ở A theo phương thẳng đứng

Do tất cả các lực tác dụng lên $AA'E$ phải cân nhau tại một điểm nên ta kéo dài lực $Q + G_1$ theo phương thẳng đứng cắt $A'B$ tại S và như vậy phản lực tại E phải có phương đi qua S và E . Ta tìm được X_1 và X_R bằng cách phân tích lực đã biết $Q + S_1$ theo các phương đã tìm được hình 3.12



$$X_B = X_E = \frac{Q + G_1}{2 \cos \alpha}$$

3. Thiết bị cấp lệch tâm

Figure 1.10 consists of two diagrams, a) and b), illustrating the forces acting on a roller.

Diagram a) shows a roller on a horizontal surface. The forces acting on it are:

- N_1 : Normal force acting horizontally to the right at the contact point.
- Q : Weight acting vertically downwards from the center of the roller.
- F_1 and F_2 : Two upward forces acting on the roller, with F_1 acting to the left of the center and F_2 acting to the right of the center.

Diagram b) shows a roller on an inclined surface. The forces acting on it are:

- N_1 : Normal force acting horizontally to the right at the contact point.
- F_1 : A force acting vertically downwards at the contact point.

 The geometry of the roller is defined by:

- a : The horizontal distance from the center of the roller to the contact point.
- b : The vertical distance from the center of the roller to the contact point.
- α : The angle between the line connecting the center of the roller to the contact point and the horizontal.

Hình 3.13. Thiết bị cấp lệch tâm.

Chi tiết chính của thiết bị cạp lệch tâm là bánh lệch tâm được nối khớp với khung cạp có lò xo làm bánh lệch tâm luôn có xu hướng xoay theo chiều kim đồng hồ. Khi hạ thiết bị cạp lên tấm thép ở vị trí thang đứng, dưới tác dụng của trọng lượng thiết bị, bánh lệch tâm xoay theo chiều ngược kim đồng hồ để tấm thép cần nâng nằm giữa các mặt làm việc của thiết bị cạp và dưới tác dụng của lực lò xo và trọng lượng bánh lệch tâm, bánh lệch tâm tiếp xúc với tấm thép với lực nén ban đầu cần thiết.

Khi nâng thiết bị cạp, lực ma sát giữa tấm thép và bánh lệch tâm tạo mômen quay bánh lệch tâm theo chiều kim đồng hồ tạo lực nén lớn lên tấm thép làm lực ma sát tăng nhanh cho đến khi đảm bảo treo tấm thép. Từ điều kiện cân bằng khi treo tấm thép ta có:

$$Q = F_1 + F_2 - N_1(f_1 + f_2), \quad (3.22)$$

trong đó: f_1 và f_2 - hệ số ma sát giữa tấm thép với bề mặt bánh lệch tâm và bề mặt làm việc của khung cạp (trong tính toán người ta lấy giá trị f_1 và f bằng nhau).

Để tính toán và kiểm tra khả năng làm việc của thiết bị cạp lệch tâm, ta xét quá trình làm việc của bánh lệch tâm. Trong quá trình làm việc bánh lệch tâm chịu các lực tác dụng là N_1 và F_1 và ở trạng thái cân bằng của nó tổng hợp lực của N_1 và F_1 phải đi qua tâm khớp liên kết bánh lệch tâm với khung cạp. Trong trường hợp ngược lại, bánh lệch tâm ở trạng thái không cân bằng hoặc quay theo chiều ngược kim đồng hồ và tấm thép bị rơi, hoặc quay theo chiều kim đồng hồ để cạp tấm thép chặt hơn đủ để giữ tấm thép và tổng hợp lực khi đó sẽ đi qua tâm khớp liên kết, bánh lệch tâm ở trạng thái cân bằng và ta có hình 3.13.b)

$$\begin{aligned} F_1 a &= N_1 b, \\ \frac{F_1}{N_1} &= \frac{b}{a} = \operatorname{tg} \alpha, \end{aligned}$$

do $F_1 = N_1 f_1$ mà ta có $\operatorname{tg} \alpha = f_1$.

Trong thực tế do có dung sai chiều dày tấm thép, do biến dạng khi chịu lực và do hệ số ma sát thay đổi khi bề mặt có dính các chất khác mà trạng thái cân bằng kể trên có thể bị phá hỏng. Vì vậy để đảm bảo độ tin cậy của thiết bị người ta thường lấy góc α nhỏ hơn so với giá trị tính toán và điều kiện để bánh lệch tâm làm việc được là $\operatorname{tg} \alpha \leq f_1$. Nếu lấy góc α nhỏ hơn nhiều so với giá trị tính toán thì độ tin cậy tăng song lực nén tăng mà phải tính đến độ biến dạng và độ bền của khung cạp. Trong tính toán người ta lấy f_1 là giá trị hệ số ma sát giữa tấm thép và bề mặt bánh lệch tâm nhằm song để tăng độ tin cậy người ta thường làm bánh lệch tâm có bề mặt với các khía hình răng cưa. Quy phạm quy định không được dùng thiết bị cạp để vận chuyển các vật dễ nổ, độc hại và các bình khí nén.

§3.3. GÀU NGOẠM

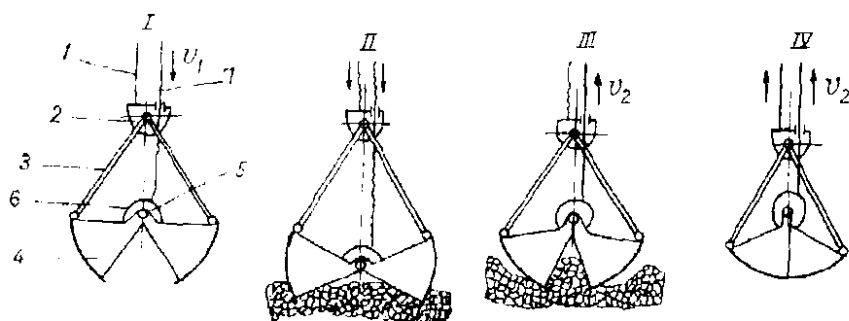
Gầu ngoạm là thiết bị bốc dỡ vật liệu rời mang tính tự động hóa cao, do đó tạo ra năng suất cao và tốn ít sức lao động chân tay của con người. Gầu ngoạm được sử dụng rộng rãi ở các bến cảng, kho bãi, nhà ga, các công trường khai thác cát sỏi, các nhà máy sản xuất vật liệu xây dựng.

1. Nguyên lý làm việc

Theo nguyên lý làm việc, có ba loại gầu ngoạm: gầu ngoạm hai dây, gầu ngoạm một dây và gầu ngoạm có dẫn động riêng.

a) Gầu ngoạm hai dây

Gầu ngoạm hai dây được treo trên hai sợi cáp riêng biệt (hình 3.14) trong đó cáp nâng 1 nối với đầu đỡ trên 2, cáp đóng mở gầu 7 nối với đầu đỡ dưới 6 qua hệ thống palang cáp đóng mở gầu.



Hình 3.14. Gầu ngoạm hai dây:

- 1- cáp nâng; 2- đầu đỡ trên; 3- thanh giằng; 4- má gầu;
5- khớp xoay; 6- đầu đỡ dưới; 7- cáp đóng mở gầu.

Khi gầu treo trên cáp nâng 1 và cáp đóng mở gầu 7 chùng thì gầu có thể tự mở các má gầu dưới tác dụng của trọng lượng má gầu và đầu đỡ dưới. Ở trạng thái này, gầu được thả xuống đồng vật liệu, cáp nâng, cáp đóng mở gầu cùng hạ với tốc độ v_1 (trạng thái I). Thả chùng cáp nâng, dưới tác dụng của trọng lượng gầu, lưỡi gầu lún sâu vào đồng vật liệu (trạng thái II). Cáp đóng mở gầu được kéo lên với tốc độ v_2 , cáp nâng chùng, má gầu đóng lại thực hiện quá trình tự bốc hàng (trạng thái III). Khi gầu đã đóng kín, cáp nâng và cáp đóng mở gầu cùng được kéo lên với tốc độ v_2 để nâng gầu chứa vật liệu đến nơi cần thiết (trạng thái IV). Quá trình dỡ vật liệu xảy ra khi cáp nâng đứng nguyên treo gầu còn cáp đóng mở gầu đi xuống (hoặc cáp đóng mở gầu đứng nguyên, cáp nâng đi lên, hoặc kết hợp cáp nâng đi lên, cáp đóng mở gầu đi xuống).

Để tăng lực đóng gầu khi bốc hàng và lưỡi gầu thắng được lực cản của vật liệu, cáp đóng mở gầu không nối trực tiếp với đầu đỡ dưới 6 mà qua các pully cáp của

palăng lực đóng mở gầu. Bội suất palăng lực này càng cao thì lực đóng gầu càng lớn song hiệu suất của nó giảm và thời gian chu kỳ bốc hàng tăng làm giảm năng suất.

Về nguyên tắc, gầu ngoạm bốn dây không khác gì so với gầu ngoạm hai dây. Gầu ngoạm bốn dây thường dùng với cần trục kiểu cầu có các tang của túi nâng và đóng mở gầu là tang kép.

Gầu ngoạm hai dây có cấu tạo và thao tác đơn giản, cho năng suất cao và có thể dỡ tải ở bất kỳ độ cao nào. Vì vậy nó được dùng rất phổ biến. Nhược điểm của gầu ngoạm hai dây là đôi khi cần trục phải có hai cơ cấu nâng riêng biệt.

b) Gầu ngoạm một dây

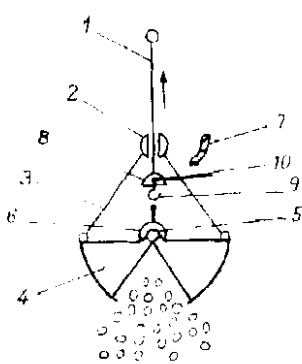
Gầu ngoạm một dây (hình 3.15) được treo trên dây cáp 1 có vòng treo móc với móc treo của cần trục.

Gầu được thả xuống dòng vật liệu trong trạng thái mở, khi đó đầu di động 8 tỷ lên đầu đỡ trên 2. Dưới tác dụng của trọng lượng gầu, lưỡi gầu lún sâu vào vật liệu, cáp 1 tiếp tục đi xuống và dưới tác dụng của trọng lượng đầu di động 8 má gầu 4 liên kết với đầu đỡ dưới 6. Khi kéo cáp 1 lên, má gầu được đóng lại thực hiện quá trình bốc vật liệu. Gầu có vật liệu được đóng kín và tiếp tục nâng lên đến nơi cần vận chuyển. Khi cần dỡ vật liệu, ở một độ cao nào đó tay gạt 10 tỷ vào 7, móc 9 xoay đi và được tháo rời khỏi đầu đỡ dưới 6 làm má gầu mở ra đổ vật liệu xuống do trọng lượng má gầu và vật liệu (có thể thay 7 bằng một sợi cáp riêng để tháo rời móc 9 với đầu đỡ dưới 6).

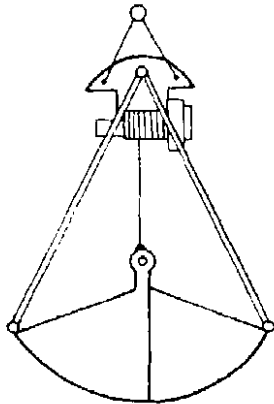
Gầu ngoạm một dây chỉ có thể dỡ vật liệu ở một độ cao nào đó, độ tin cậy không cao, lực đóng gầu không lớn, kết cấu đầu di động và đầu đỡ dưới phức tạp. Do lực đóng gầu không lớn mà năng suất gầu thấp. Ưu điểm của gầu ngoạm một dây là có thể dùng cho mọi loại cần trục và khi cần thì cần trục có thể làm việc với móc treo.

c) Gầu ngoạm có dẫn động riêng

Gầu ngoạm có dẫn động riêng (hình 3.16) có vòng treo ở đầu đỡ trên của gầu



Hình 3.15. Gầu ngoạm một dây:
1- cáp nâng; 2- đầu đỡ trên;
3- thanh giằng; 4- má gầu;
5- khớp xoay; 6- đầu đỡ dưới;
7- ụ tỷ; 8 - đầu di động;
9- móc; 10- tay gạt.



Hình 3.16. Gầu ngoạm có dẫn động riêng.

để nối với móc treo của cần trục khi nâng hạ gầu. Việc đóng mở gầu được thực hiện nhờ một cơ cấu riêng biệt đặt ở đầu đờ trên. Cơ cấu này có thể dẫn động bằng điện, thủy lực hoặc hơi ép. Loại gầu này có ưu điểm của cả gầu ngoạm hai dây và một dây, có hệ số đầy gầu cao nhưng kết cấu phức tạp, đòi hỏi phải có thiết bị cung cấp năng lượng riêng cho cơ cấu đóng mở gầu. Gầu nặng và độ ổn định kém do trọng tâm của gầu cao.

Để bóc dỡ vật liệu cục to, phối thép... người ta thường dùng gầu ngoạm có nhiều ma gầu (6 và 8 má).

Trong xây dựng dùng phổ biến nhất là gầu ngoạm hai dây, dung tích gầu $0,4 - 10\text{m}^3$, bóc dỡ các loại vật liệu rời có trọng lượng riêng $0,5 - 2,5\text{ t/m}^3$.

2. Tính toán gầu ngoạm hai dây

Thông số cho trước để tính gầu là tải trọng nâng của cần trục Q (gồm trọng lượng gầu và trọng lượng vật liệu trong gầu) hoặc năng suất của gầu và các tính chất của vật liệu cần bóc dỡ.

a) Xác định các thông số cơ bản của gầu

Các thông số của gầu có ảnh hưởng lớn tới quá trình làm việc của gầu, tới lực cần và năng suất của gầu. Trên cơ sở nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số đến quá trình bóc dỡ vật liệu và trên cơ sở thực nghiệm người ta đã đưa ra các công thức kinh nghiệm để xác định các thông số cơ bản của gầu. Đối với gầu ngoạm hai dây dùng để bóc dỡ vật liệu xây dựng, có thể tham khảo một số công thức kinh nghiệm sau.

Trọng lượng gầu G_g có tác dụng làm lưỡi gầu lún sâu vào đồng vật liệu nhưng trọng lượng gầu lớn quá sẽ dẫn đến tiêu hao công suất một cách vô ích. Có thể xác định sơ bộ trọng lượng gầu theo trọng lượng của vật liệu trong gầu G_v :

$$G_g = k.G_v,$$

trong đó $k = 0,8 \div 1$.

Dung tích danh nghĩa của gầu V_n với vật liệu có trọng lượng riêng γ , t/m^3 được tính theo tải trọng nâng Q của cần trục như sau:

$$Q = G_g + G_v = G_v(k + 1),$$

$$Q = V_n \cdot \gamma (k + 1),$$

$$V_n = \frac{Q}{\gamma(k + 1)} \quad (3.23)$$

Trọng lượng các bộ phận của gầu có ảnh hưởng tới lực tác dụng làm đóng mở gầu (hình 3.17) và được xác định như sau:

trọng lượng đầu đờ dưới $G_1 = k_1.G_g$,

trọng lượng đầu dõ trên $G_1 = k_3 \cdot G_p$.

trọng lượng hai má gầu $G_2 = k_2 \cdot G_p$.

trọng lượng thanh giàng $G_4 = k_4 \cdot G_p$.

Đối với gầu bốc dỡ vật liệu xây dựng có thể lấy $k_1 = k_3 \approx 0,25$;

$$k_2 \approx 0,4; k_4 \approx 0,05.$$

Kích thước và hình dáng hình học của gầu có ảnh hưởng đến quỹ đạo chuyển động của má gầu, đến lực cản cát của lưỡi gầu và hệ số đầy gầu. Các kích thước có thể tính theo công thức kinh nghiệm sau:

- bán kính uốn cong của đáy gầu $r \approx 1,25 \cdot \sqrt[3]{V_{g\alpha}}$;
- chiều dài thanh giàng $l \approx 1,9 \cdot \sqrt[3]{V_{g\alpha}}$;
- góc γ của má gầu $\gamma \approx 60^\circ$;
- góc mở lớn nhất của má gầu $2\beta \approx 160^\circ$;
- độ mở lớn nhất của lưỡi gầu $L \approx 1,95r \approx 2,45 \cdot \sqrt[3]{V_{g\alpha}}$;
- chiều rộng của má gầu $B \approx 1,1 \cdot \sqrt[3]{V_{g\alpha}}$.

b) Xác định các lực tác dụng lên gầu trong quá trình xúc vật liệu

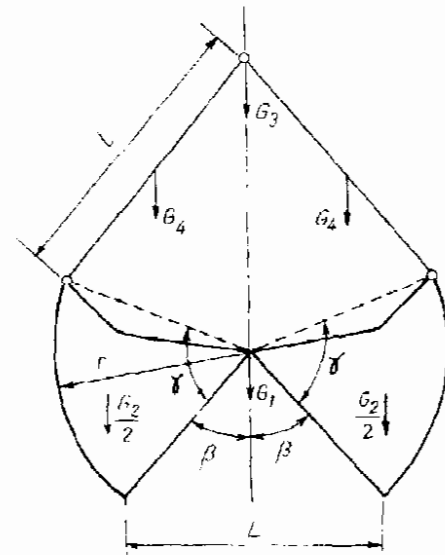
Trong quá trình xúc vật liệu, cấp nâng chùng, kéo cáp đóng mở gầu và các lực tác dụng lên gầu gồm lực cản R đặt lên lưỡi gầu theo phương tiếp tuyến với đường cong đáy gầu và lực kéo S của cáp đóng mở gầu (hình 3.18,a).

Ta xác định R và S ở bất kỳ vị trí nào của má gầu trong quá trình xúc vật liệu. Tại mỗi vị trí, lượng vật liệu trong mỗi má gầu là $\xi G_v/2$ với hệ số ξ tùy thuộc vào góc mở β_1 của má gầu và có thể tính theo công thức kinh nghiệm $\xi \approx 1 - \sin \beta_1$, còn tọa độ trọng tâm của lượng vật liệu đó là (hình 3.18, a):

$$c = k_5 \cdot r, c_1 = k_6 \cdot r;$$

với $\beta = 0$ thì $k_5 \approx 0,75$ và $k_6 \approx 0,9$.

Để xác định R và S ta lập các phương trình cân bằng tĩnh. Các ký hiệu ở hình 3.18,a giống như ở hình 3.17. S'' và S' là tổng lực căng các nhánh cáp trong palang đóng mở gầu tác dụng lên đầu dõ trên và đầu dõ dưới. Ta thấy palang đóng mở gầu là palang loại 2 (hình 3.18,b) và vì vậy mà:



Hình 3.17. Sơ đồ xác định các thông số cơ bản của gầu ngoạm hai dây.

$$S' = S.a.\eta_{p2} = S.a. \frac{1 - \eta^3}{a(1 - \eta)} = \frac{1 - \eta^3}{1 - \eta} \cdot S \text{ (xem công thức 1.12),}$$

$$S'' = S' - S = \frac{\eta - \eta^3}{1 - \eta} S.$$

Lập phương trình cân bằng cho toàn gầu theo trục OY ta có:

$$2R.\sin\varphi + S - G_g - \xi.G_v = 0, \quad (3.24)$$

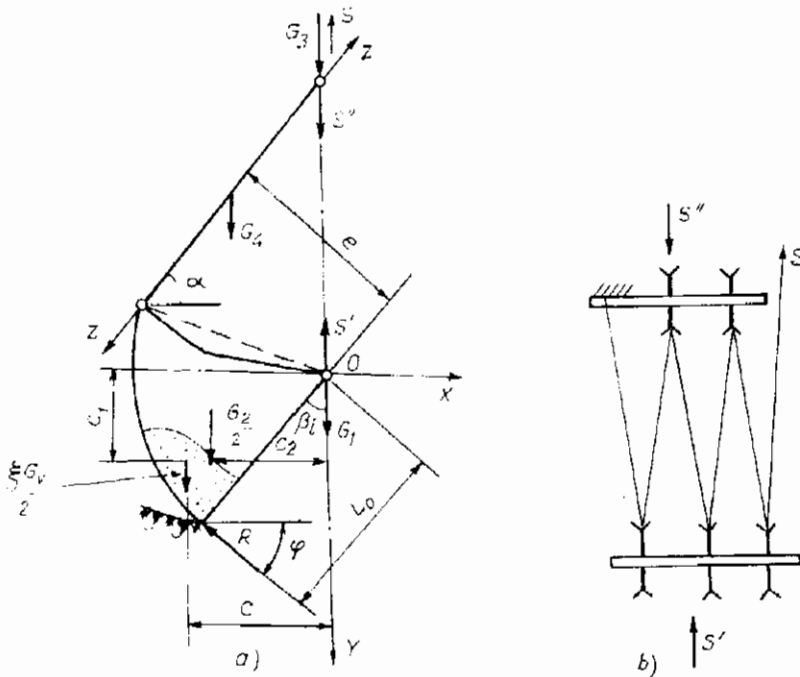
trong đó: $G_g = G_1 + G_2 + G_3 + 2G_4 = k.G_v.$

Lập phương trình cân bằng cho đầu đỡ trên của gầu theo trục OY ta có:

$$2Z\sin\alpha - G_3 - S'' = 0. \quad (3.25)$$

Lập phương trình mômen tại O cho một má gầu ta có:

$$R.L_0 - \frac{G_2}{2}.c_2 - \frac{\xi.G_v}{2}.c - Z.e = 0 \quad (3.26)$$



Hình 3.18. Sơ đồ xác định các lực tác dụng lên gầu ngoạm hai dây.

Giai hệ ba phương trình (3.24), (3.25) và (3.26) cho mỗi vị trí của gầu trong quá trình xúc vật liệu và thay S'' theo S ta được:

$$S = G_g + \xi.G_v - 2R.\sin\varphi. \quad (3.27)$$

$$R = \frac{(G_g + \xi.G_v).e. \frac{\eta - \eta^3}{1 - \eta} + (G_2.c_2 + \xi.G_v.c).\sin\alpha + G_3.c}{2(L_0.\sin\alpha + e. \frac{\eta - \eta^3}{1 - \eta}).\sin\varphi} \quad (3.28)$$

Quá trình xúc kết thúc khi $\xi = 1$, $\beta = \varphi = 0$ và khi đó $S_{\max} = G_g + G_v = Q$ (gầu đầy tải treo bằng cáp đóng mở gầu).

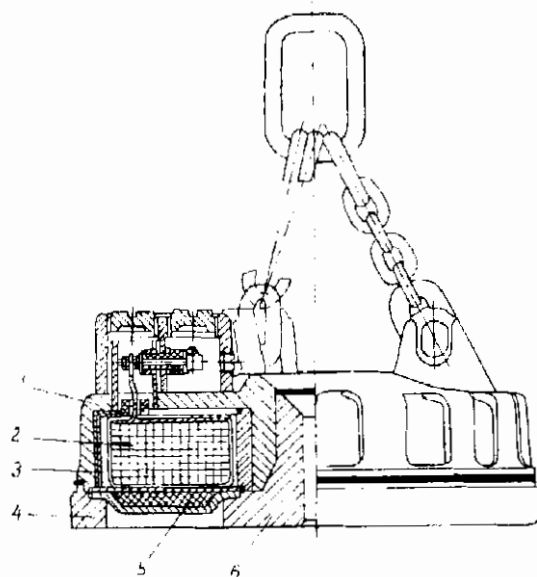
Bội suất palăng α phải chọn sao cho đảm bảo lực cắt R đủ lớn và tốc độ đóng gầu hợp lý để có hệ số đầy gầu cao song không đóng chậm quá. Từ lực cắt R ta có thể tính bên cho lưỡi, má gầu và xác định các thành phần lực thẳng đứng và nằm ngang của R là các thành phần lực làm gầu lún sâu vào vật liệu và để đóng gầu. Các giá trị S tìm được là thông số để tính, kiểm tra cơ cấu đóng mở gầu.

Sau khi tính sơ bộ các thông số của gầu, tính R và S ở một số vị trí làm việc, ta tính chính xác các thông số đó và tiến hành các kiểm tra cuối cùng đối với gầu theo hai trường hợp sau:

- gầu không tải có thể tự mở được không dưới tác dụng của trọng lượng đầu đỡ dưới và trọng lượng các má gầu.
- gầu đầy tải có đảm bảo đóng kín không.

§3.4. THIẾT BỊ MANG TẢI BẰNG NAM CHÂM ĐIỆN VÀ CHÂN KHÔNG

Nam châm điện dùng để nâng các vật liệu bằng thép và gang. Nam châm điện (hình 3.19) được treo lên móc treo của cần trục bằng các sợi xích với vòng treo và sử dụng dòng điện một chiều qua cáp điện đến hộp cầm điện trên nam châm. Cáp điện ròng theo nam châm và được cuốn vào tang chuyên dùng trên cần trục, cuộn hay nhả cáp điện tùy theo vị trí của nam châm điện.



Hình 3.19. Nam châm điện.

Nam châm điện gồm vỏ thép 1 làm từ thép đúc ít cacbon có từ tính cao, trong vỏ đặt cuộn dây 2 và được giữ bằng các vòng ngoài 4 và vòng trong 6. Phía dưới cuộn dây được bảo vệ bằng tấm đệm 5 làm từ thép mangan có độ bền cao và từ tính thấp. Bọc ngoài cuộn dây 2 là vỏ 3 làm từ thép tấm mỏng có các lỗ để luồn dây đến hộp cầm điện. Các phần trống ở hộp 3 được lấp kín bằng cách đổ nhựa pôlime.

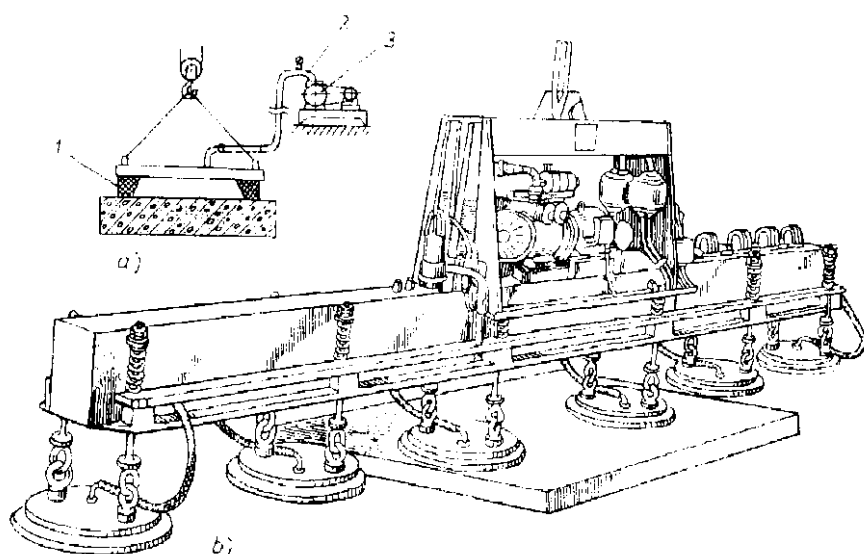
Nam châm điện là loại thiết bị mang vật có qua trình bốc dỡ hoàn toàn tự động, không tốn sức người. Khi nam châm làm việc, không cho phép có người đứng dưới phạm vi hoạt động của nó để phòng mất điện hoặc một phần vật nặng vẫn có thể bị rơi khi nam châm làm việc bình thường. Nam châm điện có loại hình tròn hoặc hình chữ nhật. Loại hình chữ nhật dùng để nâng vật thể khối dài như dầm, ống... Để nâng vật quá dài có thể dùng nhiều nam châm treo trên một dầm treo. Nam châm hình tròn thường để nâng vật nhỏ như phôi thép, sắt vụn...

Lực hút của nam châm phụ thuộc vào loại vật liệu, hình dạng và điều kiện làm việc. Nam châm điện M42 của Liên Xô cũ với đường kính 1670mm có thể nâng khối thép 16t song chỉ có thể nâng được 200kg phôi thép. Tải trọng nâng cũng giảm rất nhiều khi vật nặng có từ tính thấp (thép có mangan, niken) và nhiệt độ cao hơn 200°C. Ở nhiệt độ trên 700°C, lực hút của nam châm điện bằng không. Vì vậy việc chọn nam châm điện phải tính đến điện áp của nguồn, chế độ làm việc, công suất yêu cầu, loại và hình dạng vật nặng, nhiệt độ và lực hút của nam châm.

Lực hút tính toán S của nam châm phải tính theo tải trọng nâng Q với hệ số an toàn $\beta = 1,1 \div 1,15$

$$S = \beta \cdot Q$$

Để nâng các tấm vật liệu khác nhau (thép, kim loại màu, kính...) và các thùng hòm khác nhau người ta thường dùng thiết bị mang tải bằng chân không. Sơ đồ nguyên lý của thiết bị cho ở hình 3.20. a gồm một tấm kim loại có gắn vòng đàn hồi 1 tạo thành buồng chân không. Giữa tấm kim loại có nối với ống mềm 2 tới bơm chân không 3. Khi nâng vật người ta đặt thiết bị lên bề mặt vật nặng, bơm chân không làm việc tạo thành buồng chân không trong vòng đàn hồi 1 giữa tấm kim loại và bề mặt vật nặng và nhờ sự khác biệt về áp suất mà vật nặng được hút chặt vào vòng đàn hồi 1. Khi vật nặng có kích thước lớn có thể dùng một số thiết



Hình 3.20. Thiết bị mang tải bằng chân không

bị mang bằng chân không treo trên một dầm và làm việc đồng thời (hình 3.20,b).

Các "buồng chân không" được treo lên dầm qua các lò xo có tác dụng giảm chấn trong quá trình làm việc và có khả năng tự lựa để tiếp xúc với bề mặt vật nâng được tốt hơn.

Ngoài việc có thể thực hiện tự động quá trình bốc dỡ như nam châm điện, thiết bị mang tải bằng chân không có nhiều ưu điểm so với nam châm điện: có thể nâng nhiều loại vật liệu khác nhau (kim loại, gỗ, đá, bê tông, kính v.v.), nâng vật có bề mặt không nhẵn hoặc bị gỉ nhiều, áp lực lên bề mặt vật nâng phân bố đều, tránh được độ võng và biến dạng.

Lực hút chân không của thiết bị tính theo công thức:

$$P = F \cdot k (p_a - p_b) \cdot N \quad (3.29)$$

trong đó: F - diện tích bề mặt làm việc, m^2 ;

$k = 0,85$ - hệ số kể đến sự giảm áp suất khi quyển và diện tích bề mặt làm việc;

p_a - áp suất khí quyển, Pa;

p_b - áp suất dư trong buồng làm việc, Pa.

THIẾT BỊ DỪNG VÀ PHANH

Thiết bị dừng là một cơ cấu dùng để giữ vật nặng ở trạng thái treo, không cho vật hạ xuống dưới tác dụng của trọng lực. Nó chỉ cho phép trục của cơ cấu quay theo chiều nâng vật. Thiết bị dừng không phát sinh ra năng lượng để dừng, nó hãm chuyển động do nguyên lý làm việc. Nó chỉ có tác dụng dừng chuyển động của cơ cấu không cho tự quay theo chiều ngược lại chứ không có tác dụng điều chỉnh tốc độ chuyển động của cơ cấu. Trong máy nâng thường dùng phổ biến hai loại: thiết bị dừng bánh cóc và thiết bị dừng con lăn.

Phanh là thiết bị dùng để dừng hẳn chuyển động hoặc hạn chế tốc độ của cơ cấu. Khác với thiết bị dừng, phanh phải phát sinh ra năng lượng để khắc phục động năng của máy hoặc giữ vật ở độ cao nào đó.

Theo kết cấu có các loại phanh má, phanh đai, phanh đĩa, phanh nón, phanh ly tâm.

Theo tác dụng của bề mặt làm việc có phanh thường đóng và phanh thường mở.

Theo nguyên tắc điều khiển có phanh điều khiển tự động và phanh điều khiển bằng tay gạt hay bàn đạp.

Theo công dụng có phanh dừng và phanh hạn chế tốc độ.

Việc chọn đúng loại phanh phù hợp với từng điều kiện làm việc cụ thể có vai trò quyết định đến độ an toàn của máy khi làm việc. Quy phạm quy định rất chặt chẽ việc sử dụng những loại phanh nào cho từng cơ cấu cụ thể và trong những trường hợp nào có thể không phải dùng đến phanh.

Khi thiết kế phanh cho một cơ cấu nào đó của máy, ta phải xác định được giá trị mômen phanh hợp lý, tùy thuộc vào trị số mômen xoắn trên trục đặt phanh M_x , chế độ làm việc của cơ cấu, thời gian phanh hay quãng đường phanh, đặc tính tải trọng. Nếu mômen phanh không đủ sẽ không đảm bảo an toàn song nếu mômen phanh quá lớn và phanh đột ngột sẽ gây tải trọng động lớn trong các chi tiết của cơ cấu và kết cấu thép của máy. Trong trường hợp chung, mômen phanh được xác định từ mômen xoắn trên trục đặt phanh $M_p = M_x \beta$, với hệ số an toàn β phải chọn cho phù hợp để đảm bảo an toàn và quá trình phanh được êm dịu, không gây tải trọng động lớn. Trong chương này ta coi mômen phanh là thông số cho trước để tính toán phanh.

Trong cơ cấu phanh thường được đặt trên trục có mômen xoắn nhỏ tức trục động cơ để giảm mômen phanh một cách hợp lý. Trong các cơ cấu có khớp nối ma sát thì phải đặt phanh sau khớp ma sát tức đặt trên trục có liên kết cứng với bộ phận chịu tải của cơ cấu.

Các yêu cầu chung đối với phanh

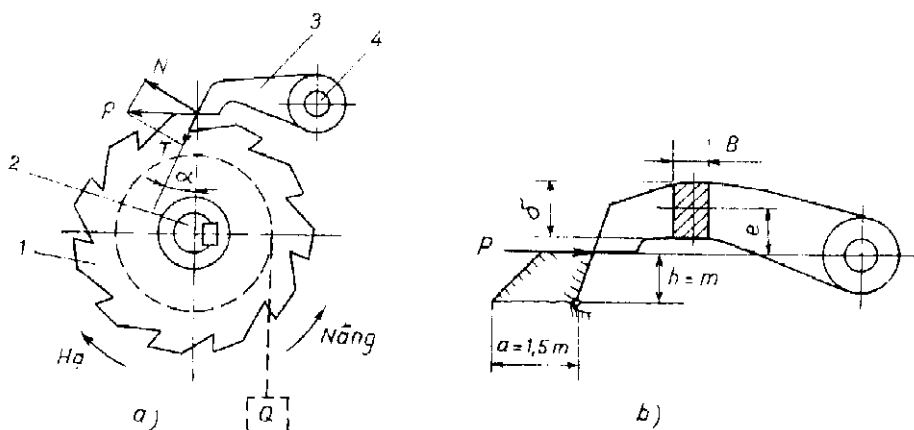
- Phanh phải có mômen phanh đủ lớn với điều kiện làm việc cho trước của phanh.

- Đóng mở phanh nhanh nhạy, độ tin cậy cao.
- Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo và đảm bảo độ bền các phần của phanh.
- Dễ kiểm tra, điều chỉnh và thay thế những chi tiết bị mòn.
- Nhỏ gọn, trọng lượng nhỏ, gia thành rẻ, bề mặt làm việc ít mòn.

§4.1. THIẾT BỊ DỪNG

1. Thiết bị dừng bánh cóc

Thiết bị dừng bánh cóc (hình 4.1.a) gồm bánh cóc 1 lắp trên trục 2 của cơ cấu bằng then và con cóc 3 có trục 4 lắp trên phần cố định của cơ cấu. Con cóc 3 ăn khớp với các răng của bánh cóc 1 và chỉ cho phép trục 2 của cơ cấu quay theo chiều nâng. Để hạ vật cần nhấc con cóc ra khỏi răng bánh cóc. Để đảm bảo con cóc ăn khớp với răng của bánh cóc có thể dùng lò xo hoặc đối trọng tạo lực nén con cóc vào răng bánh cóc. Vị trí tâm trục con cóc phải đặt sao cho góc tạo bởi các đường thẳng kẻ từ tâm trục con cóc và tâm bánh cóc tới điểm tiếp xúc giữa con cóc và



Hình 4.1. Thiết bị dừng bánh cóc.

răng cóc là góc vuông.

Bánh cóc thường được đặt trên trục nhanh (trục dẫn động) của cơ cấu có mômen xoắn nhỏ để đảm bảo kích thước nhỏ gọn và chịu lực nhỏ. Tuy nhiên do đặc thù của kết cấu mà ở một số máy nâng bánh cóc được đặt trên trục trung gian của bộ truyền, thậm chí đặt trực tiếp trên trục tang. Các thông số của bánh cóc đã được tiêu chuẩn hóa.

Thiết bị dùng bánh cóc làm việc có tiếng ồn và chịu lực va đập lớn. Để giảm lực va đập người ta dùng bánh cóc có môđun nhỏ hoặc đặt hai hoặc ba con cóc lệch bước. Một số cơ cấu dùng bánh cóc có kết cấu đặc biệt làm giảm đáng kể độ ồn.

Lực vòng P trên răng cóc khi thiết bị dùng làm việc xác định theo công thức:

$$P = \frac{2M_x}{D} = \frac{2M_x}{Z.m}$$

trong đó: M_x - mômen xoắn của trục đặt bánh cóc;

D - đường kính ngoài của bánh cóc;

Z, m - số răng và môđun của bánh cóc.

Lực vòng P có thể phân tích làm hai thành phần là lực nén $N = P \cdot \cos\alpha$ gây nên lực ma sát trên bề mặt tiếp xúc giữa răng cóc và con cóc, và lực $T = P \cdot \sin\alpha$. Để con cóc vào khớp được với răng bánh cóc thì phải đảm bảo điều kiện:

$$T \geq N.f; P \sin\alpha \geq f.P \cos\alpha,$$

hay $\tan\alpha \geq f$ tức $\alpha \geq \rho$ với ρ và f là góc ma sát và hệ số ma sát giữa bề mặt con cóc và răng bánh cóc.

Vị trí chịu lực nguy hiểm đối với con cóc và răng bánh cóc là vị trí khi con cóc mới vào khớp (hình 4.1, b), khi đó là tiếp xúc đường.

Đối với răng bánh cóc ta phải kiểm tra sức bền cạnh răng theo điều kiện:

$$q = \frac{P}{b} \leq [q], \quad (4.1)$$

trong đó: $[q]$ - lực phân bố cho phép của vật liệu bánh cóc trên một đơn vị chiều dài, N/cm;

b - chiều rộng răng bánh cóc.

Để đảm bảo chiều dài tiếp xúc ta lấy chiều rộng con cóc B lớn hơn chiều rộng răng bánh cóc b từ 2 đến 4 mm.

Đặt $\psi = b/m$, điều kiện (4.1) có thể viết dưới dạng:

$$\begin{aligned} \frac{2M_x}{Z.m} &\leq [q] \cdot \psi \cdot m, \\ m &\geq \sqrt{\frac{2M_x}{Z \cdot [q] \cdot \psi}} \end{aligned} \quad (4.2)$$

Nếu số răng bánh cóc chưa biết mà cho trước D thì có thể sử dụng công thức sau:

$$m \geq \frac{2M_x}{\psi \cdot D \cdot [\sigma]} \quad (4.2a)$$

Răng bánh cóc còn được kiểm tra theo sức bền uốn:

$$\sigma_u = \frac{6 \cdot P \cdot h}{b \cdot a^2} \leq [\sigma]_u$$

với $b = \psi \cdot m$; $a = 1,5m$; $h = m$ ta có:

$$\sigma_u = \frac{12 \cdot M_x}{2,25 \cdot \psi \cdot Z \cdot m^3} \leq [\sigma]_u \quad (4.3)$$

Bánh cóc an khớp trong với con cóc có các răng khỏe hơn loại an khớp ngoài vì kích thước chân răng có thể lấy tới $a = 3m$.

Con cóc chịu nén và uốn nên được kiểm tra bền theo công thức sau:

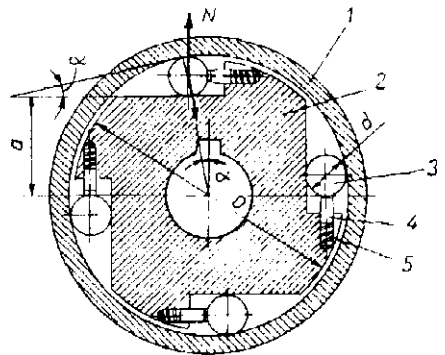
$$\sigma = \frac{P}{B \cdot \delta} + \frac{6 \cdot P \cdot e}{B \cdot \delta^2} \leq [\sigma]_u \quad (4.4)$$

Vật liệu chế tạo con cóc và bánh cóc thường là thép 45 hoặc thép 40X có tôi bề mặt. Khi tính ứng suất cho phép ta lấy hệ số an toàn bền bằng 6 có tính đến tải trọng va đập khi làm việc.

2. Thiết bị dừng con lăn

Thiết bị dừng con lăn làm việc dựa trên tác dụng của lực ma sát, không gây lực va đập, góc quay khi hãm nhỏ và làm việc êm. Thiết bị dừng con lăn (hình 4.2) gồm vỏ 1 gắn vào phần cố định của cơ cấu. Trong vỏ 1 đặt lõi 2 lắp với trục của cơ cấu bằng then. Lõi 2 có các rãnh côn đặt các con lăn 3.

Khi trục cơ cấu cùng lõi 2 quay theo chiều nâng (ngược với chiều kim đồng hồ), các con lăn luôn ở khe hở rộng của rãnh côn nên trục cơ cấu có thể quay bình thường. Khi quay theo chiều hạ, các con lăn bị đẩy vào phía hẹp dần của rãnh côn và bị kẹt giữa vỏ 1 và lõi 2 làm trục cơ cấu không quay được nữa. Lò xo 5 và chốt đẩy 4 có tác dụng làm quá trình hãm xảy ra nhanh hơn. Các chi tiết của thiết bị dừng con lăn được làm từ các loại thép hợp kim có crôm và tôi bề mặt với độ cứng HRC 58



Hình 4.2. Thiết bị dừng con lăn.

Lực nén N tác dụng lên con lăn có thể xác định theo công thức:

$$N = \frac{2M_x}{Z.f.D}, \quad (4.5)$$

trong đó M_x - mômen xoắn của trục cơ cấu;

Z - số con lăn, thường lấy $Z = 4 \div 6$;

D - đường kính trong của vỏ l ;

f - hệ số ma sát giữa con lăn và lõi, giữa con lăn và vỏ của thiết bị dừng, thường lấy như nhau $f = 0,06$.

Góc con α lấy theo điều kiện tự hãm:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} < f \text{ hay } \alpha < 2\rho, \quad (4.6)$$

với ρ - góc ma sát, $\rho = 3^\circ 30'$ khi $f = 0,06$. Người ta thường lấy $\alpha = 4^\circ$ với các vật liệu kể trên và được xác định từ quan hệ hình học:

$$\cos \alpha = \frac{2a + d}{D - d},$$

trong đó: a - khoảng cách từ tâm trục đến bề mặt của rãnh côn trên lõi 2 (hình 4.2);

d - đường kính con lăn.

Chiều dài con lăn có thể lấy trong khoảng $l = (1 \div 2) d$, phổ biến nhất là giá trị $l = 1,5 d$.

Con lăn có tiếp xúc đường với vỏ và lõi của thiết bị dừng nên ứng suất tiếp xúc được kiểm tra bằng các công thức sau:

- giữa con lăn và vỏ thiết bị dừng:

$$\sigma_{tx} = 0,59 \cdot \sqrt{\frac{N}{l} \cdot E \cdot \frac{D - d}{D \cdot d}} \leq [\sigma]_{tx}, \quad (4.7)$$

- giữa con lăn và lõi của thiết bị dừng:

$$\sigma'_{tx} = 0,59 \cdot \sqrt{\frac{N}{l} \cdot E \cdot \frac{1}{d}} \leq [\sigma]_{tx}, \quad (4.8)$$

trong đó: E - môđun đàn hồi.

§4.2. PHANH MÁ

Theo vị trí tương đối giữa má phanh và bánh phanh, phanh má gồm hai loại: phanh má trong và phanh má ngoài. Trong máy nâng dùng chủ yếu là loại phanh

hai má ngoài đặt đối xứng với bánh phanh, không gây uốn trục và cho mômen phanh theo hai chiều quay bằng nhau. Sự đa dạng của loại phanh này được thể hiện bằng các sơ đồ hệ tay đòn đóng mở phanh khác nhau và thường là loại phanh thường đóng. Lực đóng phanh được tạo nên bởi lò xo hoặc đối trọng, còn lực mở phanh có thể dùng nam châm điện, con đẩy thủy lực hoặc bằng tay nhờ tay gạt hay bàn đạp. Trong chương này ta chỉ giới thiệu một số loại phanh hai má ngoài điển hình trong máy nâng và gọi chung là phanh má.

Khi ép má phanh vào bánh phanh, lực ma sát giữa chúng tạo ra mômen phanh. Động năng các phần quay của cơ cấu chuyển thành nhiệt năng làm mòn và nóng má phanh cùng bánh phanh. Vì vậy khi tính toán má phanh (và bề mặt ma sát của các loại phanh khác), ta phải kiểm tra hai điều kiện sau

- Áp lực riêng của má phanh lên bánh phanh không được vượt quá giá trị cho phép ứng với loại vật liệu làm má phanh. Trường hợp ngược lại, má phanh sẽ bị mòn rất nhanh so với tuổi thọ của nó. Trong tính toán, người ta thường lấy giá trị áp lực trung bình bằng lực ép má phanh lên bánh phanh chia cho diện tích tiếp xúc giữa chúng và so sánh với giá trị áp lực cho phép.

- Nhiệt năng sinh ra trong quá trình phanh không vượt quá giá trị cho phép đối với từng loại vật liệu làm má và bánh phanh. Điều kiện này không đảm bảo sẽ làm má phanh biến chất, hệ số ma sát giảm và phanh mất ổn định, không đảm bảo an toàn. Điều kiện kiểm tra như sau:

$$p \cdot v \leq [p \cdot v].$$

hoặc

$$f \cdot p \cdot v \leq [f \cdot p \cdot v].$$

trong đó: p - áp lực trung bình của má phanh lên bánh phanh;

v - tốc độ trượt của má phanh trên bánh phanh;

f - hệ số ma sát.

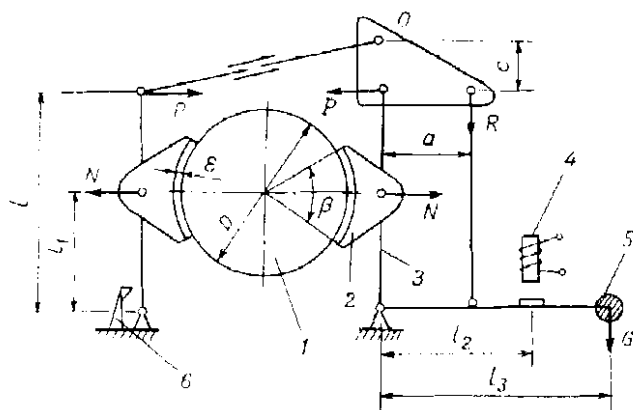
Để giảm kích thước của phanh, giảm lực phanh và tạo ra mômen phanh lớn, người ta sử dụng loại vật liệu chuyên dùng làm má phanh có hệ số ma sát cao, chịu mài mòn tốt và ổn định ở nhiệt độ tương đối cao. Những tấm băng này được gắn vào má phanh bằng các đinh tán bằng đồng sao cho các đầu của đinh tán thụt vào so với mặt băng một nửa chiều dày băng. Hiện nay người ta thường gắn băng lên má phanh bằng cách dán ép nóng để tăng diện tích tiếp xúc với bánh phanh.

Bánh phanh thường được làm từ thép 45 hoặc gang xám.

1. Phanh má kiểu đối trọng

Phanh má kiểu đối trọng (hình 4.3) gồm bánh phanh 1 được lắp trên trục phanh bằng then, các má phanh 2, hệ thống tay đòn 3, nam châm điện từ có hành trình lớn 4, đối trọng 5 và hạn chế hành trình 6.

Phanh má kiểu đối trọng là loại phanh thường dùng và lực đóng phanh do đối trọng G gây lực kéo R làm các tay đòn phanh chịu lực tác dụng P áp các má phanh vào bánh phanh với lực ép N . Nam châm điện từ 4 được mắc song song cùng mạch với động cơ của cơ cấu. Khi cơ cấu làm việc, nam châm 4 có điện hút tay đòn có đối trọng lên làm các má phanh mở ra, cơ cấu có thể làm việc bình thường. Khi cơ cấu ngừng làm việc hoặc do sự



Hình 4.3. Phanh má kiểu đối trọng.

cố mất điện, nam châm 4 ngừng hút và phanh được đóng lại nhờ đối trọng, đảm bảo an toàn cho máy. Loại phanh má kiểu đối trọng có sơ đồ như hình 4.3 dùng nam châm điện từ với lực hút không lớn song phải có hành trình lớn. Vì vậy người ta còn gọi là phanh má với nam châm điện từ hành trình lớn.

Phanh má kiểu đối trọng không gây uốn trục phanh, có thể tạo nên mômen phanh lớn song có hệ thống tay đòn phức tạp, cồng kềnh. Do đó khi làm việc phanh gây biến dạng tay đòn lớn, có quán tính lớn và hiệu suất thấp. Hiện nay phanh má kiểu đối trọng hầu như không được dùng trong máy nâng.

Góc ôm của má phanh lên bánh phanh thường lấy $\beta = 60^\circ \div 110^\circ$ (phổ biến là giá trị $\beta = 70^\circ$). Đường kính bánh phanh D và chiều rộng má phanh B được chọn tùy theo mômen phanh từ điều kiện kiểm tra áp lực trung bình của má phanh lên bánh phanh. Để đảm bảo diện tích tiếp xúc giữa má phanh và bánh phanh, chiều rộng bánh phanh thường lấy lớn hơn chiều rộng má phanh B từ 5 đến 10mm.

Để tính trọng lượng cần thiết của đối trọng G và lực hút của nam châm P_{nc} đủ lớn để mở phanh, ta xét cân bằng các phần của phanh xuất phát từ lực nén cần thiết N để tạo mômen phanh M_p .

$$N = \frac{M_p}{f \cdot D},$$

trong đó: f - hệ số ma sát giữa má phanh và bánh phanh.

Xét cân bằng một tay đòn phanh ta có:

$$P = \frac{l_1}{l} \cdot N = \frac{M_p}{f \cdot D} \cdot \frac{l_1}{l}.$$

Xét cân bằng tay truyền lực hình tam giác bằng cách lấy mômen ứng với điểm O:

$$R = P \cdot \frac{c}{a} = \frac{M_p}{f.D} \cdot \frac{c.l_1}{a.l}$$

Xét cân bằng tay đòn nằm ngang có đối trọng (không kể đến trọng lượng tay đòn và trọng lượng ngàm (phần ứng) của nam châm điện) ta có:

$$G = R \cdot \frac{a}{l_3} = \frac{M_p}{f.D} \cdot \frac{c.l_1}{l.l_3}$$

Nếu tính đến hiệu suất truyền động của hệ tay đòn ($\eta = 0.9$) thì trọng lượng cần thiết của đối trọng là:

$$G = \frac{M_p}{f.D.\eta} \cdot \frac{c.l_1}{l.l_3} \quad (4.9)$$

Lực hút cần thiết của nam châm để mở phanh:

$$P_{nc} = k.G \cdot \frac{l_3}{l_2} = \frac{k.M_p}{f.D.\eta} \cdot \frac{c.l_1}{l.l_2} \quad (4.10)$$

trong đó: k - hệ số vượt tải, có thể lấy $k = 1.5$, để khắc phục quán tính của đối trọng.

Khi mở phanh, hành trình của nam châm điện là h_p , đảm bảo cho các má phanh mở ra với khe hở ε . Nếu không kể đến tổn thất do ma sát và biến dạng của hệ tay đòn thì theo định luật bảo toàn công ta có:

$$2 N.\varepsilon = P_{nc} \cdot h_p$$

Vậy hành trình phanh được xác định theo công thức:

$$h_p = 2\varepsilon \cdot \frac{1}{i} \cdot \frac{1}{m} \quad (4.11)$$

trong đó: $i = \frac{c.l_1}{l.l_2}$ - bội suất của hệ tay đòn;

$m = 0.65 \div 0.8$ - hệ số lợi dụng hành trình để bù trừ cho độ mòn má phanh, khe hở của các khớp quay và biến dạng của hệ tay đòn.

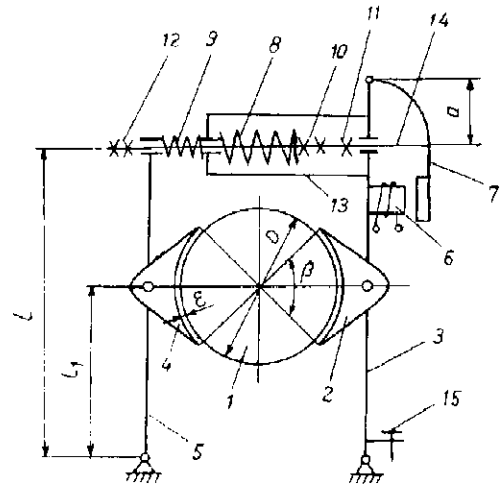
2. Phanh má điện từ hành trình nhỏ

Phanh má điện từ hành trình nhỏ do Liên Xô chế tạo có ký hiệu là TKT đã được tiêu chuẩn hóa, chế tạo hàng loạt và được dùng phổ biến trong các loại máy nâng. Sơ đồ cấu tạo của phanh cho ở hình 4.4.

Đây là loại phanh thường đóng. Lực đóng phanh được tạo nên do các đai ốc 10 nén lò xo chính 8. Một đầu lò xo 8 tỳ vào ống bao 13, kéo tay đòn phanh 3 cùng với má phanh 2 ép vào bánh phanh 1. Đầu kia của lò xo 8 đẩy đai ốc 10, kéo thanh đẩy 14 sang phải, qua các đai ốc 12 kéo tay đòn phanh 5 cùng má phanh 4 ép vào

bánh phanh 1.

Khi cơ cấu làm việc, nam châm 6 có điện hút tay đòn 7 và thanh dẫn 14 sang trái, dưới tác dụng của lò xo phụ 9, tay đòn phanh 5 cùng má phanh 4 mở ra. Tay đòn phanh 3 và má phanh 2 dưới tác dụng của trọng lượng nam châm cũng mở ra cho đến khi hạn chế hành trình 15 chạm đế phanh. Khi vận đai ốc 11 sang phải, thanh dẫn 14 dịch dần sang trái ép lò xo 8 qua đai ốc 10 và hai má phanh từ từ mở ra (tương đương với trường hợp nam châm 6 làm việc). Tiếp tục vận đai ốc 11 sang phải để mở má phanh to hơn trong trường hợp cần sửa hoặc thay má phanh. Ở trạng thái làm việc bình thường của phanh, đai ốc 11 phải vận sang trái về vị trí cũ. Mômen phanh tạo nên do lò xo 8 bị nén, vì vậy có thể điều chỉnh mômen phanh nhờ các đai ốc 10. Hành trình phanh được điều chỉnh bằng đai ốc 12 và cái hạn chế hành trình 15.



Hình 4.4. Phanh má điện từ hành trình nhỏ.

Phanh má điện từ hành trình nhỏ có hiệu suất cao, đóng mở nhanh nhạy, nhỏ gọn, trọng lượng và quán tính bé. Nhược điểm của phanh là tỷ số truyền của hệ tay đòn không lớn nên khó tạo được mômen phanh lớn và không điều chỉnh được tốc độ hút của nam châm nên quá trình phanh xảy ra không êm dịu.

Lực P cần thiết đặt ở đầu các tay đòn phanh 3 và 5 để tạo mômen phanh M_p là:

$$P = \frac{M_p}{f.D.\eta} \cdot \frac{l_1}{l}$$

trong đó: η - hiệu suất của tay đòn, $\eta = 0,95$ với khớp xoay có bôi trơn và $\eta = 0,9$ - không bôi trơn.

Lực đẩy của lò xo chính 8 để tạo mômen phanh:

$$P_c = P + P_p + \frac{M_n}{a}, \quad (4.12)$$

trong đó: P_p - lực nén lò xo phụ 9, $P_p = 2 \div 8$ kG;

M_n - mômen do trọng lượng phản ứng của nam châm điện gây ra trên tay đòn 7.

Khi mở phanh, nam châm 6 làm việc làm lò xo chính 8 chịu lực nén lớn nhất

$P_{\max}$ là:

$$P_{\max} = P_c + 2\varepsilon \cdot \frac{l}{l_1} \cdot C, \quad (4.13)$$

trong đó: $2\varepsilon \cdot \frac{l}{l_1}$ - độ nén của lò xo chính khi các má phanh mở ra với khe hở ε ;

C - độ cứng của lò xo chính S .

Giá trị P_c và $P_{\max}$ tính theo (4.12) và (4.13) là các thông số cần thiết để tính lò xo chính.

Mômen ứng với khớp xoay của tay đòn 7 mà nam châm cần tạo ra khi làm việc để mở phanh là:

$$M_{nc} = P_{\max} \cdot a = (P + P_p + \frac{M_n}{a} + 2\varepsilon \cdot \frac{l}{l_1} \cdot C) \cdot a.$$

Thành phần P_p và M_n/a nhỏ so với các thành phần khác nên có thể bỏ qua. Vì vậy

$$M_{nc} = (P + 2\varepsilon \cdot \frac{l}{l_1} \cdot C) \cdot a \quad (4.14)$$

Hành trình phanh được tính tương tự như đối với phanh má kiểu đối trọng:

$$h_p = 2\varepsilon \cdot \frac{l}{l_1} \cdot \frac{l}{m}, \quad (4.15)$$

trong đó hệ số lợi dụng hành trình $m = 0,8 \div 0,85$.

Dựa vào M_{nc} và h_p để chọn nam châm điện.

3. Phanh má với con đẩy thủy lực

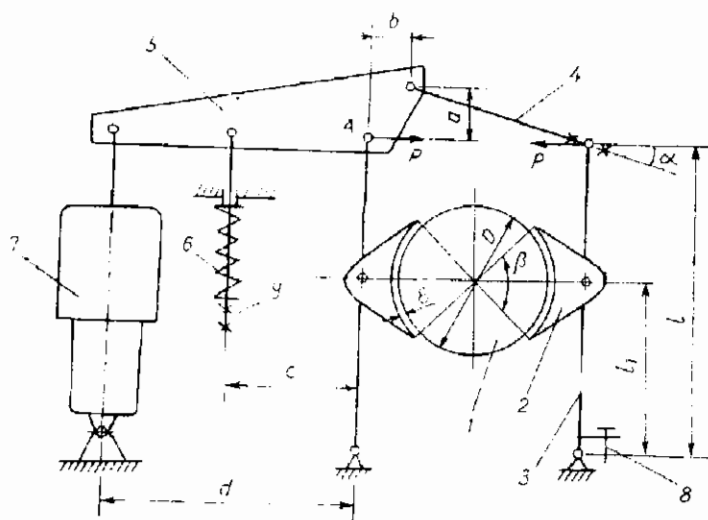
Phanh má với con đẩy thủy lực (hình 4.5) là loại phanh thường đóng. Lò xo 6 bị nén, đầu dưới của nó qua các đai ốc 9 kéo đầu trái của tay truyền lực 5 đi xuống làm xuất hiện các lực P ở đầu các tay đòn phanh 3 ép các má phanh 2 vào bánh phanh. Có thể điều chỉnh mômen phanh bằng cách vặn các đai ốc 9 để thay đổi lực nén lò xo 6.

Khi cơ cấu làm việc, con đẩy thủy lực 7 đẩy đầu trái của tay truyền lực 5 đi lên, lò xo 6 được ép lại. Qua thanh đẩy 4, tay đòn phanh và má phanh bên phải mở ra cho đến khi cái hạn chế hành trình 8 chạm đế phanh thì tay đòn phanh và má phanh bên trái được mở ra. Các đai ốc trên thanh đẩy 4 và cái hạn chế hành trình 8 dùng để điều chỉnh khe hở ε và để các má phanh mở đều ra hai bên.

Lực P cần thiết đặt ở các đầu tay đòn phanh để tạo mômen phanh M_p là:

$$P = \frac{M_p}{f.D.\eta} \cdot \frac{l_1}{l}$$

Xét cân bằng tay truyền lực 5 khi phanh ở trạng thái đóng bằng cách lấy mômen ứng với điểm A, ta xác định được lực lò xo cần thiết để đóng phanh:



Hình 4.5 Phanh má với con đẩy thủy lực.

$$P_l = P \cdot \frac{a + b.\operatorname{tg}\alpha}{c} = \frac{M_p \cdot l_1}{f.D.\eta.c.l} (a + b.\operatorname{tg}\alpha) \quad (4.16)$$

Trong công thức (4.16) ta bỏ qua các thành phần lực nhỏ là: trọng lượng bản thân tay truyền lực 5, trọng lượng phân chuyển động của con đẩy thủy lực (pittông và cần đẩy).

Lực đẩy của con đẩy thủy lực P_l để thắng lực lò xo trong quá trình mở phanh là:

$$P_l = P_v \cdot \frac{c}{d} = \frac{M_p \cdot l_1}{f.D.\eta.l.d} (a + b.\operatorname{tg}\alpha) \quad (4.17)$$

Hành trình cần thiết của con đẩy thủy lực được xác định tương tự như với loại phanh đối trọng:

$$h_p = \frac{2 \cdot \epsilon.l.d}{\eta.m.l_1 (a + b.\operatorname{tg}\alpha)} \quad (4.18)$$

với $m = 0.8 + 0.85$.

Phanh má với con đẩy thủy lực khắc phục được nhược điểm của phanh má điện từ. Con đẩy thủy lực có thể điều chỉnh được tốc độ đẩy làm quá trình phanh xảy ra êm dịu và không bị giật. Loại này ngày càng được sử dụng rộng rãi.

Con đẩy thủy lực (hình 4.6) gồm động cơ điện 1 có công suất nhỏ, vỏ 6 trong đó có đặt bơm ly tâm 2 lắp với trục động cơ 1, pittông 3 với cần đẩy 5 chuyển động trong xy lanh 4. Khi cơ cấu làm việc, động cơ quay bơm ly tâm làm dầu ở phía trên pittông chuyển dần xuống phía dưới pittông và nâng pittông cùng cần đẩy lên.

Khi tắt động cơ, bơm ly tâm dừng và dưới tác dụng của ngoại lực lên cần đẩy 5 và trọng lượng bản thân pittông mà nó hạ xuống, dầu từ phía dưới chảy lên

khoang trên.

Con đẩy thủy lực có độ tin cậy cao, dễ sử dụng song đòi hỏi chế tạo chính xác, phốt chân dầu tốt đảm bảo độ kín khít để không bị chảy dầu. Độ lệch cho phép của cân đẩy so với phương thẳng đứng khi làm việc không quá 15° .

§4.3. PHANH ĐAI

Phanh đai gồm một đai thép không quay bao quanh bánh phanh với góc ôm α . Lực phanh tạo ra nhờ ma sát giữa đai và bánh phanh. Để tăng ma sát giữa đai và bánh phanh, người ta gắn lên đai thép một lớp lót bằng gỗ, da hoặc amiăng.

Lực đóng phanh là lực lò xo, đối trọng hoặc sức người. Lực mở phanh là lực hút nam châm điện hoặc lực dẫn động bằng thủy lực, khí nén.

Xét quá trình làm việc của đai trên bánh phanh (hình 4.7). Theo công thức Ôle ta có lực căng đai S tại điểm có góc ôm β là:

$$S = S_{\min} \cdot e^{f\beta},$$

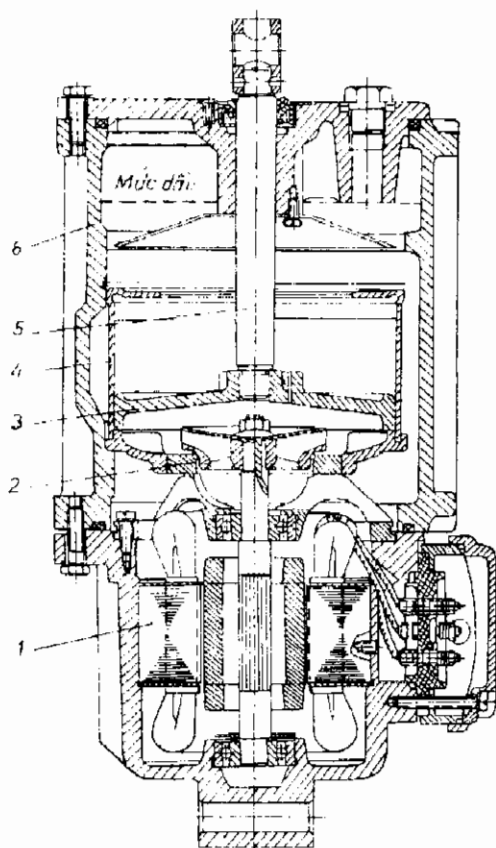
trong đó: f - hệ số ma sát giữa đai và bánh phanh.

Với $\beta = \alpha$ ta có $S_{\max} = S_{\min} e^{f\alpha}$

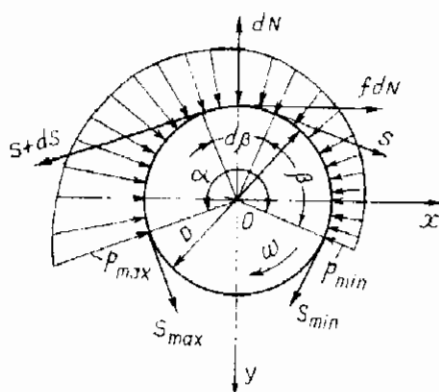
Mômen phanh tạo ra trên bánh phanh do lực ma sát là:

$$M_p = (S_{\max} - S_{\min}) \cdot \frac{D}{2}$$

Từ các biểu thức trên ta tìm được giá trị lực căng $S_{\max}$, $S_{\min}$ cần thiết ở các đầu đai để tạo mômen phanh M_p :



Hình 4.6. Con đẩy thủy lực với một cân đẩy.



Hình 4.7. Sơ đồ lực tác dụng của đai lên bánh phanh.

$$S_{\max} = \frac{2M_p}{D} \cdot \frac{e^{k\alpha}}{e^{k\alpha} - 1}, \quad (4.19)$$

$$S_{\min} = \frac{2M_p}{D} \cdot \frac{1}{e^{k\alpha} - 1}. \quad (4.20)$$

Trên mặt đai, từ điểm có lực căng S với góc ôm β ta tách một cung giới hạn bởi góc $d\beta$ vô cùng bé (hình 4.7), lực căng đai ở điểm cuối cung $d\beta$ là $S + dS$ và áp lực lên đai dN gây lực ma sát $f \cdot dN$. Xét cân bằng phần tử đai đã tách ta có:

$$\sum V = 0$$

$$dN - S \cdot \sin \frac{d\beta}{2} - (S + dS) \sin \frac{d\beta}{2} = 0.$$

do góc $d\beta$ vô cùng bé nên ta lấy $\sin \frac{d\beta}{2} = \frac{d\beta}{2}$ và do đó:

$$dN - S \cdot \frac{d\beta}{2} - S \cdot \frac{d\beta}{2} - dS \cdot \frac{d\beta}{2} = 0.$$

Bỏ qua thành phần vô cùng bé bậc cao $dS \cdot \frac{d\beta}{2}$ ta có:

$$dN = S \cdot d\beta$$

Áp lực riêng của đai lên bánh phanh tại điểm có góc ôm β là

$$p = \frac{dN}{dF} = \frac{S \cdot d\beta}{\frac{D}{2} \cdot d\beta \cdot B} = \frac{2S}{D \cdot B}, \quad (4.21)$$

trong đó: B - chiều rộng của đai phanh.

Theo (4.21) ta có:

$$p_{\max} = \frac{2S_{\max}}{D \cdot B}; \quad p_{\min} = \frac{2S_{\min}}{D \cdot B}$$

1. Phanh đai tổng hợp

Sơ đồ cấu tạo của phanh đai tổng hợp cho ở hình 4.8.

Ta tính mômen phanh M_p cho cả hai chiều quay của bánh phanh (hạ và nâng) bằng cách xét cân bằng tay đòn nằm ngang khi lấy mômen các lực ứng với điểm O :

$$\text{hạ: } S_{\min} \cdot a_1 + S_{\max} \cdot a_2 = (G_1 \cdot b + G_n \cdot c + G \cdot d) \eta,$$

$$\text{nâng: } S_{\max} \cdot a_1 + S_{\min} \cdot a_2 = (G_1 \cdot b + G_n \cdot c + G \cdot d) \eta,$$

trong đó: G_1 - trọng lượng tay đòn;

G_n - trọng lượng ngâm hút của nam châm điện;

G - trọng lượng đối trọng;

η - hiệu suất của tay đòn, $\eta = 0.9 \div 0.95$.

Thay giá trị $S_{max} = S_{min} \cdot e^{l\alpha}$ vào các phương trình trên, ta tìm được:

hạ:

$$S_{min} = \frac{1}{a_1 + a_2 \cdot e^{l\alpha}} (G_t \cdot b + G_n \cdot c + G \cdot d) \eta$$

$$\text{nâng: } S_{min} = \frac{1}{a_1 \cdot e^{l\alpha} + a_2} (G_t \cdot b + G_n \cdot c + G \cdot d) \eta$$

Vậy mômen phanh ứng với mỗi chiều quay là:

$$M_p^{hạ} = (e^{l\alpha} - 1) \frac{D}{2} \cdot S_{min} = \frac{e^{l\alpha} - 1}{a_1 + a_2 \cdot e^{l\alpha}} (G_t \cdot b + G_n \cdot c + G \cdot d) \eta \cdot \frac{D}{2} \quad (4.22)$$

$$M_p^{nâng} = \frac{e^{l\alpha} - 1}{a_1 \cdot e^{l\alpha} + a_2} (G_t \cdot b + G_n \cdot c + G \cdot d) \eta \cdot \frac{D}{2} \quad (4.23)$$

Như vậy giá trị mômen phanh theo hai chiều quay là khác nhau. Cụ thể là:

$$\frac{M_p^{hạ}}{M_p^{nâng}} = \frac{a_1 \cdot e^{l\alpha} + a_2}{a_1 + a_2 \cdot e^{l\alpha}}$$

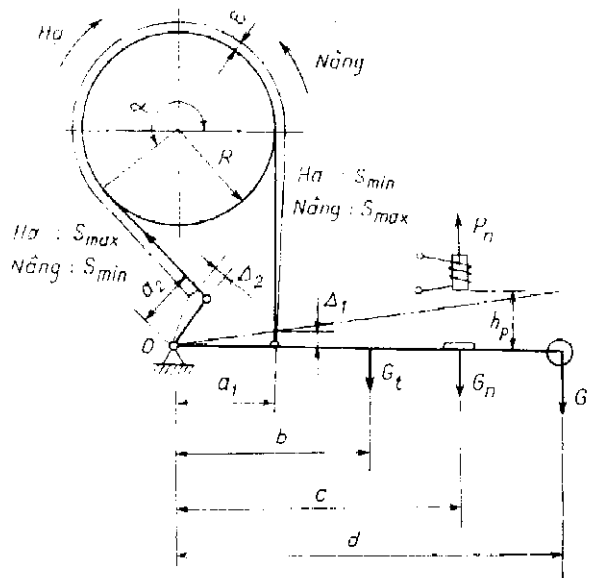
Khi $a_1 > a_2$ ta có

$M_p^{hạ} > M_p^{nâng}$. Trường hợp này tốt nhất là dùng cho cơ cấu nâng với các chiều quay như ở hình 4.8 vì cơ cấu nâng khi hạ yêu cầu mômen phanh lớn hơn khi nâng.

Đoạn đai uốn cong ôm lên bánh phanh với góc ôm α có chiều dài $R\alpha$ khi phanh đóng và $(R + \varepsilon)\alpha$ khi phanh mở.

Vì vậy hành trình dịch chuyển của hai đầu đai phanh khi phanh từ trạng thái đóng sang trạng thái mở là:

$$\Delta_1 + \Delta_2 = (R + \varepsilon)\alpha - R\alpha = \varepsilon\alpha$$



Hình 4.8. Phanh đai tổng hợp.

Mặt khác theo quan hệ hình học thì $\frac{\Delta_1}{a_1} = \frac{\Delta_2}{a_2}$ nên:

$$\Delta_1 = \varepsilon \alpha \cdot \frac{a_1}{a_1 + a_2}; \quad \Delta_2 = \varepsilon \alpha \cdot \frac{a_2}{a_1 + a_2}$$

Phanh đai có mômen ổn định là phanh đai tổng hợp có $a_1 = a_2 = a$ và vì vậy mà mômen phanh theo hai chiều quay bằng nhau, hành trình dịch chuyển hai đầu đai khi phanh đóng mở cũng bằng nhau:

$$M_p = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a(1 + e^{\mu\alpha})} (G_t \cdot b + G_n \cdot c + G \cdot d) \eta \cdot \frac{D}{2},$$

$$\Delta_1 = \Delta_2 = \frac{\varepsilon \alpha}{2}$$

Loại phanh này dùng thích hợp cho các cơ cấu di chuyển và quay, không thích hợp cho cơ cấu nâng.

2. Phanh đai đơn giản

Phanh đai đơn giản là phanh đai tổng hợp có $a_2 = 0$ (hình 4.9). Bằng cách tính tương tự như với phanh đai tổng hợp ta có:

$$M_p^{ha} = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a_1} (G_t \cdot b + G_n \cdot c + G \cdot d) \eta \cdot \frac{D}{2};$$

$$M_p^{nâng} = \frac{e^{\mu\alpha} - 1}{a_1 \cdot e^{\mu\alpha}} (G_t \cdot b + G_n \cdot c + G \cdot d) \eta \cdot \frac{D}{2};$$

$$\frac{M_p^{ha}}{M_p^{nâng}} = e^{\mu\alpha} > 1.$$

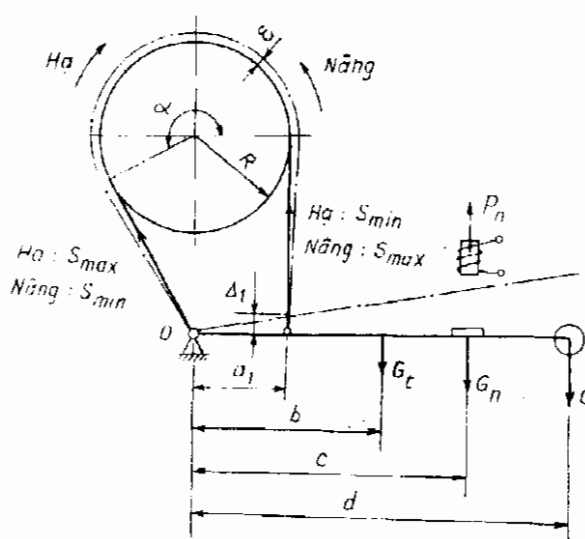
Như vậy phanh đai đơn giản luôn có $M_p^{ha} > M_p^{nâng}$ và chỉ thích hợp dùng cho cơ cấu nâng với các chiều quay như ở hình 4.9.

Hành trình đầu đai khi phanh:

$$\Delta_1 = \varepsilon \alpha$$

3. Phanh đai vi sai

Phanh đai vi sai (hình 4.10)



Hình 4.9. Phanh đai đơn giản.

có tay đòn a_2 ngược về phía đối diện so với loại phanh đai tổng hợp. Bằng cách tính tương tự như đối với phanh đai tổng hợp ta có:

$$M_p^{ha} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 - a_2 \cdot e^{f\alpha}} (G_1 \cdot b + G_n \cdot c + G \cdot d) \eta \frac{D}{2} ;$$

$$M_p^{n\grave{a}ng} = \frac{e^{f\alpha} - 1}{a_1 \cdot e^{f\alpha} - a_2} (G_1 \cdot b + G_n \cdot c + G \cdot d) \eta \frac{D}{2}$$

Từ các biểu thức trên ta thấy nếu $\frac{a_1}{a_2} \approx e^{f\alpha}$ thì

có thể tạo ra mômen phanh vô cùng lớn và xảy ra hiện tượng tự hãm. Do có thể tạo mômen phanh lớn với lực đóng phanh nhỏ mà phanh đai vì sai không dùng cho tời dẫn động máy mà thường chỉ dùng cho tời tay và đóng mở phanh bằng tay.

Để phanh có thể làm việc bình thường phải đảm bảo $a_1 > a_2 \cdot e^{f\alpha}$. Có thể chọn sơ bộ $a_2 = 3 \div 5$ cm và $a_1 = (2,5 \div 3) a_2$. Sau đó kiểm tra lại xem có xảy ra hiện tượng tự hãm không.

Phanh đai vì sai cho ta tỷ số:

$$\frac{M_p^{ha}}{M_p^{n\grave{a}ng}} = \frac{a_1 \cdot e^{f\alpha} - a_2}{a_1 - a_2 \cdot e^{f\alpha}} > 1,$$

vì vậy phanh đai vì sai cũng không thích hợp cho các cơ cấu cần mômen phanh theo hai chiều như nhau.

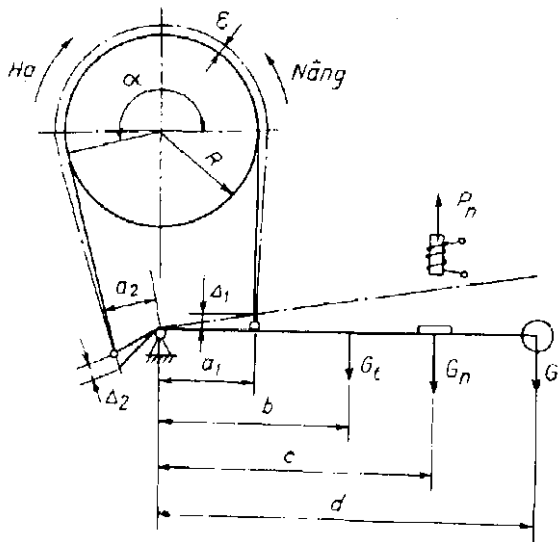
Hành trình của các đầu đai phanh khi đóng mở phanh được xác định từ hệ phương trình:

$$\begin{cases} \Delta_1 + \Delta_2 = \varepsilon \cdot \alpha \\ \frac{\Delta_1}{a_1} = \frac{\Delta_2}{a_2} \end{cases}$$

Suy ra: $\Delta_1 = \varepsilon \cdot \alpha \cdot \frac{a_1}{a_1 - a_2} ; \Delta_2 = \varepsilon \cdot \alpha \cdot \frac{a_2}{a_1 - a_2}$

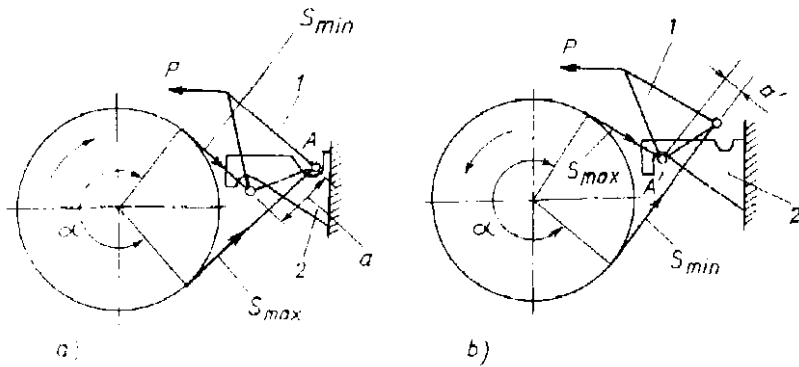
4. Phanh đai tác dụng hai chiều

Trong phanh đai tác dụng hai chiều (hình 4.11) đầu đai cố định, tùy thuộc vào



Hình 4.10. Phanh đai vì sai.

chiều quay của bánh phanh, chuyển từ đầu này sang đầu kia. Như vậy, đầu đai có lực căng S_{max} luôn là đầu cố định và lực tác dụng để đóng phanh luôn ở đầu đai có lực căng nhỏ S_{min} .



Hình 4.11. Phanh đai tác dụng hai chiều.

Khi bánh phanh quay theo chiều kim đồng hồ (hình 4.11,a), điểm tựa của tay đòn điều khiển 1 nối với đầu đai có lực căng S_{max} tựa vào rãnh trên của phần cố định 2 (điểm A) tạo thành khớp xoay. Khi thay đổi chiều quay của bánh phanh (hình 4.11. b), điểm tựa với lực căng đai S_{max} chuyển xuống rãnh dưới của phần cố định 2 (điểm A'). Như vậy mômen phanh không phụ thuộc vào chiều quay của bánh phanh mà lực tác dụng để tạo mômen phanh P không đổi. Do đó lực cần thiết để đóng phanh giảm so với phanh đai tổng hợp.

Phanh đai được sử dụng rộng rãi do kết cấu đơn giản, gọn nhẹ, có thể tạo được mômen phanh lớn bằng cách tăng góc ôm α . Trong máy nâng sử dụng chủ yếu loại phanh đai đơn giản. Tuy nhiên trong một số loại cần trục, phanh má được sử dụng nhiều hơn do phanh đai có các nhược điểm sau

- Phanh đai gây uốn trục phanh, áp lực của đai lên bánh phanh phân bố theo hàm $e^{f\alpha}$ và vì vậy độ mòn của chúng cũng theo quy luật đó.
- Phanh đai có mômen phanh không ổn định. Một sự thay đổi nhỏ của hệ số ma sát f dẫn tới sự thay đổi lớn của mômen phanh.
- Đai phanh đứt sẽ dẫn tới tai nạn. Vì vậy độ tin cậy trong sử dụng của phanh đai kém hơn phanh má.

5. Tính toán phanh đai

Do có thể tạo nên mômen phanh rất lớn mà phanh đai thường được đặt trên trục có tốc độ thấp. Trong trường hợp này có thể bỏ qua phép tính kiểm tra phát nhiệt của phanh mà chỉ tiến hành kiểm tra áp lực riêng của đai lên bánh phanh:

$$p_{max} = \frac{2S_{max}}{B.D} \leq [p] \tag{4.24}$$

Giá trị $[p]$ đối với một số loại vật liệu lót đai phanh có thể tham khảo ở bảng 4.1.

Bảng 4.1. Giá trị $[p]$ đối với phanh đai

Vật liệu		$[p]$, kG/cm ²	
tấm lót đai	bánh phanh	phanh dừng	phanh hạn chế tốc độ
Thép	Gang hoặc thép	15	10
Amiăng	Gang hoặc thép	6	3
Phêrêđô	Gang hoặc thép	8	4
Gỗ	Gang	6	4

Đường kính bánh phanh D và chiều rộng đai B được tính từ điều kiện (4.24) với hệ số $\psi = B/D$ cho trước. Có thể tham khảo để chọn sơ bộ các thông số hình học của phanh theo mômen phanh M_p như sau:

M_p , kG.m	70-86	140 - 160	180 - 210	285 - 400
D , mm	200-250	300 - 350	400 - 450	500 - 700
B , mm	70	90	90	110
ϵ , mm	0,8	1,0	1,25	1,5

Trọng lượng đối trọng G cần thiết để tạo mômen phanh M_p được xác định bằng cách xét cân bằng tay đòn nằm ngang với các lực căng đai $S_{\max}$, $S_{\min}$ tùy theo chiều quay của bánh phanh. Ta xác định G cho cả hai trường hợp nâng và hạ. Trọng lượng tính toán của đối trọng có giá trị lớn của một trong hai giá trị tìm được.

Để tính lực hút cần thiết của nam châm điện khi mở phanh ta cũng xét cân bằng tay đòn nằm ngang trong trạng thái phanh mở (đai phanh không có lực căng) với đối trọng có giá trị tính toán đã xác định. Lực hút tính toán để chọn nam châm điện có giá trị bằng lực hút tìm được nhân với hệ số vượt tải (tính đến hiệu suất và biến dạng của tay đòn).

Hành trình cần thiết của nam châm điện để mở phanh là:

$$h_p = \Delta_1 \cdot \frac{c}{a_1} \cdot \frac{1}{m} \quad (4.25)$$

với hệ số lợi dụng hành trình $m = 0,8 \div 0,85$.

Chiều dày đai phanh δ được tính theo sức bền kéo:

$$\delta \geq \frac{S_{\max}}{(B - n \cdot d) \cdot [\sigma]_k} \quad (4.26)$$

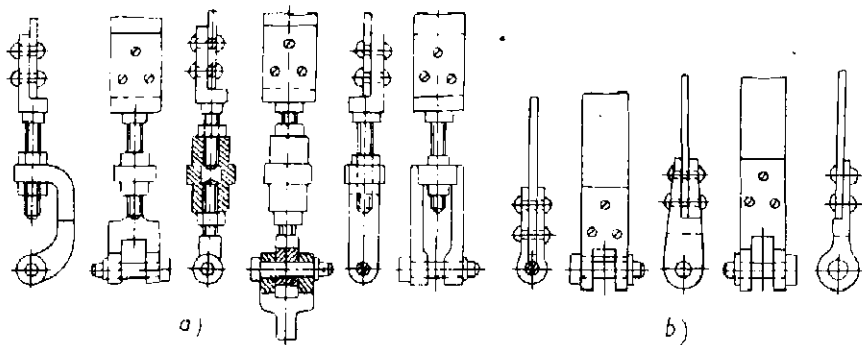
trong đó: n - số đỉnh tán trên mặt cắt tính toán;

d - đường kính đỉnh tán;

$[\sigma]_k$ - ứng suất cho phép theo kéo, đối với đai thép lót amiăng

$[\sigma]_k = 80 \div 100 \text{ N/mm}^2$, đối với đai thép không gỉ, trực tiếp chịu mài mòn
 $[\sigma]_k = 60 \text{ N/mm}^2$.

Đầu đai nối với khớp bản lề trên tay đòn thường có thêm vít kéo để điều chỉnh khe hở e khi lớp lót đai mòn và bù trừ sai số chế tạo (hình 4.12,a). Đầu đai kia được cố định bằng chốt (hình 4.12,b).



Hình 4.12. Cố định các đầu đai.

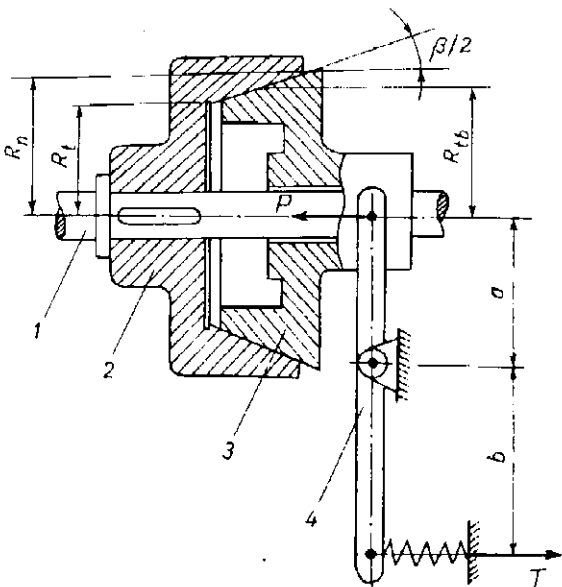
Đai phanh phải đảm bảo dễ uốn cong để có tiếp xúc tốt với bánh phanh. Nếu đai có độ dày lớn ($\delta \geq 6 \text{ mm}$) thì nên dùng hai đai mỏng ghép lại bằng bản lề.

Các mối ghép đinh tán dùng để cố định đầu đai (hình 4.12) được tính theo sức bền cắt và dập với lực tính toán là lực căng đai lớn nhất $S_{\max}$.

§4.4. PHANH NÓN VÀ PHANH ĐĨA

Phanh nón và phanh đĩa là hai loại phanh điển hình của phanh áp trực. Trong các phanh này, lực tác dụng để tạo mômen phanh là lực dọc trục do lò xo, đối trọng hoặc sức người gây nên qua hệ thống tay đòn hoặc hệ truyền động thủy lực, khí nén.

Sơ đồ tính toán phanh nón cho ở hình 4.13. Đĩa nón ngoài 2 lắp bằng then trên trục phanh 1. Đĩa nón trong 3 không quay và dịch chuyển dọc trục phanh với lực ép P do lò xo qua tay đòn 4. Bán kính trung bình của mặt ma



Hình 4.13. Sơ đồ tính toán phanh nón.

sắt R_{th} lấy theo yêu cầu về kết cấu. Quan hệ giữa bán kính ngoài và bán kính trong nên lấy $R_n = (1.2 \div 1.6) R_t$.

Để tránh kẹt mặt nón, góc nón $\beta/2$ phải lớn hơn góc ma sát ρ của các mặt tiếp xúc:

$$\operatorname{tg} \frac{\beta}{2} > 1.2 \rho. \quad (4.27)$$

thường lấy $\beta = 16^\circ \div 25^\circ$.

Lực dọc trục cần thiết để tạo mômen phanh yêu cầu M_p là:

$$P = \frac{M_p \sin \frac{\beta}{2}}{R_{th} f}. \quad (4.28)$$

Lực T cân cơ của lò xo để đóng phanh

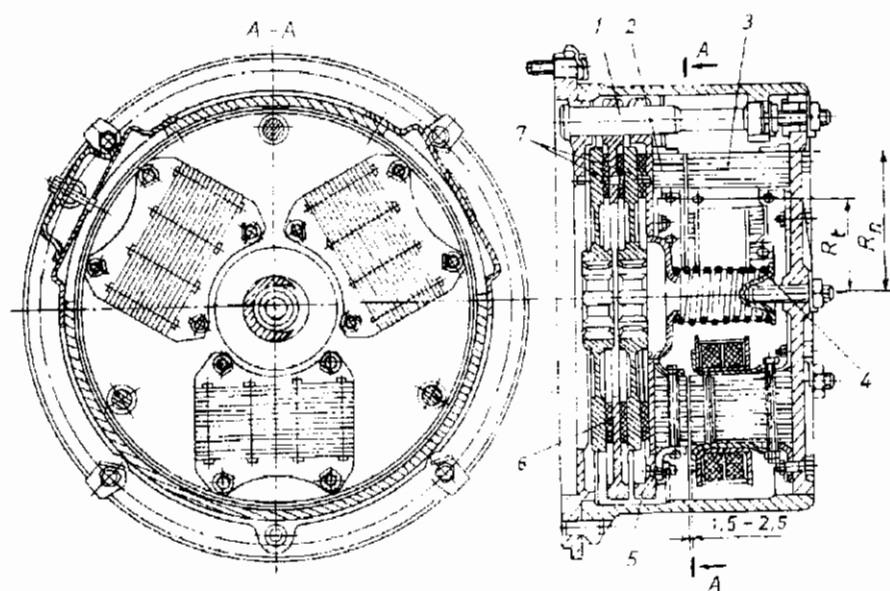
$$T = \frac{P}{\eta} \cdot \frac{a}{b},$$

với $\eta = 0.9 \div 0.95$ - hiệu suất tay đòn.

Chiều rộng mặt nón xác định theo áp lực cho phép của mặt ma sát $[p]$:

$$B = \frac{P}{2\pi R_{th} [p] \sin \frac{\beta}{2}}.$$

Phanh đĩa có nguyên lý hoàn toàn giống như phanh nón. Có thể coi phanh đĩa



Hình 4.14. Phanh đĩa.

là phanh nón với góc nón $\beta/2 = 90^\circ$.

Phanh đĩa và phanh nón với một mặt ma sát kể trên ít được dùng vì chúng đòi hỏi lực phanh P lớn. Để giảm lực phanh, trong máy nâng thường dùng phanh đĩa với nhiều mặt ma sát (hình 4.14).

Phanh gồm các đĩa ma sát 5 không quay và có thể dịch chuyển dọc trục theo chốt dẫn hướng 1. Trên các đĩa 5 có gắn các bề mặt ma sát 6. Các đĩa thép 7 không có bề mặt ma sát lắp bằng then hoa với trục phanh. Phanh đóng nhờ lực lò xo 4 ép các đĩa 5 vào các đĩa 7. Phanh mở nhờ các nam châm điện 3 với ngàm hút 2 gắn cố định trên đĩa 5. Các bề mặt ma sát có thể làm việc không có bôi trơn, bôi trơn bằng mỡ hoặc trong bể dầu.

Bán kính trong R_i của bề mặt ma sát chọn nhỏ nhất có thể theo yêu cầu kết cấu. Bán kính ngoài thường lấy $R_n = (1,25 \div 2,5) R_i$. Để đảm bảo bôi trơn tốt các đĩa làm việc trong bể dầu, nên lấy $R_n - R_i \leq 60\text{mm}$.

Lực dọc trục cần thiết để tạo momen phanh yêu cầu:

$$P = \frac{M_p}{Z R_{tb} f} \quad (4.29)$$

trong đó: Z - số đôi mặt ma sát;

f - hệ số ma sát;

R_{tb} - bán kính trung bình. Nếu coi công do ma sát ở mọi điểm của bề

mat tiếp xúc như nhau, $R_{tb} = \frac{1}{2}(R_n + R_i)$.

Áp lực trên bề mặt ma sát phải kiểm tra theo công thức:

$$p = \frac{P}{\pi (R_n^2 - R_i^2)} \leq [p] \quad (4.30)$$

Áp lực cho phép của một số loại vật liệu trong phanh áp trực cho ở bảng 4.2.

Bảng 4.2. Giá trị áp lực cho phép $[p]$ đối với phanh áp trực, N/mm^2

Vật liệu ma sát	Không bôi trơn	Bôi trơn bằng mỡ	Trong bể dầu
Kim loại trên kim loại	0,2	0,4	0,8
Vật liệu ma sát dẹt hay dẹt trên kim loại	0,3	0,6	0,8
Vật liệu ma sát cán ép trên kim loại	0,6	1,0	1,2

Bước dịch chuyển của đĩa ép ngoài cùng:

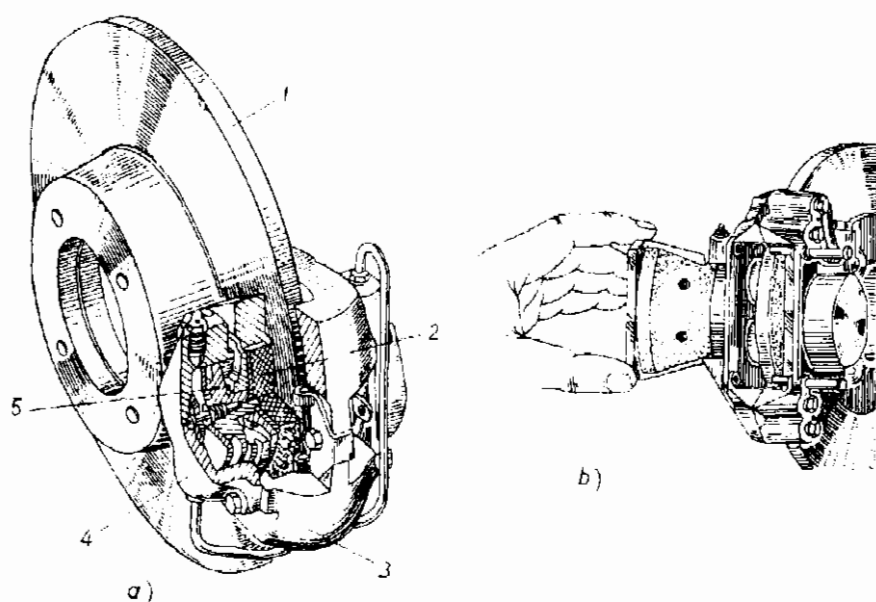
$$h = \Delta i$$

trong đó: Δ - khe hở trung bình giữa các đĩa; với đĩa có lót vật liệu ma sát

$\Delta \geq 0,75\text{mm}$, với đĩa kim loại khô $\Delta \geq 0,5\text{mm}$, với đĩa kim loại làm việc trong bể dầu $\Delta \geq 0,2\text{mm}$;

i - số lượng đĩa ma sát.

Hiện nay trên máy nâng thường dùng loại phanh đĩa hãm bằng má phanh. Phanh gồm một đĩa kim loại lắp trên trục phanh và quay cùng trục phanh giữa hai má phanh. Có thể dùng hai cặp má phanh đặt đối xứng qua trục phanh. Các má phanh ép trên hai bề mặt của đĩa phanh nhờ lực lò xo hoặc dẫn động thủy lực, khí nén. Trên hình 4.15 giới thiệu phanh đĩa hãm bằng má phanh điều khiển bằng thủy lực. Khi tác dụng lên bàn đạp phanh, dầu có áp đi vào khoang xy-lanh 4 đẩy các pittông 5 ép các má phanh 2 lên hai mặt bên của đĩa 1. Các xy-lanh 4 cùng má phanh được liên kết khớp với u-cô đỉnh 3 và nằm đối xứng về hai phía so với đĩa 1. Khi ngừng tác động lên bàn đạp phanh, dầu trong xy-lanh không có áp lực và do độ đàn hồi của má phanh mà má phanh cùng pittông tách khỏi đĩa 1.



Hình 4.15. Phanh đĩa hãm bằng má phanh điều khiển bằng thủy lực.

Phanh đĩa hãm bằng má phanh rất tiện lợi trong sử dụng vì rất dễ kiểm tra độ mòn và thay má phanh (hình 4.15.b). Có thể đặt hai cặp má phanh đối xứng qua trục phanh để giảm tải trọng hướng trục lên trục phanh. Do bề mặt đĩa tiếp xúc với má phanh không lớn, 85-90% diện tích bề mặt đĩa hở nên nó có khả năng thoát nhiệt nhanh.

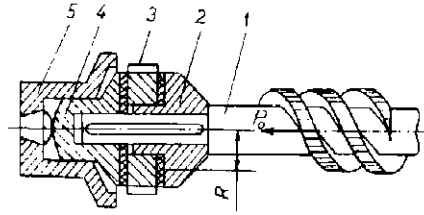
§4.5. PHANH TỰ ĐỘNG

Phanh tự động là phanh dùng nội lực của cơ cấu để tạo lực phanh. Lực phanh do cơ cấu tạo nên thường là lực dọc trục nên trong phanh tự động thường sử dụng kết cấu của phanh đĩa hoặc phanh nón.

1. Phanh tự động với mặt ma sát không tách rời

Loại phanh này thường dùng trong các cơ cấu quay tay có truyền động trục vít - bánh vít, đặc biệt là trong các palang xích kéo tay dùng trục vít. Lực đóng phanh P là lực chiều trục của trục vít do vật nâng gây nên.

Phanh tự động với mặt ma sát không tách rời (hình 4.16) gồm các đĩa 2 và 4 lắp trên trục vít 1 bằng then dẫn hướng, giữa chúng có bánh cóc 3 lắp lồng không trên moayơ của đĩa 2 và có hai mặt ma sát với các đĩa 2 và 4. Đĩa 4 có ngông tựa lên vỏ cố định 5 của truyền động trục vít-bánh vít bằng ổ đỡ-chân. Bánh cóc 3 chỉ cho phép quay theo chiều nâng vật.



Hình 4.16. Phanh tự động với mặt ma sát không tách rời.

Vật nâng Q gây ra mômen tải trên bánh vít của bộ truyền, mômen này tạo ra lực chiều trục P_v luôn hướng từ phải sang trái ép các mặt ma sát không tách rời.

Khi nâng vật, quay tay quay cùng trục vít theo chiều nâng vật, bánh cóc quay cùng với các đĩa và trục vít, con cóc trượt tự do trên các rãnh của bánh cóc. Khi giữ vật ở trạng thái treo, trọng lượng vật nâng gây mômen tải trên bánh vít và mômen này tạo lực chiều trục P_v ép chặt các đĩa 2 và 4 vào bánh cóc 3. Nhờ lực ma sát giữa bánh cóc với các đĩa mà con cóc giữ bánh cóc cùng trục vít không cho quay theo chiều hạ. Để hạ vật, ta quay tay quay theo chiều hạ, bề mặt ma sát giữa các đĩa và bánh cóc bị trượt làm vật hạ xuống.

Mômen tải trên bánh vít do vật nâng gây ra:

$$M_{bv} = \frac{Q}{a} \cdot \frac{D_1}{2} \cdot \eta_p \eta_v$$

trong đó: Q - tải trọng nâng;

D_1 - đường kính danh nghĩa của tang;

a - bội suất của palang nâng vật;

η_p, η_v - hiệu suất của palang và tang.

Như vậy lực chiều trục do vật nâng gây trên trục vít được tính theo công thức:

$$P_v = \frac{2M_{bv}}{D_{bv}} = \frac{Q}{a} \cdot \frac{D_1}{D_{bv}} \cdot \eta_p \eta_v \quad (4.31)$$

trong đó: D_{bv} - đường kính vòng tròn chia của bánh vít.

Mômen tái trên trục vít:

$$M_{iv} = \frac{M_{bv}}{i} \cdot \eta_v = \frac{Q \cdot D_1}{2a \cdot i} \cdot \eta_p \eta_v \eta_v$$

trong đó: i - tỷ số truyền của bộ truyền trục vít-bánh vít;

η_v - hiệu suất của bộ truyền trục vít-bánh vít.

Vậy mômen phanh cần thiết phải tạo ra trên trục vít là:

$$M_p = \beta \cdot M_{iv} = \frac{\beta \cdot Q \cdot D_1}{2a \cdot i} \cdot \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_v$$

Với hệ số an toàn $\beta = 1,2 \div 1,25$.

Lực dọc trục cần thiết để tạo mômen phanh yêu cầu theo công thức (4.29)

$$P = \frac{M_p}{Z \cdot R \cdot f} = \frac{\beta \cdot Q \cdot D_1}{2Z \cdot a \cdot i \cdot R \cdot f} \cdot \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_v \quad (4.32)$$

trong đó: Z - số đôi mặt ma sát của phanh đĩa; với sơ đồ kết cấu trên hình 4.16 ta có $Z = 2$;

R - bán kính trung bình của mặt ma sát.

Muốn dùng lực chiếu trục P_0 để tạo mômen phanh yêu cầu thì phải đảm bảo điều kiện $P_0 \geq P$. Từ (4.31) và (4.32) ta có

$$\frac{Q \cdot D_1}{a \cdot D_{bv}} \cdot \eta_p \cdot \eta_t \geq \frac{\beta \cdot Q \cdot D_1}{2Z \cdot a \cdot i \cdot R \cdot f} \cdot \eta_p \cdot \eta_t \cdot \eta_v$$

hay

$$\frac{\beta \cdot D_{bv}}{2Z \cdot i \cdot R \cdot f} \cdot \eta_v \leq 1, \quad (4.33)$$

nếu điều kiện (4.33) không đảm bảo thì phải điều chỉnh các thông số của phanh đĩa, cụ thể là tăng $R \cdot f$ và Z .

Muốn hạ vật ta phải tác dụng vào tay quay đặt trên trục vít một mômen theo chiều hạ là

$$M_h = M_p - M_{iv} = (\beta - 1)M_{iv}$$

Như vậy muốn hạ vật ta phải tiêu hao năng lượng. Đây là nhược điểm cơ bản của loại phanh này. Để giảm M_h có thể dùng giá trị β nhỏ song nếu hệ số an toàn quá nhỏ ($\beta = 1$) phanh sẽ không ổn định và kém an toàn.

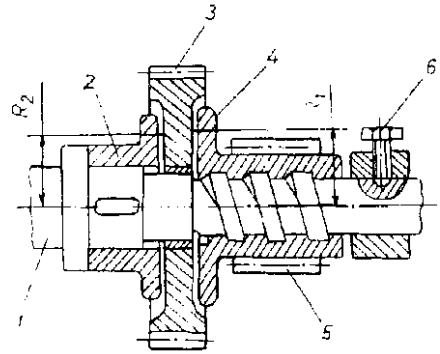
2. Phanh tự động với mặt ma sát tách rời

Loại phanh này thường dùng cho các cơ cấu có bộ truyền bánh răng trụ. Với dẫn động máy, phanh thường được đặt trên trục thứ hai sau trục động cơ để giảm ảnh hưởng của tải trọng động các phần quay đến quá trình làm việc của phanh. Với dẫn động tay, phanh thường được đặt ở trục dẫn động. Sơ đồ kết cấu phanh tự động với mặt ma sát tách rời cho ở hình 4.17.

Phanh gồm trục có ren truyền động I được dẫn động từ động cơ qua một cặp

bánh răng và truyền mômen xoắn qua bánh răng 5 đến tang cuốn cáp. Đĩa 2 lắp trên trục bằng then, đĩa 4 làm cùng một chi tiết với bánh răng 5 trong có tiện ren ăn khớp với ren của trục 1. Giữa các đĩa 2 và 4 có bánh cóc 3 lắp lồng không trên trục 1. Vít với ren hình thang hoặc chữ nhật có chiều ren sao cho khi nâng vật, bánh răng 5 dịch chuyển sang trái ép đĩa 4 vào bánh cóc. Bánh cóc chỉ cho phép quay theo chiều nâng vật.

Khi trục 1 quay theo chiều nâng vật, các đĩa 2 và 4 ép chặt vào bánh cóc tạo thành một khối quay cùng với trục 1 để nâng vật. Khi giữ vật ở trạng thái treo, dưới tác dụng của trọng lượng vật nâng, đĩa 2 và 4 vẫn ép chặt vào bánh cóc 3 và con cóc giữ cho bánh cóc cùng trục 1 không cho quay theo chiều hạ.



Hình 4.17. Phanh tự động với mặt ma sát tách rời.

Khi trục 1 quay theo chiều hạ vật với vận tốc không đổi ω_1 , bánh răng 5 dịch chuyển sang phải tách đĩa 4 khỏi bánh cóc 3 và vật nâng hạ xuống do trọng lượng của nó. Vật nâng tiếp tục rơi do trọng lực cho đến khi vận tốc góc của bánh răng 5 (cùng chiều với ω_1) tăng dần và bằng ω_1 thì bánh răng ngừng dịch chuyển sang phải (vận tốc góc tương đối giữa trục 1 và bánh răng 5 bằng không). Vận tốc góc của bánh răng 5 tiếp tục tăng và khi lớn hơn ω_1 nó lại dịch chuyển sang trái ép đĩa 4 vào bánh cóc 3 làm vận tốc góc của bánh răng 5 giảm, cho đến khi nhỏ hơn ω_1 nó lại tách đĩa 4 khỏi bánh cóc 3 và lặp lại quá trình trên. Như vậy vật nâng được hạ theo chu kỳ lặp đi lặp lại. Để tốc độ hạ được đều người ta rút ngắn chu kỳ dịch chuyển của bánh răng 5 bằng vòng điều chỉnh 6 sao cho khe hở giữa 6 và bánh răng 5 nhỏ nhất có thể.

Để phanh làm việc êm, mặt ma sát thường được tra dầu. Với cơ cấu dẫn động máy, phanh được đặt trong bể dầu. Trong phanh tự động với mặt ma sát tách rời, quãng đường phanh phụ thuộc vào tỷ lệ giữa lực quán tính của các phần quay trong cơ cấu và trọng lượng vật nâng quy về trục đặt phanh. Trọng lượng vật nâng càng nhỏ thì quãng đường phanh càng lớn và ngược lại. Để giảm quãng đường phanh, trong các cơ cấu nâng dẫn động máy, người ta thường đặt thêm phanh thường đóng trên trục động cơ để dập tắt động năng của các phần quay trong cơ cấu từ trục động cơ đến trục đặt phanh.

Mômen xoắn do vật nâng gây ra trên trục đặt phanh:

$$M_x = \frac{Q \cdot D_1}{2a \cdot i} \cdot \eta_1 ,$$

trong đó: Q - tải trọng nâng;

D_1 - đường kính danh nghĩa của tang (tính đến tâm cáp);

a - bội suất của palăng nâng vật;

i và η_1 - tỷ số truyền và hiệu suất của truyền động tinh từ trục đặt phanh đến trục tang.

M_x chính là mômen luôn có xu hướng ép đĩa 4 vào bánh cóc 3 và cân bằng với mômen do ma sát tại đĩa 4 với bánh cóc 3 và ma sát tại ren vít.

$$M_x = P.f.R_1 + P.r.\operatorname{tg}(\alpha + \rho),$$

trong đó: f - hệ số ma sát giữa các đĩa và bánh cóc;

r - bán kính trung bình của ren vít;

ρ - góc ma sát của ren vít ($\rho = 2 + 3^\circ$, làm việc trong bình dầu);

α - góc nâng của ren vít;

R_1 - bán kính trung bình của bề mặt ma sát giữa đĩa 4 và bánh cóc 3;

P - lực dọc trục để tạo mômen phanh do trọng lượng vật nâng gây nên.

$$P = \frac{M_x}{f.R_1 + r.\operatorname{tg}(\alpha + \rho)} = \frac{Q.D_1.\eta_1}{2a.i.[f.R_1 + r.\operatorname{tg}(\alpha + \rho)]} \quad (4.34)$$

Với lực chiều trục P , phanh đĩa có thể tạo ra mômen phanh là:

$$M_o = P.f.R_1 + P.f.R_2,$$

trong đó: R_2 - bán kính trung bình của bề mặt ma sát giữa đĩa 2 và bánh cóc 3.

Vậy để phanh làm việc được, phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$M_o \geq \beta.M_x,$$

$$\text{hay} \quad f(R_1 + R_2) \geq \beta[f.R_1 + r.\operatorname{tg}(\alpha + \rho)], \quad (4.35)$$

với β là hệ số an toàn phanh.

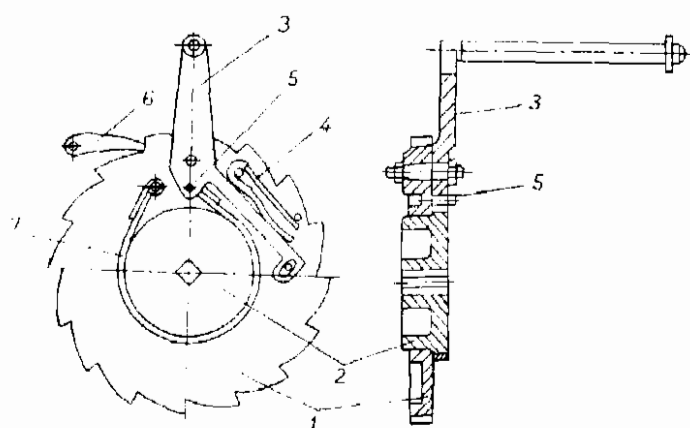
3. Tay quay an toàn

Quy phạm quy định tất cả các cơ cấu nâng quay tay phải được trang bị tay quay an toàn nhằm đảm bảo cho tang và tay quay không tự quay theo chiều hạ dưới tác dụng của trọng lượng vật nâng. Tay quay an toàn loại một là tay quay có đặt một trong hai loại phanh tự động đã trình bày ở trên. Tay quay an toàn loại hai được dùng trong trường hợp khi cần tốc độ hạ vật lớn hơn tốc độ nâng.

Tay quay an toàn loại hai (hình 4.18) gồm tay quay 3 liên kết bằng khớp xoay với bánh cóc 1. Bánh cóc lắp lồng không trên bánh phanh 2 lắp với trục dẫn động của cơ cấu bằng then hoặc đầu trục vuông.

Đai phanh 7 vòng quanh bánh phanh có một đầu gắn bằng chốt lên bánh cóc, đầu kia của đai nối với chốt 5 trên tay quay 3. Lò xo 4 nén tay đòn của tay quay 3 làm phanh đai luôn đóng nối liền bánh phanh 2 và bánh cóc 1 thành một khối.

Vật nặng được treo trên móc treo nhờ con cóc 6 giữ bánh cóc và qua phanh đai luôn đóng giữ bánh phanh cùng trục của cơ cấu. Khi quay tay quay theo chiều nâng cùng chiều kim đồng hồ, con cóc 6 trượt tự do trên bánh cóc, phanh đai vẫn đóng làm bánh cóc, bánh phanh cùng trục quay theo chiều nâng vật. Khi cần hạ vật, ta đẩy tay quay theo chiều hạ, lực



Hình 4.18. Tay quay an toàn loại hai.

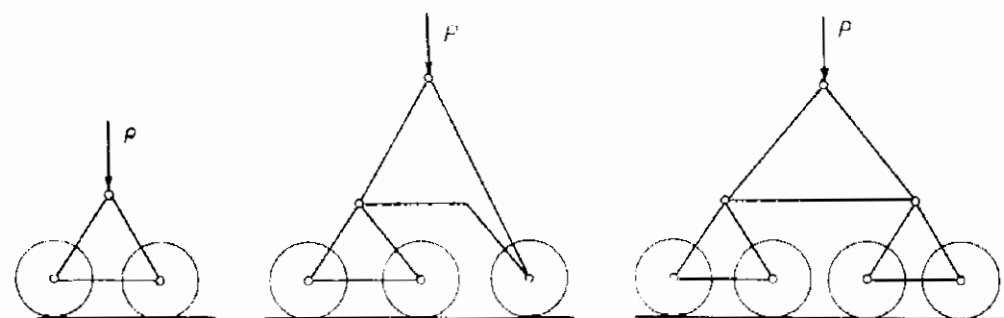
đẩy thắng lực nén của lò xo 4 làm phanh đai mở ra và bánh phanh cùng trục quay theo chiều hạ vật dưới tác dụng của trọng lượng vật nặng. Nếu ngừng đẩy tay quay theo chiều hạ, lò xo sẽ đóng phanh và vật nặng được hãm lại. Như vậy vật nặng hạ do tác dụng của trọng lượng. Để điều chỉnh tốc độ hạ vật, ta tự điều chỉnh lực đẩy tay quay theo chiều hạ.

Khi hạ móc treo không có vật nặng, nếu trọng lượng móc treo không đủ lớn để thắng lực cản ma sát và quán tính trong cơ cấu, ta phải treo thêm lên móc treo một vật nào đó để nó có thể hạ được. Vì vậy tay quay an toàn loại hai thường dùng cho tới với bộ truyền bánh răng trụ có tổn thất do ma sát bé.

Tính toán tay quay an toàn loại hai chủ yếu là phép tính phanh đai như đã trình bày ở trên

§ 5.1. CẤU TẠO CHUNG CỦA BÁNH XE, CỤM BÁNH XE VÀ RAY

Bánh xe di chuyển trên ray được sử dụng rộng rãi trong hầu hết các loại cần trục và xe con của nó. Bản thân cần trục hoặc xe con của nó được đặt và di chuyển trên bốn gối tựa có các bánh xe di chuyển trên ray. Tùy theo loại máy và tải trọng mà số lượng bánh xe trên mỗi gối tựa có thể là 1, 2, 3 hoặc 4 bánh. Thông thường số lượng bánh xe trên mỗi gối tựa không lớn hơn bốn bánh vì nếu nhiều bánh xe kết cấu sẽ phức tạp và khó phân bố tải cho các bánh xe. Trường hợp dùng 2, 3, 4 bánh xe trên một gối tựa, người ta lắp các bánh xe nối tiếp nhau trên cùng một ray và để đảm bảo phân bố đều tải cho các bánh xe và hệ có sơ đồ tĩnh định, người ta dùng cầu cân bằng (hình 5.1).

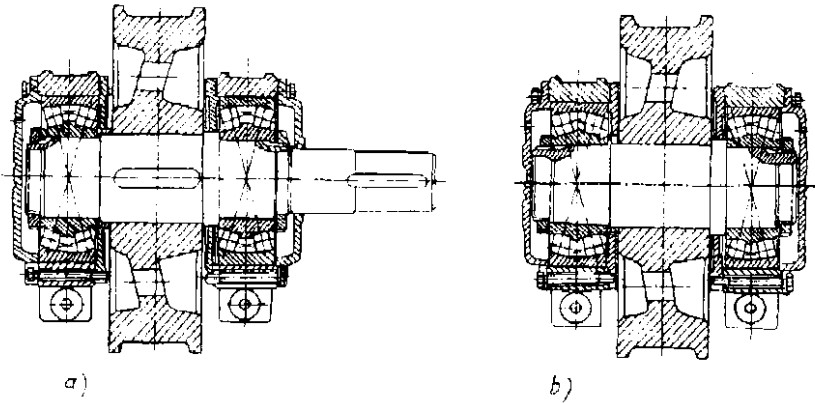


Hình 5.1. Sơ đồ lắp đặt các bánh xe trên mỗi gối tựa bằng cầu cân bằng.

Bánh xe được chế tạo từ thép đúc 40, 55 hoặc trong một số trường hợp có thể dùng thép rèn, thép cán. Bánh xe đúc bằng gang xám chỉ được dùng trong các cần trục dẫn động bằng tay. Bề mặt lăn của bánh xe phải được gia công cơ khí với độ chính xác cao và nhiệt luyện đến độ cứng HB 300 - 400 song độ cứng mặt lăn của bánh xe phải nhỏ hơn độ cứng bề mặt làm việc của ray. Đối với bánh xe có đường kính lớn, để tiết kiệm vật liệu tốt, bánh xe có thể làm từ hai phần: phần lõi làm từ thép ít cacbon, phần vỏ ngoài làm từ thép tốt và lắp với phần lõi bằng mối ghép có độ dôi, lắp ở nhiệt độ cao.

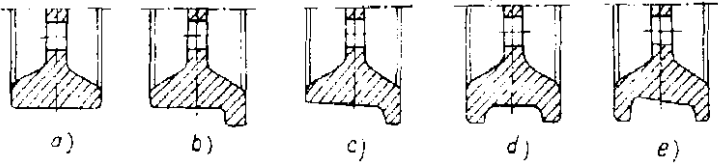
Theo công dụng, có các bánh xe chủ động và bị động. Bánh xe chủ động (hình

5.2,a) nhận chuyển động từ cơ cấu di chuyển và nhờ lực bám giữa bề mặt lăn của bánh xe và ray mà cản trục hoặc xe con di chuyển được trên ray. Số bánh xe chủ động có thể là 100%, 50% hoặc 25% tổng số bánh xe của máy. Số bánh xe chủ động càng lớn thì lực bám càng lớn và độ trượt của bánh xe trên ray khi di chuyển càng nhỏ. Bánh xe bị đông (hình 5.2, b) là những bánh xe tựa, có thể quay tự do quanh trục của nó



Hình 5.2. Cúm bánh xe chủ động và bị đông.

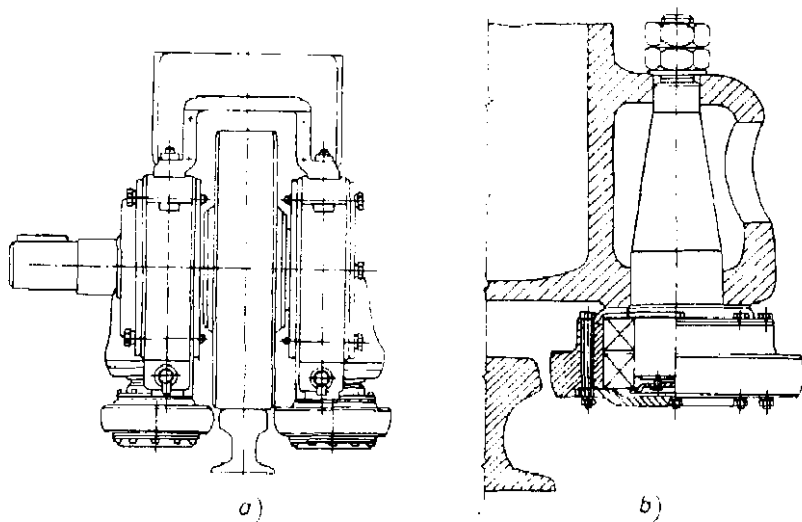
Tùy theo loại máy, công dụng và đặc điểm làm việc mà bánh xe di chuyển trên ray có mặt lăn hình trụ (hình 5.3,a, b, d), hình côn (hình 5.3,c,e), có một thành bên (hình 5.3,b,c), hai thành bên (hình 5.3, d, e) hoặc không có thành bên (hình 5.3, a). Ngoài các loại trên, trong máy trục còn sử dụng loại bánh xe có mặt lăn cong hình tang trống.



Hình 5.3. Các loại bánh xe di chuyển trên ray.

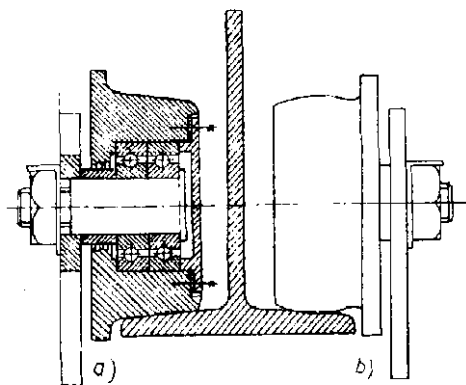
Để đảm bảo cho bánh xe di chuyển bình thường trên ray khi có độ sai lệch nhất định của đường ray và kết cấu thép của máy (sai số chế tạo và lắp đặt), chiều rộng bề mặt làm việc của bánh xe có hai thành bên phải lớn hơn chiều rộng của đường ray 30 mm đối với bánh xe cản trục hình trụ; 40 mm đối với bánh xe cản trục hình côn và 15 - 20 mm đối với bánh xe di chuyển xe con. Bánh xe hình côn với một thành bên có chiều rộng mặt lăn lớn hơn chiều rộng của ray ít nhất 30mm. Bánh xe di chuyển không có thành bên thường có mặt lăn hình trụ và phải được sử dụng với con lăn đỡ bên ray lắp trên trục thẳng đứng ở một hoặc cả hai phía của ray (trường hợp dùng nhiều bánh xe trên một gối tựa với cầu cân bằng thì phải có con lăn ở cả hai bên ray). Trên hình 5.4 là sơ đồ lắp đặt bánh xe hình trụ không có

thành bên với con lăn ở cả hai phía và sơ đồ kết cấu con lăn. Trường hợp dùng con lăn ở một phía thì hai bên ray đều đặt con lăn phía bên trong. Khe hở giữa mặt bên ray và con lăn khoảng 20 mm. Bánh xe di chuyển không có thành bên với con lăn đỡ bên ray ngay càng được sử dụng rộng rãi do tồn thất ma sát nhỏ, ít mòn, tuổi thọ cao và giảm tải trọng động tác dụng lên kết cấu thép của cần trục.



Hình 5.4. Cặp bánh xe không có thành bên với con lăn đỡ ở cả hai bên ray.

Các loại bánh xe một thành bên có mặt lăn hình côn (hình 5.5, a) và mặt lăn cong hình tang trống (hình 5.5, b) thường dùng cho xe con chạy trên ray treo chữ T. Mặt lăn hình côn khi làm việc có sự trượt giữa bề mặt bánh xe và bề mặt tiếp xúc của ray treo vì đây là tiếp xúc đường mà vận tốc dài của các điểm trên tiếp xúc đường khác nhau. Do đó loại bánh xe hình côn trên ray treo chóng mòn (kể cả bề mặt làm việc của ray). Bánh xe có mặt lăn cong hình tang trống khi làm việc có tiếp xúc điểm nên không bị trượt, ít mòn song ứng suất tiếp xúc lớn hơn.

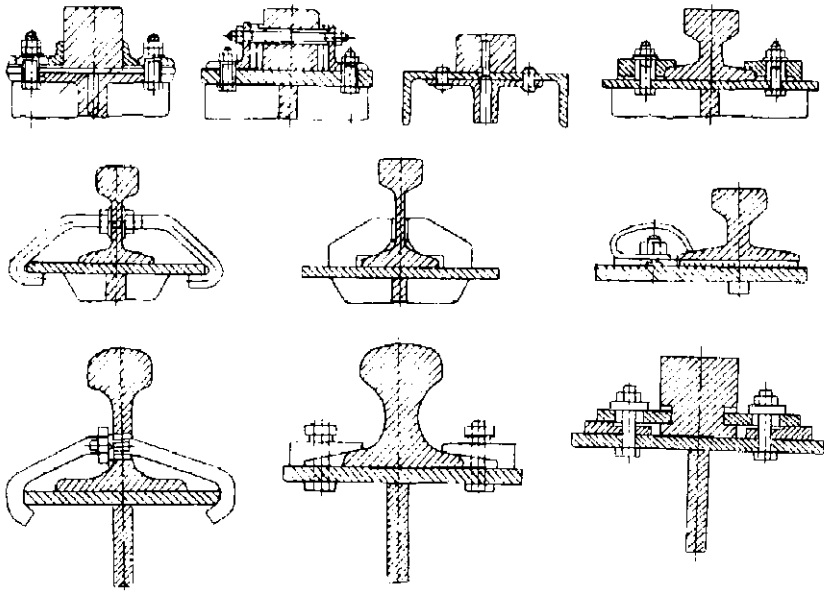


Hình 5.5. Bánh xe của xe con chạy trên ray treo.

Bánh xe được đặt trên trục theo hai trường hợp

- Đặt trên trục tâm: ổ nằm ngay trong lòng bánh xe, trục không quay. Trường hợp này có kết cấu gọn nhưng lắp ráp, điều chỉnh, bảo dưỡng và sửa chữa khó. Phương án này chỉ dùng cho bánh xe bị động và thường dùng với ổ trượt. Trong máy nâng hầu như không sử dụng phương án này, chỉ dùng hãm hữu trong các cần trục loại cũ, có tải trọng nhỏ và thường chỉ dùng cho bánh xe chạy trên ray treo (hình 5.5).

- Đặt trên trục tâm quay hoặc trục truyền từ cơ cấu di chuyển. Trục được lắp với bánh xe bằng then, ổ nằm bên ngoài và thường dùng ổ bi. Loại này tuy kết cấu công kênh hơn song dễ kiểm tra, lắp đặt, bảo dưỡng và sửa chữa nên được dùng phổ biến trong máy nâng, đặc biệt là các bánh xe đặt trên trục tâm quay (loại đặt trực tiếp trên trục truyền khó lắp đặt, sửa chữa hơn). Trên hình 5.2 là kết cấu cụm bánh xe chủ động và bị động đặt trên trục tâm quay với các ổ bi dũa lòng cầu hai dãy chịu được tải trọng lớn và có khả năng tự lùa.



Hình 5.6. Cố định ray trên kết cấu thép.

Trong cần trục sử dụng nhiều loại ray khác nhau. Ray cho cần trục và xe con có thể dùng: ray đường sắt, ray chuyên dùng, thép cán hình vuông hoặc hình chữ nhật có bề mặt làm việc được nhiệt luyện. Một số trường hợp dùng ray treo là các thanh thép cán hình chữ I. Ray đường sắt và ray chuyên dùng được chế tạo từ thép tốt có bề mặt làm việc là mặt cong. Ray chuyên dùng cho cần trục bề dày lớn và mặt tựa lên nền rộng cho nên nó ổn định hơn và truyền áp lực đều xuống nền hoặc dầm đỡ của cần trục.

Việc chọn loại ray cho phù hợp phụ thuộc vào chế độ làm việc của cần trục, loại bánh xe di chuyển và giá trị áp lực của bánh xe lên ray. Các bánh xe hình côn thường được dùng với ray có bề mặt làm việc là mặt cong. Bánh xe hình trụ thường dùng với ray đường sắt hoặc ray chuyên dùng cho cần trục. Ray hình vuông hoặc hình chữ nhật thường dùng cho cần trục có tải trọng nhỏ và khi không có các loại ray chuyên dùng. Các loại cần trục đường sắt, cổng trục, cần trục căng thường di chuyển trên ray đường sắt. Trên hình 5.6 giới thiệu một số cách cố định đường ray lên kết cấu thép của máy cho các loại ray khác nhau.

Các kích thước, tải trọng cho phép của bánh xe và ray đã được tiêu chuẩn hóa.

§5.2. TÍNH TOÁN BÁNH XE VÀ RAY

Trong tính toán, tùy theo loại máy, chế độ làm việc và tải trọng tính toán mà người ta chọn trước loại ray và bánh xe, các kích thước của chúng (chọn theo kinh nghiệm, theo bảng tiêu chuẩn), sau đó kiểm tra bề mặt tiếp xúc giữa bánh xe và ray theo ứng suất dập. Có hai nhóm phối hợp hình dạng bánh xe và ray: tiếp xúc đường ban đầu và tiếp xúc điểm ban đầu.

Tải trọng tính toán lên bánh xe được xác định theo công thức:

$$P = \gamma \cdot k_{bx} \cdot P_{\max} \quad (5.1)$$

trong đó: $P_{\max}$ - tải trọng lớn nhất có thể xuất hiện đối với bánh xe, xác định cho trường hợp bất lợi nhất đối với bánh xe (cách xác định tải trọng lớn nhất lên gối tựa của từng loại cầu trục cụ thể giới thiệu ở phần sau);

k_{bx} - hệ số tính đến chế độ làm việc của cơ cấu, cho ở bảng 5.1;

γ - hệ số tính đến sự thay đổi của tải trọng trong quá trình làm việc, xác định theo công thức

$$\gamma = \sqrt[3]{\frac{1}{2} \left[1 + \frac{1}{\left(1 + \frac{Q}{G_0} \right)^3} \right]} \quad (5.2)$$

với Q và G_0 là trọng lượng vật nâng và trọng lượng cầu trục kể cả trọng lượng thiết bị mang.

Trị số γ đối với cầu trục cho ở bảng 5.2

Bảng 5.1. Trị số k_{bx}

Chế độ làm việc	k_{bx}
Dẫn động bằng tay	1.0
Dẫn động bằng máy:	
chế độ nhẹ	1.1
chế độ trung bình	1.2
chế độ nặng	1.4
chế độ rất nặng, rất nặng liên tục	1.6

Bảng 5.2. Trị số γ đối với cầu trục

$\frac{Q}{G_0}$	0.05	0.3	0.4	0.5	≥ 1
γ	0.98	0.90	0.88	0.86	0.80

Hình 5.7 giới thiệu các phương án phối hợp hình dạng bánh xe và ray. Các phương án được kiểm tra theo ứng suất dập như sau

- Tiếp xúc đường (hình 5.7, a): bánh xe kẹp chặt trên trục và không thể quay

tương đối đối với mặt phẳng vuông góc với trục (bánh xe cần trục và xe con của nó).

$$\sigma_d = 0,418. \sqrt{\frac{P.E}{b.R}} \leq [\sigma]_d, \tag{5.3}$$

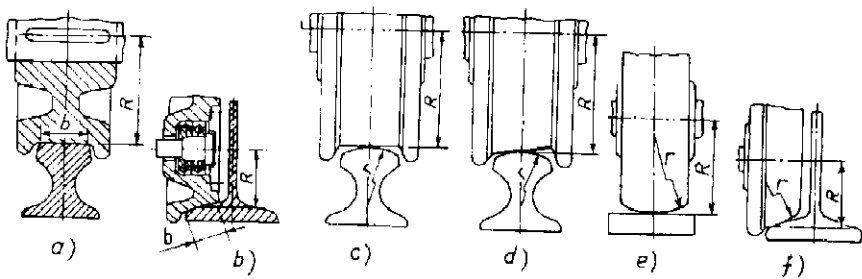
trong đó: b, R - chiều rộng mặt ray và bán kính bánh xe;
 E - môđun đàn hồi tương đương,

$$E = \frac{2E_1.E_2}{E_1 + E_2},$$

với E_1 và E_2 là môđun đàn hồi vật liệu bánh xe và ray. Đối với bánh xe bằng thép ($E = 2.1.10^8$ N.mm²)

$$\sigma_d = 190 \sqrt{\frac{P}{b.R}} \leq [\sigma]_d, \tag{5.4}$$

với các thứ nguyên: P , N; b và R , mm; $[\sigma]_d$, N/mm².



Hình 5.7. Các phương án phối hợp hình dạng bánh xe và ray.

- Tiếp xúc đường (hình 5.7,b): bánh xe quay tự do trên trục và có thể quay một góc nhỏ tương đối đối với mặt phẳng vuông góc với trục (bánh xe palang điện, bánh xe trong xe dỡ xích tải treo...).

$$\sigma_d = 0,342. \sqrt{\frac{P.E}{b.R.(0,5 - f. \frac{R}{b})}} \leq [\sigma]_d, \tag{5.5}$$

trong đó: f - hệ số ma sát của bánh xe trượt ngang trên ray (đối với thép hoặc gang trên thép $f = 0,1$).

Đối với bánh xe bằng thép

$$\sigma_d = 160. \sqrt{\frac{P}{b.R.(0,5 - f. \frac{R}{b})}} \leq [\sigma]_d. \tag{5.6}$$

- Tiếp xúc điểm (hình 5.7. c,d,e,f).

$$\sigma_d = m \cdot \sqrt[3]{\frac{P \cdot E^2}{\rho_{\max}^2}} \leq [\sigma]_d \quad (5.7)$$

trong đó: $\rho_{\max}$ - bán kính tương đương lớn nhất, trường hợp ở hình 5.7, c,d,e,f lấy giá trị lớn hơn trong hai bán kính của các mặt tiếp xúc R và r .

m - hệ số phụ thuộc vào tỷ số giữa bán kính tương đương nhỏ trên bán

kính tương đương lớn: $\frac{\rho_{\min}}{\rho_{\max}} = \frac{R}{r}$ hoặc $\frac{r}{R}$ tùy theo R lớn hơn

hay nhỏ hơn r ; trị số m cho trong bảng 5.3.

Đối với bánh xe bằng thép

$$\sigma_d = 3600 \cdot m \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{\rho_{\max}^2}} \leq [\sigma]_d \quad (5.8)$$

Bảng 5.3. Giá trị hệ số m

$\frac{\rho_{\min}}{\rho_{\max}}$	0.05	0.1	0.15	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
m	1.28	0.97	0.80	0.716	0.6	0.536	0.49	0.468	0.44	0.42	0.40	0.388

Các chi tiết của cụm bánh xe, tùy theo kết cấu, tính chất chịu lực mà được tính toán theo các phép tính như trong "sức bền vật liệu" và "chi tiết máy".

Phần II

CÁC CƠ CẤU CÔNG TÁC MÁY NÂNG

Chương 6

DẪN VÀ TRUYỀN ĐỘNG CÁC CƠ CẤU MÁY NÂNG

§6.1. CẤU TẠO VÀ NGUYÊN TẮC LÀM VIỆC CÁC CƠ CẤU MÁY NÂNG

1. Cấu tạo chung

Có hai cách phân loại các cơ cấu công tác trên máy nâng: theo dạng chuyển động của các chi tiết chuyển động do cơ cấu đó tạo ra, theo dạng năng lượng và cách thức truyền năng lượng.

Trừ các máy nâng đơn giản chỉ có một cơ cấu công tác, còn phần lớn các máy đều được trang bị từ hai cơ cấu trở lên. Có thể chia ra bốn loại cơ cấu phù hợp với các dạng chuyển động của vật nâng hoặc của các chi tiết, bộ phận máy:

chuyển động tịnh tiến theo phương đứng - cơ cấu nâng;

chuyển động tịnh tiến theo phương ngang - cơ cấu di chuyển;

chuyển động quay quanh trục thẳng đứng - cơ cấu quay;

chuyển động quay quanh trục nằm ngang - cơ cấu nâng cần.

Bất đầu từ trạng thái đứng yên, sau một thời gian ngắn hay dài, mỗi một chuyển động của máy sẽ kết thúc bằng cách trở lại trạng thái đứng yên ban đầu của nó.

Để chuyển từ trạng thái đứng yên sang chuyển động, cần phải có một nguồn năng lượng được tạo ra bởi thiết bị dẫn động. Và ngược lại, để chuyển từ trạng thái chuyển động về đứng yên, cần thiết bị phanh hãm. Thiết bị dẫn động có nhiệm vụ biến đổi năng lượng được tồn tại ở dưới dạng nào đó (ví dụ như năng lượng điện, lực hấp dẫn, lực cơ bắp hoặc tiềm ẩn trong nhiên liệu, chất lỏng, khí nén v.v.)

thành cơ năng và truyền cho các chi tiết tham gia chuyển động. Thiết bị phanh hãm có nhiệm vụ: lấy cơ năng từ các chi tiết tham gia chuyển động, biến chúng thành dạng thích hợp và truyền ra xung quanh dưới dạng khác nhau. Để thực hiện các nhiệm vụ trên, một cơ cấu cần phải có các thiết bị có các chức năng hoạt động chính như sau:

- Sản sinh năng lượng: sản xuất cơ năng từ các nguồn năng lượng khác nhau. Các thiết bị của cơ cấu thực hiện các chức năng này là động cơ điện, động cơ đốt trong, động cơ thủy lực, động cơ khí nén, tay quay, đòn bẩy, thiết bị phanh (cơ, điện, thủy lực). Các thiết bị trên được gọi là thiết bị dẫn động.

- Truyền năng lượng: biến đổi cơ năng thành năng lượng truyền thích hợp, điều khiển và phân phối năng lượng truyền đó. Các cụm kết cấu của cơ cấu đảm nhận chức năng này gọi là hệ thống truyền động. Có ba dạng truyền động khác nhau, truyền động cơ khí (ví dụ hộp giảm tốc, trục, khớp nối v.v.), truyền động điện (máy phát, dây dẫn, động cơ), truyền động thủy lực (bơm, đường ống dẫn, động cơ thủy lực).

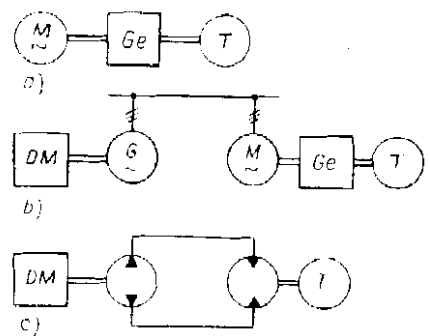
- Chuyển giao năng lượng: hướng cơ năng vào chi tiết tham gia chuyển động. Các chi tiết máy tham gia nhiệm vụ này như tang, pully (cho cáp và băng chuyền), bánh xích (cho xích), bánh răng (cho vành răng cơ cấu quay, thanh răng...), bánh xe (cho ray, đường di chuyển) và xylanh thủy lực (cho chuyển động tịnh tiến).

Ngoài các thiết bị đảm nhận ba chức năng trên, một cơ cấu cần phải có các thiết bị điều khiển, an toàn, ổ đỡ và kết cấu kim loại làm khung hệ đỡ

Đại bộ phận các máy năng làm việc trong phạm vi hẹp hoặc di chuyển trên một đường ray cố định, do vậy, sử dụng năng lượng điện lấy từ lưới điện là thích hợp. Sử dụng năng lượng điện còn cho phép cấp điện đến từng cơ cấu của máy một cách dễ dàng. Các máy di động tự do như: cần trục ô tô, cần trục bánh lốp, bánh xích, được dẫn động bằng động cơ đốt trong. Hệ thống truyền động sau động cơ dẫn động ở các máy này có nhiệm vụ biến đổi năng lượng, và phân phối năng lượng đến các cơ cấu, chúng được dẫn động chung bởi một động cơ. Trên hình 6.1, thể hiện ba dạng truyền động cơ bản. Mỗi một loại có một đặc tính, một phạm vi ứng dụng riêng. Chỉ tiêu để lựa chọn loại hệ thống truyền động là

- Các thông số làm việc như: công suất, tốc độ, đặc tính điều khiển, đặc tính động lực học, khả năng quá tải, môi trường, khả năng tự động hóa.

- Các chỉ tiêu về kinh tế như: khối lượng, giá thành, chi phí sản xuất, độ tin cậy, chi phí cho bảo dưỡng sửa chữa máy.



Hình 6.1. Sơ đồ hệ thống truyền động
(Ví dụ cho cơ cấu nâng):

a) Cơ khí; b) Điện; c) Thủy lực.

M- động cơ điện; Ge- hộp giảm tốc;
T- tang cuốn cáp; DM- động cơ điczen;
G- máy phát.

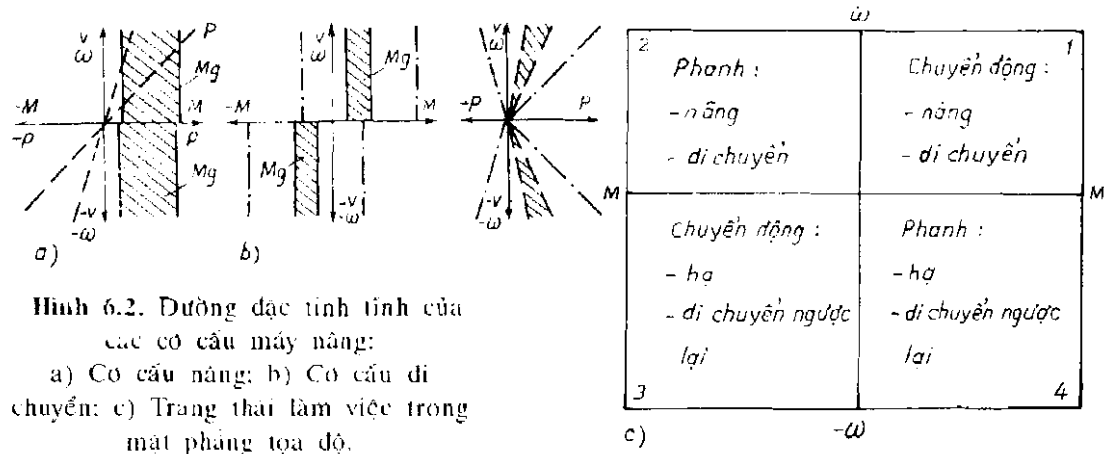
Truyền động cơ khí có cấu tạo đơn giản, không có yêu cầu cao về chuyên môn trong vận hành, bảo dưỡng, sửa chữa. Nhược điểm là có khối lượng lớn, khó thực hiện việc phân phối năng lượng đến các nơi xa động cơ dẫn động. Tuy vậy truyền động cơ khí vẫn được sử dụng rộng rãi trên máy nâng.

Lĩnh vực áp dụng chủ yếu của truyền động điện và thủy lực là trên các máy nâng được dẫn động bởi động cơ đốt trong. Do nhiều lần biến đổi năng lượng nên chi phí trong các dạng truyền động này tang cao, hiệu suất truyền động chung giảm. Tuy nhiên việc phân phối năng lượng được thực hiện một cách dễ dàng đến mọi vị trí trên máy. Cùng với các bước tiến bộ trong việc phát triển các chi tiết của truyền động thủy lực, với thể tích và khối lượng nhỏ, cũng như khả năng điều khiển và điều chỉnh chính xác, truyền động thủy lực cùng với truyền dẫn động điện cơ khí ngày càng được ứng dụng rộng rãi trên máy nâng.

Để điều khiển sự hoạt động của các cơ cấu, người ta thường sử dụng điều khiển cơ khí, điện, thủy lực hoặc phối hợp giữa chúng với nhau. Điện và điều khiển điện được sử dụng nhiều nhất. Khi dẫn động bằng động cơ đốt trong, sử dụng điều khiển cơ khí và thủy lực.

2. Trạng thái làm việc và cách thức làm việc của một cơ cấu

Các lực cản chuyển động trên máy nâng như: trọng lực, lực ma sát, lực gió v.v... không thay đổi hoặc thay đổi rất ít khi vận tốc của các chi tiết tham gia chuyển động thay đổi. Bởi vậy có thể coi, trị số của mômen cản M_c ở thiết bị dẫn động là không đổi trong suốt một chu kỳ làm việc. Hình 6.2 mô tả đường đặc tính tĩnh của cơ cấu máy nâng (mômen cản và công suất).



Hình 6.2. Đường đặc tính tĩnh của các cơ cấu máy nâng:
a) Cơ cấu nâng; b) Cơ cấu di chuyển; c) Trạng thái làm việc trong mặt phẳng tọa độ.

Ở cơ cấu nâng (hình 6-2,a), trọng lượng vật nâng không phụ thuộc vào hướng chuyển động. Nếu hướng chuyển động của cơ cấu ngược lại thì thế năng được giải phóng, công suất dẫn động mang giá trị âm.

Ở cơ cấu di chuyển (hình 6.2,b), lực ma sát thay đổi dấu khi hướng chuyển

động thay đổi, do vậy mômen cản M_g cũng đổi dấu. Công suất dẫn động luôn mang giá trị dương. Điều này cũng được áp dụng cho lực cản do gió gây ra (đường chấm gạch). Khi khởi động, vật từ trạng thái đứng yên sang chuyển động, mômen cản là lớn nhất, vì hệ số ma sát tĩnh luôn lớn hơn hệ số ma sát động.

Trên hình 6.2, mỗi một trạng thái làm việc của cơ cấu được mô tả trong một góc của mặt phẳng tọa độ (hình 6.2.c).

Tương tự, ta có thể suy luận cho các cơ cấu khác; ví dụ: mômen cản trong cơ cấu nâng hạ cần luôn thay đổi, phụ thuộc vào góc nghiêng cần, hoặc trong cơ cấu quay, phụ thuộc vào góc quay của phần quay.

Một cơ cấu công tác có các trạng thái làm việc tĩnh (chuyển động ổn định, nghỉ) và động (mở máy, phanh). Dựa vào đường biểu diễn mối quan hệ giữa thời gian và mômen ở các trạng thái làm việc hoặc các pha làm việc của một cơ cấu, người ta có thể phân cách thức làm việc của cơ cấu ra làm hai loại điển hình sau: làm việc dài hạn và làm việc ngắn hạn lặp lại (làm việc theo chu kỳ).

Làm việc dài hạn có thời gian làm việc ổn định lớn hơn rất nhiều so với thời gian làm việc không ổn định (mở máy, phanh). Khi này máy điện đạt được sự cân bằng về nhiệt. Cách thức làm việc này chỉ có ở các máy vận chuyển liên tục.

Làm việc ngắn hạn lặp lại có thời gian làm việc ổn định so với phần thời gian còn lại của một quá trình làm việc là không lớn. Sự chất tải về cơ và nhiệt trong quá trình mở máy và phanh có ảnh hưởng lớn đến sự chất tải chung của cơ cấu. Các máy điện không đạt được sự cân bằng về nhiệt. Cách thức làm việc này còn gọi là làm việc theo chu kỳ. Các cơ cấu máy nâng đều làm việc theo dạng này.

Các cơ cấu làm việc ngắn hạn lặp lại thực hiện các chu kỳ làm việc kế tiếp nhau với bốn pha làm việc đặc trưng: mở máy, làm việc ổn định, phanh, dừng (nghỉ).

Để đơn giản hóa trong tính toán, giả thiết:

- mômen cản M_g và tốc độ chuyển động ổn định V_{ij} hoặc tốc độ góc ω_{ij} là một đại lượng không đổi;
- gia tốc dài a hoặc gia tốc góc ϵ lấy giá trị trung bình không đổi;
- mômen mở máy M_m và mômen phanh M_{ph} có giá trị không đổi.

Với giả thiết trên, có thể biểu diễn gần đúng mối quan hệ giữa các đại lượng làm việc và thời gian (hình 6.3).

Để đánh giá cường độ làm việc của cơ cấu hoặc của máy điện, người ta sử dụng tỷ số CD%,

$$CD\% = \frac{t_{lv}}{t_{ck}} \cdot 100, \quad (6.1)$$

trong đó: t_{ck} - thời gian của một chu kỳ làm việc của cơ cấu hoặc máy điện. Nó bằng thời gian làm việc t_k cộng với thời gian dừng t_d .

$$t_{ck} = t_{lv} + t_d$$

Thời gian làm việc t_{lv} bao gồm thời gian làm việc ổn định t_{od} và thời gian mở máy t_m cũng như thời gian phanh t_{ph} .

$$t_{lv} = t_{od} + t_m + t_{ph}$$

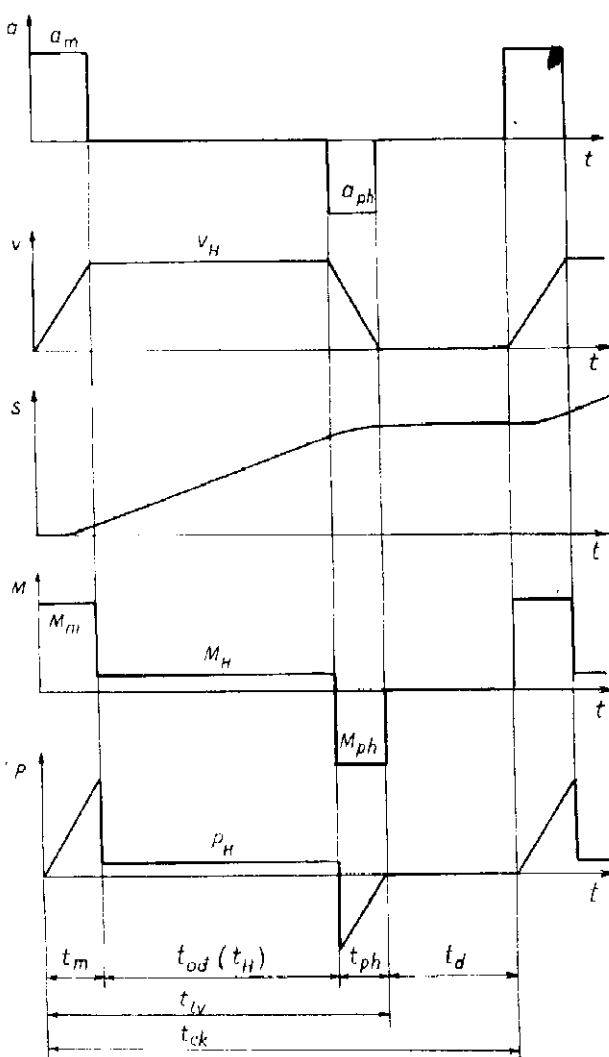
Cường độ làm việc của cơ cấu được xác định như sau:

$$CD\% = \frac{t_{od} + t_m + t_{ph}}{t_{od} + t_m + t_{ph} + t_d}$$

Cường độ làm việc của máy điện

$$CD\% = \frac{t_{od} + t_m + (t_{ph})}{t_{od} + t_m + t_{ph} + t_d} \quad (6.2)$$

khí dùng phanh cơ khí thì $(t_{ph}) = 0$.



Hình 6.3. Đường biểu diễn các thông số làm việc-thời gian của cơ cấu nâng.

§6.2. ĐỘNG CƠ VÀ CÁC PHƯƠNG PHÁP ĐIỀU KHIỂN ĐỘNG CƠ

Để làm nguồn dẫn động cho máy nâng, có thể sử dụng các dạng năng lượng khác nhau. Động cơ là một bộ phận quan trọng của bất cứ một cơ cấu công tác nào trên máy nâng. Nó biến đổi các nguồn năng lượng điện, hóa học hoặc thủy lực sang cơ năng. Có nhiều loại động cơ và phương pháp điều khiển chúng. Trong phần này chỉ đề cập đến các loại động cơ và phương pháp điều khiển được sử dụng nhiều

trên máy nâng, mà chủ yếu là ba loại: động cơ điện, động cơ đốt trong và động cơ thủy lực.

1. Động cơ điện

So với các loại động cơ khác, động cơ điện có ưu điểm là: độ tin cậy khi sử dụng và tính kinh tế cao hơn. Nó phù hợp với các dạng chất tải khác nhau, có khả năng quá tải, điều khiển tốc độ bằng thiết bị tương đối đơn giản, có thể thay đổi chiều quay.

a) Cấu tạo chung và các thông số chủ yếu của động cơ điện

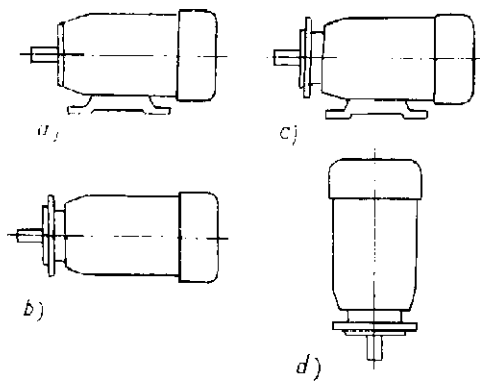
Hệ thống lưới điện được liên kết giữa các lãnh thổ với nhau và nằm trên một địa bàn rộng lớn. Hiện nay ở Châu Âu và nhiều nước khác trên thế giới (kể cả nước ta) đều sử dụng lưới điện có tần số 50Hz, trong khi đó các nước như Anh, Mỹ, Nhật sử dụng lưới điện 60Hz. Ở Nga và Mỹ còn có cả lưới điện một chiều.

Tương ứng với hai loại dòng điện một chiều và xoay chiều, có hai nhóm chính của động cơ điện là: động cơ điện một chiều và động cơ xoay chiều. Động cơ điện xoay chiều lại chia ra làm hai loại: động cơ rôto lồng sóc và động cơ rôto dây cuốn. Động cơ điện một chiều gồm ba loại: kích thích song song, kích thích nối tiếp và kích thích hỗn hợp. Các thông số đặc trưng của các loại động cơ cho trong bảng 6.1.

So với động cơ điện một chiều khi cùng công suất, thì động cơ điện xoay chiều có kích thước và trọng lượng nhỏ, giá thành thấp, cấu tạo đơn giản và độ tin cậy cao hơn, vì vậy nó được sử dụng rộng rãi. Ngược lại, động cơ điện một chiều có khả năng điều khiển cao hơn.

Để kinh tế, với động cơ có công suất càng cao thì sử dụng điện áp càng cao. Ví dụ: động cơ có công suất đến 100kW sử dụng điện áp 380V, từ 100kW đến 500kW dùng điện áp 660V, từ 500 đến 1000kW dùng điện áp 6kV, còn > 1000kW dùng đến 10kV.

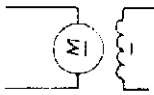
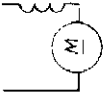
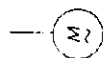
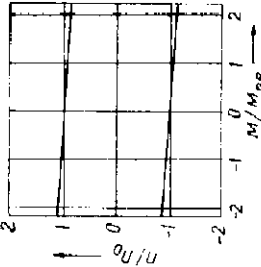
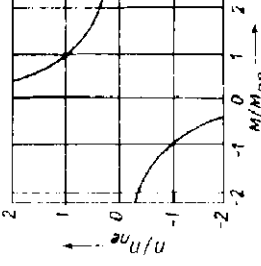
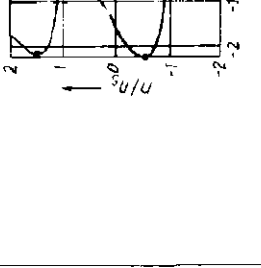
Để tiện lợi trong việc bố trí và cố định động cơ trên bộ máy, người ta chế tạo động cơ có các dạng như ở hình 6.4. Động cơ điện thường có hai đầu trục, có vỏ bảo vệ che chắn nước, vật lạ lọt vào phía trong.



Hình 6.4. Các phương án bố trí động cơ trên hệ máy:

- a) Cố định động cơ bằng chân đế;
- b) Cố định động cơ bằng mặt bích, động cơ đặt nằm ngang;
- c) Cố định bằng cả chân đế và mặt bích;
- d) Cố định động cơ bằng mặt bích, động cơ đặt đứng.

Bảng 6.1. Các đại lượng đặc trưng của động cơ điện dùng trên máy nâng chuyển

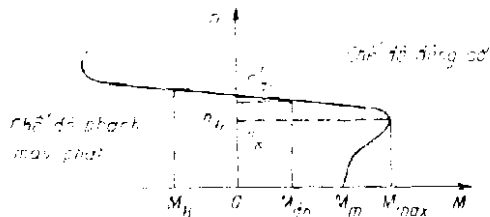
Các đại lượng	Đơn vị	Động cơ điện một chiều kích thích song song	Động cơ điện xoay chiều	
			với rôto lồng sóc	với rôto dây cuốn
Sơ đồ nối dây				
Dường đặc tính tĩnh				
Phạm vi áp dụng		Cơ cấu có chuyển động với độ chính xác cao, đời hồi có khả năng điều chỉnh	Cơ cấu di chuyển với công suất nhỏ	Sử dụng phổ biến, không đòi hỏi khoảng điều chỉnh lớn và chính xác
Điện áp Công suất Hiệu suất danh nghĩa Tốc độ quay danh nghĩa Khả năng thay đổi tốc độ Hệ số momen mở máy γ_m Hệ số momen cực đại γ_{max}	kV kW - vg/ph - -	0,11 - 0,60 0,25 - 630 0,91 - 0,96 500 - 3000 1 : 2 đến 1 : 1000 1,5 - 2,2 1,6 - 2,2	0,38 - 10 0,5 - 1500 (2500) 0,5 - 0,97 500 - 3000 1 : 2 đến 1 : 10 1,2 - 2,5 1,6 - 3,5	0,38 - 10 0,12 - 3000 0,7 - 0,97 500 - 3000 1 : 2 đến 1 : 10 đến 3,5 1,6 - 3,5

Động cơ điện xoay chiều có cấu tạo đơn giản, giá thành rẻ, được sử dụng rộng rãi trên máy nâng mà ở đó không đòi hỏi phải điều chỉnh tốc độ một cách chính xác. Các động cơ chuyên dùng trên máy nâng có khả năng quá tải cao, mômen mở máy lớn, làm việc đảm bảo trong điều kiện đóng mở máy liên tục.

Trong quá trình khởi động, mômen của động cơ lồng sóc thay đổi giá trị từ mômen mở máy M_{m0} đến giá trị mômen danh nghĩa $M_{\text{đn}}$ (hình 6.5). Để xác định thời gian khởi động, trong trường hợp này người ta dùng mômen mở máy trung bình có giá trị:

$$M_{\text{tb}} \approx (0,7 \div 0,8) M_{\text{m0}}$$

Do điện thế của lưới dao động nhiều và có thể giảm còn 85% giá trị danh nghĩa, mà mômen động cơ không đồng bộ lại tỷ lệ với bình phương điện thế, nên để cơ cấu có thể hoạt động bình thường, với động cơ lồng sóc, mômen cản của cơ cấu trên trục động cơ khi mở máy không vượt quá $0,85^2 M_m$.



Hình 6.5. Đặc tính của động cơ lồng sóc.

Trên cơ cấu nâng khi hạ vật, động cơ làm việc ở chế độ phanh máy phát. Trên hình 6.5 ta thấy trong khoảng làm việc từ $n_{\text{đn}}$ đến $n_{\text{đm}}$ tốc độ động cơ gần như không phụ thuộc tải. Vì vậy, tốc độ hạ vật với động cơ lồng sóc chỉ lớn hơn tốc độ nâng 6-8%.

Để thay đổi tốc độ động cơ lồng sóc có thể thay đổi tần số lưới điện, thay đổi điện áp, thay đổi số đôi cực v.v.

Thay đổi tần số lưới điện do giá trị thiết bị cao nên hiện chỉ áp dụng ở động cơ có công suất < 20 kW. Khoảng điều chỉnh tốc độ đạt 1:0,1 (0,025) (hình 6.6,a).

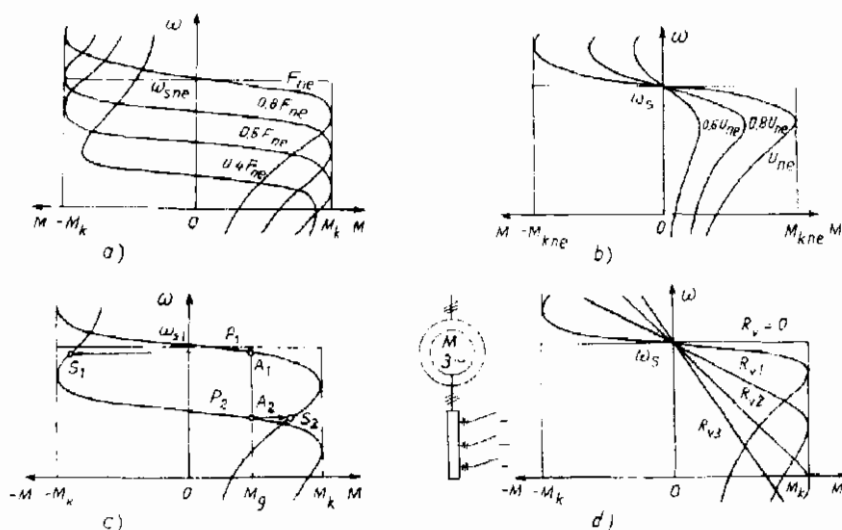
Thay đổi tốc độ bằng cách giảm điện áp vào cuộn dây kích thích. Tốc độ đồng bộ ω_s và hệ số trượt S không đổi, mômen mở máy và mômen max giảm (hình 6.6,b). Do tổn thất nhiệt cao nên phương pháp điều khiển này không được sử dụng ở máy nâng (thực tế nó chỉ được áp dụng ở trường hợp thay đổi cách đấu sao và tam giác).

Điều chỉnh tốc độ bằng cách thay đổi số đôi cực (hình 6.6,c) có thể cho 2 đến 4 cấp tốc độ. Thường gặp động cơ có 2 cấp tốc độ. Ngoài tốc độ bình thường, động cơ còn có thêm tốc độ chậm có giá trị bằng 1/2, 1/3 hoặc 1/4 tốc độ kia.

Để đưa động cơ lồng sóc vào trạng thái làm việc, người ta nối trực tiếp động cơ với lưới điện. Trong trường hợp này dòng điện mở máy lớn, gây sụt áp. Để giảm dòng mở máy và mômen mở máy, đầu tiên người ta đưa điện vào cuộn dây kích thích với điện áp nhỏ (đấu sao), sau khi động cơ đạt được tốc độ cao thì chuyển sang điện áp lớn (đấu tam giác). Mômen lớn nhất sẽ giảm còn 1/3 so với giá trị

định mức (hình 6.7.a).

Động cơ không đồng bộ kiểu dây cuộn có mạch phản ứng được nối ngắn mạch với nhau ngay sau cổ góp hoặc qua điện trở ngoài. Giá thành động cơ này thường lớn hơn 1.3 lần động cơ lồng sóc cùng loại. Đường đặc tính có thể thay đổi trong khoảng rộng và dễ thích hợp với yêu cầu làm việc. Giống như động cơ lồng sóc, động cơ dây cuộn có thể điều khiển bằng cách thay đổi tần số lưới điện, điện áp cuộn dây kích thích. Ngoài ra còn cho phép việc thực hiện điều chỉnh tốc độ bằng cách thay đổi điện trở trong mạch phản ứng, với cùng mômen thì tốc độ động cơ càng giảm (hình 6.6,d). Thay đổi tốc độ bằng cách dùng điện trở phụ nối vào mạch phản ứng như trên sẽ gây tổn thất nhiệt trên điện trở phụ rất lớn, ngoài ra động cơ làm việc bị nóng. Cũng bằng cách này có thể khởi động động cơ dây cuộn một cách êm hơn so với khi dùng động cơ lồng sóc, dòng mở máy thấp hơn. Việc thay đổi điện trở (chuyển từ đường đặc tính này



Hình 6.6. Đặc tính cơ của động cơ xoay chiều:

- a) Điều khiển tốc độ bằng thay đổi tần số; b) Điều khiển tốc độ bằng thay đổi điện áp; c) Điều khiển tốc độ bằng thay đổi số đôi cực; d) Điều khiển tốc độ bằng cách thay đổi điện trở phụ ở động cơ dây cuộn.

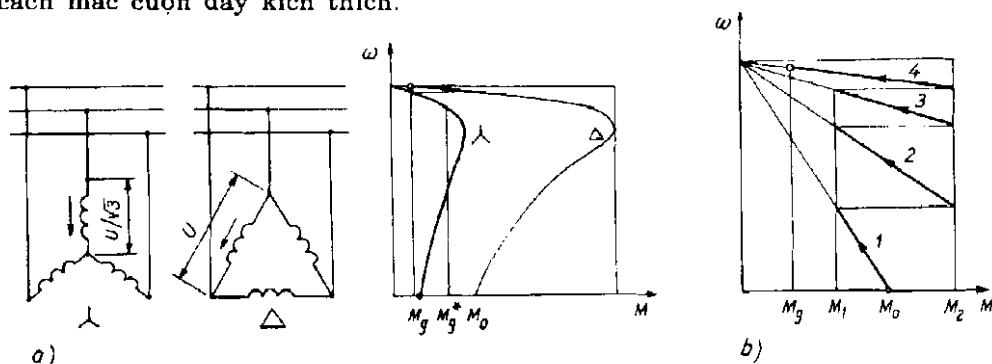
sang đường đặc tính khác) được tiến hành bằng tay hoặc tự động. Động cơ được khởi động đầu tiên theo đường đặc tính 1 (hình 6.7,b) với mômen ban đầu $M_1 \approx (1.8 \div 2.0)M_{dn}$. Sau khi đạt tốc độ n_1 tương ứng với mômen $M_1 \approx 1.2M_{dn}$, động cơ được chuyển sang đường đặc tính 2. Trên đường 2 đạt tốc độ n_2 và trên đường 3 đạt tốc độ n_3 . Thời điểm chuyển là lúc giá trị mômen giảm đến khoảng bằng M_1 . Ở tốc độ n_3 , tất cả các điện trở khởi động sẽ được cắt khỏi mạch rôto, động cơ sẽ hoạt động theo đường đặc tính tự nhiên 4, đạt tốc độ danh nghĩa n_{dn} , tương ứng mômen tải bằng M_{dn} .

Như vậy mômen mở máy trung bình của động cơ dây cuộn trong trường hợp này có giá trị

$$M_{lb} = \frac{1}{2} (M_1 + M_2).$$

Động cơ dây cuốn được dùng phổ biến nhất trên máy nâng so với các loại động cơ điện khác.

Động cơ điện một chiều được sử dụng trên các cơ cấu đòi hỏi cao về điều khiển tốc độ để đảm bảo chuyển động một cách chính xác. Điện áp của các loại động cơ này thường dùng là 24, 220 (240), 600 và 1200V. Đặc tính của động cơ phụ thuộc vào cách mắc cuộn dây kích thích.



Hình 6.7. Các đường đặc tính mô máy của động cơ dây cuốn và lồng sóc:

- a) Mô máy động cơ lồng sóc bằng cách thay đổi điện áp;
- b) Mô máy động cơ dây cuốn bằng cách thay đổi điện trở phụ.

Động cơ một chiều kích thích song song có cuộn kích thích đấu song song với mạch phân ứng. Từ trường kích thích được tạo ra là hằng số và tốc độ của động cơ gần như không phụ thuộc vào dòng của mạch phân ứng cũng như vào tải (xem hình bảng 6.1). Loại động cơ này thường dùng để dẫn động cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay cũng như ở cơ cấu nâng có yêu cầu đảm bảo tốc độ tương đối ổn định.

Động cơ kích thích nối tiếp có cuộn dây kích thích và phần ứng được đấu nối tiếp với nhau. Đường đặc tính (bảng 6.1) cho thấy tốc độ động cơ thay đổi nhiều khi tải thay đổi. Với tải nhỏ, động cơ có tốc độ cao, do đó tăng được năng suất làm việc của máy.

Động cơ kích thích hỗn hợp có đặc tính trung gian giữa kích thích nối tiếp và song song. Nó được sử dụng trong các trường hợp có yêu cầu mômen khởi động lớn và đặc tính mềm, mà ở đó không thể dùng động cơ kích thích nối tiếp. Ví dụ những máy khi làm việc có lúc mômen tải có thể gần bằng không. Khi này ở động cơ kích thích nối tiếp, tốc độ động cơ tăng vọt gấp 3 - 3,5 lần giá trị danh nghĩa.

Để điều khiển động cơ, thường dùng các phương pháp điều khiển bằng điện áp và bằng điện trở.

Điều khiển bằng điện áp của phần ứng bằng một thiết bị thích hợp, ví dụ như máy phát một chiều. Khoảng điều khiển có thể đạt lớn nhất là 1:0,02, thực tế chỉ sử dụng 1:0,5 do khả năng thoát nhiệt ở động cơ tự làm mát sẽ giảm nhiều khi tốc độ quá thấp.

Điều khiển bằng điện trở: nhờ đưa điện trở phụ vào mạch phân ứng sẽ làm điện áp giảm. Do điện trở phụ làm tăng mức độ sụt áp, nên điện áp phân ứng và cường độ dòng điện phụ thuộc nhiều vào tải. Đường đặc tính mềm hơn. Hiệu suất giảm đáng kể. Ở điện trở phụ có tổn thất nhiệt lớn.

b) Chọn động cơ điện

Loại động cơ, cấu tạo, cấp bảo vệ v.v. được chọn thích hợp theo điều kiện làm việc thực tế. Độ lớn của động cơ phải đảm bảo mômen quay lớn nhất đủ để khởi động cơ cấu với gia tốc cho trước. Động cơ không bị nóng quá giới hạn cho phép ở điều kiện làm việc xấu nhất. Công suất động cơ không được chọn quá lớn sẽ gây ra gia tốc mở máy lớn và không kinh tế.

Phần lớn động cơ được chế tạo theo hai chế độ làm việc sau: làm việc dài hạn và làm việc ngắn hạn lặp lại. Thông số cơ bản đặc trưng cho chế độ làm việc ngắn hạn lặp lại là cường độ chạy động cơ CD%. Các giá trị tiêu chuẩn của CD% quy định là 15, 25, 40, 60%. Thời gian chu kỳ làm việc của động cơ không quá 10 ph.

Với cơ cấu làm việc ở chế độ dài hạn có mômen cân tĩnh M_l là một hằng số (hình 6.8.a), ta phải chọn động cơ theo điều kiện.

$$N_{dc} \geq N_l, \quad (6.3)$$

trong đó công suất cân tĩnh

$$N_l = \frac{M_l \cdot n_{dk}}{9550}, \text{ kW}, \quad (6.4)$$

Trong công thức (6.4), M_l tính bằng Nm, n_{dk} tính bằng vg/ph. Khi tải trọng thay đổi theo chu kỳ (hình 6.8.b) và trong một chu kỳ làm việc của cơ cấu, mức độ chất tải có thể khác nhau, thì mức độ tiêu hao năng lượng ứng với mỗi mức tải M_l trong khoảng thời gian t_i sẽ khác nhau và gây phát nhiệt khác nhau đối với động cơ. Do vậy, khi tính chọn động cơ làm việc ở chế độ dài hạn có mức tải thay đổi theo chu kỳ, người ta thường sử dụng thông số mômen tương đương, có giá trị không đổi trong suốt chu kỳ làm việc, và tương đương với chế độ gia tải thực tế về mặt tiêu hao năng lượng và phát nhiệt động cơ.

Mômen tương đương trong trường hợp thời gian chu kỳ nhỏ hơn thời gian chu kỳ cho phép

$$M_{td} = \sqrt{\frac{1}{t_{ck}} \sum_{i=1}^k M_l^2 t_i} \quad (6.5)$$

với
$$t_{ck} = \sum_{i=1}^k t_i \leq 10 \text{ ph.}$$

Động cơ được chọn theo công suất tương đương

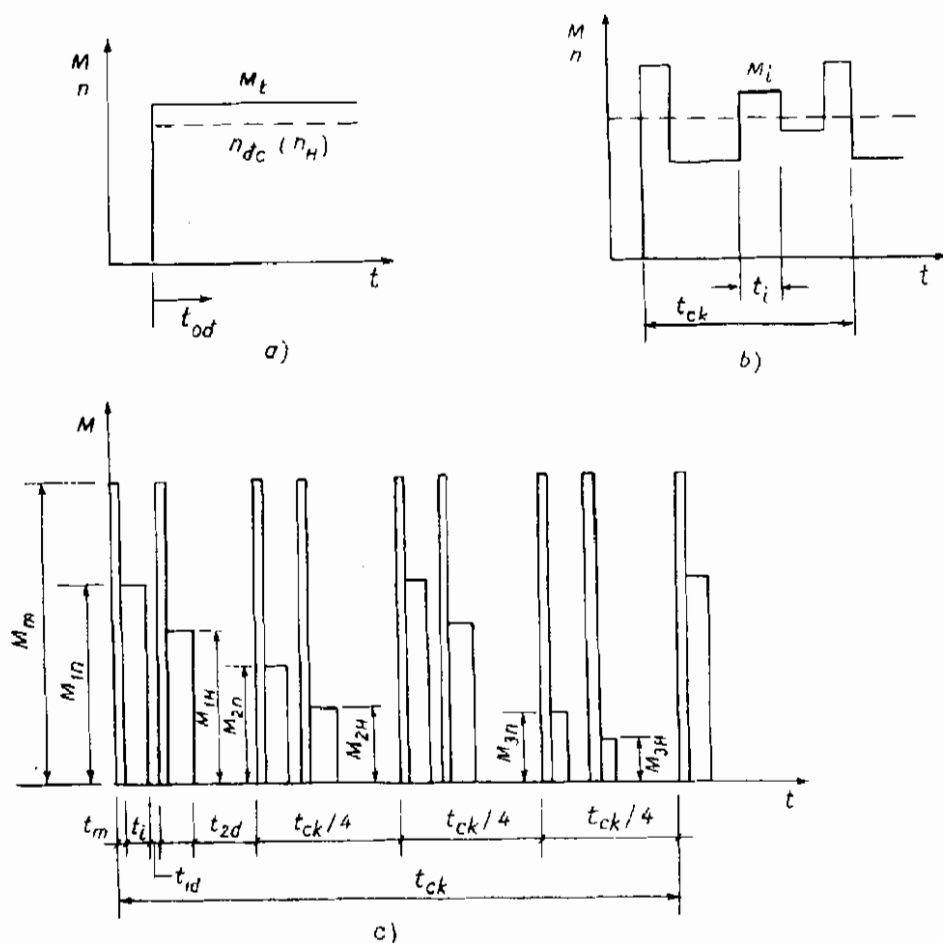
$$N_{td} = \frac{M_{td} \cdot n_{dk}}{9550}, \text{ kW}. \quad (6.6)$$

Cuối cùng cần kiểm tra khả năng quá tải của động cơ theo công thức

$$\max M \leq (0,8 \div 0,85) \psi_{\max} M_{\text{đn}} \quad (6.7)$$

trong đó: $\max M$ - mômen tải lớn nhất tác động lên đầu trục động cơ, thường được xác định ứng với mức tải lớn nhất;

$\psi_{\max}$ - hệ số mômen cực đại.



Hình 6.8. Biểu đồ chất tải động cơ dùng trên máy nâng chuyển:

- a) Chế độ dài hạn, tải không đổi; b) Chế độ dài hạn, tải thay đổi theo chu kỳ;
c) Ngắn hạn lặp lại, tải thay đổi trong một chu kỳ.

Khi cơ cấu làm việc ở chế độ ngắn hạn lặp lại, các bước chọn động cơ được tiến hành như sau

1. Chọn động cơ căn cứ vào công suất cần tính và chế độ làm việc của cơ cấu, cụ thể là cường độ sử dụng thực tế CD%. Thường chọn động cơ có công suất danh nghĩa lớn hơn hoặc bằng công suất cần tính yêu cầu. Riêng đối với cơ cấu nâng, do tải thay đổi ít khi đạt tải định mức, nên có thể chọn xấp xỉ nhỏ hơn.

Đối với cơ cấu nâng vật và nâng cần, công suất yêu cầu được xác định theo

công thức (6.4) hoặc (6.6). Ở cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay, do thành phần mômen cản động có giá trị khá lớn, nên công suất động cơ dẫn động được tính theo mômen cản tĩnh và dòng:

$$N = \frac{(M_l + M_d) \cdot n_d}{9550 \cdot (0,6 + 0,7) \cdot \eta_{\max}} \quad (6.8)$$

trong đó: M_d - mômen cản động trên trục động cơ trong thời kỳ mở máy.

Khi cường độ CD% của động cơ được chọn khác với CD% thực tế, có thể xác định công suất thực tế quy đổi về CD% của động cơ như sau

$$N_{CD} = N_x \cdot \sqrt{\frac{CD_x}{CD}} \quad (6.9)$$

trong đó: N_{CD} - công suất quy đổi về cường độ CD của động cơ;

N_x - công suất thực tế ứng với cường độ thực tế CD_x .

2. Kiểm tra động cơ sau khi chọn sơ bộ

- Kiểm tra quá tải theo công thức (6.7)

- Kiểm tra thời gian mở máy (hoặc gia tốc mở máy): thời gian mở máy được xác định với giả thiết là gia tốc mở máy là hằng số, trị số lực cản tĩnh không thay đổi trong thời gian mở máy và mômen mở máy lấy giá trị trung bình. Các công thức tính toán và phương pháp kiểm tra động cơ về mômen mở máy, nhằm đảm bảo gia tốc khởi động trong giới hạn cho phép, trình bày trong chương 7.

- Kiểm tra theo điều kiện phát nhiệt của động cơ.

Bước kiểm tra này chỉ áp dụng cho các cơ cấu làm việc với mức tải thay đổi (hình 6.8,c) và công suất động cơ khi chọn sơ bộ ở bước 1 xấp xỉ nhỏ hơn công suất yêu cầu.

Mômen tương đương (còn gọi là mômen trung bình bình phương), được xác định theo công thức

$$M_{td} = \sqrt{\frac{M_m^2 \cdot \Sigma t_m + \Sigma M_l^2 \cdot t_l}{\beta \Sigma t_m + \Sigma t_l + \beta_0 \Sigma t_d}} \quad (6.10)$$

trong đó: β - hệ số kể đến sự suy giảm điều kiện làm mát khi mở máy và phanh

$$\beta = \frac{1 + \beta_0}{2}$$

β_0 - hệ số kể đến ảnh hưởng của điều kiện làm mát. $\beta_0 = 0,25 + 0,35$ cho động cơ để hở và động cơ có vỏ bảo vệ với quạt gió trên trục;

$\beta_0 = 0,3 + 0,55$ cho động cơ với vỏ có gân thoát nhiệt, thổi gió từ ngoài;

$\beta_0 = 0,7 + 0,98$ cho động cơ để kín;

M_m - mômen mở máy trung bình của động cơ;

Σt_m - tổng thời gian mở máy cơ cấu với các mức tải khác nhau;

Σt_d - tổng thời gian dừng máy;

M_p, t_p - các mức mômen cân tĩnh và thời gian chuyển động ổn định với các mức tải này.

Trong phép tính này, cũng như trong tính toán quá trình mở máy nói chung, mômen mở máy trung bình được lấy theo (6.11).

$$M_m = \psi_{tb} M_{dn} \quad (6.11)$$

trong đó: ψ_{tb} - hệ số quá tải mở máy trung bình;

M_{dn} - mômen danh nghĩa của động cơ.

Cũng có thể dùng các giá trị mômen mở máy trung bình M_m cho ở bảng 6.2.

Công suất tương đương (công suất trung bình bình phương) trong thời gian một chu kỳ, có tính cả thời gian mở máy được tính theo (6.6).

Công suất tương đương ứng với cường độ tiêu chuẩn tính theo (6.9).

Công suất tương đương phải đảm bảo nhỏ hơn hoặc bằng công suất động cơ đã chọn sơ bộ ở bước 1.

Bảng 6.2. Mômen mở máy trung bình của động cơ

Loại động cơ điện	M_m
Động cơ ba pha dây cuộn	$(1,5 - 1,6)M_{dn}$
Động cơ ba pha lồng sóc	$(0,7 - 0,8)M_{max}$
Động cơ một chiều kích thích song song	$(1,7 - 1,8)M_{dn}$
Động cơ một chiều kích thích nối tiếp	$(1,8 - 2,0)M_{dn}$
Động cơ một chiều kích thích hỗn hợp	$(1,8 - 1,9)M_{dn}$

2. Động cơ đốt trong

Động cơ đốt trong có nhiệm vụ chuyển năng lượng nhiệt nhờ đốt cháy nhiên liệu sang cơ năng. Nó hoạt động không phụ thuộc vào nguồn cung cấp năng lượng từ bên ngoài nên là nguồn động lực chủ yếu cho các loại cần trục hoạt động ở những nơi xa lưới điện, có yêu cầu di động cao và phạm vi hoạt động lớn. Ví dụ: cần trục bánh lốp, cần trục bánh xích, cần trục ô tô... Động cơ đốt trong bao gồm hai loại: động cơ diesel và động cơ xăng. Sự khác biệt giữa hai loại động cơ này là tỷ số nén ϵ , cách hòa trộn hỗn hợp khí - nhiên liệu và cách đánh lửa. Các thông số cơ bản của động cơ đốt trong cho trong bảng 6.3.

Qua bảng chúng ta thấy động cơ diesel làm việc bằng nhiên liệu rẻ hơn, lượng tiêu hao nhiên liệu ít hơn so với động cơ xăng nên được dùng nhiều hơn, mặc dù nặng và giá thành cao hơn. Lĩnh vực áp dụng chủ yếu của động cơ diesel là ở các máy có công suất cao và hệ số sử dụng trong năm cao.

Bảng 6.3. Các thông số cơ bản của động cơ đốt trong

Thông số	Đơn vị	Động cơ xăng	Động cơ diesel
Động cơ			
- Hệ số nén	-	6 - 11	(12) 16 - 24
- Tốc độ quay trục khuỷu	vg/ph	3500 - 8000	1200 - 5000
- Tốc độ quay khi khởi động	vg/ph	40 - 80	(60) 100 - 200
- Hiệu suất	-	0,18 - 0,33	0,35 - 0,45
- Mức tiêu hao nhiên liệu	g/kWh	315 - 550	210 - 285
- Nhiệt độ khí xả	°C	800	550
- Tỷ số công suất và khối lượng máy	kg/kW	13 - 6,0	2,5 - 11
Nhiên liệu			
- Vùng nhiệt độ sôi	°C	40 - 200	170 - 350
- Khối lượng riêng	g/cm ³	0,72 - 0,74	0,82 - 0,84
- Nhiệt độ đông đặc	°C	-3,0 - -5,0	-10 - -30
- Chỉ số octan (ROZ)		89 - 98	-
- Chỉ số cetan (Caz)		-	45 - 60

So với động cơ điện thì động cơ đốt trong có một số ưu điểm như: khối lượng không lớn, phạm vi điều chỉnh tốc độ khá rộng (2-2,5 lần), không phụ thuộc vào việc cấp năng lượng từ bên ngoài. Nhược điểm là: không thể đảo chiều quay trực tiếp, không có khả năng quá tải nên không thể khởi động động cơ khi có tải. Động cơ đốt trong còn đòi hỏi cao về chất lượng nhiên liệu và chi phí kỹ thuật cho quá trình vận hành.

Để chọn động cơ đốt trong cho máy nâng, cần căn cứ vào dạng kết cấu, cách làm mát và công suất của động cơ. Nếu tại một chỗ mà sử dụng nhiều máy cùng làm việc thì nên thống nhất chọn một loại động cơ để giảm chi phí vận hành máy. Các động cơ đốt trong có công suất đến 250 kW thường được chế tạo từ 4 đến 12 xylanh, làm mát bằng nước, một số có thể làm mát bằng không khí. Công suất danh nghĩa của động cơ được xác định từ công suất cần thiết để dẫn động các cơ cấu trên máy và hiệu suất của hệ thống truyền động. Khi này cần phải khẳng định sự làm việc phối hợp giữa các cơ cấu của máy (làm việc đồng thời giữa 2 đến 3 cơ cấu một lúc) dẫn đến công suất tiêu hao sẽ lớn hơn so với từng cơ cấu làm việc riêng lẻ. Để đảm bảo khả năng làm việc khi mòn, chỉ nên tính với số vòng quay bằng 0,7-0,8, mômen và công suất bằng 0,65-0,75 giá trị lớn nhất của động cơ đã cho theo đường đặc tính của nó. Khi chọn động cơ, cần chú ý sao cho phù hợp với điều kiện làm việc thực tế như: điều kiện môi trường (nhiệt độ, độ ẩm, khả năng nạp khí, khả năng thoát khí thải), khả năng bố trí động cơ trên máy. Cần thiết kế hệ thống sản đỡ động cơ phù hợp, tránh rung động khi động cơ làm việc. Có thể dùng các đệm đàn hồi bằng cao su. Để tránh gây công hưởng, ở động cơ có tốc độ cao, tần số dao động riêng của cả hệ thống phải nhỏ hơn 1/2 tần số kích thích. Các động cơ có tốc độ thấp thì tần số dao động của hệ thống có thể cao hơn tần số kích thích.

Sau khi chọn động cơ, cần thiết chọn và thiết kế hệ thống điều khiển, các thiết bị phụ như: bộ lọc, thiết bị thông khí xả, đường làm mát v.v.

Trong các máy nâng dẫn động bằng động cơ đốt trong, bộ phận truyền động cơ khí thường khá phức tạp vì phải có đủ các bộ ly hợp, đảo chiều quay và truyền động đến từng cơ cấu của máy. Để tránh tất máy khi quá tải và cải thiện đường đặc tính động cơ, trục động cơ được nối với cơ cấu truyền động thông qua khớp nối thủy lực hoặc biến tốc thủy lực. Nhờ bộ biến tốc thủy lực có thể điều chỉnh vô cấp tốc độ quay, bảo vệ được động cơ khi quá tải và giảm được tải trọng động cho cơ cấu.

3. Bơm và động cơ thủy lực

Trong truyền động thủy lực, năng lượng được truyền từ bơm sang động cơ thủy lực nhờ dòng chất lỏng. Hình 6.1 cho thấy nguyên tắc cơ bản của truyền động thủy lực. Một động cơ dẫn động thiết bị tạo ra chất lỏng có áp suất, thiết bị đó gọi là bơm. Chất lỏng được dẫn qua các đường ống đến động cơ và ở đây, năng lượng được chuyển thành cơ năng cho các bộ phận công tác hoạt động. Truyền động thủy lực có nhiều ưu điểm nên ngày càng được sử dụng rộng rãi. Các ưu điểm chính là: có thể tạo ra và truyền được lực và công suất lớn, trong khi đó khối lượng và thể tích lại tương đối nhỏ. Có thể điều chỉnh vô cấp và ổn tốc độ chuyển động của bộ phận công tác trong phạm vi rộng. Để bảo vệ khi quá tải, tương đối dễ thực hiện tự động hóa điều khiển cơ cấu. Một ưu điểm nổi bật nữa là dễ dàng bố trí thiết bị trên máy. Nhược điểm của truyền động thủy lực là hiệu suất chung của hệ thống tương đối thấp, dễ gây nguy hiểm khi sử dụng dầu thủy lực có khả năng bắt lửa.

Áp lực làm việc danh nghĩa của các thiết bị trong hệ thống truyền động thủy lực trên máy nâng là 16, (20), (25) và 32 MPa. Áp lực làm việc lớn nhất có thể được trong một thời gian ngắn tăng 10-25% so với áp lực làm việc danh nghĩa.

a) Bơm và động cơ thủy lực

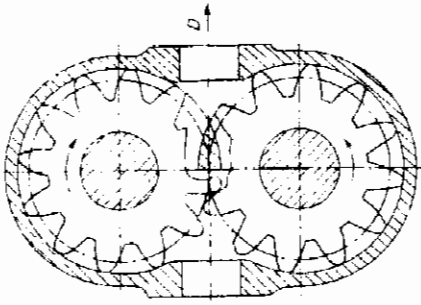
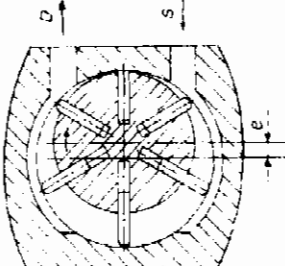
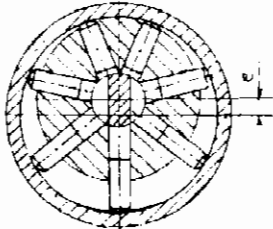
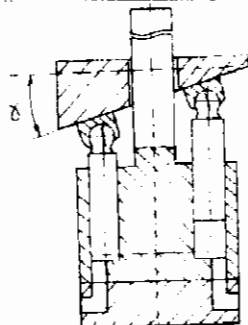
Máy thủy lực (bao gồm bơm và động cơ) làm việc theo nguyên tắc choán chỗ. Các chi tiết choán chỗ cùng với chất lỏng đặc biệt (thường là dầu thủy lực) làm tăng hoặc giảm thể tích một cách có chu kỳ các khoang kín. Các khoang này được nối với nhau bằng các đường ống có áp và đường ống áp thấp (đường hồi). Cả bơm và động cơ thủy lực đều có nguyên lý làm việc giống nhau.

Bảng 6.4 cho biết các thông số làm việc đặc trưng của các máy thủy lực.

Thể tích choán chỗ là một thông số đặc trưng cho độ lớn của máy. Nó là thể tích lý thuyết của lượng chất lỏng được điền đầy tương ứng với một vòng quay của máy. Đại lượng này là hằng số hoặc có thể điều chỉnh được trong một phạm vi nào đó.

Bơm bánh răng tạo ra dòng chất lỏng có áp suất nhờ hai bánh răng ăn khớp với nhau, một trong chúng là bánh răng chủ động. Trong khoang hút S, các hốc

Bảng 6.4. Các thông số cơ bản của máy thủy lực

Các loại máy thủy lực		Máy thủy lực kiểu bánh răng	Máy thủy lực kiểu cánh gạt	Máy thủy lực kiểu piston hướng kính	Máy thủy lực kiểu piston hướng trục	
Hình vẽ mô tả nguyên lý làm việc						
Các thông số cơ bản		Đơn vị				
- Thể tích choán chỗ		cm ³				
- Áp lực danh nghĩa		MPa				
- Áp lực cực đại		MPa				
- Tốc độ quay danh nghĩa		vg/ph				
- Hiệu suất cực đại						
			hằng số 12-250 (320) ⁽¹⁾	hằng số hoặc điều chỉnh được 5-160	điều chỉnh được 5-160	điều chỉnh được 25-800
			6,3-16 (25) 20 500-3500	10-16 (20) 20-25 960-3000 0,8-0,93	16-32 32 (25) ⁽¹⁾ 960-3000 0,8-0,92	16-32 (40) 40-48 750-3000 0,8-0,92

(1) dòng cơ

giữa các răng được điền đầy bằng dầu. Sau một vòng quay thì dầu từ các hốc này được đẩy sang ngăn nén. Thể tích điền đầy ở đây luôn là một hằng số. Để hạn chế lượng tổn thất rò rỉ cần phải giảm khe hở giữa mặt bên của bánh răng và vỏ bơm. Máy thủy lực kiểu bánh răng có cấu tạo đơn giản, giá thành thấp. Nhược điểm là làm việc ồn. Động cơ thủy lực kiểu bánh răng có các ổ đỡ là ổ trượt, điều khiển cho cả hai chiều quay.

Ở các bơm kiểu cánh quét thì các ngăn chứa được tạo ra bởi các cánh quét được bố trí hướng kính, luôn ép lên bề mặt trong của vỏ máy nhờ lực ly tâm và áp lực dầu. Dầu được hút vào và thoát ra nhờ các rãnh ở mặt bên phía trong vỏ máy. Bằng cách thay đổi khoảng lệch tâm của rôto, có thể thay đổi được thể tích choán chỗ của bơm. Bơm kiểu cánh quét làm việc đỡ ồn hơn bơm bánh răng.

Máy thủy lực kiểu pittông gồm hai loại: hướng kính và hướng trục. Ở bơm kiểu pittông, các chuyển động trượt của các pittông trong xy lanh được thực hiện nhờ chuyển động quay của một rôto. Nhờ vậy các pittông này hút dầu vào và ép đẩy chúng vào đường ống.

Điều chỉnh thể tích choán chỗ bằng cách thay đổi khoảng lệch tâm e ở máy thủy lực kiểu pittông hướng kính hoặc thay đổi góc lệch α của đĩa nghiêng ở máy thủy lực kiểu pittông hướng trục.

Các động cơ kiểu pittông hướng kính thường có số vòng quay rất thấp và mômen lớn rất thích hợp cho dẫn động trực tiếp các bộ phận công tác mà không cần thông qua hệ thống truyền động cơ khí. Tốc độ thấp nhất có thể đạt 1-5 vg/ph.

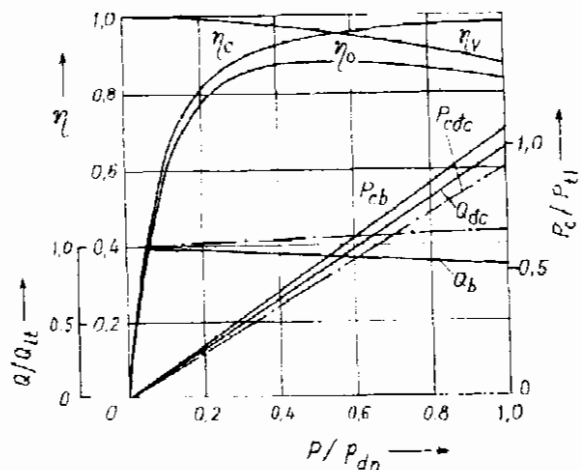
b) Đường đặc tính và sơ đồ điều khiển của máy thủy lực

Trong quá trình biến đổi năng lượng, trong máy thủy lực có hai loại tổn thất: tổn thất thể tích do rò rỉ và tổn thất cơ do ma sát cơ học và ma sát thủy lực. Đại lượng đặc trưng cho các tổn thất này là hiệu suất thể tích η_v và hiệu suất cơ η_c . Áp suất càng cao thì η_v càng giảm, ngược lại hiệu suất cơ lại tăng do một phần của tổn thất này không phụ thuộc vào áp suất.

Hiệu suất chung của máy thủy lực

$$\eta_o = \eta_v \cdot \eta_c \quad (6.12)$$

Hình 6.9 mô tả các đường đặc tính của máy thủy lực khi thể tích choán chỗ V , tốc độ quay n và nhiệt độ không đổi. Trong đồ thị, trục hoành biểu thị tỷ số giữa áp suất làm việc và áp suất danh nghĩa p/p_{dn} . Trục tung là tỷ số giữa công



Hình 6.9. Đường đặc tính của máy thủy lực.

suất cơ P_c và công suất thủy lực P_{tl} . Các ký hiệu khác theo bảng 6.5

Các phương trình biểu diễn mối quan hệ giữa các đại lượng của máy thủy lực được cho trong bảng 6.5

Bảng 6.5. Các thông số làm việc của máy thủy lực

Các đại lượng	Bơm	Động cơ
Lưu lượng bơm hoặc lượng chất lỏng tiêu thụ lý thuyết	$Q_t = V_o n_b$	$Q_{dt} = V_{dc} \cdot n_{dc}$
Lưu lượng bơm hoặc lượng chất lỏng tiêu thụ thực tế	$Q_p = Q_{lt} \eta_v$	$Q_{dc} = Q_{dt} / \eta_v$
Công suất thủy lực (cho hoặc tiêu tốn)	$P_{tc} = Q_p \Delta P$	$P_{dc} = Q_{dc} \Delta P$
Công suất cơ (tiêu tốn hoặc cho)	$P_{cb} = P_{tc} / \eta_c$ $= Q_p \Delta P / \eta_c$ $= \frac{V_o n_b \Delta P}{\eta_c}$	$P_{cdc} = P_{dc} \cdot \eta_o$ $= Q_{dc} \Delta P \eta_o$ $= V_{dc} n_{dc} \Delta P \eta_o$
Mômen (tiêu tốn hoặc cho)	$M_b = \frac{Q_o \Delta P}{2\pi n_b \eta_c}$ $= \frac{V_o \Delta P}{2\pi \eta_c}$	$M_{dc} = \frac{Q_{dc} \Delta P \eta_o}{2\pi n_{dc}}$ $= \frac{V_{dc} \Delta P \eta_o}{2\pi}$

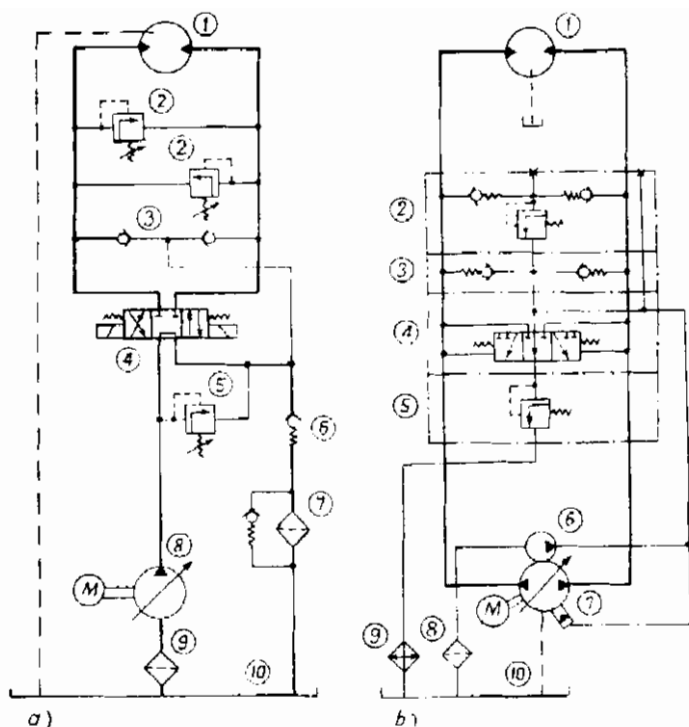
$V_{b,dc}$ - thể tích choán chỗ; ΔP - hiệu áp lực giữa dầu vào và dầu ra
 $n_{b,dc}$ - tốc độ quay của máy thủy lực.

Quan hệ giữa tốc độ quay của bơm và động cơ trong một hệ thống truyền động thủy lực nếu kể đến tổn thất thể tích sẽ là:

$$n_{dc} = \eta_{vb} \cdot \eta_{vdc} \cdot \frac{V_b}{V_{dc}} \cdot n_b \tag{6.13}$$

Qua đây ta thấy có thể điều khiển tốc độ động cơ bằng cách thay đổi tốc độ quay của bơm n_b , thay đổi thể tích choán chỗ V_b của bơm, V_{dc} của động cơ riêng rẽ hoặc đồng thời một lúc.

Hình 6.10 cho sơ đồ điều khiển của hệ thống truyền động thủy lực. Sơ đồ mạch hở hình 6.10.a có bơm 8 làm việc theo một chiều không đổi. Chiều chuyển động của động cơ được điều khiển nhờ van 4. Dầu từ động cơ được hồi trở lại bể chứa 10. Trong sơ đồ mạch kín (hình 6.10.b), đường vào và đường ra của bơm và động cơ được nối với nhau trực tiếp. Bơm phải làm việc theo cả hai chiều. Để bù lượng dầu bị rò rỉ và làm sạch dầu, người ta dùng bơm phụ 6 để thường xuyên bổ sung và rửa cặn dầu. Trong mạch bơm bổ sung này người ta bố trí thêm bộ làm mát 9. Bể chứa 10 chỉ cần dung tích nhỏ. Mạch hở được áp dụng nhiều hơn.



Hình 6.10. Sơ đồ điều khiển của hệ thống truyền động thủy lực:

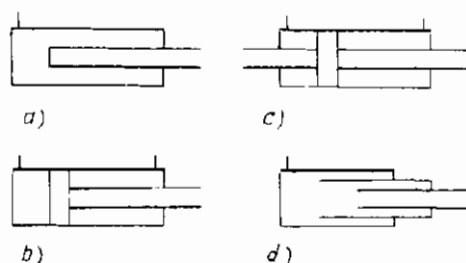
- a) Mạch hồ: 1- động cơ thủy lực; 2- van an toàn; 3- van một chiều; 4- van điều khiển chiều quay của động cơ; 5- van hạn chế áp lực; 6- van một chiều; 7- bộ lọc đường hồi; 8- bơm; 9- bộ lọc đường hút; 10- bể chứa dầu
- b) Mạch kin: 1- động cơ thủy lực; 2- van hạn chế áp lực; 3- van một chiều; 4- van điều khiển cho mạch bổ sung dầu; 5- van hạn chế áp lực cho mạch bổ sung dầu; 6- bơm phụ; 7- bơm chính; 8- bộ lọc; 9- bộ làm mát; 10- bể chứa dầu.

c) Xylanh công tác

Một ưu điểm quan trọng của truyền động thủy lực là có hai loại động cơ: động cơ với chuyển động quay tròn và động cơ với chuyển động tịnh tiến (xylanh công tác). Xylanh công tác tạo ra lực lớn, tốc độ chuyển động thấp. Cấu tạo của xylanh công tác bao gồm xylanh và pittông chuyển động. Có nhiều phương án kết cấu khác nhau (hình 6.11).

Hiệu suất thủy lực η_o ở xylanh công tác do $\eta_v \approx 1$ nên $\eta_o = \eta_c$. Lực trên cần đẩy pittông (cần pittông) F' ở loại pittông ngắn tác động hai chiều được xác định theo (6.14) và (6.15)

Chiều đẩy ra có



Hình 6.11. Xylanh công tác:

- a) Pittông dài, tác động một chiều; b) Pittông ngắn tác động hai chiều, có một cần pittông; c) Pittông ngắn tác động hai chiều, có hai cần pittông hai phía; d) Pittông nhiều tầng, tác động một chiều.

$$F = F_{11} \eta_c = (p_1 A_1 - p_2 A_2) \eta_c = A_1 (p_1 - \frac{p_2}{\psi}) \eta_c, \quad (6.14)$$

trong đó: $\psi = \frac{A_1}{A_2}$ - tỷ số diện tích bề mặt của pittông ở hai phía.

Chiều co lại có

$$F = F_{11} \eta_c = (p_2 A_2 - p_1 A_1) \eta_c = A_1 (\frac{p_2}{\psi} - p_1) \eta_c. \quad (6.15)$$

Nếu cho trước lực ở cần đẩy pittông F , có thể xác định được áp lực làm việc.

Chiều đẩy ra có

$$p = \frac{1}{A_1} (\frac{F}{\eta_c} + p_2 A_2) = \frac{F}{A_1 \eta_c} + \frac{p_2}{\psi}. \quad (6.16)$$

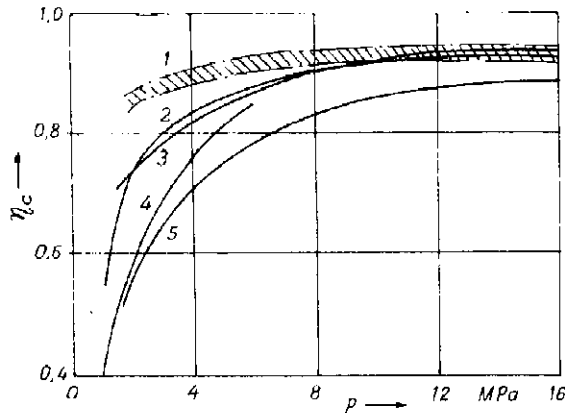
Chiều co lại có

$$p = \frac{1}{A_2} (\frac{F}{\eta_c} + p_1 A_1) = \frac{F}{A_2 \eta_c} + p_1 \psi. \quad (6.17)$$

Ở xylanh nhiều tầng, do diện tích mặt pittông khác nhau nên khi cùng áp suất p , sẽ có lực trên tay đẩy là khác nhau ứng với từng tầng làm việc.

Hiệu suất cơ của xylanh công tác thay đổi theo áp lực p và kết cấu của pittông (hình 6.12).

Áp lực làm việc và tốc độ ở từng tầng pittông sẽ là:



Hình 6.12. Hiệu suất cơ của xylanh công tác:

- 1- xylanh nhiều tầng; 2- xylanh với pittông dài;
- 3- xylanh với pittông ngắn, tác động một chiều đẩy ra;
- 4- xylanh với pittông ngắn, tác động hai chiều;
- 5- xylanh với pittông ngắn, tác động một chiều co vào.

$$p_i = \frac{F}{A_i \eta_c} ; V_i = \frac{Q}{A_i}. \quad (6.18)$$

Tỷ số áp lực giữa các tầng với nhau khi lực F không đổi

$$(\frac{p_{i+1}}{p_i})_{F=\text{const}} = (\frac{V_{i+1}}{V_i})_{Q=\text{const}} = \frac{A_i}{A_{i+1}} \quad (6.19)$$

Các pittông chỉ chịu lực dọc trục, vì vậy khi tính bền, cần kiểm tra ổn định khi chịu nén. Hình 6.13 là dạng mất ổn định khi chịu nén của pittông tương ứng với

các cách cố định xy lanh khác nhau.

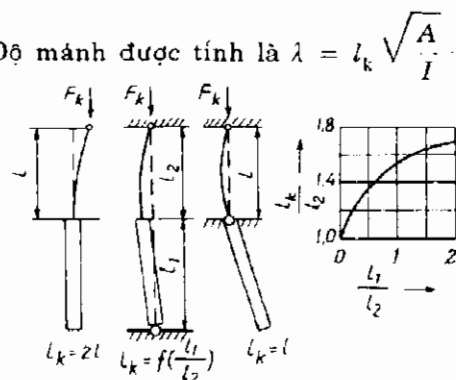
Coi ống xy lanh là tuyệt đối cứng. Độ mảnh được tính là $\lambda = l_k \sqrt{\frac{A}{I}}$.

A - diện tích mặt cắt ngang;

I - mômen quán tính mặt cắt ngang của cán pittông.

Khi $\lambda > 90$ (độ mảnh giới hạn) thì lực tới hạn

$$F_k = \frac{\pi^2 EI}{l_k^2} = \frac{\pi^2 EA}{\lambda^2}$$



Hình 6.13. Các trường hợp mất ổn định thường gặp của cán pittông.

Khi $\lambda \leq 90$ thì lực tới hạn

$$F_k = A (335 - 0,62\lambda), \quad (6.20)$$

F_k được tính, N; A , mm².

Lực lớn nhất cho phép tác dụng lên cán pittông được xác định từ lực tới hạn F_k với hệ số an toàn $k = 2$.

CƠ SỞ TÍNH TOÁN CÁC CƠ CẤU CÔNG TÁC

§7.1. ĐẶC TRƯNG ĐỘNG HỌC CỦA MỘT CƠ CẤU

Khi thiết kế một cơ cấu máy nâng cần tiến hành qua nhiều bước. Trước tiên là xây dựng, lựa chọn một trong nhiều phương án về kết cấu. Tiếp theo là chọn loại và kích thước của các chi tiết và cụm chi tiết theo tiêu chuẩn hoặc theo dẫy. Sau khi tính toán kết cấu cần tiến hành kiểm tra đặc tính của cơ cấu ở các trạng thái làm việc quan trọng theo các quy định chung. Cuối cùng tính và kiểm tra độ bền các chi tiết.

1. Mômen quán tính quy dẫn

Để tiến hành các bước tính toán ở trên, cần phải xác định các tải trọng tác dụng lên cơ cấu. Tải trọng lớn nhất tác dụng lên cơ cấu máy nâng xuất hiện trong thời kỳ làm việc không ổn định (mở máy hoặc phanh). Các máy nâng làm việc theo chế độ ngắn hạn lặp lại, có nghĩa là đóng mở máy thường xuyên. Ở thời kỳ này ngoài các tải trọng tĩnh còn có tải trọng động phát sinh trong cơ cấu.

Các tải trọng tĩnh mà cụ thể là các mômen cần tính trong cơ cấu được xác định từ các ngoại lực. Để xác định các mômen động xuất hiện trong thời kỳ chuyển động không ổn định cần phải thiết lập các sơ đồ tính động lực học máy, sau đó lập và giải phương trình của hệ thống.

Một cơ cấu hoạt động cùng với kết cấu kim loại của máy có thể coi như một hệ gồm nhiều khối lượng được liên kết với nhau bởi các khâu đàn hồi. Ví dụ có thể xem vật nâng, xe lăn, rôto động cơ điện, bánh xe, lá các khối lượng tập trung còn các liên kết đàn hồi là trục, dây cáp, các thanh dầm v.v.. Trong trường hợp này sẽ xuất hiện các dao động đàn hồi tương đối giữa các khối lượng với nhau, khi này sẽ xuất hiện tải trọng động và người ta gọi chúng là tải trọng động đàn hồi. Đặc tính dao động và đường biểu diễn sự thay đổi giữa các tải trọng đàn hồi theo thời gian chịu ảnh hưởng rất lớn của ngoại tải cũng như cách thức điều khiển động cơ dẫn động cơ cấu. Trong tính toán các cơ cấu máy, để đơn giản, hiện nay người ta sử dụng sơ đồ tính đơn giản nhất là sơ đồ một khối lượng chịu tác động của tải trọng bên ngoài. Trong sơ đồ không tính đến các chuyển vị đàn hồi tương đối giữa các bộ phận với nhau. Với sơ đồ này cho phép xác định được quy luật chuyển động của tâm khối lượng của cơ cấu. Tải trọng động được xác định không tính đến độ đàn

hồi của các bộ phận cơ cấu được gọi là tải trọng động quán tính. Khi khảo sát sơ đồ một khối lượng, các khối lượng tham gia chuyển động tịnh tiến và các khối lượng tham gia chuyển động quay trong cơ cấu được thay thế bằng một khối lượng quy dẫn. Cơ sở của việc quy dẫn này là động năng của cơ cấu và động năng của hệ quy dẫn, có tính đến tổn thất do lực ma sát thông qua đại lượng hiệu suất, tương đương bằng nhau.

Giả sử cần xác định mômen quán tính quy dẫn về trục động cơ trong quá trình mở máy cơ cấu nâng (hình 7.1), phương trình cơ bản cân bằng năng lượng sẽ là:

$$E_o = J_o \frac{\dot{\varphi}^2}{2} = \sum_{i=1}^k E_{Ji} + \sum_{u=1}^w E_{mu}$$

Từ phương trình trên có mômen quán tính quy dẫn quy về trục quay nhanh 1 (trục động cơ)

$$J_o = J_1 + \sum_{i=2}^k J_i \left(\frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_1} \right)^2 \eta_{i,1}^{\pm 1} + \sum_{u=1}^w m_u \left(\frac{\dot{x}_u}{\dot{\varphi}_1} \right)^2 \eta_{u,1}^{\pm 1}$$

$$\text{với } \frac{\dot{\varphi}_i}{\dot{\varphi}_1} = i_{i,1} = \prod_{j=1}^{i-1} i_{j,j+1}$$

$$\eta_{i,1} = \prod_{j=1}^{i-1} \eta_{j,j+1}, \quad \eta_{u,1} = \prod_{j=1}^{u-1} \eta_{j,j+1}; \quad (7.1)$$

trong đó: J_1, J_i - mômen quán tính của các tiết máy quay trên trục 1 hoặc trục i ;

$\dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_i$ - tốc độ góc của trục 1 hoặc trục i ;

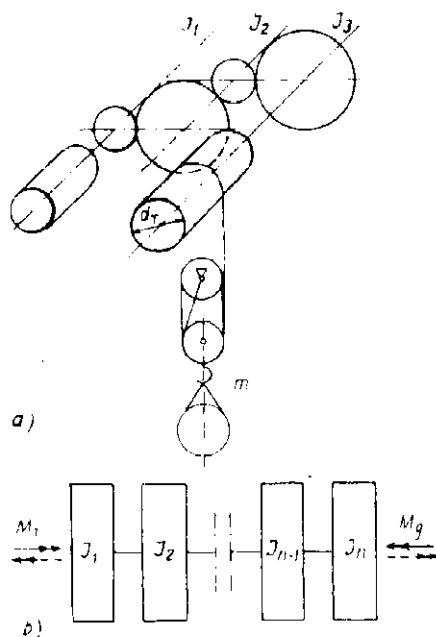
$i_{j,j+1}$ - tỷ số truyền giữa trục j và trục $j + 1$;

k - tổng số trục trong hệ thống;

m_u - khối lượng chuyển động tịnh tiến thứ u ;

$\dot{x}_u$ - tốc độ chuyển động của khối lượng u ;

w - tổng số các khối lượng chuyển động tịnh tiến trong hệ thống.



Hình 7.1. Sơ đồ cơ cấu nâng:

- a) Các khối lượng phân bố trên các trục;
b) Quy dẫn khối lượng về trục động cơ.

Dấu của mô hiệu suất sẽ là

dương khi $M_1 \cdot \varphi_1 < 0$.

âm khi $M_1 \cdot \varphi_1 > 0$.

Mômen quán tính quy dẫn quy về trục I cơ cấu nâng trên hình 7.1 sẽ là:

khi mở máy nâng vật

$$J_o = J_{q1} + m \frac{d_1^2}{4} \cdot \frac{1}{i_o^2 \cdot \eta_o}$$

$$\text{trong đó: } J_{q1} = J_1 + J_2 \frac{1}{i_{1,2}^2 \cdot \eta_{1,2}} + J_3 \frac{1}{i_{1,2}^2 \cdot i_{2,3}^2 \cdot \eta_{1,2} \cdot \eta_{2,3}}$$

$$i_o = i_{1,2} \cdot i_{2,3} \cdot \alpha = i_g \cdot \alpha$$

$$\eta_o = \eta_{1,2} \cdot \eta_{2,3} \cdot \eta_1 \cdot \eta_p = \eta_g \cdot \eta_1 \cdot \eta_p$$

Phanh khi hạ vật

$$\bar{J}_o = \bar{J}_{q1} + m \frac{d_1^2}{4} \cdot \frac{\eta_o}{i_o^2}$$

$$\text{Với } \bar{J}_{q1} = J_1 + J_2 \frac{\eta_{1,2}}{i_{1,2}^2} + J_3 \frac{\eta_{1,2} \cdot \eta_{2,3}}{i_{1,2}^2 \cdot i_{2,3}^2}; \quad (7.2)$$

trong đó: i_g, η_g - tỷ số truyền và hiệu suất truyền động của hộp giảm tốc;

d_1, η_1 - đường kính, hiệu suất tang;

α, η_p - bội suất palang cáp và hiệu suất của nó;

$J_{q1}, \bar{J}_{q1}$ - mômen quán tính quy dẫn các khối lượng quay của hệ thống quy về trục I , thời kỳ mở máy hoặc phanh.

Trong J_1 tính cả mômen quán tính của rôto động cơ điện. Ngoài ra để giảm bớt khối lượng tính toán, thường khi tính mômen quán tính quy dẫn các khối lượng quay người ta chỉ tính J_1 rồi nhân với hệ số $\alpha = 1,1 \div 1,3$ để tính đến quán tính các khối lượng quay đặt sau trục I . Giá trị α tăng khi tỷ số truyền chung giảm.

$$J_{q1} \approx \bar{J}_{q1} \approx J_1 \cdot \alpha \quad (7.3)$$

Trong các số tay và katalô, nhiều khi người ta không cho giá trị mômen quán tính J mà cho giá trị mômen đà (mômen vôlăng) của các tiết máy quay, ký hiệu là GD^2 , N.m². Quan hệ giữa hai đại lượng này là

$$J = \frac{GD^2}{4g} \quad (7.4)$$

trong đó: G - trọng lượng, N;

D - đường kính quán tính của vật quay, m;

g - gia tốc trọng trường, m/s².

Để thuận tiện tính toán, ta có thể dùng đại lượng mômen đà quy dẫn về trục l suy ra từ các quan hệ (7.2), (7.3) và (7.4):

$$GD^2 = \alpha \cdot \Sigma(GD^2)_i + \frac{Q \cdot d_i^2}{i_0^2 \cdot \eta_{i0}} \quad ,$$

$$GD^2 = \alpha \cdot \Sigma(GD^2)_i + \frac{Q \cdot d_i^2 \cdot \eta_{i0}}{i_0^2} \quad , \quad (7.5)$$

trong đó: $\Sigma(GD^2)_i$ - tổng mômen đà các khối lượng quay trên trục l (rôto động cơ điện, khớp nối, bánh phanh, bánh răng v.v.).

Trong phép tính động lực học để xác định lực trong dây cáp cơ cấu nâng, các khối lượng chuyển động được quy dẫn về vật nặng và theo chiều chuyển động tịnh tiến của vật nặng. Từ phương trình cân bằng năng lượng có thể nhận được những biểu thức tính khối lượng quy dẫn về vật nặng tương ứng trong các quá trình mở máy và quá trình phanh như sau:

$$m_0 = m + \frac{\alpha \cdot \Sigma(GD^2)_i \cdot i_0^2}{g \cdot d_i^2 \cdot \eta_{i0}} \quad ,$$

$$\bar{m}_0 = m + \frac{\alpha \cdot \Sigma(GD^2)_i}{g} \cdot \frac{i_0^2}{d_i^2} \cdot \frac{\eta_{i0}}{\eta_{i0}} \quad ,$$

Các công thức tính mômen đà quy dẫn đối với cơ cấu di chuyển, cơ cấu quay và cơ cấu nâng cần có thể xác định tương tự cơ cấu nâng theo (7.1), (7.2), (7.3) và (7.4).

2. Thời gian mở máy và thời gian phanh

Mômen động cơ và mômen phanh thay đổi theo tốc độ quay, đặc biệt rõ nét là phanh điện. Để xác định thời gian mở máy và thời gian phanh một cách đơn giản, trong sơ đồ một khối lượng của cơ cấu (hình 7.2) người ta coi mômen động cơ M và mômen phanh $\bar{M}$ là đại lượng không đổi. Giá trị mômen động cơ được lấy bằng giá trị mômen mở máy trung bình theo bảng 6.2. Các mômen cản M_t khi mở máy và $\bar{M}_t$ khi phanh cũng được coi là không đổi. Từ phương trình cân bằng mômen ở thời kỳ mở máy (khởi động từ trạng thái đứng yên với $\dot{\varphi} = 0$ và $\varphi = 0$ khi $t = 0$)

$$J_0 \cdot \ddot{\varphi} = M_m - M_t$$

$$\text{ta có gia tốc góc } \ddot{\varphi} = \frac{M_m - M_t}{J_0} = \text{const},$$

$$\text{Tốc độ góc } \dot{\varphi} = \int_0^t \ddot{\varphi} dt = \frac{M_m - M_t}{J_0} \cdot t \quad \text{và}$$

$$\text{góc quay } \varphi = \int_0^t \dot{\varphi} dt = \frac{M_m - M_t}{J_0} \cdot \frac{t^2}{2} \quad (7.6)$$

Thời gian mở máy từ tốc độ $\dot{\varphi}_0 = 0$ đến tốc độ giới hạn (tốc độ làm việc ổn định) $\dot{\varphi}_{\text{ổđ}}$ là

$$t_m = \frac{J_o \cdot \dot{\varphi}_{\text{ổđ}}}{M_m - M_t} = t, \quad (7.7)$$

t - thời gian mở máy động cơ.

Tương tự có thời gian phanh

$$t_p = \frac{\bar{J}_o \cdot \dot{\varphi}_{\text{ổđ}}}{M_p - \bar{M}_t} = \bar{t}, \quad (7.8)$$

$\bar{t}$ - thời gian phanh.

Nếu hướng của mômen cản M_t hoặc $\bar{M}_t$ thay đổi, ta thay đổi dấu của các đại lượng này, cụ thể là

$$t_m = \frac{J_o \cdot \dot{\varphi}_{\text{ổđ}}}{M_m + M_t} \quad \text{và} \quad (7.9)$$

$$t_p = \frac{\bar{J}_o \cdot \dot{\varphi}_{\text{ổđ}}}{M_p + \bar{M}_t} \quad (7.10)$$

Để tiện tính toán, thay giá trị mômen quán tính quy dẫn J_o và $\bar{J}_o$ bằng mômen đã quy dẫn GD^2 và $\bar{GD}^2$ được xác định theo (7.5) vào (7.7), (7.8), (7.9), (7.10) với chú ý là:

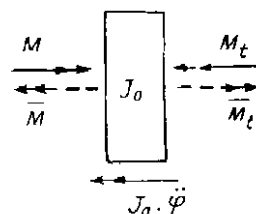
$$\dot{\varphi}_{\text{ổđ}} = \omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} \quad \text{và} \quad J = \frac{GD^2}{4g}$$

ta sẽ có

$$t_m = \frac{GD^2 \cdot n_1}{375(M_m \mp M_t)} \quad , \text{ s};$$

$$t_p = \frac{\bar{GD}^2 \cdot n_1}{375(M_p \mp \bar{M}_t)} \quad , \text{ s}. \quad (7.11)$$

Trong công thức trên GD^2 được tính là N.m^2 ; n_1 - tốc độ quay của trục động cơ, vg/ph và các giá trị M_m , M_p , M_t đều được tính là N.m .



Hình 7.2. Sơ đồ một khối lượng.

§7.2. CÁC MÔMEN QUAY TRONG CƠ CẤU

Các mômen được truyền dẫn trong một cơ cấu có thể được xác định một cách riêng rẽ từng đại lượng một từ các lực tác dụng vào cơ cấu, sau đó sẽ hợp các

mômen lại trong từng pha làm việc. Các mômen này phụ thuộc vào rất nhiều các tham số,

Ví dụ: vị trí trong cơ cấu;

thời gian (pha làm việc);

chất tải (loại và độ lớn của ngoại lực cũng như các khối lượng chuyển động);

hướng của dòng năng lượng (dẫn động hay phanh).

Khi xác định tải tác dụng lên động cơ hoặc phanh, cần quy dẫn các mômen tải về trục động cơ hoặc trục đặt phanh. Tương tự để tính một chi tiết hoặc cụm chi tiết trên trục nào đó cần phải quy dẫn mômen tải về trục đó.

1. Mômen tĩnh

Mômen cân tĩnh M_t là mômen do các ngoại lực tác động vào cơ cấu sinh ra. Các ngoại lực đó là trọng lực, lực ma sát, lực gió v.v.. Các lực này thường phân bố ngẫu nhiên vì vậy để đảm bảo mô tả đúng khi tính toán, chúng được phân ra trong các trường hợp tải trọng khác nhau (xem §0.2). Khi tính toán cơ bản các cơ cấu, coi các ngoại lực này là hằng số và độ lớn lấy giá trị danh nghĩa. Các ngoại lực này sinh ra các mômen quay trên các chi tiết của cơ cấu.

Trên tang cuốn cáp (hình 7.3,a) có

$$M_T = F \cdot \frac{d_T}{2} ,$$

F do trọng lực sinh ra.

Trên bánh xe (hình 7.3,b) có:

- mômen cân do ma sát

$$M_{Rl} = F_l \cdot \frac{d_R}{2} = F \cdot \mu_l \cdot \frac{d_R}{2} ,$$

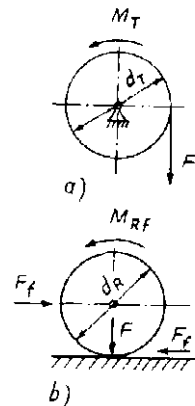
F_l - lực cân di chuyển;

μ_l - hệ số cân di chuyển;

- mômen cân do gió

$$M_W = F_W \cdot \frac{d_R}{2} ,$$

F_W - lực cân gió.



Hình 7.3. Lực và mômen quay ở các chi tiết của cơ cấu.

Mômen cân quy dẫn về trục động cơ trong thời kỳ chuyển động ổn định.

$$M_c = \frac{F \cdot d_T}{2i_0 \cdot \eta_0} \quad (\text{Cơ cấu nâng vật và nâng hạ cần})$$

$$M_c = \frac{F \cdot \mu_1 \cdot d_R}{2 \cdot i_o \cdot \eta_o} \quad (\text{Cơ cấu di chuyển và quay})$$

$$M_w = \frac{F_w \cdot d_R}{2 i_o \cdot \eta_o} \quad (\text{Cho lực gió})$$

Mômen cần quy dẫn về trục động cơ trong thời kỳ phanh

$$\overline{M}_c = \frac{F \cdot d_1 \cdot \eta_o}{2 i_o} = M_c \cdot \eta_o^2$$

$$\overline{M}_c = \frac{F \cdot \mu_1 \cdot d_R \cdot \eta_o}{2 i_o} = M_c \cdot \eta_o^2$$

$$\overline{M}_w = \frac{F_w \cdot d_R \cdot \eta_o}{2 i_o} = M_w \cdot \eta_o^2, \quad (7.12)$$

trong đó: i_o, η_o - tỷ số truyền và hiệu suất truyền động chung của cơ cấu;

với tang cuộn cáp $i_o = i_g$ và $\eta_o = \eta_g \cdot \eta_T$;

i_g, η_g - tỷ số truyền và hiệu suất truyền động các bộ truyền cơ khí (chưa kể truyền động cáp);

η_T - hiệu suất tang;

F - lực căng cáp hoặc trọng lực bởi khối lượng của phần chuyển động do cơ cấu dẫn động.

2. Mômen động

Các mômen quay để tăng tốc hoặc giảm tốc các khối lượng chuyển động tịnh tiến hoặc quay trong một hệ thống tuyệt đối cứng (sơ đồ 1 khối lượng) sẽ tỷ lệ với gia tốc góc $\varepsilon = \ddot{\varphi}$.

Mômen tăng tốc M_d và giảm tốc M_d được xác định là

$$M_d = J_o \cdot \varepsilon \quad \text{và} \quad (7.13)$$

$$\overline{M}_d = \overline{J}_o \cdot \varepsilon$$

Nếu các khối lượng chuyển động tịnh tiến (ở cơ cấu nâng, cơ cấu di chuyển) thì gia tốc khi mở máy và phanh sẽ là

$$a_{m,p}(t) = \frac{d_{L,R}}{2 \cdot i_o} \varepsilon(t). \quad (7.14a)$$

Khi biết thời gian mở máy t_m hay thời gian phanh t_p có thể tính được giá trị trung bình của gia tốc

$$a_{m,p}^{tb} = \frac{V_{od}}{t_{m,p}} \quad (7.14b)$$

$t_{m,p}$ - thời gian mở máy hoặc phanh giảm dần, s;

V_{od} - tốc độ chuyển động ổn định của các bộ phận tham gia chuyển động tịnh tiến, m/s.

Thông thường các gia tốc chuyển động tịnh tiến này không được vượt quá một giá trị cho phép $[a]$.

Các mômen động quy về trục động cơ có thể được phân ra hai phần ứng với các khối lượng chuyển động tịnh tiến và chuyển động quay dựa vào các công thức (7.13), (7.14) và (7.2)

$$\begin{aligned} M_d &= a_m^{tb} \cdot \frac{2i_0}{d_{1,R}} \cdot J_0 \\ &= a_m^{tb} \cdot \frac{2i_0}{d_{1,R}} \cdot [J_{0H} + \frac{G_{1,R}^2}{4} \cdot \frac{1}{i_0^2 \eta_0} + 1] \text{ hoặc} \\ M_d &= a_m^{tb} \cdot \frac{i_0}{2g \cdot d_{1,R}} \cdot [G \cdot \sum (G_i^2 \cdot i_i^2 + G_i^2) \cdot \frac{d_{1,R}^2}{4} \cdot \frac{1}{i_0^2 \eta_0}] \\ \bar{M}_d &= a_p^{tb} \cdot \frac{2i_0}{d_{1,R}} \cdot J_0 \\ &= a_p^{tb} \cdot \frac{2i_0}{d_{1,R}} \cdot [J_{0H} + \frac{G_{1,R}^2}{4} \cdot \frac{\eta_0}{i_0^2} + 1] \text{ hoặc} \\ \bar{\bar{M}}_d &= a_p^{tb} \cdot \frac{i_0}{2g \cdot d_{1,R}} \cdot [G \cdot \sum (G_i^2 \cdot i_i^2 + G_i^2) \cdot \frac{d_{1,R}^2}{4} \cdot \frac{\eta_0}{i_0^2} + 1]. \end{aligned} \quad (7.15)$$

Với cơ cấu nâng có $\eta_0 = \eta_g \cdot \eta_p \cdot \eta_{tr}$ và $i_0 = i_1 \cdot i_2$.

G - trọng lượng vật nâng hoặc trọng lượng di chuyển

Trong các công thức trên trọng lượng tính bằng N, gia tốc, m/s^2 và đơn vị dài là m thì M_d và $\bar{M}_d$ có giá trị là N.m

3. Tổng mômen trong một pha làm việc

Một quá trình làm việc của cơ cấu được bắt đầu từ trạng thái đứng yên. Trong thời kỳ mở máy, tốc độ tăng từ 0 đến tốc độ ổn định. Sau một thời gian chuyển động ổn định với tốc độ V_{od} được gọi là không đổi (gọi là thời kỳ chuyển động ổn định) đến thời kỳ phanh tốc độ giảm xuống bằng không. Trong các pha làm việc riêng lẻ đó, tổng mômen quay được quy dẫn về trục động cơ sẽ là:

- Thời kỳ chuyển động ổn định có mômen cân tĩnh

$$M_l = M_c \pm (M_p) \quad (7.16)$$

Mômen cản do gió M_g được ghi trong ngoặc vì nó chỉ xuất hiện khi cơ cấu làm việc chịu ảnh hưởng của gió:

Khi $|M_g| > M_c$ thì M_l sẽ mang dấu âm khi trước M_g cũng là dấu âm. Cơ cấu làm việc ở chế độ phanh ngay trong thời kỳ chuyển động ổn định.

- Thời kỳ mở máy có mômen mở máy yêu cầu

$$M_m = M_d \pm M_l = M_d \pm M_c \pm (M_g) \quad (7.17)$$

Dấu + trước M_l khi ngoại lực ngược chiều với hướng chuyển động. Điều này luôn xảy ra ở cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay hoặc cơ cấu nâng vật hay nâng hạ cân khi nâng. Dấu - chỉ có khi hạ vật hoặc cân.

- Thời kỳ phanh có mômen phanh yêu cầu

$$M_p = \bar{M}_d \pm \bar{M}_l = \bar{M}_d \pm M_c \pm (\bar{M}_g) \quad (7.18)$$

Dấu trừ trước M_c không phụ thuộc vào hướng chuyển động đối với cơ cấu di chuyển, quay. Với các cơ cấu nâng chỉ cho quá trình phanh nâng. Dấu + cho trường hợp phanh hạ. Các phương trình mômen quay trong các pha làm việc mở máy và phanh có thể cho phép giải hai bài toán thường gặp sau

1) Từ các giá trị của gia tốc a_m hay a_p xác định được M_d và $\bar{M}_d$ theo (7.15), từ đó xác định được mômen mở máy cần thiết của động cơ M_m hoặc mômen phanh M_p theo (7.17) và (7.18), trên cơ sở đó chọn động cơ hoặc phanh cho phù hợp. Khi chọn phanh cần chú ý hệ số an toàn phanh $k = M_p/M_c \geq 1,5 \div 2,5$.

2) Từ các giá trị biết trước của mômen mở máy động cơ M_m hoặc mômen phanh M_p , xác định được gia tốc chuyển động của cơ cấu $\ddot{\varphi}$ nhờ đó tính được các tải trọng động quán tính. Cho bài toán 1) ta có

Mômen mở máy của động cơ

- Cơ cấu nâng và nâng cân (khi nâng)

$$M_m = M_d + M_c; \quad (7.19)$$

- Di chuyển và quay (gió ngược hướng chuyển động)

$$M_m = M_d + M_c + M_g; \quad (7.20)$$

Mômen phanh

- Cơ cấu nâng và nâng cân (khi hạ)

$$M_p = \bar{M}_d + \bar{M}_c \quad (7.21)$$

- Cơ cấu di chuyển và quay (gió theo hướng chuyển động)

$$M_p = \bar{M}_d - \bar{M}_c + M_g. \quad (7.22)$$

Cho bài toán 2) từ (7.14), (7.15), (7.17) và (7.18) ta có

$$I_m = \frac{\frac{2V_{od} \cdot i_o}{d_{LR}} [J_{q1} + m \cdot \frac{d_{LR}^2}{4} \cdot \frac{1}{i_o^2 \eta_o}]}{M_m \mp M_c \mp (M_g)}$$

$$t_p = \frac{\frac{2V_{\text{đđ}} t_m}{d_{\text{LR}}} [J_{q1} + m \frac{d_{\text{LR}}^2}{4} - \frac{\eta_{12}}{i_{12}^2}]}{M_p + \bar{M}_1 - (\bar{M}_2)}$$

Nếu thời gian t_m , t_p được xác định với tải nhỏ hơn hoặc khi không tải, cần xác định lại giá trị $\bar{M}_1$ hoặc $\bar{M}_2$ theo (7.12)

Cũng có thể xác định thời gian mở máy t_m hay thời gian phanh t_p theo công thức (7.11) với $M_1 = M_1 + (M_g)$.

4. Quy dẫn mômen về các trục khác

Khi động cơ hoặc phanh làm việc, mômen của chúng sinh ra trên trục 1 có thể quy dẫn sang trục khác

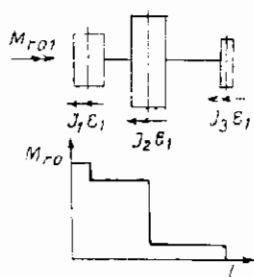
$$\begin{aligned} M_1 &= M_1 i_{1j} \eta_{1j} \text{ hoặc} \\ M_1 &= M_1 \cdot \frac{i_{1j}}{\eta_{1j}} \end{aligned} \quad (7.23)$$

trong đó: M_1 , $\bar{M}_1$ - mômen quay trên trục 1 (mômen động cơ hoặc mômen phanh);

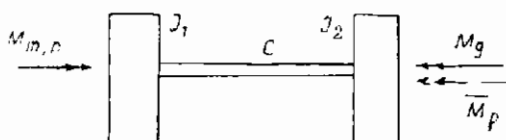
i_{1j} - tỷ số truyền giữa trục 1 và trục j ;

η_{1j} - hiệu suất truyền động giữa trục 1 và trục j .

Trong công thức trên chưa kể đến phần mômen quay phải tiêu tốn để tăng tốc hoặc giảm tốc các khối lượng quay đặt trên trục (hình 7.4)



Hình 7.4. Phân chia mômen quay dọc trên trục (phần M_{ro} cho các khối lượng quay).



Hình 7.5. Sơ đồ hai khối lượng.

Để khắc phục sai sót đó, chúng ta dùng sơ đồ hai khối lượng như hình 7.5 với giả thiết độ cứng $C = \infty$.

Trong sơ đồ này có

J_1 - mômen quán tính quy dẫn của tất cả các khối lượng quay nằm giữa trục j và trục động cơ (trục 1) quy về trục động cơ;

J_2 - mômen quán tính quy dẫn của tất cả các khối lượng quay và khối lượng chuyển động tịnh tiến từ trục j trở về sau quy về trục 1. Phần mômen tương ứng với mômen tĩnh khi động cơ và phanh làm việc quy về trục j

$$M_{11} = M_{11} i_{1,j} \eta_{1,j} \text{ hoặc}$$

$$M_{11} = M_{11} i_{1,j} \cdot \frac{1}{\eta_{1,j}}$$

Phân mômen mở máy sau khi đã tiêu tốn để tăng tốc các khối lượng quay ứng với J_1 được quy về trục j

$$M_{mj} = [M_m + (M_m - M_{11}) \frac{J_1}{J_1 + J_2}] i_{1,j} \eta_{1,j}$$

$$M_{mj} = (M_m \frac{J_2}{J_1 + J_2} + M_{11} \frac{J_1}{J_1 + J_2}) i_{1,j} \eta_{1,j}$$

Phân mômen phanh trên trục j sau khi đã tiêu tốn để giảm tốc các khối lượng quay ứng với J_1

$$\begin{aligned} M_{pj} &= [M_p + (M_p - M_{11}) \frac{J_1}{J_1 + J_2}] \frac{i_{1,j}}{\eta_{1,j}} \\ &= (M_p \frac{J_2}{J_1 + J_2} + M_{11} \frac{J_1}{J_1 + J_2}) \frac{i_{1,j}}{\eta_{1,j}} \end{aligned} \quad (7.24)$$

Trong các công thức (7.24) chiều của mômen M_m và M_{11} cũng như M_p và $\bar{M}_{11}$ ngược chiều. Khi M_m và M_{11} cũng như M_p và $\bar{M}_{11}$ cùng chiều thì trong các công thức trên phải đổi dấu của M_{11} hoặc $\bar{M}_{11}$.

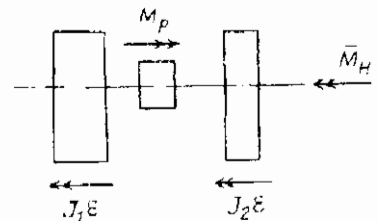
Để làm sáng tỏ vấn đề trên, chúng ta khảo sát một ví dụ trên hình 7.6.

Phanh cơ khí được đặt giữa động cơ và hộp giảm tốc (một kết cấu rất phổ biến trên máy nâng). Mômen phanh không đổi $M_p = \text{const}$.

$$\text{Có } M_p = M_{11} + (J_1 + J_2) \varepsilon$$

hay

$$\varepsilon = \frac{M_p - \bar{M}_{11}}{J_1 + J_2}$$



Hình 7.6. Sơ đồ hai khối lượng với phanh đặt giữa.

Mômen phanh M_{p2} giữa phanh và hộp giảm tốc sẽ là

$$M_{p2} = \bar{M}_{11} + J_2 \varepsilon = M_p \frac{J_2}{J_1 + J_2} + M_{11} \frac{J_1}{J_1 + J_2}$$

Mômen phanh M_{p1} giữa phanh và động cơ

$$M_{p1} = J_1 \varepsilon = (M_p - \bar{M}_{11}) \frac{J_1}{J_1 + J_2}$$

Để tiện trong tính toán, nên lập thành bảng các giá trị mômen ở vị trí khác nhau ứng với các pha làm việc khác nhau của cơ cấu.

Chương 8

CƠ CẤU NÂNG

Cơ cấu nâng dùng để nâng hạ vật theo phương thẳng đứng. Ngoại lực là trọng lực và lực quán tính tác dụng lên vật nâng. Cơ cấu nâng có thể là một bộ phận của máy hoặc là một máy làm việc độc lập. Theo cách truyền lực lên phần chuyển động phân ra:

- tời cáp và tời xích với tang cuốn cáp hoặc pully ma sát;
- kích thanh răng, kích vít với truyền động bánh răng thanh răng hay truyền động vít;
- kích thủy lực.

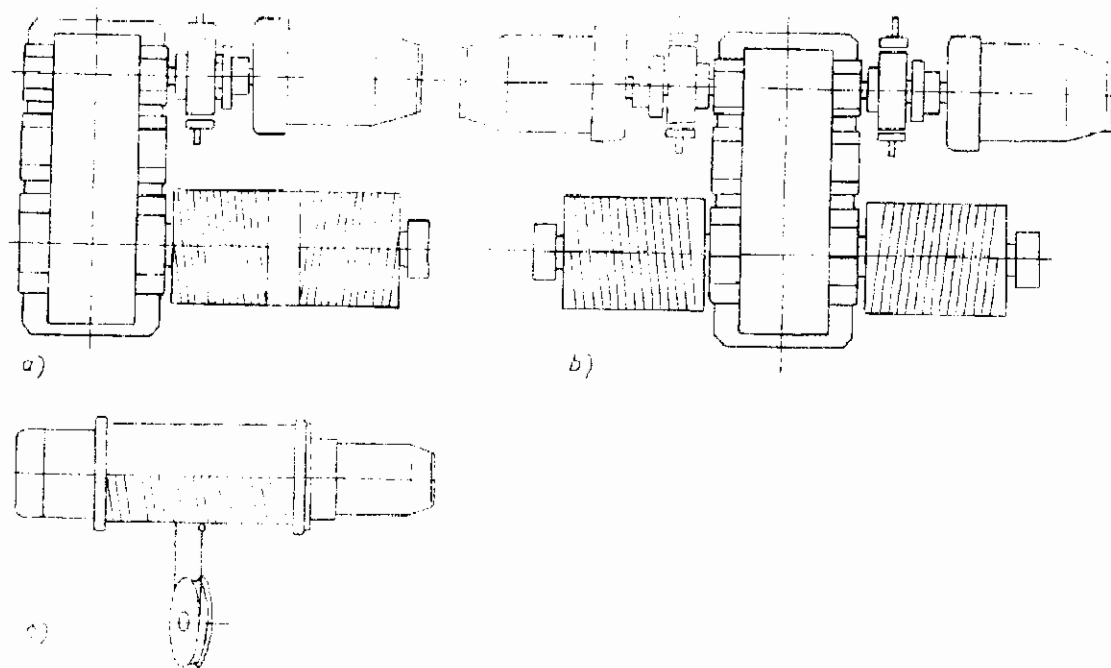
Cơ cấu nâng quan trọng và được dùng phổ biến là tời cáp với tang cuốn cáp. Ở thang máy chủ yếu dùng pully ma sát. Các loại kích và cơ cấu nâng trong thang máy được trình bày riêng ở phần III.

§8.1. TỜI CÁP

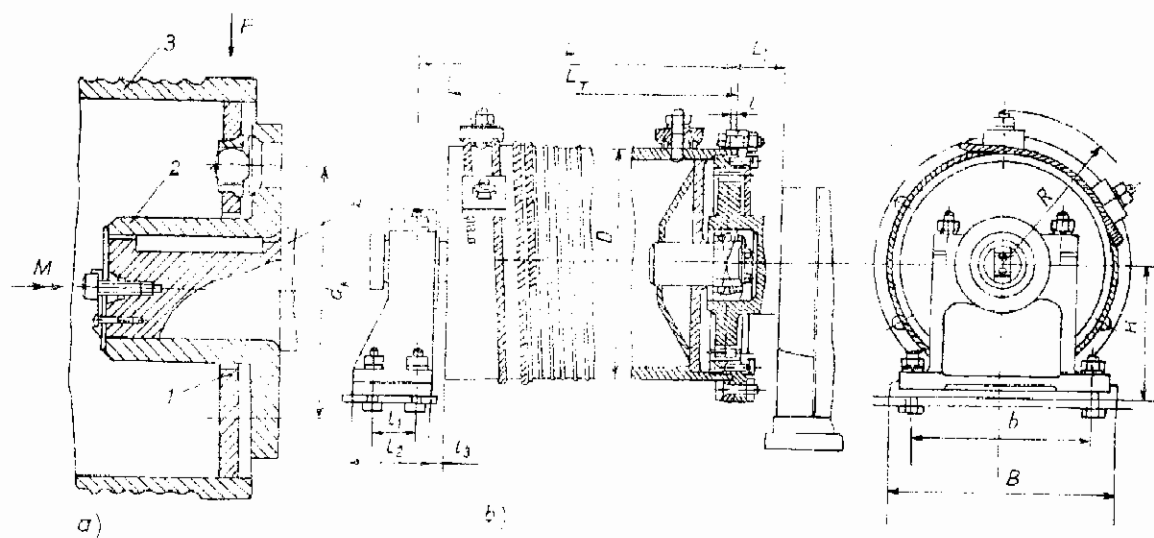
Tời cáp (hình 8.1) có các bộ phận chính như: động cơ, hộp giảm tốc, tang cuốn cáp, hệ thống truyền động cáp (palăng cáp), phanh cơ khí, khớp nối đàn hồi có bánh phanh nối truyền động giữa động cơ và hộp giảm tốc.

Phần lớn các cơ cấu nâng loại này đều bố trí tang có một đầu được tựa trên trục ra hộp giảm tốc nhờ khớp nối chuyên dùng, còn một đầu tựa trên gối đỡ gắn trên khung bệ. Do có biến dạng lớn khi chịu tải cũng như việc lắp ráp không thể chính xác một cách tuyệt đối, nên các khớp nối liên kết giữa các bộ phận chính của tời, phải có khả năng lệch trục một góc nhất định. Tùy theo cách nối tại vị trí giữa tang và trục ra hộp giảm tốc mà sẽ có các lực tác động khác nhau lên ổ đỡ. Do cáp cuốn chéo trên tang, nên sẽ nảy sinh lực ngang $F_{\perp}$ tác động lên tang và từ đó lên các ổ đỡ. Khi tính toán cần bố trí ổ đỡ cho phù hợp với đặc tính chịu tải của nó. Mặt khác cần kiểm tra khả năng chịu tải của ổ đỡ hộp giảm tốc do lực hướng kính truyền qua khớp nối.

Hình 8.2 mô tả kết cấu một số kiểu nối giữa tang và trục ra hộp giảm tốc. Lực tác động lên các gối đỡ tang và hộp giảm tốc với các phương án nối trục khác nhau cho ở hình 8.3.

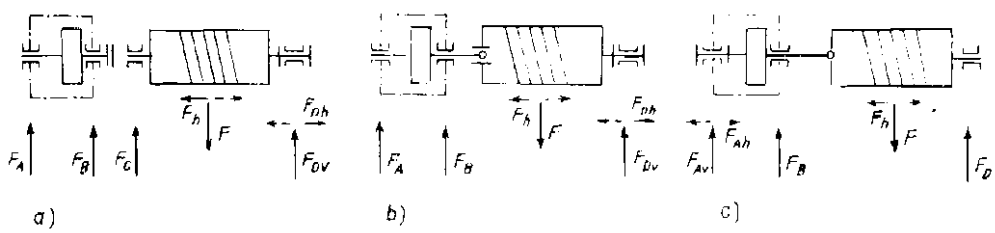


Hình 8.1. Cấu tạo chung tới cấp:
a) Kiểu một tang; b) Kiểu hai tang; c) Kiểu khối.



Hình 8.2. Khớp nối tang.
a) Khớp nối kiểu chốt: 1- mặt đầu tang; 2- khớp nối; 3- vỏ tang;
4- chốt của hộp giảm tốc;
b) Khớp nối răng.

Sơ đồ mắc cáp của truyền động cáp cơ cấu nâng được bố trí như hình 8.4. Khi chỉ có một đầu cáp cuốn lên tang và vật nâng được treo trực tiếp dưới tang, không qua puly đổi hướng, thì trong quá trình nâng hạ vật, sẽ xuất hiện chuyển động ngang của thiết bị treo và vật nâng dọc theo trục tang. Để khắc phục hiện tượng này, ở các cơ cấu nâng có vật nâng được treo trực tiếp dưới tang, người ta dùng sơ đồ mắc cáp kiểu palăng kép có hai đầu cáp cuốn lên tang như hình 8.4, a. Khi tính toán cần chú ý đảm bảo góc lệch của cáp khi cuốn lên tang hoặc vòng qua puly ở vị trí bất lợi nhất không được vượt qua giá trị cho phép. Nếu rãnh cáp không đảm bảo được việc rải cáp trên tang một cách hoàn hảo, cần bố trí cơ cấu rải cáp (xem §9.1). Khi chiều dài cáp cuốn lên tang quá lớn, có thể bố trí hai tang ở hai phía của hộp giảm tốc (hình 8.1, b) hoặc trong trường hợp tải trọng và tốc độ nhỏ có thể dùng tang với nhiều lớp cáp. Có thể bố trí hai động cơ và hai phanh để giảm kích thước, hoặc tang độ tin cậy khi làm việc. Tùy theo mục đích mà mỗi động cơ hoặc phanh có thể chịu một nửa hoặc toàn bộ tải trọng (hình 8.1, b).

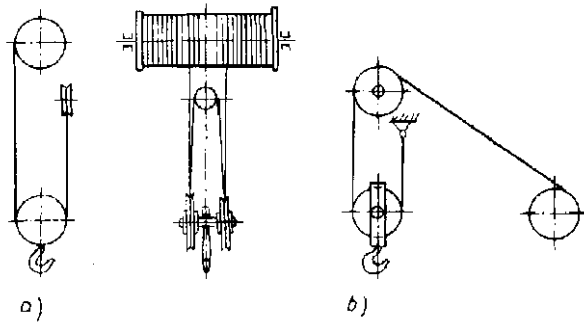


Hình 8.3. Lực tác động lên gối đỡ tang và hộp giảm tốc:

- a) Khớp nối chỉ truyền mômen xoắn; b) Khớp nối truyền mômen xoắn và lực hướng kính; c) Khớp nối truyền mômen xoắn, lực hướng kính và lực dọc trục.

Ở cơ cấu nâng có kết cấu kiểu khối (hình 8.1, c), động cơ và các bộ truyền động được bố trí hình trụ đặt trong lòng của tang cuốn cáp. Ưu điểm của loại này là trọng lượng và kích thước nhỏ. Nhờ chế tạo hàng loạt nên giá thành chế tạo không cao. Ở các kết cấu kiểu cũ, động cơ thường được đặt trong tang. Ngày nay nó được bố trí bên ngoài, do vậy cải thiện được điều kiện thoát nhiệt, tang được khả năng chịu nhiệt của động cơ.

Khi cơ cấu nâng được tính toán với các thông số cho trước như tải trọng nâng, tốc độ nâng thì sẽ có nhiều phương án khác nhau về bội suất palăng, đường kính tang, tỷ số truyền hộp giảm tốc, tốc độ quay của động cơ. Tùy theo mục tiêu, có thể tìm được một phương án tối ưu với trọng lượng hay giá thành nhỏ nhất.



Hình 8.4. Sơ đồ mắc cáp cơ cấu nâng.

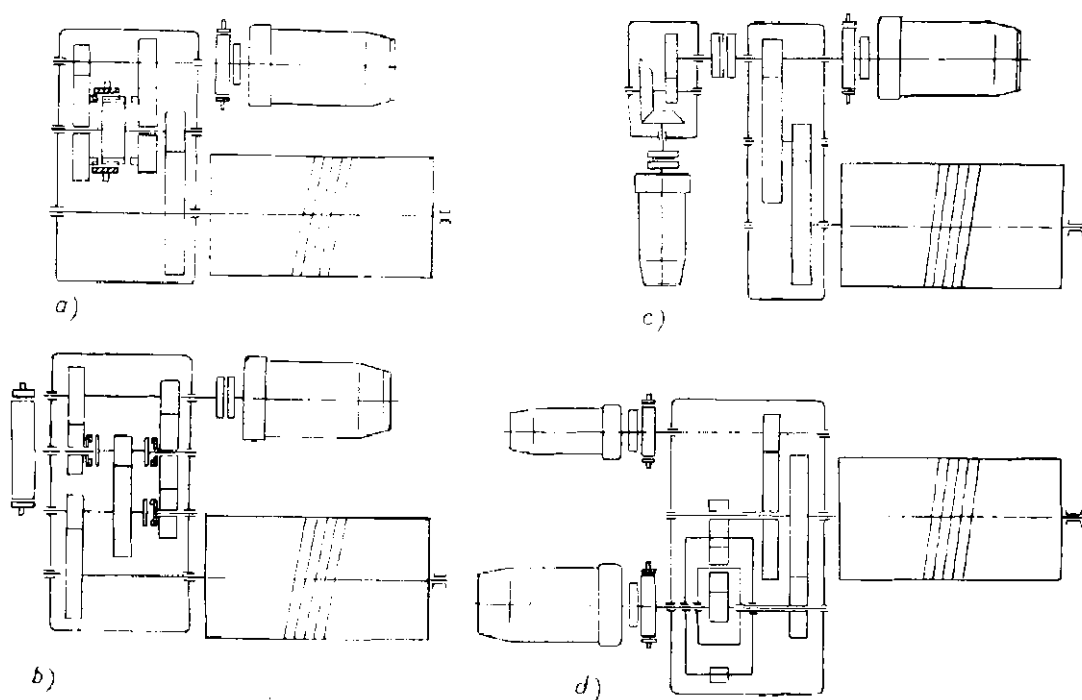
Cơ cấu nâng là một tải cấp thường được chế tạo với sức nâng từ 2 đến 250t, tốc độ nâng 0.01 - 1.5 m/s.

Xuất phát từ yêu cầu kinh tế kỹ thuật, tốc độ nâng được chọn giảm đi khi tải trọng nâng lớn. Ở các cần trục có tải trọng nâng lớn, thường bố trí thêm cơ cấu nâng phụ với tốc độ nâng lớn để nâng các tải trọng nhỏ.

§8.2. CƠ CẤU NÂNG NHIỀU TỐC ĐỘ

Trong thực tế khi nâng hạ vật, nhiều trường hợp đòi hỏi phải điều chỉnh vật nâng vào vị trí một cách chính xác, do vậy phải sử dụng cơ cấu nâng có hai tốc độ. Ngoài tốc độ nâng danh nghĩa, còn có tốc độ nhỏ hơn từ $\frac{1}{5}$ đến $\frac{1}{20}$ tốc độ nâng danh nghĩa.

Ở một số cơ cấu nâng khác, tùy theo mức tải, người ta cũng sử dụng nhiều cấp tốc độ khác nhau trên cùng một cơ cấu để tiết kiệm năng lượng, cũng như tăng năng suất làm việc. Thay đổi tốc độ bằng phương pháp điều khiển động cơ điện đã được trình bày ở § 6.2. Hình 8.5 nêu các phương án thay đổi tốc độ bằng cơ khí thường gặp.



Hình 8.5. Cơ cấu nâng nhiều tốc độ:

- a) Với ly hợp cơ khí; b) Với ly hợp kiểu điện từ; c) Với động cơ và hộp giảm tốc phụ; d) Với hai động cơ và hộp giảm tốc hành tinh.

Kết cấu với khớp ly hợp sang số kiểu cơ khí hình 8.5,a chỉ cho phép đóng mở để thay đổi tốc độ khi cơ cấu không mang tải và ở trạng thái đứng yên. Nó phù hợp cho các tời lắp ráp đơn giản, tời cáp của cần trục cột buồm.

Hộp giảm tốc ở hình 8.5,b ngược lại có khả năng thay đổi ba cấp tốc độ ở trạng thái có tải nhờ ly hợp đĩa ma sát kiểu điện từ. Phanh cơ khí phải được nối với tang cuốn cáp bằng dạng liên kết cứng đảm bảo an toàn, do vậy bánh phanh được bố trí trên trục giữa của hộp giảm tốc.

Nếu như trên đầu ra của trục thứ nhất hộp giảm tốc của một cơ cấu nâng bình thường bố trí một ly hợp để nối với một cơ cấu dẫn động phụ có một động cơ thứ hai nhỏ hơn (hình 8.5,c) thì có thể tạo ra hai tốc độ khác nhau bằng cách cho hai động cơ này làm việc độc lập với nhau.

Một dạng kết cấu hay dùng nhất của cơ cấu nâng nhiều tốc độ là bố trí hai động cơ thông qua hộp giảm tốc hành tinh truyền chuyển động đến tang cuốn cáp (hình 8.5,d). Nếu cho từng động cơ làm việc riêng lẻ hoặc đồng thời, cùng hoặc ngược chiều nhau, sẽ cho ta 4 cấp tốc độ.

§8.3. CƠ CẤU NÂNG DÙNG CHO GÀU NGOẠM HAI DÂY

Trên các tời gầu ngoạm hai dây, cả hai cáp, cáp giữ và cáp đóng mở gầu, mỗi cáp đều được cuốn và nhả bởi một tang riêng biệt.

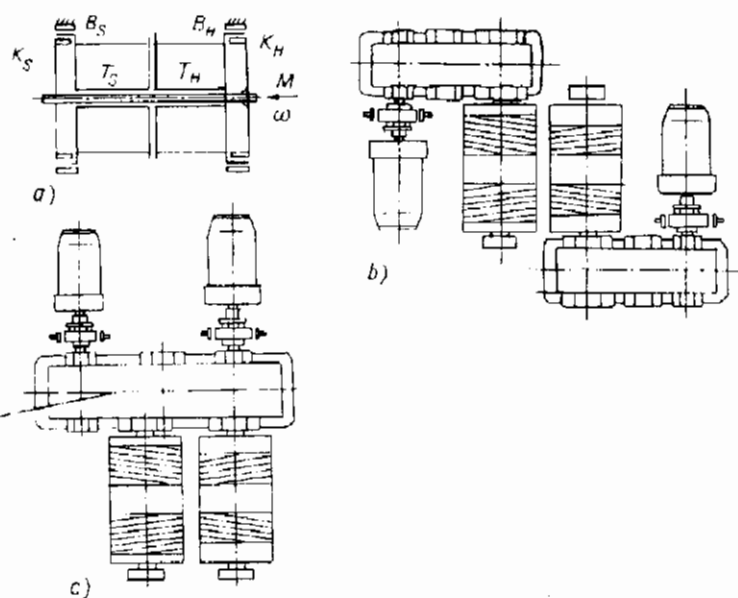
Sự khác nhau giữa các tời gầu ngoạm là số lượng và vị trí của động cơ cũng như cách bố trí hệ thống truyền động.

1. Tời gầu ngoạm một động cơ

Để giảm chi phí cho thiết bị điện, trước đây trên tời gầu ngoạm chỉ bố trí có một động cơ dẫn động cho tang đóng mở gầu. Tang giữ gầu được nối với hệ thống nhờ khớp nối ly hợp. Nó được trang bị một phanh riêng để giữ gầu ở trạng thái treo khi mở gầu. Bên cạnh nhược điểm là phải điều khiển đóng mở ly hợp liên tục, còn có nhược điểm là: trong quá trình giữ để mở gầu, nếu như sau khi tách ly hợp, cáp giữ gầu không được giữ tức thì bởi phanh của tang giữ gầu sẽ xuất hiện thời điểm rơi tự do của gầu.

Gầu đang ở quá trình mở sẽ bị đóng ngược lại (do đầu đỡ trên của gầu rơi tự do). Sự giật của cáp đóng mở gầu làm cáp chống bị hỏng. Để khắc phục nhược điểm này cần chú ý: trong quá trình mở gầu, trước tiên phải đóng phanh của cáp giữ gầu và đồng thời mở ly hợp giữa tang đóng mở gầu và tang giữ gầu. Trên các cần trục hoặc máy xúc được dẫn động bằng động cơ đốt trong, tời gầu ngoạm thường có nguyên lý như ở hình 8.6,a và cấu tạo của nó cho ở hình 8.7.

Trục chính quay thường xuyên cùng với hai khớp nối K_S và K_H . Nhờ chúng, hai tang T_S và T_H sẽ được nối truyền động với trục một cách độc lập. Mỗi tang có một phanh B_S hoặc B_H . Người lái cần đảm bảo không để gầu ở trạng thái rơi tự do khi mở gầu nhả ra rơi ở trên. Để mở gầu, trước tiên phải đóng phanh B_H (phanh giữ gầu) và ngay lập tức sau đó mở khớp nối ly hợp K_H .



Hình 8.6. Tời gầu ngoạm:

- a) Tời một động cơ; b) Tời hai động cơ làm việc độc lập;
c) Tời với hộp giảm tốc hành tinh;

K- khớp nối; B- phanh; T- tang; S- đóng mở gầu; H- giữ gầu.

2. Tời gầu ngoạm hai động cơ dẫn động riêng biệt

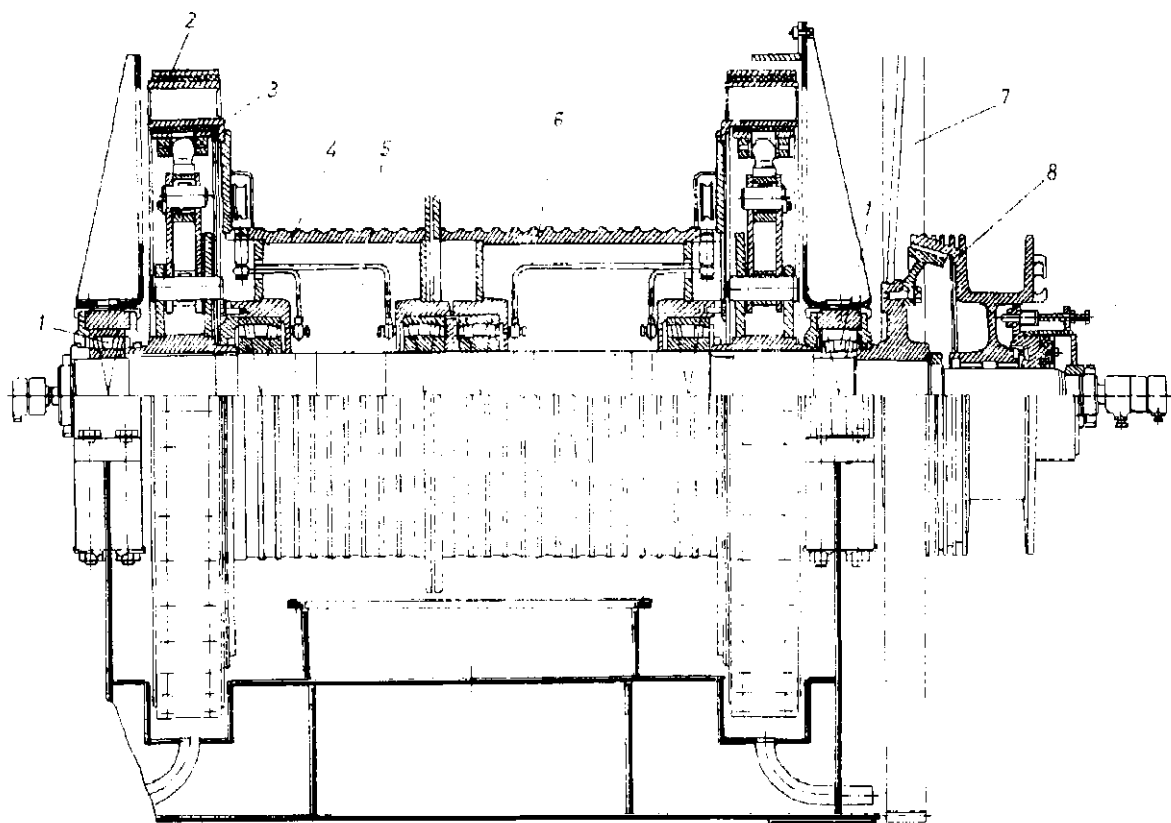
Phần lớn tời gầu ngoạm hiện nay được cấu tạo bởi hai tời cấp độc lập, không có liên hệ động học với nhau (hình 8.6.b).

Để nâng hoặc hạ gầu, cho cả hai động cơ làm việc đồng thời. Khi đóng mở gầu, cho động cơ đóng mở gầu làm việc còn động cơ giữ gầu không làm việc. Khi bắt đầu quá trình nâng gầu, để đảm bảo gầu không bị mở ra, thì cấp đóng gầu và cấp giữ gầu phải cân bằng nhau, sau đó đồng thời cho hai động cơ cùng làm việc để nâng gầu. Điều này đòi hỏi người lái phải quan sát thật chính xác.

Khi chiều cao nâng lớn ($h > 10m$) và gầu đang ở trạng thái mở, sẽ xuất hiện chuyển động đóng gầu không mong muốn trong quá trình nâng hoặc hạ gầu. Nguyên nhân là do sự sai lệch về tốc độ của hai động cơ do chúng chịu tải không giống nhau. Gầu ở trạng thái mở và được treo bởi cáp giữ gầu, do vậy động cơ đóng mở gầu có lợi về tải hơn khi nâng gầu và bất lợi về tải hơn khi hạ gầu so với động cơ giữ gầu. Cả hai điều trên đều dẫn đến chuyển động không mong muốn của gầu. Để khắc phục hiện tượng trên người ta nối động học cả hai tời bằng khớp nối ly hợp. Ngày nay người ta dùng điều khiển điện để tạo ra quá trình giống nhau của hai động cơ.

Ngoài tời gầu ngoạm hai động cơ dẫn động riêng biệt, người ta còn chế tạo các

tời gầu ngoàm có sử dụng hộp giảm tốc hành tinh (hình 8.6,c). Hai động cơ, một cho chuyển động nâng hạ gầu, một cho đóng mở gầu. Hai chuyển động có thể làm việc độc lập hoặc đồng thời một lúc. Tời loại này dễ điều khiển.



Hình 8.7. Tời gầu ngoàm của máy xúc:

- 1- ổ đỡ trục chính; 2- phanh đai; 3- khớp nối ly hợp kiểu đai; 4- tang giữ gầu;
5- trục chính; 6- tang đóng mở gầu; 7- bánh răng truyền động cho trục chính;
8- tang cuộn cáp để điều khiển gầu.

3. Chất tải và tính toán

Một chu kỳ làm việc của gầu ngoàm bao gồm các quá trình đóng gầu, nâng, mở và hạ gầu. Các chuyển động nâng hạ tiếp theo tùy theo yêu cầu công việc mà có hay không. Hình 8.8 mô tả sự thay đổi tốc độ và lực căng của hai cáp đóng mở gầu S và cáp giữ gầu H trong một chu kỳ làm việc.

Trong quá trình đóng gầu, cáp giữ gầu H không làm việc. Lực căng cáp đóng gầu phụ thuộc vào lực cản cắt của gầu trong đồng vật liệu, lực cản phát sinh khi đóng gầu và vào tỷ số truyền của hệ thống truyền động cơ khí của gầu. Giá trị lực căng cáp đóng gầu thay đổi từ 0 đến giá trị cực đại F_{max} , nhiều trường hợp nó đạt được giá trị tương ứng khi gầu đầy tải F_d .

Sau khi hai cáp giữ gầu và cáp đóng mở gầu cân bằng, thì lực nâng gầu phân cho cả hai cáp giữ gầu và cáp đóng mở gầu.

Do có chuyển động đóng gầu trước, nên cáp đóng mở gầu thường chịu lực lớn hơn, thậm chí một mình chịu toàn bộ tải. Trong quá trình nâng, cáp giữ gầu sẽ chịu tải tăng lên cùng với sự giảm tải của cáp đóng mở gầu.

Một chu kỳ làm việc của gầu không thể diễn ra một cách tuyệt đối theo lý thuyết đã mô tả, cũng như các đường đặc tính của các động cơ có thể sai lệch tương đối so với nhau, vì vậy có thể khẳng định: lực đóng mở gầu trong quá trình nâng gầu nằm trong khoảng từ $0,2 F_d$ đến $1,0 F_d$, lực căng cáp giữ gầu dao động từ 0 đến $0,8 F_d$. Cáp đóng mở gầu giảm tải nhiều thì bắt đầu quá trình mở gầu. Để mở gầu, cáp đóng mở gầu được thả chùng, vì vậy nó hoàn toàn không chịu tải. Cáp giữ gầu chịu toàn bộ tải trọng của gầu đầy tải, nó sẽ giảm nhanh đến giá trị trọng lượng bản thân của gầu trong quá trình dỡ tải.

Quá trình hạ gầu cũng giống như nâng gầu. Sự giống và khác nhau của hai cáp về chất tải ở đây ít có ý nghĩa cho việc tính toán.

Tóm lại, tải trọng tác dụng lên hai cáp như sau

- Cả hai cáp, mỗi cáp đều chịu toàn bộ tải trọng do trọng lượng gầu và vật liệu trong mỗi pha làm việc của nó, cáp đóng mở gầu ở cuối quá trình đóng gầu, cáp nâng gầu ở đầu quá trình mở gầu. Cả hai cáp cũng như các chi tiết của bộ phận dẫn truyền động, kể cả phanh, đều chịu tải là tải trọng ứng với gầu đầy tải.

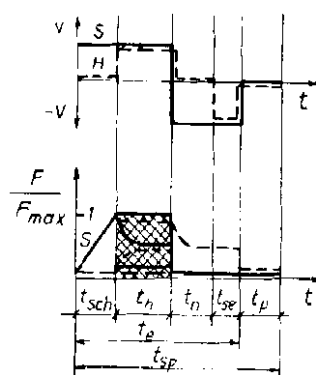
- Sự chất tải theo thời gian lên cáp giữ gầu ngắn hơn cáp đóng mở gầu.

Lực tính toán để xác định kích thước của cáp theo tải trọng tính như sau:

cáp đóng mở gầu $1,0 F_d$

cáp giữ gầu $(0,67 \div 0,75) F_d$

Lực để tính toán chọn động cơ cho cơ cấu nâng gầu ngoạm có thể tham khảo bảng 8.1. Giá trị $0,6 P_n$ cho cả hai động cơ ở tời có hai động cơ tách riêng biệt, và $0,5 P_n$ cho động cơ đóng mở gầu của tời gầu ngoạm với hộp giảm tốc hành tinh. Các giá trị đó được rút ra từ kinh nghiệm thực tế.



Hình 8.8. Tốc độ và lực căng cáp trong một chu kỳ làm việc của gầu ngoạm:
 t_{sch} -thời gian đóng gầu; t_n - thời gian nâng gầu; t_m - thời gian mở gầu;
 t_{sp} - thời gian chu kỳ; t_p - thời gian dừng;
 t_{sc} - thời gian hạ gầu.

Bảng 8.1

Dạng tải gầu ngoàm	Động cơ	Thời gian làm việc của động cơ	Tỷ lệ công suất	
			P/P_n	$\sum P/P_n$
Tải gầu ngoàm có một động cơ		$t_{sch} + t_n + t_o + t_{se}$	1.0	1.0
Tải gầu ngoàm có hai động cơ làm việc riêng biệt	Động cơ đóng mở gầu	$t_{sch} + t_n + t_o + t_{se}$	0.6	1.2
	Động cơ giữ gầu	$t_n + t_{se}$	0.6	
Tải gầu ngoàm có hai động cơ với hộp giảm tốc hành tinh	Động cơ đóng mở gầu	$t_{sch} + t_n$	0.5	1.5
	Động cơ nâng gầu	$t_n + t_{se}$	1.0	

§8.4. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CƠ CẤU NÂNG

Các số liệu cần biết trước để tính toán thiết kế một cơ cấu nâng là:

- tải trọng nâng Q , N;
- chiều cao nâng H , m;
- tốc độ nâng V_n , m/ph;
- chế độ làm việc của cơ cấu.

Trình tự tính toán như sau

- 1) Lựa chọn sơ đồ cơ cấu cùng với những giải pháp về động học và kết cấu.
- 2) Căn cứ vào sơ đồ luận cấp đã chọn ở bước 1, xác định bội suất palăng cấp, lực căng cáp lớn nhất và chọn cấp.
- 3) Xác định các kích thước cơ bản của tang và puly.
- 4) Tính số vòng quay yêu cầu của tang để đảm bảo tốc độ nâng V_n .

$$n_t = \frac{V_n \cdot \alpha}{\pi d_T} \text{ , vg/ph}$$

- 5) Tính chọn động cơ điện và kiểm tra động cơ theo các bước ở §6.2

Công suất cần tính $N_t = \frac{Q \cdot V_n}{60 \cdot 1000 \cdot \eta_o} \text{ , kW}$

Thời gian mở máy được xác định theo công thức (7.7) hoặc (7.11).

- 6) Theo công suất, tỷ số truyền chung yêu cầu, số vòng quay trục vào, chế độ làm việc của cơ cấu, tiến hành thiết kế (hoặc chọn) hệ thống truyền động.

Tỷ số truyền chung yêu cầu

$$i = \frac{n_{đ.c}}{n_1}$$

7) Tính mômen phanh, chọn phanh và kiểm tra gia tốc phanh.

Thời gian phanh được tính theo công thức (7.8) hoặc (7.11).

8) Tính toán thiết kế các bộ phận chịu lực còn lại như cụm móc treo, kẹp đầu cáp trên tang, trục tang, gối đỡ trục tang v.v..

CƠ CẤU NÂNG HẠ CẦN

Ở các cần trục quay, để dịch chuyển vật nặng từ vị trí này đến vị trí kia trong vùng không gian phục vụ của cần trục, có thể thực hiện nhờ ba cơ cấu nâng, quay, di chuyển cần trục, tuy nhiên trong nhiều trường hợp, ví dụ như các cần trục ô tô lại không được phép di chuyển máy khi treo vật, một số cần trục có tầm với và độ cao nâng lớn, do khối lượng toàn máy cũng như vật nâng rất lớn, thao tác với cơ cấu di chuyển sẽ tiêu hao nhiều năng lượng và không thuận tiện, vì vậy cần phải có cơ cấu thay đổi tầm với, nhờ nó, kết hợp với cơ cấu nâng và cơ cấu quay có thể dễ dàng đưa móc treo đến vị trí cần thiết.

Có hai cách thay đổi tầm với: hoặc bằng xe con di chuyển trên cần đặt ngang hoặc đặt nghiêng, hoặc thay đổi góc nghiêng của cần nhờ cơ cấu nâng hạ cần.

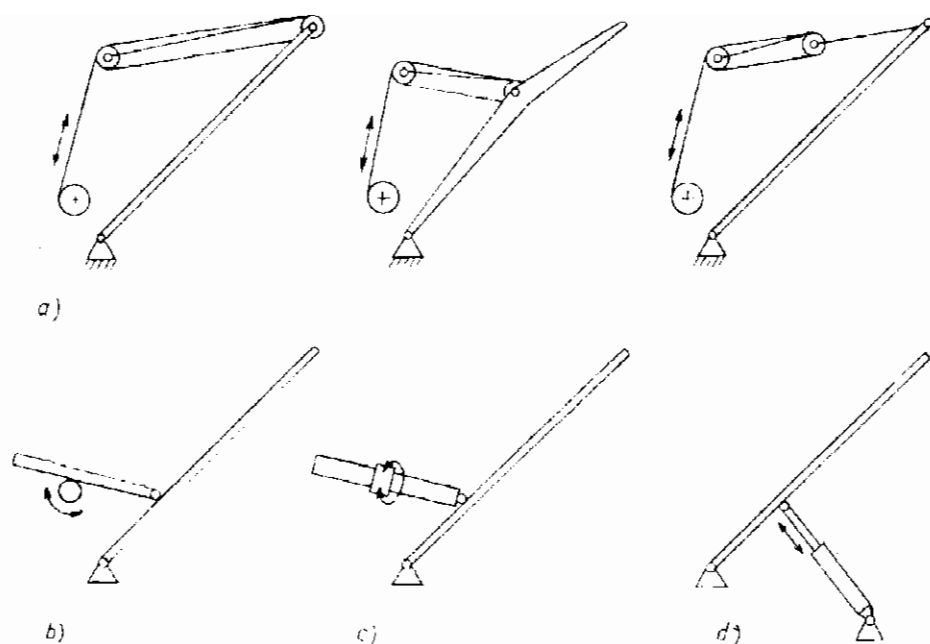
Cơ cấu thay đổi tầm với bằng xe con thực chất là cơ cấu di chuyển xe, thường dùng kiểu cáp kéo hay kiểu tự chạy như palang điện. Đặc điểm cấu tạo và tính toán có thể tham khảo ở §10.4. Dưới đây giới thiệu cơ cấu thay đổi tầm với bằng cách nâng hạ cần, còn gọi là cơ cấu nâng hạ cần.

§9.1. CẤU TẠO CHUNG CƠ CẤU NÂNG HẠ CẦN

Cơ cấu nâng hạ cần dùng truyền động cáp (hình 9.1, a) được sử dụng nhiều nhất trên các cần trục. Tương tự như cơ cấu nâng vật, các bộ phận chính của nó bao gồm động cơ điện, hộp giảm tốc, tang cuốn cáp, palang cáp và thiết bị phanh hãm. Palang cáp được nối với cần thông qua cụm puly di động gắn trên cần, hoặc bằng cáp neo cần. Khi sử dụng cáp neo cần, giảm nhỏ được chiều dài và trọng lượng của cáp nâng hạ cần.

Bộ suất của palang cáp nâng cần được xác định sao cho có thể dùng cùng một đường kính cáp với cơ cấu nâng vật, do đó có thể dùng cùng một loại puly, cùng một loại các chi tiết kẹp cáp v.v..

Trên hình 9.2 mô tả sơ đồ kết cấu cơ cấu nâng hạ cần của một cần trục đường sắt. Do các cần trục kiểu di động có yêu cầu kết cấu phải nhỏ gọn, nên ở đây sử dụng tang cuốn cáp bốn lớp. Tất nhiên phải sử dụng cơ cấu rải cáp để đảm bảo cáp được cuốn đều trên tang lần lượt từng lớp. Trục ren vít của thiết bị này được quay nhờ một bộ truyền xích, nối truyền động từ trục tang.



Hình 9.1. Sơ đồ nguyên lý các phương pháp nâng hạ cân:

- a) Nâng hạ cân dùng truyền động cáp; b) Nâng hạ cân bằng truyền động thanh răng bánh răng; c) Nâng hạ cân bằng truyền động vít đai ốc; d) Nâng hạ cân bằng xylanh thủy lực.

Bộ phận chính của thiết bị rải cáp (hình 9.3) có trục ren vít 1 xẻ rãnh ren theo hai chiều trái và phải. Trục 1 được đặt song song với tang cuốn cáp. Con chạy 3 được dẫn hướng bởi hai trục tròn 2 và có khả năng dịch chuyển dọc trục nhờ răng 4 luôn ăn khớp với rãnh ren. Trên con chạy 3 có bố trí hai pully 6 để dẫn hướng cho cáp 7. Dẫn động quay cho trục vít nhờ trục tang thông qua bộ truyền ăn khớp 8. Khi trục ren vít quay, con chạy 3 sẽ dịch chuyển qua lại theo hai rãnh ren và nhờ đó cáp được rải đều khi cuốn vào tang. Tốc độ cần thiết của trục ren vít n sẽ là:

$$n = n_1 \cdot \frac{d_c}{t} \cdot \text{vg/ph},$$

trong đó: n_1 - tốc độ quay của tang;

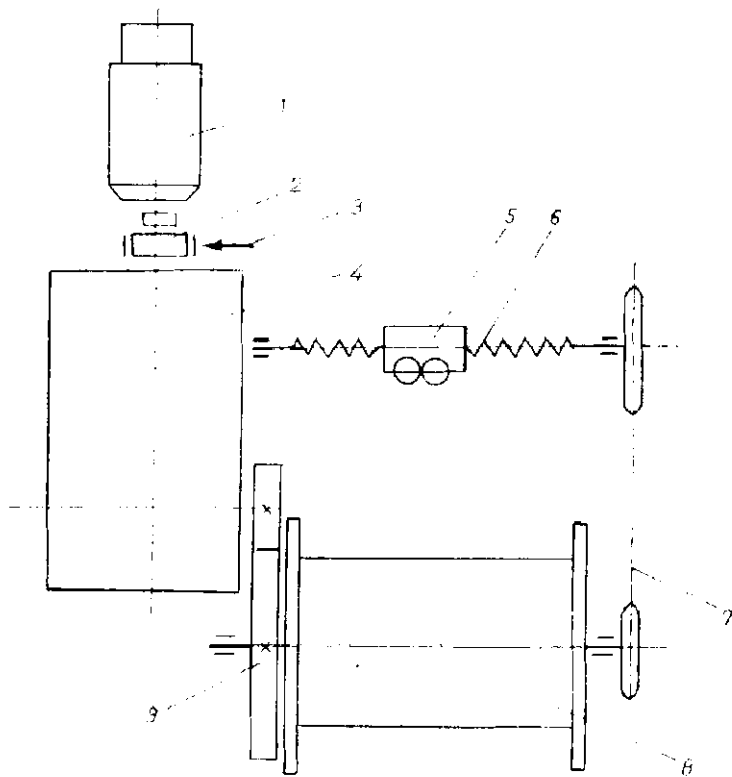
d_c - đường kính cáp;

t - bước ren.

Việc nâng hạ cân có thể thực hiện bằng các phương pháp khác, không dùng truyền động cáp, mà bằng các cơ cấu truyền động có liên kết cứng với cân.

Cơ cấu bánh răng thanh răng (hình 9.1, b), có cấu tạo đơn giản, trọng lượng

nhẹ, rẻ tiền, nhưng khi làm việc gây tiếng ồn. Chính xác hơn, ít tiếng ồn hơn, và an toàn hơn, tuy nhiên cung đắt tiền hơn, là cơ cấu nâng hạ cần dùng truyền động vít đai ốc (hình 9.1,c). Loại này dùng nhiều ở các cần trục có sức nâng lớn, ví dụ ở các cần trục nổi, cần trục phục vụ nhà máy điện v.v..



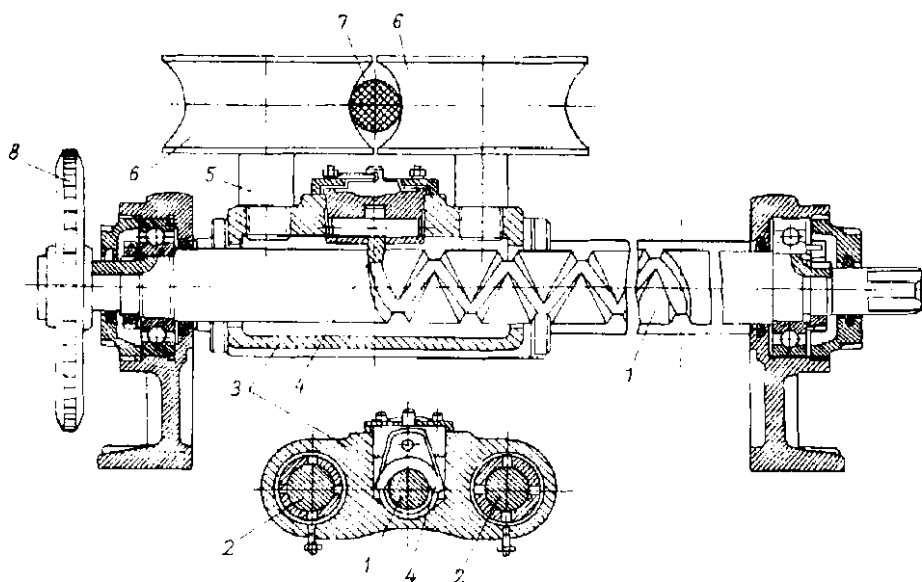
Hình 9.2. Sơ đồ cơ cấu nâng hạ cần với cơ cấu rai cáp:

- 1- động cơ điện; 2- khớp nối; 3- phanh cơ khí; 4- hộp giảm tốc; 5- cơ cấu rai cáp;
6- trục ren vít hai chiều; 7- bộ truyền xích; 8- tang cuốn cáp bốn lớp; 9- bộ truyền bánh răng để hồ.

Các cần trục ôtô, cần trục bánh lốp, các máy xúc thủy lực và các máy dùng truyền động thủy lực khác, có cơ cấu nâng hạ cần bằng các xy lanh thủy lực (hình 9.1,d). Việc bố trí các xy lanh này cần đảm bảo tay đẩy của nó không bị uốn. Để tạo lực đẩy lớn, thường bố trí hai xy lanh công tác đặt song song.

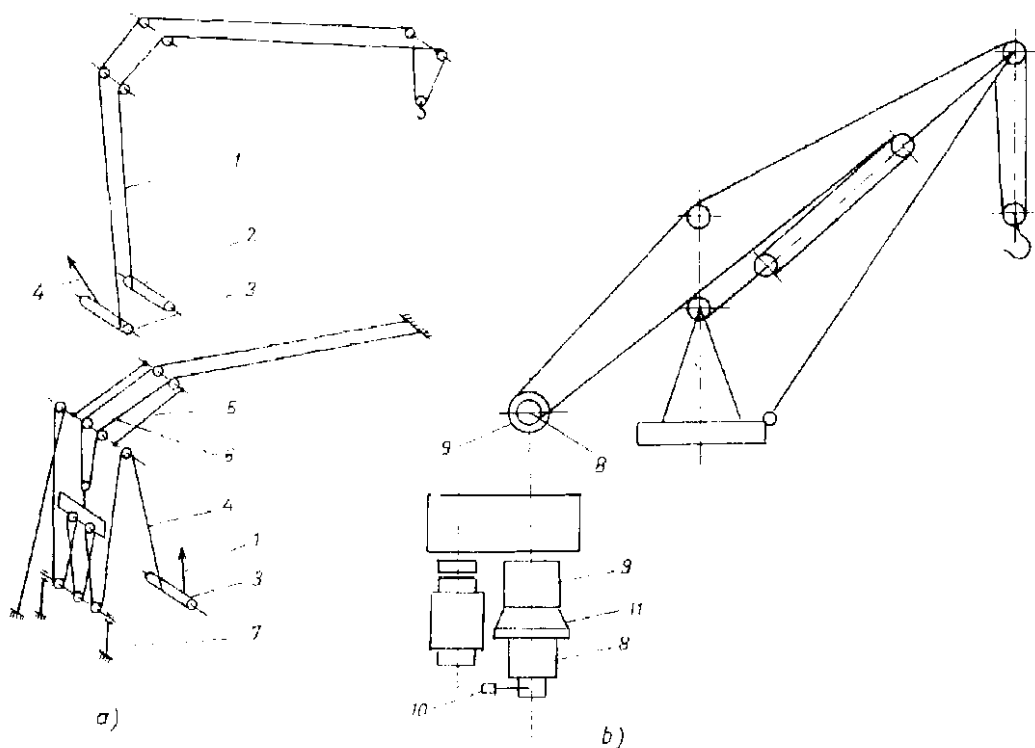
Khi thay đổi tâm với bằng cách nâng hạ cần, ngoài việc vật nâng dịch chuyển ra xa hoặc vào gần tâm quay của máy, nó còn bị dịch chuyển lên xuống ngoài ý muốn trong mặt phẳng đứng. Sự thay đổi độ cao của vật nâng trong quá trình thay đổi tâm với làm cho động cơ dẫn động cơ cấu làm việc không ổn định do công suất cần thay đổi, gây khó khăn cho người điều khiển máy, đặc biệt khi tiến hành các công việc lắp đặt bằng cần trục.

Có nhiều phương pháp khác phục nhược điểm trên nhằm đảm bảo dịch chuyển ngang vật nâng trong quá trình nâng hạ cần. Phương pháp thường dùng ở các cần trục tháp là liên kết palang nâng cần với palang nâng vật hoặc liên kết tới nâng



Hình 9.3. Thiết bị rải cáp:

1- trục ren vít; 2- trục dẫn hướng; 3- con chạy; 4- răng;
5- trục puly; 6- puly; 7- cáp; 8-bánh răng (hoặc đĩa xích).



Hình 9.4. Sơ đồ các cơ cấu liên kết palăng (a) và liên kết tời (b):

1- cáp nâng vật; 2- tải nâng vật; 3- tải nâng cân; 4- cáp nâng cân;
5- cáp giằng; 6- cáp treo cân; 7- cáp neo; 8- tang nâng cân; 9- tang nâng vật;
10- nam châm điện; 11- lý hợp ma sát.

cần với tời nâng vật. Trên sơ đồ liên kết hai palăng (hình 9.4,a), cáp nâng vật 1 một đầu được cuốn vào tang nâng vật 2, còn đầu kia bình thường được cố định vào cần thì ở đây lại được cuốn vào tang nâng cần 3 theo chiều ngược với nhánh cáp nâng vật. Đầu cần được nâng lên, nhưng dây treo vật dài ra, bù lại độ cao thêm của đầu cần. Kết quả là vật nâng vẫn ở độ cao gần như không đổi. Bằng cách tính toán và chọn hợp lý, phối hợp bội suất hai palăng, đường kính và biên dạng thích hợp của tang nâng cần, có thể đảm bảo được vật nâng dịch chuyển ngang khi nâng hạ cần.

Ở cơ cấu liên kết hai tời nâng, tang nâng cần 8 được dẫn động từ tang nâng vật 9, thông qua ly hợp ma sát 11, điều khiển bằng nam châm điện 10. Chiều cuốn lên tang của dây cáp ở hai tời ngược nhau, nên khi tang 8 quay, nâng đầu cần lên, tang 9 quay cùng chiều và nhả cáp ra, hạ móc xuống (hình 9.4,b).

Ở các cần trục chân đế, cần trục nổi, do có chiều dài tay cần và sức nâng lớn nên việc khắc phục sự thay đổi độ cao ngoài ý muốn khi nâng hạ cần là rất cần thiết. Phương pháp đảm bảo dịch chuyển ngang vật nâng ở các cần trục này sẽ được trình bày kỹ hơn ở phần III.

§9.2. MÔMEN CẦN TẠI CHỐT CHÂN CẦN

Trong thời kỳ mở máy, tất cả các mômen của lực tác dụng lên cần đối với chốt chân cần được xác định như sau:

$$M_A = M_1 + M_2 + M_3 + M_4 + M_5 \quad (9.1)$$

trong đó: M_1 - mômen do trọng lượng bản thân của cần và vật nâng gây ra đối với chốt chân cần;

M_2 - mômen do lực quán tính của khối lượng vật nâng và cần khi mở máy cơ cấu nâng hạ cần;

M_3 - mômen do lực cản gió tác dụng lên vật nâng và cần;

M_4 - mômen do lực quán tính của các khối lượng vật nâng và cần, khi mở máy hoặc phanh cơ cấu di chuyển;

M_5 - mômen do lực quán tính ly tâm của khối lượng vật nâng và cần, khi cơ cấu quay làm việc đồng thời với cơ cấu nâng hạ cần.

Bài toán trên được xét trong thời kỳ mở máy cơ cấu nâng hạ cần, đồng thời có cơ cấu quay đang làm việc, cũng như đang mở máy hoặc phanh cơ cấu di chuyển.

Giả thiết, khối lượng của cần phân bố theo chiều dài có dạng hình thang như hình 9.5, $\overline{m}_k$ và $\overline{m}_0$ là khối lượng phân bố theo chiều dài của cần ở đỉnh cần và chân cần.

Sự thay đổi khối lượng phân bố của cần được đánh giá bằng hệ số

$$\gamma = \frac{\bar{m}_k}{\bar{m}_0} \quad (9.2)$$

Cả hai đại lượng $\bar{m}_k$ và $\bar{m}_0$ phụ thuộc vào tâm với r , khối lượng chung của cần sẽ là

$$\begin{aligned} m_A &= \bar{m}_0(r - r_0) - \frac{\bar{m}_0}{2}(1 + \gamma)(r - r_0) \\ &= \frac{\bar{m}_0}{2}(1 + \gamma)(r - r_0). \end{aligned} \quad (9.3)$$

Từ (9.3) suy ra

$$\bar{m}_0 = \frac{2m_A}{(1 + \gamma)(r - r_0)} \quad (9.4)$$

Khối lượng phân bố trên phân tố chiều dài cần, chiếu trên mặt phẳng ngang dx là

$$\bar{m}_x = 2m_A \frac{r - x + \gamma(x - r_0)}{(1 + \gamma)(r - r_0)^2} \quad (9.5)$$

$\bar{m}_x$ là một hàm của r và x .

- Xác định mômen M_1

Khối lượng của phân tố chiều dài cần theo phương ngang dx là

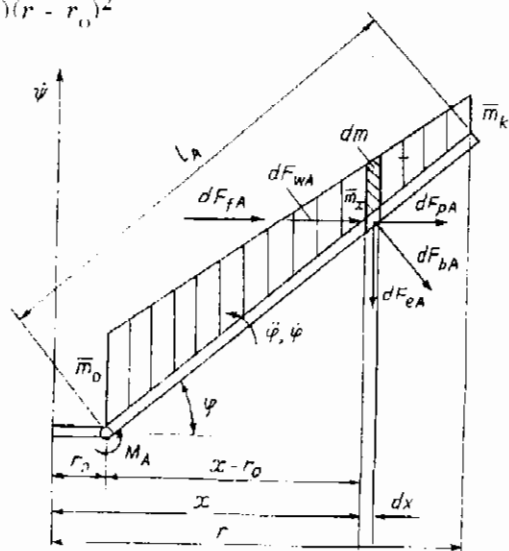
$$dm = \bar{m}_x dx$$

Từ đó có:

$$dF_{cA} = g \cdot dm = g \cdot \bar{m}_x \cdot dx$$

Coi khối lượng vật nặng m_Q tập trung tại đầu cần.

Lấy mômen đối với chốt chân cần có



Hình 9.5. Các lực phân bố tác dụng lên cần.

$$\begin{aligned} M_1 &= m_Q \cdot g \cdot (r - r_0) + \int_{r_0}^r (x - r_0) \cdot dF_{cA} \\ &= m_Q \cdot g \cdot (r - r_0) + \frac{2 \cdot m_A \cdot g}{(1 + \gamma)(r - r_0)^2} \int_{r_0}^r (x - r_0) \cdot [r - x + \gamma \cdot (x - r_0)] \cdot dx \\ &= m_Q \cdot g \cdot (r - r_0) + \frac{m_A \cdot g}{3} \cdot \frac{1 + 2\gamma}{1 + \gamma} (r - r_0) \end{aligned} \quad (9.6)$$

- Xác định mômen M_2 với

$$dF_{bA} = \ddot{\varphi} \frac{x - r_0}{\cos\varphi} dm$$

có

$$\begin{aligned} M_2 &= m_Q \ddot{\varphi} l_A^2 + \int_{r_0}^r \frac{x - r_0}{\cos\varphi} dF_{bA} \\ &= m_Q \ddot{\varphi} l_A^2 + \frac{2 m_A \ddot{\varphi}}{(1 + \gamma)(r - r_0)^2 \cos^2\varphi} \cdot \int_{r_0}^r (x - r_0)^2 [r - x + \gamma \cdot (x - r_0)] dx \\ &= m_Q \ddot{\varphi} l_A^2 + \frac{m_A \ddot{\varphi}}{6 \cos^2\varphi} \cdot \frac{1 + 3\gamma}{1 + \gamma} (r - r_0)^2. \end{aligned} \quad (9.7)$$

- Xác định mômen M_3

Giả thiết sự thay đổi diện tích chân gió của cần tương tự như phân bố khối lượng thì diện tích chân gió phân theo chiều dài cần ở vị trí tương ứng với x tương tự (9.5) là:

$$\bar{A}_x = 2 \cdot A \cdot \frac{r - x + \gamma(x - r_0)}{(1 + \gamma)(r - r_0)^2} \quad \text{và} \quad (9.8)$$

$$dF_{wA} = dA \cdot q \cdot \sin\varphi = \bar{A}_x \cdot q \cdot \sin\varphi \cdot dx. \quad (9.9)$$

trong đó: A - tổng diện tích bề mặt chịu lực gió của cần;

q - áp lực gió tính toán;

$\bar{\gamma} = \frac{\bar{A}_k}{\bar{A}_0}$ - tỷ số diện tích giữa đỉnh cần và chân cần.

Mômen do gió gây ra đối với chốt chân cần sẽ là:

$$\begin{aligned} M_3 &= A_Q \cdot q \cdot \operatorname{tg}\varphi(r - r_0) + \int_{r_0}^r (x - r_0) \operatorname{tg}\varphi \cdot dF_{wA} \\ &= A_Q \cdot q \cdot \operatorname{tg}\varphi(r - r_0) + \frac{2A \cdot q \cdot \operatorname{tg}\varphi \cdot \sin\varphi}{(1 + \bar{\gamma})(r - r_0)^2} \cdot \int_{r_0}^r (x - r_0)^2 [r - x + \gamma(x - r_0)] dx \\ &= A_Q \cdot q \cdot l_A \cdot \sin\varphi + \frac{A \cdot q \cdot \operatorname{tg}\varphi \cdot \sin\varphi}{3} \cdot \frac{1 + 2\bar{\gamma}}{1 + \bar{\gamma}} \cdot (r - r_0). \end{aligned} \quad (9-10)$$

Với A_Q là diện tích chân gió của vật nâng.

- Xác định mômen M_4

Trong mặt phẳng đứng chứa cần, gia tốc của cơ cấu di chuyển khi mở máy hoặc phanh a_t gây ra lực phân tố ở khối lượng dm .

$$dF_{tA} = a_t \cdot dm.$$

Mômen do lực quán tính các khối lượng vật nâng và cần gây ra đối với chốt chân cần

$$\begin{aligned}
 M_4 &= m_Q a_1 \operatorname{tg} \varphi (r-r_0) + \int_{r_0}^r (x-r_0) \operatorname{tg} \varphi \cdot dF_{\text{pA}} \\
 &= m_Q a_1 \operatorname{tg} \varphi (r-r_0) + \frac{2 m_A a_1 \operatorname{tg} \varphi}{(1+\gamma)(r-r_0)^2} \cdot \int_{r_0}^r (x-r_0)[r-x+\gamma(x-r_0)] dx \\
 &= m_Q a_1 l_A \sin \varphi + \frac{m_A a_1 \operatorname{tg} \varphi}{3} \cdot \frac{1+2 \gamma}{1+\gamma} (r-r_0)^3.
 \end{aligned}
 \tag{9.11}$$

- Xác định mômen M_5 .

Nếu chuyển động nâng hạ cần xảy ra đồng thời với chuyển động quay quanh trục thẳng đứng của máy với tốc độ góc $\dot{\psi}$, thì lực quán tính ly tâm của khối lượng phần tử dm là

$$dF_{\text{pA}} = x \cdot \dot{\psi}^2 \cdot dm,$$

mômen của lực quán tính ly tâm các khối lượng vật nâng và cần đối với chốt chân cần là:

$$\begin{aligned}
 M_5 &= m_Q \dot{\psi}^2 \operatorname{tg} \varphi (r-r_0) + \int_{r_0}^r (x-r_0) \operatorname{tg} \varphi \cdot dF_{\text{pA}} \\
 &= m_Q \dot{\psi}^2 \operatorname{tg} \varphi (r-r_0) + \frac{2 m_A \dot{\psi}^2 \operatorname{tg} \varphi}{(1+\gamma)(r-r_0)^2} \cdot \int_{r_0}^r x(x-r_0)[r-x+\gamma(x-r_0)] dx \\
 &= m_Q \dot{\psi}^2 \operatorname{tg} \varphi (r-r_0) + \frac{m_A \dot{\psi}^2 \operatorname{tg} \varphi}{6(1+\gamma)} (r-r_0)[r+r_0+\gamma(3r+r_0)].
 \end{aligned}
 \tag{9.12}$$

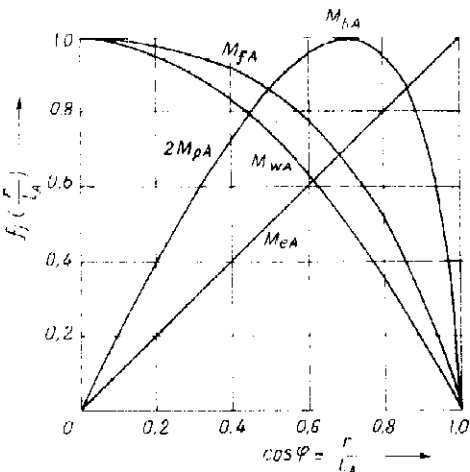
Bảng 9.1 thống kê lại các công thức xác định mômen đối với chốt chân cần đã tính ở trên. Khi khối lượng của cần phân bố đều, có $\gamma = 1$ và $\overline{m_x} = m/(r-r_0)$ là hằng số. Để dễ dàng mô tả bằng đồ thị sự thay đổi giá trị của các mômen khi tâm với r thay đổi, coi cần có khối lượng phân bố đều và cho $r_0 = 0$.

$$M_i = C_i f_i\left(\frac{r}{l_A}\right), \tag{9.13}$$

M_i - mômen đối với chốt chân cần do khối lượng cần gây ra.

Bảng 9.2 cho giá trị của C_i và f_i tương ứng với các mômen $M_1 - M_5$ và hình 9.6 là

đường biểu diễn của hàm $f_i\left(\frac{r}{l_A}\right)$.



Hình 9.6. Sự phụ thuộc của các mômen vào tâm với.

Bảng 9.1. Công thức xác định mômen trên cơ cấu thay đổi tâm với

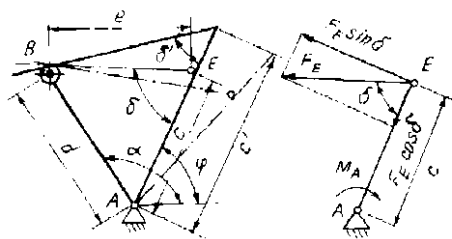
Mômen	Khi cần có khối lượng phân bố đều	Khi cần có khối lượng phân bố dạng hình thang	Do khối lượng vật nâng
M_1	$\frac{m_A g}{2} (r - r_0)$	$\frac{m_A g}{3} \frac{1 + 2\gamma}{1 + \gamma} (r - r_0)$	$m_Q g (r - r_0)$
M_2	$\frac{m_A \ddot{\varphi}}{3 \cos^2 \varphi} (r - r_0)^2$ $= \frac{m_A \ddot{\varphi} l_A^2}{3}$	$\frac{m_A \ddot{\varphi}}{6 \cos^2 \varphi} \frac{1 + 3\gamma}{1 + \gamma} (r - r_0)^2$ $= \frac{m_A \ddot{\varphi} l_A^2}{6} \frac{1 + 3\gamma}{1 + \gamma}$	$\frac{m_Q \ddot{\varphi}}{\cos^2 \varphi} (r - r_0)^2$ $= m_Q \ddot{\varphi} l_A^2$
M_3	$\frac{A \cdot q \operatorname{tg} \varphi \sin \varphi}{2} (r - r_0)$ $= \frac{1}{2} A \cdot q \cdot l_A \sin^2 \varphi$	$\frac{A \cdot q \operatorname{tg} \varphi \sin \varphi}{3} \frac{1 + 2\gamma}{1 + \gamma} (r - r_0)$ $= \frac{A \cdot q \cdot l_A \sin^2 \varphi}{3} \frac{1 + 2\gamma}{1 + \gamma}$	$A_Q q \operatorname{tg} \varphi (r - r_0)$ $= A_Q q \cdot l_A \sin \varphi$
M_4	$\frac{m_A \ddot{a}_t \operatorname{tg} \varphi}{2} (r - r_0)$ $= \frac{1}{2} m_A \ddot{a}_t l_A \sin \varphi$	$\frac{m_A \ddot{a}_t \operatorname{tg} \varphi}{3} \frac{1 + 2\gamma}{1 + \gamma} (r - r_0)$ $= \frac{m_A \ddot{a}_t l_A \sin \varphi}{3} \frac{1 + 2\gamma}{1 + \gamma}$	$m_Q \ddot{a}_t \operatorname{tg} \varphi (r - r_0)$ $= m_Q \ddot{a}_t l_A \sin \varphi$
M_5	$\frac{m_A \dot{\varphi}^2 \operatorname{tg} \varphi}{6} (2r + r_0)(r - r_0)$ $= \frac{m_A \dot{\varphi}^2 l_A \sin \varphi}{6} (2r + r_0)$	$\frac{m_A \dot{\varphi}^2 \operatorname{tg} \varphi}{6(1 + \gamma)} (r - r_0)(r + r_0 + \gamma(3r + r_0))$ $= \frac{m_A \dot{\varphi}^2 l_A \sin \varphi}{6(1 + \gamma)} [r + r_0 + \gamma(3r + r_0)]$	$m_Q \dot{\varphi}^2 r \operatorname{tg} \varphi (r - r_0)$ $= m_Q \dot{\varphi}^2 l_A \sin \varphi$

Bảng 9.2. Giá trị các đại lượng C_i và $f_i(\frac{r}{l_A})$ ở công thức (9.13) với $r_0 = 0$ và $\gamma = 1$

M'_i	$\frac{C_i}{m \cdot l_A}$	$f_i(\frac{r}{l_A})$
$M'_1(M_{eA})$	$\frac{g}{2}$	$\frac{r}{l_A}$
$M'_2(M_{bA})$	$\frac{\ddot{\varphi} l_A}{3}$	1
$M'_3(M_{wA})$	$\frac{A q}{2m}$	$1 - (\frac{r}{l_A})^2$
$M'_4(M_{fA})$	$\frac{\ddot{a}_t}{2}$	$\sqrt{1 - (\frac{r}{l_A})^2}$
$M'_5(M_{pA})$	$\frac{\dot{\varphi}^2 l_A}{2}$	$\frac{r}{l_A} \sqrt{1 - (\frac{r}{l_A})^2}$

Không chỉ có mômen do các ngoại lực gây ra đối với chốt chân cần, mà cả góc truyền lực δ (hình 9.7) cũng thay đổi theo tầm với hoặc góc nghiêng cần φ .

Từ quan hệ hình học trên hình 9.7 có



Hình 9.7. Góc truyền lực.

$$c = d \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\sin\delta} = \sqrt{d^2 - 2c.d.\cos(\alpha - \varphi) + c^2} \quad (9.14)$$

Từ (9.14) rút ra

$$\sin\delta = \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\sqrt{1 - 2\frac{c}{d}\cos(\alpha - \varphi) + \left(\frac{c}{d}\right)^2}} \quad (9.15)$$

Lực nâng hạ cần tác dụng lên chi tiết truyền lực (palăng cấp nâng cần, cần pittông v.v.).

$$F_L = \frac{M_A}{c.\sin\delta} \quad (9.16)$$

Để thấy tốc độ góc $\dot{\varphi}$ của cần quay quanh chốt chân cần là hàm của tốc độ co lại hoặc duỗi ra của palăng cấp nâng cần V_L

$$\dot{\varphi} = \frac{V_L}{c.\sin\delta} \quad (9.17)$$

§9.3. TÍNH TOÁN CƠ CẤU NÂNG HẠ CẦN

Phần này giới thiệu trình tự tính toán cơ cấu nâng hạ cần bằng truyền động cấp, là loại phổ biến nhất hiện nay. Do việc tính toán hoàn toàn tương tự cơ cấu nâng vật, nên chỉ nêu một số điểm cần chú ý. Có thể coi lực tác dụng lên palăng nâng cần F_L có vị trí tương ứng với trọng lượng vật nâng Q tác dụng lên palăng nâng vật trong cơ cấu nâng vật.

1. Lực tác dụng lên palăng nâng cần F_E

Lực F_L là một đại lượng phụ thuộc vào vị trí của cần, do vậy trong thực tế thường tính F_L tương ứng với nhiều vị trí khác nhau của cần. Khi làm việc, tầm với của cần trực tiếp thay đổi từ $r_{\min}$ đến $r_{\max}$ tương ứng có góc nghiêng cần φ thay đổi từ $\varphi_{\max}$ đến $\varphi_{\min}$. Các vị trí tính toán thường được chọn bằng cách chia đều khoảng

cách của phạm vi thay đổi ở trên. Số điểm chia càng nhiều thì mức độ tính toán càng chính xác. Các kết quả tính toán được lập thành bảng. Khi tính toán các mômen do khối lượng vật nâng gây ra trong M_1, M_2, M_3, M_4, M_5 cần chú ý đến sự thay đổi giá trị của khối lượng vật nâng theo tâm với. Do trên cần trục có sự phối hợp làm việc đồng thời của các cơ cấu, nên lực F_E được xác định theo các tổ hợp tải trọng khác nhau:

- Tải trọng tính lên palăng nâng cần, khi nâng cần cùng với vật nâng:

$$F_E = \frac{M_1 + M_3 - S_v \cdot b}{c \cdot \sin \alpha} \quad (9.18)$$

trong đó S_v - lực căng nhánh cáp nâng vật;

- khoảng cách từ cáp nâng vật đến chốt chân cần (hình 9.8).

$$b = c' \cdot \sin \alpha' \quad (9.19)$$

Giá trị $\sin \alpha'$ được xác định theo (9.15) ứng với các giá trị α, c', d (hình 9.7)

- Tải trọng lên palăng nâng cần khi nâng cần có vật phối hợp với quay cần trục

$$F_E = \frac{M_1 + M_3 + M_5 - S_v \cdot b}{c \cdot \sin \alpha} \quad (9.20)$$

- Tải trọng lên palăng nâng cần khi nâng cần có vật phối hợp mở máy hoặc phanh cơ cấu di chuyển.

$$F_E = \frac{M_1 + M_3 + M_4 - S_v \cdot b}{c \cdot \sin \alpha} \quad (9.21)$$

Trong các trường hợp trên đều không kể đến tải trọng quán tính của khối lượng vật nâng và cần khi mở máy hoặc phanh cơ cấu nâng hạ cần. Các giá trị F_E được tính cho nhiều vị trí và được lập thành bảng.

2. Chọn bội suất palăng nâng cần và chọn cáp

Trong nhiều cần trục, đặc biệt là cần trục tháp có sử dụng sơ đồ móc cáp liên hợp (§9.1), khi đó đường kính cáp nâng cần và cáp nâng vật lấy bằng nhau. Căn cứ vào điều này và dựa vào lực căng $F_{E_{\max}}$ chọn bội suất palăng nâng cần. Cũng có thể tham khảo các loại máy tương tự để xác định bội suất palăng nâng cần. Sau khi chọn bội suất palăng, tiến hành chọn cáp nâng cần và cáp neo cần (nếu có).

3. Chọn động cơ và phanh

a) Động cơ

Để chọn động cơ, ngoài tổng tải trọng tác dụng lên palăng nâng cần F_E phải

xác định tốc độ thay đổi chiều dài palăng nâng cân v_l

$$v_l = \frac{e_l - e_n}{t} \quad , \text{ m/s} \quad (9.22)$$

trong đó: e_l, e_n - chiều dài palăng cấp ứng với cần ở vị trí có tầm với lớn nhất và nhỏ nhất;

t - thời gian thay đổi tầm với từ tầm với lớn nhất đến nhỏ nhất hoặc ngược lại.

Thời gian thay đổi tầm với t phụ thuộc vào công dụng, loại và năng suất của cần trục. Bảng 9.3 cho các giá trị trung bình của t và tốc độ thay đổi tầm với trung bình

$$v_l = \frac{r_{\max} - r_{\min}}{t} \quad , \text{ 60, m/ph.}$$

Bảng 9.3. Giá trị trung bình của t và v_l

Loại cần trục và công dụng	Thời gian thay đổi tầm với t , s	Tốc độ trung bình v_l , m/ph
Cần trục chân đế (bóc dỡ)	18 - 30	50 - 60
Cần trục chân đế (lắp ráp)	60 - 65	20 - 25
Cần trục nổi	120 - 200	-
Cần trục tháp	25 - 120	4 - 30
Cần trục ô tô	5 - 30	6 - 35

Công suất động cơ được tính theo tải trọng trung bình bình phương

$$F_{tb} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (F_{li}^2 \cdot \Delta e_i)}{\sum_{i=1}^n \Delta e_i}} \quad (9.23)$$

trong đó: Δe_i - khoảng thay đổi chiều dài palăng nâng cân từ vị trí tính toán thứ i đến $i + 1$;

F_{li} - tải trọng tĩnh tác dụng lên palăng cấp nâng cân tính ở vị trí i theo công thức (9.18) hoặc (9.20).

Công suất yêu cầu của động cơ theo tải trọng trung bình bình phương khi thay đổi tầm với từ $r_{\max}$ đến $r_{\min}$:

$$P_{yc} = \frac{F_{tb} \cdot v_l}{1000 \cdot \eta_n} \quad , \text{ kW} \quad (9.24)$$

η_n - hiệu suất truyền động cơ cầu.

Sau khi chọn công suất động cơ theo phương pháp trên đây, phải kiểm tra lại khả năng quá tải của động cơ cũng như thời gian hoặc gia tốc mở máy.

- Kiểm tra quá tải

Động cơ phải có khả năng quá tải tức thời do mômen $M_{\max}$ gây ra

$$M_{\max} \leq (0,8 \div 0,85) \psi_{\max} \cdot M_{\text{đt}}$$

$$M_{\max} = \frac{F_{\text{t,max}} \cdot d_T}{2 \cdot a \cdot i_g \cdot \eta_o} \quad (9.25)$$

trong đó: d_T , a : đường kính tang và bội suất palang nâng cần;

i_g - tỷ số truyền hộp giảm tốc;

η_o - hiệu suất truyền động của cơ cấu;

$F_{\text{t,max}}$ - tải trọng lớn nhất tác dụng lên palang nâng cần được tính theo công thức (9.20) hoặc (9.21).

- Kiểm tra thời gian mở máy với lực $F_{\text{t,max}}$; thời gian mở máy không nên vượt quá 5-6 s.

Theo (7.19) có phương trình mômen mở máy của động cơ

$$M_m = M_d + M_l$$

trong đó: M_l - mômen cản tĩnh được xác định từ lực $F_{\text{t,max}}$ theo công thức (9.18) và (9.20) và được tính theo (9.25)

M_d - mômen động phát sinh trong thời kỳ mở máy. Có thể chia M_d ra hai phần:

$$M_d = M_{qt1} + M_{qt2} \quad (9.26)$$

M_{qt1} - mômen của lực quán tính các tiết máy quay trong cơ cấu quy về trục động cơ

$$M_{qt1} = J_{qt} \cdot \frac{\omega_1}{t_m} = \alpha J_1 \cdot \frac{\omega_1}{t_m} \quad (9.27)$$

M_{qt2} - mômen của lực quán tính các khối lượng vật nâng và cần gây ra trong thời kỳ mở máy khi nâng cần, được quy về trục động cơ.

$$M_{qt2} = \frac{F'_E \cdot d_T}{2 \cdot a \cdot i_g \cdot \eta_o} \quad (9.28)$$

F'_E lực quy đổi từ mômen M_2 . Theo (9.16) có

$$F'_E = \frac{M_2}{c \cdot \sin \delta}$$

Coi khối lượng cần phân bố đều, theo bảng 9.1 có

$$F'_E = \frac{(\frac{m}{3} + m_Q) \cdot L_A^2}{c \cdot \sin \delta} \cdot \ddot{\varphi} \text{ và}$$

$$\ddot{\varphi} = \frac{v_L}{c \cdot \sin \delta \cdot t_m} = \frac{\omega_1 \cdot d_T}{2 \cdot c \cdot \sin \delta \cdot i_g \cdot a \cdot t_m}$$

Thay tất cả vào (9.28) có

$$M_{qt2} = \frac{1}{4} \cdot \frac{\left(\frac{m}{3} + m_Q\right)\omega_1 d_T^2}{\left(\frac{c \sin \delta}{l_A}\right)^2 a^2 i_g^2 \eta_o t_m} \quad (9.29)$$

Cuối cùng có:

$$M_d = \alpha \cdot J_1 \cdot \frac{\omega_1}{t_m} + \frac{1}{4} \cdot \frac{\left(\frac{m}{3} + m_Q\right)d_T^2}{\left(\frac{c \sin \delta}{l_A}\right)^2 a^2 i_g^2 \eta_o} \cdot \frac{\omega_1}{t_m}$$

$$\text{Đặt} \quad J_o = \alpha J_1 + \frac{1}{4} \cdot \frac{\left(\frac{m}{3} + m_Q\right)d_T^2}{\left(\frac{c \sin \delta}{l_A}\right)^2 a^2 i_g^2 \eta_o} \quad (9.30)$$

$$\text{hoặc} \quad GD^2 = \alpha \sum(G_i D_i^2) + \frac{\left(\frac{G}{3} + Q\right)d_T^2}{i_g^2 a^2 \eta_o \left(\frac{c \sin \delta}{l_A}\right)^2}$$

Ta có thời gian mở máy khi nâng cần

$$t_m = \frac{J_o \omega_1}{M_m - M_t}$$

hay

$$t_m = \frac{GD^2 n_1}{375(M_m - M_t)} \quad (9.31)$$

b) Chọn phanh

Trong cơ cấu nâng cần chỉ được phép dùng phanh thường đóng như ở cơ cấu nâng vật. Mômen phanh tính theo công thức

$$M_p \geq k \cdot \bar{M}_{max} = k \cdot \frac{F_{lmax} \cdot d_T \cdot \eta_o}{2 \cdot a \cdot i}$$

với hệ số an toàn $k \geq 1,5$;

i - tỷ số truyền từ trục tang đến trục đặt phanh.

Phanh phải hãm được cần ở mọi vị trí khi có gió ở trạng thái không làm việc với hệ số an toàn $k \geq 1,5$.

Sau khi chọn phanh cần kiểm tra thời gian phanh, sao cho thời gian phanh không vượt quá 4 - 5 s ứng với $F_{l,min}$ và không nhỏ hơn 1,5 s ứng với $F_{l,max}$.

Tương tự như (9.31) có

$$t_{ph} = \frac{\overline{J}_0.\omega_l}{M_{ph} - \overline{M}_l} \text{ hoặc } t_{ph} = \frac{\overline{GD}^2 n_l}{375(M_{ph} - \overline{M}_l)} \tag{9.32}$$

Với

$$J_0 = \alpha J_l + \frac{1}{4} \cdot \frac{(\frac{m}{3} + m_0)d_l^2 \eta_0}{i_g^2 a^2 (\frac{csin\delta}{l_A})^2} \text{ hoặc}$$

$$\overline{GD}^2 = \alpha \sum (G_l D_l)^2 + \frac{(\frac{G}{3} + Q)d_l^2 \eta_0}{i_g^2 .a^2 (\frac{csin\delta}{l_A})^2}$$

Chương 10

CƠ CẤU DI CHUYỂN

Cơ cấu di chuyển dùng để dịch chuyển máy hoặc một bộ phận của máy trong mặt phẳng ngang hay nghiêng. Theo đặc điểm của đường và bộ phận di chuyển phân ra cơ cấu di chuyển trên ray, cơ cấu di chuyển bánh lốp và cơ cấu di chuyển bánh xích.

Chương này chỉ giới thiệu đặc điểm, cấu tạo và tính toán cho cơ cấu di chuyển trên ray được dùng phổ biến trên cầu trục, cổng trục, cần trục tháp, cần trục chân đế v.v..

So với cơ cấu di chuyển trên ray của các máy vận chuyển ngang thì ở máy nâng áp lực lên các bánh xe di chuyển lớn hơn, nhưng tốc độ chuyển động nhỏ hơn nhiều (đến 2,5 m/s, cá biệt 6 m/s) và thường được dẫn động điện.

§10.1. CẤU TẠO CHUNG CƠ CẤU DI CHUYỂN TRÊN RAY

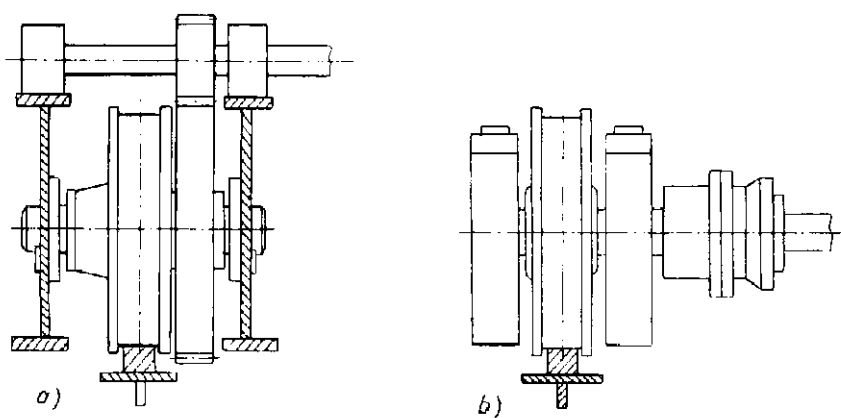
Cơ cấu di chuyển bao gồm một hoặc một cụm bánh xe, được dẫn động bởi động cơ thông qua hệ thống truyền động cơ khí, như hộp giảm tốc, khớp nối, trong nhiều trường hợp còn có cả bộ truyền bánh răng để hở. Để dừng xe chính xác, cơ cấu được trang bị phanh. Đường ray của cơ cấu di chuyển có thể đặt trên công trình hoặc được gán cố định trên nền.

Sự khác biệt về cấu tạo của các cơ cấu di chuyển phụ thuộc vào:

- đường ray di chuyển: di chuyển kiểu treo trên ray (thường là trên hai cánh dưới dầm định hình chữ I) hoặc di chuyển trên đỉnh hai ray);
- cách truyền lực: bánh xe dẫn động hay cáp kéo;
- cách truyền mômen xoắn lên bánh xe (qua bánh răng, qua trục) (hình 10.1)
- kết cấu của hệ thống truyền động: kín hay hở;
- cách dẫn động: dẫn động chung, dẫn động riêng.

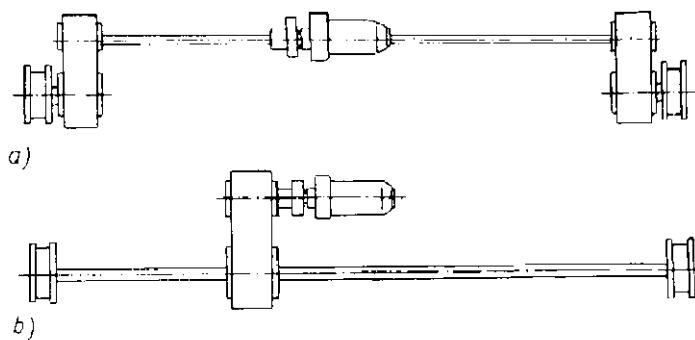
Một vấn đề quan trọng, ảnh hưởng nhiều đến kết cấu của cơ cấu di chuyển trên hai ray và của cả khung xe là phải đảm bảo cho hai bên xe di chuyển đều nhau nhằm giảm sự biến dạng của khung xe, do đó giảm được lực cản chuyển động do di chuyển xiên lệch. Sự di chuyển lệch này chủ yếu do có sự sai khác về đường kính và tốc độ quay của các bánh xe chủ động.

Để hạn chế độ xiên lệch, trước hết, và chủ yếu là kết cấu kim loại của khung xe hoặc toàn máy phải có độ cứng vững cao. Mat khác, gờ bánh xe hoặc các con lăn dẫn hướng cũng hạn chế sự di chuyển lệch, tuy nhiên sẽ xuất hiện các lực cản phụ trong cơ cấu cũng như lực tác dụng phụ lên kết cấu kim loại. Cơ cấu di chuyển dẫn động chung (hình 10.2) được dùng cho các xe lan của các cần trục kiểu cầu (cầu trục, cổng trục) hoặc cho cầu trục có khẩu độ nhỏ.



Hình 10.1. Truyền mômen xoắn lên bánh xe.

Với xe lan hoặc cầu trục có khẩu độ rất nhỏ, có thể dùng sơ đồ truyền động với trục quay chậm (hình 10.2, b). Từ động cơ, mômen xoắn được truyền qua hộp giảm tốc và sau đó đến các bánh xe nhỏ trực truyền động.



Hình 10.2. Các sơ đồ cơ cấu di chuyển dẫn động chung.

Tùy theo khẩu độ mà trục truyền động có thể được

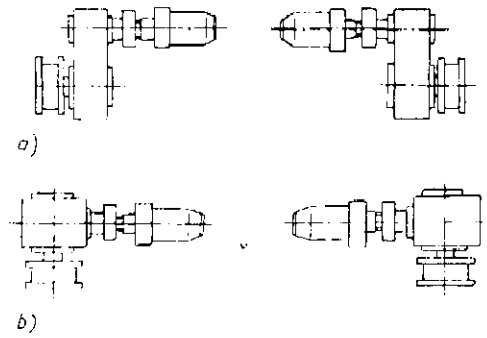
chế tạo thành hai hay nhiều đoạn, chúng được nối với nhau bằng các nối trục và được đỡ bằng các ổ đỡ trung gian. Mômen truyền qua trục truyền động ở cấp chậm vì vậy có giá trị lớn, do đó bản thân trục, ổ, khớp nối đều có kích thước và trọng lượng lớn. Để giảm nhẹ, có thể dùng kết cấu trục rỗng. Khi khẩu độ lớn, trục dài, góc xoắn trục sẽ lớn gây ảnh hưởng đến sự di chuyển đều hai bên, do vậy nên dùng sơ đồ truyền động với trục truyền quay nhanh (hình 10.2, a) để truyền mômen ngay từ hai đầu ra của động cơ đến các bánh xe thông qua hai hộp giảm tốc ở hai bên. Với cùng công suất truyền, trục quay nhanh có trọng lượng nhỏ hơn 4 - 6 lần so với trục truyền quay chậm, và mặc dù phải dùng đến hai hộp giảm tốc, trọng lượng chung của cơ cấu không tăng. Tuy nhiên nó đòi hỏi yêu cầu cao về độ chính xác lắp đặt các ổ đỡ và phải cân bằng động các tiết máy quay.

Cơ cấu di chuyển dẫn động riêng được dùng phổ biến. Nó gồm các cụm riêng biệt ở một hoặc hai bên đường ray. Mỗi cụm đều có động cơ và hộp giảm tốc riêng. Giữa hai bánh xe dẫn không có liên kết cơ khí. Trong hệ thống như vậy có hiện tượng tự động san tải giữa các động cơ điện. Để phòng phân bố tải không đều giữa hai bên, tải trọng tính toán cho mỗi cơ cấu được lấy bằng 60% tải chung.

Trong cơ cấu di chuyển dẫn động riêng, động cơ có thể bố trí dọc hoặc ngang so với trục ray. Khi bố trí dọc (hình 10.3, b) dùng hộp giảm tốc bánh vít, trục vít hoặc hộp giảm tốc bánh rang côn. Kết cấu này đảm bảo cho cơ cấu có kích thước nhỏ gọn. Bố trí ngang thường khó gá lắp, do vậy hay dùng hộp giảm tốc kiểu treo có một đầu ty lên trục bánh xe dẫn, động cơ và phanh nằm phía trên của hộp đỡ trục bánh xe (hình 10.4). Trên nhiều cần trục người ta còn sử dụng động cơ có gắn sẵn phanh (thường là phanh đĩa kiểu điện từ), lắp côngxôn trên hộp giảm tốc nhờ mặt bích. Loại này có kết cấu nhỏ gọn, dễ gá lắp.

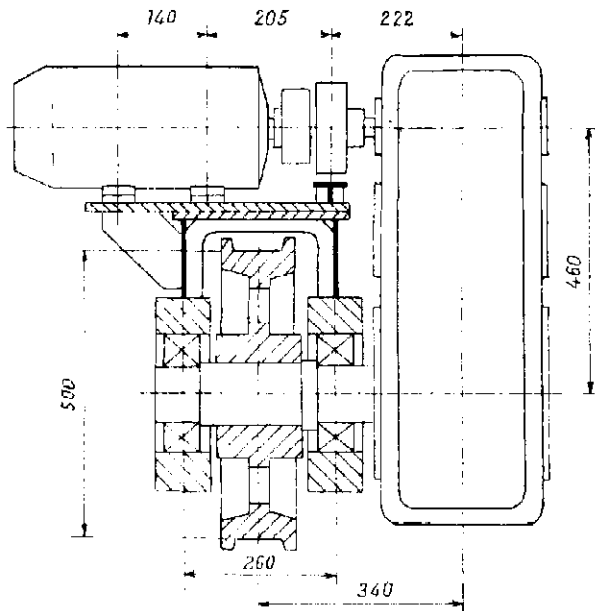
Khi có hai bánh xe dẫn trong một cụm bánh xe, cách bố trí cơ cấu di chuyển như sơ đồ trên hình 10.5.

Ở cơ cấu di chuyển kiểu treo, ray thường là dầm thép chữ I, các bánh xe chạy trên hai cánh dưới của dầm (hình 10.6). Cơ

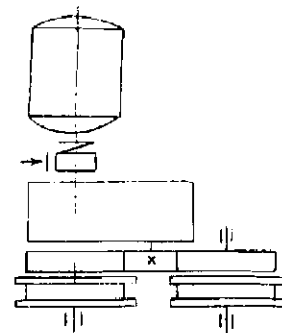


Hình 10.3. Sơ đồ cơ cấu di chuyển dẫn động riêng:

- a) Cơ cấu di chuyển trên hai ray;
- b) Cơ cấu di chuyển trên một ray.



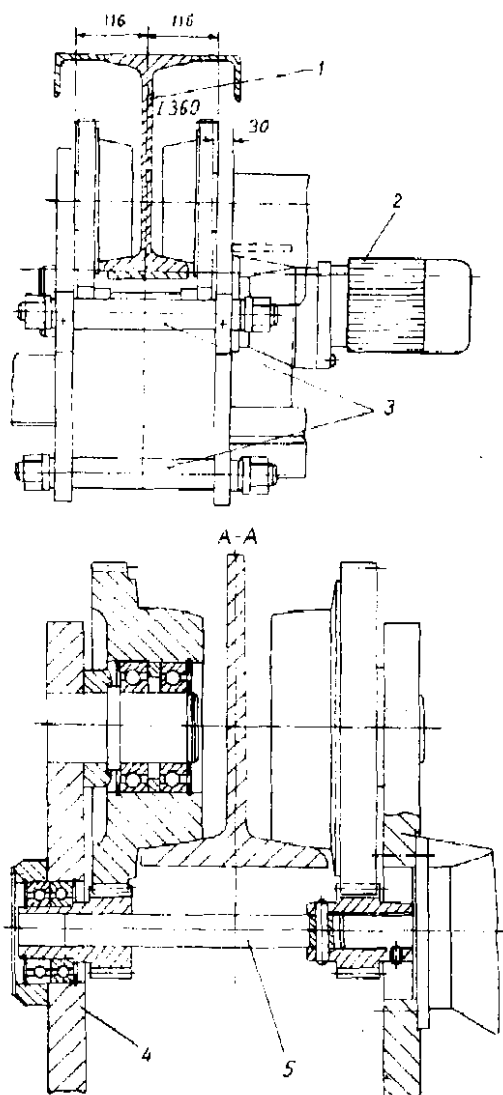
Hình 10.4. Cơ cấu di chuyển dẫn động riêng với hộp giảm tốc kiểu treo.



Hình 10.5. Sơ đồ cơ cấu di chuyển với hai bánh dẫn trên một cụm bánh xe.

bằng tay nhờ dây trực tiếp hoặc thông qua bánh kéo xích. Trong trường hợp dẫn động điện, mômen xoắn được truyền từ động cơ đến bánh xe qua các cặp bánh răng. Các bánh xe có thể được dẫn động một bên hoặc cả hai bên, có thể dẫn động một bánh xe, hai bánh xe hay cả bốn bánh xe. Dẫn động một bên đơn giản hơn trong chế tạo và lắp ráp nhưng gây xiên lệch xe, chỉ dùng khi di chuyển trên đường thẳng. Do khi di chuyển trên hai cánh dưới của dầm I , áp lực bánh xe lên dầm gây nên các ứng suất uốn cục bộ khá lớn, cũng như đường kính bánh xe bị hạn chế, nên người ta dùng nhiều bánh xe cho một cơ cấu di chuyển khi có tải lớn (6, 8, 12 bánh). Vì chất lượng của bề mặt di chuyển bị hạn chế, nên tốc độ di chuyển ở loại này không vượt quá 0,5 m/s.

Lực vòng mà bánh xe dẫn truyền cho ray bị giới hạn bởi khả năng bám giữa bánh xe với đường. Nếu tốc độ càng lớn thì chắc chắn gia tốc sẽ càng cao và số bánh xe dẫn động sẽ phải tăng lên. Có thể khắc phục hạn chế trên bằng cách dùng cơ cấu di chuyển kiểu dây kéo (sẽ được trình bày riêng ở §10.4), bằng cách này trọng lượng của phần di chuyển giảm đáng kể do bộ phận dẫn động được gắn cố định trên máy. Cơ cấu di chuyển cáp kéo được dùng nhiều trên các cần trục tháp, cần trục cổng và cần trục cáp.



Hình 10.6. Cơ cấu di chuyển kiểu treo:
1- đường chạy; 2- động cơ có phanh cơ
khí; 3- trục định vị; 4- tấm chịu lực;
5- trục bánh răng con.

§10.2. TÍNH TOÁN CHUNG CƠ CẤU DI CHUYỂN

1. Lực cản chuyển động của xe di chuyển

Lực cản tính W_1 tác động trong mọi thời kỳ chuyển động ổn định và không ổn định của máy. Đó là các thành phần lực cản do ma sát W_1 , do dốc của đường ray W_2 và do gió W_3 . Thành phần W_3 chỉ được kể đến khi máy làm việc ngoài trời.

$$W_l = W_1 + W_2 + W_3 \quad (10.1)$$

Lực cản ma sát W_1 là lực vòng trên bánh xe tại vị trí tiếp xúc giữa bánh xe với đường ray. Nó có chiều luôn ngược chiều chuyển động. W_1 là một đại lượng thay thế tương đương cho các lực cản lăn giữa bánh xe với ray, ma sát trong ổ trục bánh xe và ma sát giữa thành bánh xe với cạnh bên của ray.

Phương trình cân bằng mômen (hình 10.7) khi không kể đến ma sát thành bánh:

$$\begin{aligned} W_1 \cdot \frac{d_R}{2} &= F\mu + M_k; \\ &= F\mu + Ff \cdot \frac{d}{2}; \text{ suy ra} \end{aligned}$$

$$W_1 = F \cdot \frac{2\mu + f \cdot d}{d_R}$$

trong đó: μ - hệ số cản lăn, mm (bảng 10.1);

f - hệ số ma sát ổ trục quy về đường kính ngỗng trục (bảng 10.2);

d_R, d - đường kính bánh xe và ngỗng trục bánh xe, mm;

F - tổng áp lực thẳng đứng lên các bánh xe, N.

Để kể đến ma sát thành bánh, dùng hệ số k . Hệ số k phụ thuộc vào dạng bánh xe, loại ổ trục cũng như cách dẫn động. Giá trị của nó cho ở bảng 10.3.

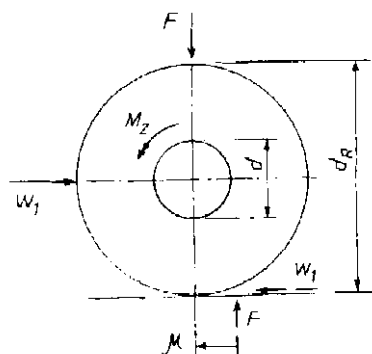
Cuối cùng có

$$W_1 = F \cdot \left(\frac{2\mu + fd}{d_R} \right) \cdot k = F \cdot \omega, \quad (10.2)$$

ω được gọi là hệ số cản chuyển động.

Bảng 10.1. Hệ số cản lăn μ , mm

Ray	μ , mm khi đường kính bánh xe, mm				
	200 và 300	400 và 500	600 và 700	800	900 và 1000
	Đối với bánh xe thép				
Ray bằng	0,3	0,5	0,6	0,6	0,7
Ray đính lõi	0,4	0,6	0,8	1,0	1,2
	Đối với bánh xe gang				
Ray bằng	0,4	0,6	0,8	0,8	0,9
Ray đính lõi	0,5	0,7	0,9	1,2	1,4



Hình 10.7. Mô hình tính lực cản ma sát.

Bảng 10.2. Hệ số ma sát ổ trục f

Loại ổ	Ổ trượt		Ổ lăn	
	Dễ hở	Dễ kín, có dầu	Ổ bi và ổ đĩa	Ổ côn
f	0,10	0,08	0,015	0,02

Lực cản do độ dốc đường ray

$$W_2 = F \sin \alpha \approx F \cdot \alpha \quad (10.3)$$

α - độ dốc cho phép của đường ray : $\alpha = 0,002$ với ray xe lăn trên cầu trục ; $\alpha = 0,003$ ray cổng trục và cần trục chân đế; $\alpha = 0,001$ đối với ray cầu trục đặt trên dầm thép với nền bê tông cốt thép; $\alpha = 0,004$ với ray cần trục đường sắt trên nền dầm, tà vẹt gỗ; $\alpha = 0,005$ ray cần trục tháp.

Bảng 10.3. Hệ số k

Dạng bánh xe	Vị trí đặt cơ cấu	Dẫn động cơ cấu	k	Ghi chú
Côn	Cầu trục	Chung	1,2	
Hình trụ có gờ		Riêng hoặc chung	1,5	
Hình trụ không có gờ			1,1	Với con lăn dẫn hướng bên cạnh
Hình trụ có gờ	Xe con cần trục	Chung	2,5	Với dây dẫn cứng
			2,0	Với cáp dẫn điện
Hình côn có một gờ	Cầu trục treo	Một phía	2,51	Ổ lăn
			2,0	Ổ trượt
		Hai phía	2,01	Ổ lăn
			1,82	Ổ trượt
Hình trụ có gờ	Cần trục tháp		1,4	Ổ trượt
			2,0	Ổ lăn
	Cổng trục		1,8	Ổ trượt
			3,2	Ổ lăn

2. Áp lực tựa và lực nén bánh

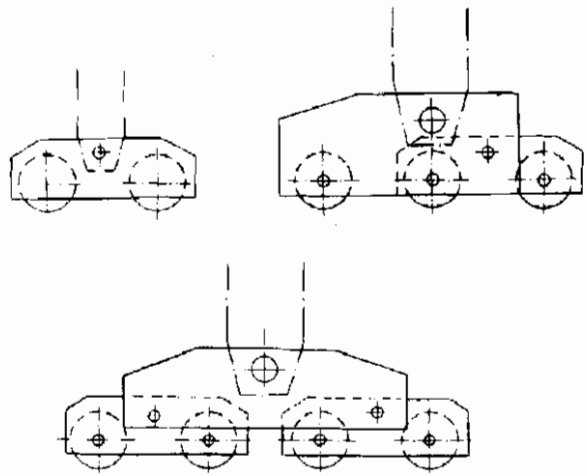
Cơ cấu di chuyển của hầu hết các cần trục, kể cả palang điện, đều có bốn cụm chân tựa. Điều này đòi hỏi đường ray cơ cấu di chuyển phải được lắp đặt một cách chính xác. Nhờ đối xứng nên kết cấu kiểu bốn cụm chân tựa tăng được độ ổn định máy cũng như cải thiện được điều kiện làm việc của cơ cấu. Khi tựa trên ba cụm chân tựa, cần trục dễ dàng di chuyển quay vòng và yêu cầu về độ bằng phẳng đường ray cũng thấp hơn so với khi tựa trên bốn chân tựa. Loại này được dùng ở một số cần trục xây dựng và cần trục cảng. Áp lực ở các chân tựa được truyền xuống đường ray thông qua bánh xe. Nếu áp lực tựa lớn có thể tăng số bánh xe

của mỗi chân tựa, khi đó áp lực được phân xuống các bánh xe thông qua hệ thống đặc biệt gọi là cầu cân bằng (hình 10.8).

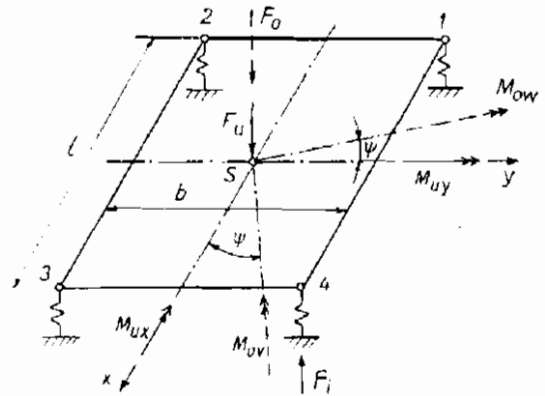
a) Xác định gần đúng áp lực tựa

Để xác định gần đúng áp lực tựa lên các chân tựa, sử dụng mô hình như ở hình 10.9. Mô hình là một tấm phẳng tuyệt đối cứng tựa trên bốn lò xo có độ cứng như nhau.

Đường thẳng đứng đi qua S gọi là trục chính của hệ lò xo, tại điểm này, các lực thẳng đứng sẽ tạo ra ở bốn điểm tựa có sự dịch chuyển hàng nhau. Bài toán sẽ phức tạp khi mà trục đối xứng, trục chính của lò xo và trục quay của máy không trùng nhau (ở các cần trục bánh lốp, cần trục ô tô). Có thể quy về mô hình đơn giản trên một cách dễ dàng khi trục đối xứng và trục chính trùng nhau song không trùng với trục quay của máy bằng phương pháp dời lực.



Hình 10.8. Hệ thống cầu cân bằng.



Hình 10.9. Mô hình tính áp lực tựa.

Trong mọi trường hợp các ngoại lực đều có thể quy về một lực thẳng đứng F_u hay F_v tác dụng tại trục chính hệ lò xo, một lực ngang (không đưa vào trên hình vẽ) và hai mômen M_{ux} , M_{uy} hoặc M_{ow} và M_{ow} . Góc quay ψ chỉ vị trí tức thời của vectơ mômen phản quay M_o .

Áp lực tựa của một điểm tựa nào đó sẽ là

$$F_i = F_{iu} + F_{iv}$$

Phần áp lực do bề di chuyển gây ra sẽ là

$$F_{iu} = \frac{F_u}{4} \pm \frac{M_{ux}}{2b} \pm \frac{M_{uv}}{2l},$$

Và phần áp lực do phản quay gây ra là

$$F_{iv} = \frac{F_v}{4} \pm M_{ow} \left(\frac{\cos \psi}{2b} - \frac{\sin \psi}{2l} \right) \pm M_{ow} \left(\frac{\sin \psi}{2b} + \frac{\cos \psi}{2l} \right) \quad (10.4)$$

Từ (10.4) có

$$F_{u\max} = F_{u4} = \frac{F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l}$$

$$F_{u\min} = F_{u2} = \frac{F_u}{4} - \frac{M_{ux}}{2b} - \frac{M_{uy}}{2l} \quad (10.5)$$

Áp lực do phần quay gây ra là một hàm của góc ψ . Lấy đạo hàm F_{u1} theo ψ và cho bằng không, rút ra

$$\operatorname{tg}(\bar{\psi} + k\tau) = \frac{M_{ow}/b \cdot M_{ov}/l}{M_{ow}/l + M_{ov}/b} \quad (10.6)$$

Thay giá trị của góc ψ ở (10.6) vào (10.4) có

$$F_{o\max} = \frac{F_o}{4} + \frac{1}{2h} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}$$

$$F_{o\min} = \frac{F_o}{4} - \frac{1}{2h} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}$$

với h (hình 10.10):

$$h = \frac{b \cdot l}{\sqrt{b^2 + l^2}} \quad (10.7)$$

Kết hợp (10.5) và (10.7) có

$$F_{\max} = F_{4\max} = \frac{F_o + F_u}{4} + \frac{M_{ux}}{2b} + \frac{M_{uy}}{2l} + \frac{1}{2h} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2}$$

$$F_{\min} = F_{2\min} = \frac{F_o + F_u}{4} - \frac{M_{ux}}{2b} - \frac{M_{uy}}{2l} - \frac{1}{2h} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \quad (10.8)$$

Trong nhiều trường hợp có thể xảy ra cần trục chỉ tựa trên ba điểm tựa do tải trọng dẫn đến áp lực tựa của một trong bốn gối bằng không hoặc do có sự sai lệch về độ cao của đường ray một gối không tiếp xúc mặt đường. Giả sử áp lực tựa F_2 là áp lực nhỏ nhất được tính theo (10.4).

Cho $F_2 = 0$ ta có bất đẳng thức

$$M_{ov} \left(\frac{\cos \psi'}{b} - \frac{\sin \psi'}{l} \right) + M_{ow} \left(\frac{\sin \psi'}{b} + \frac{\cos \psi'}{l} \right) \geq \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{M_{uy}}{l} \quad (10.9)$$

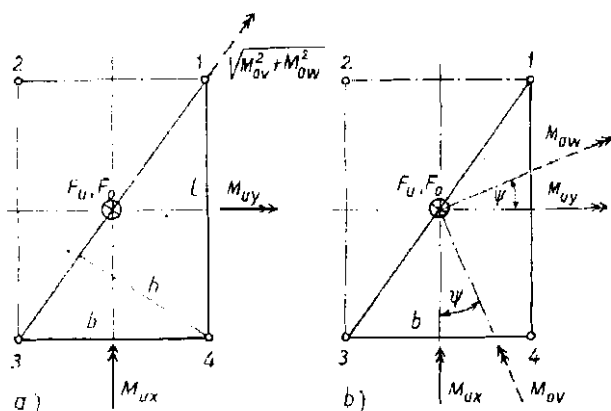
Bất đẳng thức này là điều kiện để xảy ra hiện tượng cần trục tựa trên ba điểm tựa. Từ (10.9) cho phép xác định được miền giá trị của góc ψ thỏa mãn bất đẳng thức trên.

Nhờ (10.8) có thể kiểm tra một cách đơn giản hơn xem có thể xảy ra hiện tượng có một gối, áp lực tựa bằng không khi cho $F_{2\min} \leq 0$

$$\frac{1}{h} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \geq \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{M_{uy}}{l} \quad (10.10)$$

Sau khi bỏ F_2 thì cần trục chỉ tựa trên ba gối 1, 3, 4. Từ hình 10.10 có

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{uy}}{l} - \frac{h}{l^2} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \\ F_3 &= \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{M_{ux}}{b} - \frac{h}{b^2} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \\ F_4 &= \frac{M_{ux}}{b} + \frac{M_{uy}}{l} + \frac{1}{h} \sqrt{M_{ov}^2 + M_{ow}^2} \end{aligned} \quad (10.11)$$



Hình 10.10. Cần trục tựa trên ba gối tựa:

a) Phụ thuộc vào tải trọng; b) Phụ thuộc vào đường ray.

Trong trường hợp cần trục chỉ tựa trên ba điểm tựa do mặt đường không bằng phẳng (hình 10.10. b), và giả sử gối 2 không tiếp xúc với mặt đường, ta có:

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{1}{l} (M_{oy} - M_{ov} \sin \psi + M_{ow} \cos \psi) \\ F_3 &= \frac{F_u + F_o}{2} - \frac{1}{b} (M_{ox} - M_{ov} \cos \psi + M_{ow} \sin \psi) \\ F_4 &= F_u + F_o - F_1 - F_3 \\ &= \frac{1}{l} (M_{uy} - M_{ov} \sin \psi + M_{ow} \cos \psi) + \frac{1}{b} (M_{ux} - M_{ov} \cos \psi + M_{ow} \sin \psi) \end{aligned} \quad (10.12)$$

b) Xác định lực nén bánh lên bánh xe

Trường hợp mỗi một gối tựa có từ hai bánh xe trở lên, việc xác định lực nén bánh lên từng bánh xe phụ thuộc vào kết cấu của cụm bánh xe và liên kết của cụm bánh xe với chân tựa của máy. Hình 10.8 là cách bố trí bánh xe thường gặp trên cần trục. Bài toán xác định lực nén bánh lên bánh xe trong một chân tựa với hệ thống cầu cân bằng được ví dụ cho trường hợp có bốn bánh (hình 10.11). F_{vi} là các

lực nén bánh cần xác định cùng với lực ngang F_{h1} . Việc phân bố F_{h1} trên bốn bánh xe phụ thuộc vào cấu tạo của cơ cấu di chuyển.

Ta có các công thức chung:

$$\begin{aligned} F_v &= \sum_{i=1}^4 F_{vi}; & F_h &= \sum_{i=1}^4 F_{hi}; \\ F_{vA} &= F_{v1} + F_{v2}; & F_{vB} &= F_{v3} + F_{v4}; \\ F_{hA} &= F_{h1} + F_{h2}; & F_{hB} &= F_{h3} + F_{h4}; \end{aligned} \quad (10.13)$$

Xét cân bằng mômen đối với khối trên có

$$F_{vA,B} = \frac{F_v}{2} \pm \frac{F_h}{4} \cdot \frac{h_0}{a}.$$

Và với khối dưới có

$$\begin{aligned} F_{v1,2} &= \frac{F_v}{4} + \frac{F_h}{8} \cdot \frac{h_0}{a} \pm (F_{h1} + F_{h2}) \frac{h - h_0}{2a}, \\ F_{v3,4} &= \frac{F_v}{4} + \frac{F_h}{8} \cdot \frac{h_0}{a} \pm (F_{h3} + F_{h4}) \frac{h - h_0}{2a}. \end{aligned} \quad (10.14)$$

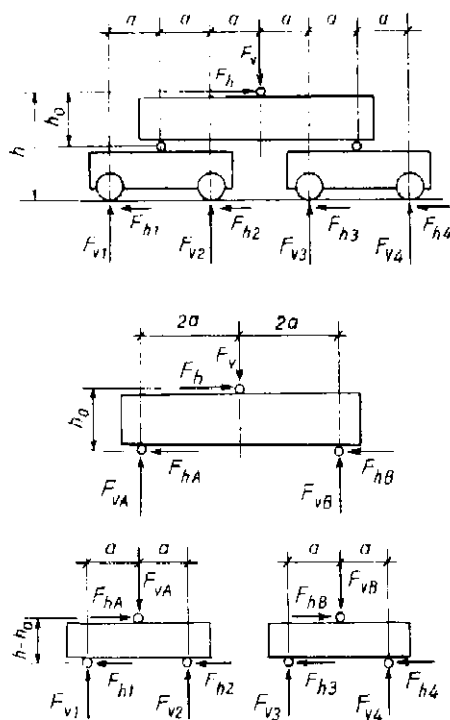
Trong các phương trình xác định lực thẳng đứng tác dụng lên các bánh xe đều có các thành phần lực ngang F_{hi} . Khi chỉ có một khối cân bằng gồm hai bánh xe được dẫn động, lực ngang trên các bánh xe không được dẫn động được lấy bằng không, ngược lại khi dẫn động cả hai khối, coi toàn bộ lực ngang phân đều cho cả hai khối.

3. Hiện tượng quay tròn - trượt trơn - kiểm tra bám cơ cấu di chuyển

Mômen từ động cơ truyền đến bánh xe dẫn tạo nên ở khu vực tiếp xúc giữa bánh xe với mặt đường các phản lực tiếp tuyến.

Các phản lực này hướng theo chiều chuyển động của máy và có tác dụng đẩy máy về phía trước. Hợp lực của các phản lực nói trên gọi là phản lực đẩy của đường.

Lực dẫn tiếp tuyến đến bánh xe chủ động không phải lúc nào cũng được sử dụng



Hình 10.11. Lực tác dụng lên các bánh xe.

hoàn toàn, vì trong quá trình chuyển động, đôi khi có hiện tượng trượt quay hay còn gọi là quay trơn của bánh xe (bánh xe quay nhưng không tiến về phía trước). Sự trượt quay của bánh xe chủ động, xuất hiện khi lực kéo tiếp tuyến đạt tới giá trị của lực bám giữa bánh xe với mặt đường. Lực bám là tổng các lực cản của nền đường đối với bánh xe, nó bao gồm lực ma sát, lực cản do vấu, gân bánh xe gây ra khi lún vào nền đường (với loại bánh lốp, bánh xích) v.v.. Nếu lực vòng tiếp tuyến vượt quá lực cản có thể có ở khu vực tiếp xúc thì xảy ra hiện tượng trượt quay hoàn toàn hoặc trượt một phần. Như vậy mức độ sử dụng lực dẫn trên bánh xe phụ thuộc vào khả năng bám và chất lượng bám giữa bánh xe chủ động với mặt đường. Nó được đặc trưng bằng khả năng của đường hấp thụ lực dẫn tiếp tuyến và được đánh giá bằng hệ số bám φ_b . Hệ số bám φ_b được xác định bằng tỷ số giữa lực dẩy cực đại có thể có được ở khu vực tiếp xúc của bánh xe chủ động với mặt đường (còn gọi là lực bám) và tải trọng thẳng đứng đặt lên bánh xe.

Điều kiện đảm bảo cho bánh xe chủ động lăn mà không bị trượt quay là lực dẫn tiếp tuyến phải nhỏ hơn hay bằng lực bám.

$$P_d \leq P_b = F \cdot \varphi_b \tag{10.15}$$

trong đó: F - tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe dẫn;

φ_b - hệ số bám, được xác định bằng thực nghiệm, phụ thuộc vào tính chất của hai bề mặt tiếp xúc. Khi bánh xe thép hoặc gang lăn trên đường ray lấy:

$\varphi_b = 0,12$ khi máy làm việc ngoài trời;

$\varphi_b = 0,20$ khi máy làm việc trong nhà;

$\varphi_b = 0,25$ khi máy làm việc trên đường ray có phun cát.

Quá trình phanh cũng diễn ra tương tự như vậy. Lực vòng trên bánh xe do phanh gây ra gọi là lực hãm. Khi lực hãm P_h lớn hơn lực bám sẽ xảy ra hiện tượng bánh xe bị trượt về phía trước. Hiện tượng này gọi là trượt trơn. Toàn bộ máy bị trượt một đoạn về phía trước.

Cả hai hiện tượng trên đều gây cho bánh xe và đường bị mài mòn khốc liệt. Xe không tiến được về phía trước hoặc dừng đúng vị trí mong muốn. Do vậy khi tính toán cơ cấu di chuyển, cần kiểm tra bám. Phép tính kiểm tra bám phải tiến hành cho cả quá trình mở máy và quá trình phanh. Mô hình kiểm tra bám cho ở hình 10.12. Mômen mở máy M_m hay phanh M_p , trước khi được truyền đến bánh xe dẫn, phải tiêu tốn một phần để thắng mômen quán tính của các khối lượng tham gia chuyển động quay trong cơ cấu (trừ bánh xe).

Ta có điều kiện an toàn bám như sau:

$$\begin{aligned} P_d &= \frac{2}{d_R} (M_m - J_g \cdot \varepsilon_m) i_g \cdot \eta_g \leq \frac{r_b}{n} \sum_{i=1}^z F_i \\ P_p &= \frac{2}{d_R} (M_p - \tilde{J}_g \cdot \varepsilon_p) \frac{i_g}{\eta_g} \leq \frac{r_b}{n} \sum_{i=1}^z F_i \end{aligned} \tag{10.16}$$

$$\text{Với } J_g = J_{q1} - \frac{ZJ_R}{i_g^2 \eta_g} \text{ và } \bar{J}_g = \bar{J}_{q1} - \frac{ZJ_R \eta_g}{i_g^2}$$

Một cách gần đúng lấy theo (7.2), (7.3) và (7.4); coi $J_R = 0$, có

$$J_g \approx \bar{J}_g \approx \alpha J_1$$

trong đó: d_R, J_R - đường kính và mômen quán tính của bánh xe;

M_m, M_p - mômen mở máy hoặc mômen phanh quy về trục động cơ;

i_g, η_g - tỷ số truyền và hiệu suất truyền động của hệ thống truyền động cơ cấu;

φ_b - hệ số bám;

n - hệ số an toàn bám;

$J_{q1}, \bar{J}_{q1}$ - mômen quán tính của tiết máy quay trong cơ cấu quy về trục động cơ;

Z - số lượng bánh xe dẫn trong cơ cấu;

F_i - tải trọng thẳng đứng tác dụng lên bánh xe dẫn i ;

Trong công thức (10.16), gia tốc góc được xác định khi coi mômen mở máy (hoặc mômen phanh) là không đổi, và theo (7.6) có

$$\epsilon_m = \frac{M_m - M_1}{J_0} \text{ và } \epsilon_p = \frac{M_p + \bar{M}_1}{\bar{J}_0} \quad (10.17)$$

Thay giá trị của ϵ_m và ϵ_p vào (10.16) sẽ có điều kiện an toàn bám như sau:

$$M_m \leq \frac{\frac{\varphi_b \cdot d_R}{2i_g \eta_g n} \cdot \sum_{i=1}^Z F_i + M_1 J^*}{1 - J^*}$$

$$M_p \leq \frac{\frac{\varphi_b \cdot d_R \eta_g}{2i_g n} \cdot \sum_{i=1}^Z F_i + \bar{M}_1 \bar{J}^*}{1 - \bar{J}^*} \quad (10.18)$$

ở đó

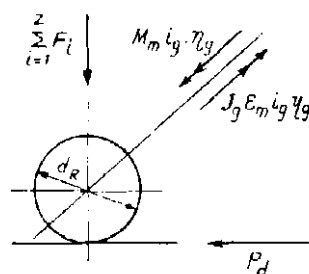
$$J^* = \frac{J_g}{J_0} = \frac{\alpha J_1}{\alpha J_1 + \frac{m d_R^2}{4} \cdot \frac{1}{i_g^2 \eta_g}}$$

$$\bar{J}^* = \frac{\bar{J}_g}{\bar{J}_0} = \frac{\alpha J_1}{\alpha J_1 + \frac{m d_R^2}{4} \cdot \frac{\eta_g}{i_g^2}} \quad (10.19)$$

Trong các công thức trên:

m - khối lượng chuyển động tịnh tiến;

$M_1, \bar{M}_1$ - mômen cản tĩnh cơ cấu di chuyển quy về trục động cơ khi động cơ hoặc phanh làm việc (lực cản ma sát, dốc, gió).



Hình 10.12. Mô hình kiểm tra bám.

Từ công thức (10.18) có thể thấy rằng bất lợi cho M_m khi gió ngược chiều chuyển động (M_g dương) và cho M_p khi gió cùng chiều chuyển động (M_g âm). Cần chú ý rằng tải trọng $\sum F_i$ (còn gọi là trọng lượng bám) có ảnh hưởng lớn đến điều kiện bám.

Bất lợi nhất là khi máy di chuyển không có vật nâng. Khi này các đại lượng J_o , M_i , $\bar{J}_o$, $\bar{M}_i$, F_i cần được tính tương ứng với tải trọng nâng $Q = 0$.

Khi chọn $\varphi_b = 0,12$ (tức là có giá trị rất thấp), thì hệ số an toàn bám n được chọn là 1,2. Với cơ cấu di chuyển dẫn động riêng cần kiểm tra bám cho từng cơ cấu với điều kiện bất lợi nhất cho cơ cấu đó. Khi điều kiện bám không đảm bảo, phải tăng số bánh dẫn, tăng trọng lượng bám F_i hoặc giảm mômen M_m , M_p .

4. Chọn động cơ và phanh cơ cấu di chuyển

Sau khi chọn sơ đồ dẫn động cơ cấu, xác định lực nén bánh và tính toán cụm bánh xe, cần xác định lực cản di chuyển cần trục theo (10.1). Tổng công suất động cơ dẫn động được tính

$$P = \frac{[W_i + (1,1 \div 1,3) \cdot (m + m_Q) \cdot a] \cdot V_d}{1000 \cdot \eta_g \cdot (0,6 \div 0,7) \cdot \psi_{\max}} \quad (10.20)$$

trong đó: V_d - tốc độ di chuyển, m/s;

a - gia tốc cơ cấu di chuyển, được chọn sơ bộ theo bảng (10.4).

Việc chọn động cơ được tiến hành theo §6.2. Khi dùng dẫn động riêng, giả sử có hai động cơ dẫn động, mỗi động cơ đặt ở một đường ray, thì công suất tính toán cho một động cơ lấy bằng 60% công suất chung. Sau cùng phải kiểm tra động cơ theo điều kiện bám (10.18).

Bảng 10.4. Giá trị trung bình của gia tốc mờ máy cơ cấu di chuyển

Đặc điểm cơ cấu	a , m/s ²
Cần trục, xe con vận chuyển kim loại lỏng, nóng	0,1
Cần trục lắp ráp và xe con của chúng	0,15
Cần trục và xe con có công dụng chung khi giá treo vật mềm	0,2
Cần trục và xe con có giá treo vật cứng	0,3
Cổng trục	0,1
Xe con mang gầu ngoạm của cầu trục	0,8

Khi chọn phanh, trước hết phải đảm bảo yêu cầu về gia tốc phanh. Trường hợp này, mômen phanh yêu cầu được tính:

$$M_p = - \bar{M}_i + \bar{J}_o \cdot \varepsilon_p \quad (10.21)$$

Khi tính mômen cần tính $\bar{M}_i$, chỉ kể đến thành phần lực cản do ma sát ở trục và lực cản lăn của bánh xe. Các thành phần lực cản do gió, dốc nếu tính phải lấy dấu âm.

Giá tốc phanh .

$$\epsilon_p = \frac{\omega_p}{t_p}, \text{ s}^{-1}; \quad (10.22)$$

trong đó: ω_p - tốc độ góc trục đặt phanh, s^{-1} ;

t_p - thời gian phanh nhỏ nhất đảm bảo quãng đường phanh cho phép

$$t_p = \frac{2S_p}{V_d}, \text{ s.} \quad (10.23)$$

S_p - quãng đường phanh cho phép (bảng 10.5).

Bảng 10.5. Giá trị quãng đường phanh cho phép S_p , m

Giá trị hệ số bám γ_b	S_p khi số bánh xe chủ động		
	tất cả $\frac{G_b}{G_x} = 1$	một nửa $\frac{G_b}{G_x} = \frac{1}{2}$	một phần tư $\frac{G_b}{G_x} = \frac{1}{4}$
0.12	$\frac{V^2}{6500}$	$\frac{V^2}{3250}$	$\frac{V^2}{1650}$
0.20	$\frac{V^2}{11000}$	$\frac{V^2}{5400}$	$\frac{V^2}{3000}$
0.25	$\frac{V^2}{14000}$	$\frac{V^2}{7200}$	$\frac{V^2}{3700}$
V - tốc độ di chuyển, m/ph. G_b, G_x - trọng lượng bám và tổng trọng lượng xe			

Phanh được chọn phải thỏa mãn điều kiện đảm bảo quãng đường phanh cho phép theo (10.21) và điều kiện bám theo (10.18).

Đối với cần trục làm việc ngoài trời không có bộ phận kẹp ray để hãm khi gió lớn, mômen phanh phải được kiểm tra về khả năng hãm khi có gió ở trạng thái không làm việc.

$$M_p \geq k_p(W_2 + W_3 - W_1) \frac{d_K \cdot \eta_K}{i_g}$$

trong đó: W_2 - lực do độ dốc ray, tính khi không có vật;

W_3 - lực dẩy do gió ở trạng thái không làm việc;

W_1 - lực cản do ma sát ổ trục và lực cản lăn, tính khi không có vật, theo (10.2) với hệ số kể đến ma sát thành bánh $k = 1$.

k_p - hệ số an toàn phanh, $k_p = 1,2$.

§10.3. CƠ CẤU DI CHUYỂN QUAY VÒNG

Một số cần trục như cần trục tháp xây dựng, cầu trục treo, cần trục cáp, nhiều

khi làm việc phải di chuyển trên đường vòng, và do vậy phải có cơ cấu di chuyển quay vòng.

1. Cấu tạo chung

Trong cơ cấu di chuyển hai ray kiểu kết cấu cứng (các bánh xe không có khả năng lắc quanh trục thẳng đứng) có khẩu độ đường ray là S và khoảng cách trục a , khi di chuyển quay vòng, các bánh xe di chuyển trên một đoạn ray cong không phải hoàn toàn chính xác là một quỹ đạo tròn.

Một cơ cấu di chuyển có ba chân tựa, trong đó có hai chân nằm ở đường ray ngoài (hình 10.13, a) hoặc ở ray trong (hình 10.13, b), di chuyển trên một đoạn ray cong. Chia đoạn ray cong này ra làm ba phần. Ở mỗi một đoạn ray được chia, sẽ có bán kính cong khác với đoạn còn lại. Đoạn giữa BC được gọi là vùng di chuyển quay vòng ổn định, trong đó tất cả các chân tựa trên đường ray đều di chuyển với bán kính không đổi $\bar{r}_1, \bar{r}_2$ hoặc $\bar{r}_3, \bar{r}_1$. Khi này bán kính nhỏ nhất được tính:

$$\begin{aligned} \bar{r}_1 &= r_a \sqrt{1 - \left(\frac{a}{2r_a}\right)^2} + S \\ \bar{r}_2 &= r_1 \sqrt{1 - \left(\frac{a}{2r_1}\right)^2} + S \end{aligned} \quad (10.24)$$

Ở đoạn chuyển đổi từ B đến A hoặc C đến D bán kính ray $\bar{r}_1$ hay r_a sẽ thay đổi dần và giá trị cuối cùng là

$$r_1 = r_a + S$$

hoặc

$$r_a = r_1 + S$$

Ở đoạn bán kính ray được thay đổi dần này, sai lệch hướng kính (nếu chúng không quá lớn) được bù trừ bằng cách tăng chiều rộng mặt lăn của bánh xe.

Cần trực xây dựng có khả năng quay vòng với ba chân tựa, chỉ được phép di chuyển trên đoạn quay vòng khi không tải, do máy có tính ổn định thấp. Các bánh xe dẫn chỉ được phép đặt về một phía của máy (trên cùng một đường ray).

Để nâng cao tính ổn định, người ta còn dùng cần trực có khả năng quay vòng với bốn chân tựa.

Ở cơ cấu di chuyển có kết cấu cứng, mỗi bên đường ray có hai chân tựa. Trên đoạn quay vòng (hình 10.13, c), độ giảm khẩu độ đường ray có trị số lớn nhất là (ở điểm giữa đoạn quay vòng)

$$\Delta S = S_1 - S_2 = r_1 + S - \sqrt{\left(S + \sqrt{r_1^2 - \left(\frac{a}{2}\right)^2}\right)^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2} \quad (10.25)$$

Cơ cấu quay vòng dạng này đòi hỏi phải có các giải pháp kết cấu bổ sung, ví dụ bổ sung thêm bánh xe phụ, trên đoạn quay vòng nó thay thế cho hai bánh xe của một bên ray. Bánh xe phụ được di chuyển trên đoạn ray cong đặt cao hơn. Khi này cần trục chỉ tựa trên ba điểm, tất nhiên chỉ được phép di chuyển khi không tải.

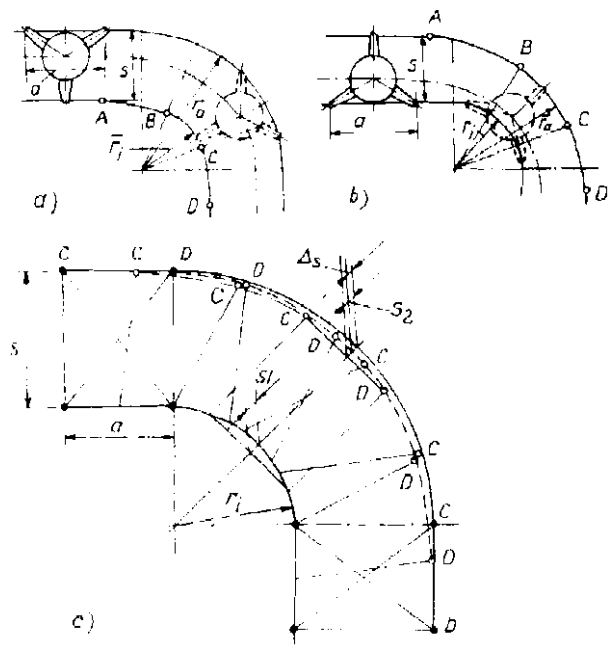
Kết cấu cơ cấu quay vòng dạng mềm với bốn chân tựa (hình 10.14) khắc phục khó khăn trên. Các chân tựa và các cụm bánh xe đều có khả năng lắc quanh trục thẳng đứng. Để đảm bảo di chuyển đồng bộ, giữa từng cặp chân tựa có bố trí hệ thống thanh dằng. Với kết cấu kiểu trên, có thể dễ dàng thay đổi cả khẩu độ của đường ray. Tất nhiên trong trường hợp này, các bánh xe dẫn vẫn chỉ được phép bố trí trên một bên đường ray

Trong quá trình quay vòng, lực cản ma sát thành bánh sẽ tăng lên. Ngoài ra, khi chuyển động lăn của bánh xe xảy ra cùng lúc với chuyển động quay quanh trục đứng của bánh xe, sẽ xuất hiện lực cản di chuyển tăng lên. Hiện nay do chưa có tài liệu đề cập đến lực cản phụ khi quay vòng nên có thể sử dụng các số liệu của ngành vận tải đường sắt như sau

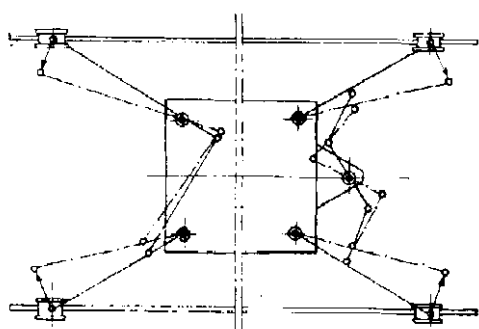
Ví dụ cho cơ cấu quay vòng không có khả năng lắc quanh trục đứng, hệ số cản chuyển động do quay vòng sẽ là

$$\omega_p = \varphi_{lv} \frac{0,72S + 0,47a}{r_{lv}} \quad (10.26)$$

trong đó: φ - hệ số bám giữa bánh xe với mặt đường;
 r_{lv} - bán kính quay vòng trung bình;
 S, a - khẩu độ và khoảng cách trục bánh xe.



Hình 10.13. Đường di chuyển của cơ cấu di chuyển quay vòng có kết cấu cứng.



Hình 10.14. Cơ cấu quay vòng bốn chân tựa với kết cấu mềm.

$$r_{tb} \geq \frac{a}{2} \sqrt{1 + \left(\frac{2x}{b_a - B} \right)^2} \quad (10.29)$$

Với

$$B = \frac{4x^2 + b_a^2}{b_a + 2x \sqrt{4x^2 + b_a^2 - 1}}$$

Nếu bán kính cong yêu cầu quá lớn, trước tiên cần phải giảm khoảng cách trục a . Cũng có thể tăng chiều rộng mặt lăn của bánh xe b_R , giảm chiều rộng ray b_s , tăng góc mở vành bánh xe (tăng b_a) và giảm chiều cao vành bánh xe d_a .

Nếu như trục lắc của bánh xe hoặc cụm bánh xe nằm ở một phía (điểm A hình 10.16, c), có thể xuất hiện hiện tượng tự hãm.

Nếu bỏ qua ảnh hưởng của góc mở β , áp lực trên vành bánh xe sẽ là

$$F_n = \frac{F.e}{2x} \quad (10.30)$$

Hiện tượng tự hãm xảy ra khi

$$2F_r + F_t \geq F$$

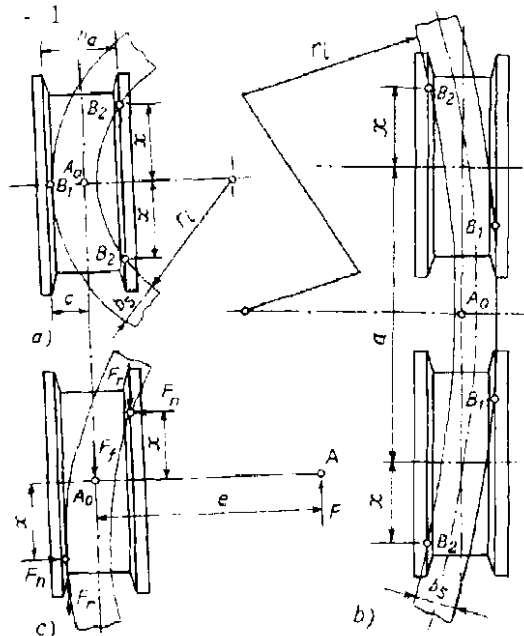
Thay lực cản do ma sát $F_r = f.F_n$ và F_n theo (10.30), ta có

$$\frac{F.e.f}{x} + F_t \geq F$$

Nếu bỏ qua thành phần lực cản di chuyển do ma sát ổ trục và cản lăn F_t ta có điều kiện xảy ra tự hãm:

$$f \geq \frac{x}{c} \quad (10.31)$$

Trong biểu thức (10.31), f là hệ số ma sát trượt của vành bánh xe với ray, lấy bằng hệ số bám φ_b theo §10.2.



Hình 10.16. Bán kính ray nhỏ nhất:

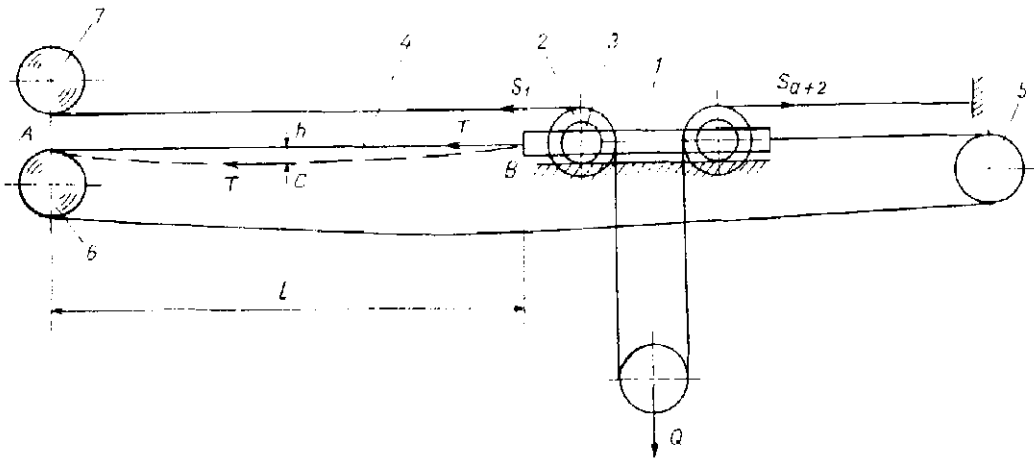
- a) Cho một bánh xe (c là khoảng cách giữa B_1 với trục đối xứng của mặt lăn bánh xe);
b) Hai bánh xe có liên kết cứng; c) Bánh xe có khả năng tự hãm.

§10.4. CƠ CẤU DI CHUYỂN BẰNG CÁP KÉO

Cơ cấu di chuyển bằng cáp kéo thường dùng để di chuyển xe lăn trên cần trục thấp, cần trục cáp, cổng trục. Sơ đồ cơ cấu di chuyển bằng cáp kéo cho trên hình 10.17.

Cấu tạo gồm có khung xe 1 có thể di chuyển trên một hoặc hai ray nhờ các bánh xe 3. Dây kéo 4 vòng qua puly dẫn hướng 5 được đặt ở cuối đường di chuyển tạo thành hai nhánh: nhánh trên và nhánh dưới. Mỗi đầu hai nhánh được kẹp vào khung xe, còn đầu kia cuốn trên tang 6 theo hai chiều ngược nhau. Cũng có thể dùng tang ma sát để truyền lực kéo cho cáp. Phần lớn cơ cấu nâng vật được đặt ở ngoài xe con, trên khung xe còn bố trí các puly đối hướng 2 cho cáp nâng vật, một đầu cáp được kẹp chặt vào kết cấu ở cuối đường ray, còn đầu kia cuốn trên tang nâng vật.

Do cơ cấu nâng và bản thân cơ cấu kéo xe đều đặt cố định ngoài khung xe, nên trọng lượng xe nhỏ và có thể thực hiện việc di chuyển xe trên đường với góc



Hình 10.17. Cơ cấu di chuyển cáp kéo.

nghiêng lớn. Vì là xe dây kéo nên không có bánh xe dẫn, do đó không cần tính kiểm tra bám cho xe.

Khi xe di chuyển, ngoài các lực cản chuyển động như cơ cấu di chuyển loại bánh dẫn, còn xuất hiện các lực cản phụ khác như :

Lực cản do hiệu lực căng cáp nâng W_s và lực cản do độ võng của nhánh nhả dây kéo W_{II} . Khi cơ cấu nâng bố trí trên xe thì $W_s = 0$. Giả sử số puly trong hệ palang cáp nâng vật là $a + 1$ thì bội suất palang sẽ là a .

Theo hình 10.17 hiệu lực căng cáp nâng sẽ là

$$W_s = S_1 \cdot S_{n+2} = S_1 \cdot S_1 \cdot \eta^{n+1} = S_1 (1 - \eta^{n+1}). \quad (10.32)$$

Thay $S_1 = \frac{S_2}{\eta} = \frac{Q(1 - \eta)}{(1 - \eta^n) \cdot \eta}$ vào (10.32) có

$$W_s = \frac{Q(1 - \eta)(1 - \eta^{n+1})}{\eta(1 - \eta^n)} \quad (10.33)$$

trong đó: η - hiệu suất của pully;

α - bội suất palang nâng vật;

Q - trọng lượng vật nâng.

Sơ đồ xác định lực cần do độ võng của nhánh cáp nhả cho ở hình 10.17. Cáp kéo được bố trí sao cho độ võng lớn nhất không vượt quá một giá trị cho phép h . Lực căng cáp tại điểm có độ võng lớn nhất (điểm C) là T . Lực T do trọng lượng bản thân của cáp kéo gây ra. Lấy cân bằng mômen với điểm B, ta có

$$W_{II} = T = \frac{q \cdot l^2}{8h} \quad (10.34)$$

trong đó: q - trọng lượng 1 m dây kéo. Nên:

l - khoảng cách lớn nhất từ tang dẫn đến xe lan;

h - độ võng của dây kéo, độ võng cho phép đối với dây kéo thường lấy

$$\text{bằng } \left(\frac{1}{30} \div \frac{1}{50} \right) \cdot l$$

Mômen trên tang dẫn

$$M_d = \frac{W_d \cdot d_T}{2\eta_1 \cdot \eta} = \frac{T \cdot d_T}{2} \quad (10.35)$$

trong đó: d_T - đường kính tang dẫn;

η_1 - hiệu suất tang dẫn;

η - hiệu suất pully đối hướng cáp.

Công suất tính yêu cầu đối với động cơ

$$P_1 = \frac{M_d \cdot n_d}{9550 \cdot \eta_d}, \text{ kW} \quad (10.36)$$

với $n_d = \frac{v}{\pi \cdot d_T}$, vgt/ph - số vòng quay yêu cầu của tang dẫn để đảm bảo tốc độ di chuyển, v , m/ph.

η_d - hiệu suất cơ cấu di chuyển.

Trong cơ cấu di chuyển cáp kéo đôi khi cũng được bố trí phanh. Phanh được

tính toán xuất phát từ yêu cầu giữ được xe tại chỗ, với hệ số an toàn $k = 1,2$ khi tiến hành nâng hay hạ vật. Trên trục tang cần có mômen phanh

$$M_{pd} = 1,2(T_p - T) \frac{d_T}{2} \quad (10.37)$$

$$\text{Với } T_p = (\bar{W}_l + W_2 + W_3 + W_s + W_H)\eta_T \quad (10.38)$$

$\bar{W}_l$ - lực cản do ma sát khi phanh, tính theo (10.2) với $k = 1$.

Nếu phanh đặt ở trục thứ nhất thì mômen phanh yêu cầu sẽ là

$$M_p = \frac{M_{pd} \cdot \eta_g}{i_g} = 1,2(\bar{W}_l + W_2 + W_3 + W_s) \frac{d_T \cdot \eta_T \cdot \eta_g}{2 \cdot i_g} \quad (10.39)$$

Chương 11

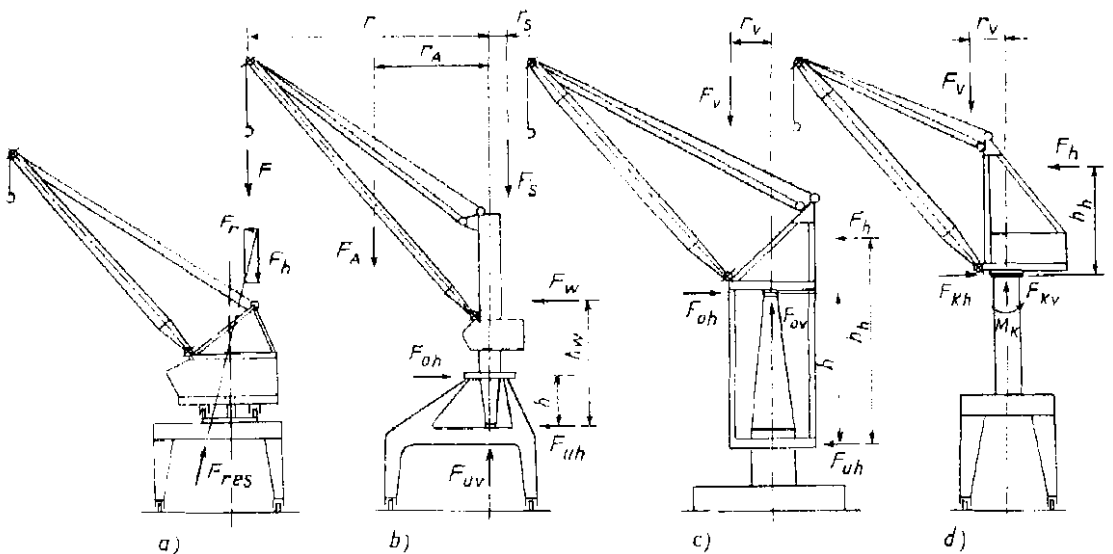
CƠ CẤU QUAY

Chuyển động quay quanh trục thẳng đứng thường có ở trên các cần trục tháp, cần trục chân đế, cần trục di động như: cần trục ô tô, cần trục bánh lốp, bánh xích hoặc trên máy xúc v.v.. Cơ cấu quay bao gồm thiết bị tựa quay và cơ cấu dẫn động. Thiết bị tựa quay có tác dụng liên kết giữa phần quay và phần không quay của máy. Nhờ có thiết bị tựa quay (TBTQ) mà phần quay được lắp trên phần không quay và có thể quay quanh trục đứng một cách nhẹ nhàng. Thông qua TBTQ, tải trọng được truyền từ phần quay xuống phần không quay và từ đó xuống nền. Cơ cấu dẫn động tạo ra chuyển động quay được bố trí trên phần quay hoặc phần cố định của máy.

§11.1. THIẾT BỊ TỰA QUAY (TBTQ)

Việc lựa chọn TBTQ phụ thuộc vào cấu tạo chung của máy. Theo cấu tạo có hai loại (hình 11.1):

TBTQ nằm trong mặt phẳng ngang (còn gọi là vòng tựa quay) và TBTQ nằm trong mặt phẳng đứng (còn gọi là TBTQ kiểu cột).



Hình 11.1. Sơ đồ bố trí TBTQ của cần trục.

Vòng tựa quay lại gồm có hai loại

- Vòng tựa quay không có khả năng chống lật, như vòng tựa quay kiểu bánh tựa hoặc con lăn tựa (hình 11.1,a);
- Vòng tựa quay có khả năng chống lật, như vòng tựa quay kiểu bi hoặc con lăn (hình 11.1,d).

Thiết bị tựa quay kiểu cột quay cho ở hình 11.1,b và kiểu cột cố định hình 11.1,c.

1. Thiết bị tựa quay kiểu cột

Do có kết cấu chiếm ít diện tích, nên TBTQ kiểu cột được dùng nhiều ở cần trục cảng, cần trục quay trong các phân xưởng cơ khí, nhà ga v.v.. Kết cấu dạng cột quay (hình 11.1,b) được dùng nhiều hơn. Loại cột cố định (hình 11.1,c) do có khoảng cách giữa hai gối tựa lớn nên thích hợp cho các loại cần trục lớn như cần trục nổi. Từ hình 11.1,b có thể xác định được lực tác dụng lên các gối tựa trong mặt phẳng chứa cần:

$$\begin{aligned} F_{uv} &= F + F_A + F_s \\ F_{uh} &= \frac{1}{h} [F.r + F_A.r_A - F_s.r_s + F_w(h_w - h)] \\ F_{oh} &= \frac{1}{h} [F.r + F_A.r_A - F_s.r_s + F_w.h_w] \end{aligned} \quad (11.1)$$

trong đó: F - tải trọng nâng;

F_A - trọng lượng của tay cần;

F_s - trọng lượng cột và các bộ phận của phần quay (trừ cần);

F_w - lực gió;

F_{uv}, F_{uh} - lực thẳng đứng và lực ngang tác dụng lên gối đỡ dưới;

F_{oh} - lực ngang tác dụng vào vòng tựa (gối đỡ trên).

Vòng tựa của TBTQ kiểu cột là một vòng ray tròn và các con lăn tựa gắn trên cột (hình 11.2).

Áp lực lớn nhất tác dụng lên một con lăn sẽ là

$$F_n = \frac{F_{oh}}{2 \cdot \cos \gamma} \quad (11.2)$$

Gối đỡ dưới có cấu tạo gồm hai ổ, ổ đỡ thường là ổ bi hai dây tự lựa, còn ổ chân có thể là ổ cầu hoặc ổ bi côn (hình 11.3). Ở các cần trục quay có tải trọng nhỏ, người ta còn dùng gối đỡ trên cũng là ổ bi đỡ thông thường, hoặc dùng ổ trượt cho cả gối đỡ trên và dưới.

Mômen cản do ma sát ở con lăn của gối đỡ trên khi cơ cấu quay làm việc sẽ là

$$M_{ro} = \frac{F_{oh}}{2 \cdot \cos \gamma'} (d_s - d_R) \cdot \omega \quad (11.3)$$

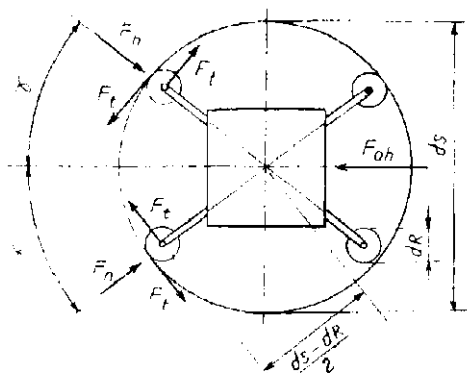
ω - hệ số cản chuyển động, xác định theo (10.2)

Mômen cản đối với trục quay ở gối tựa dưới sẽ là

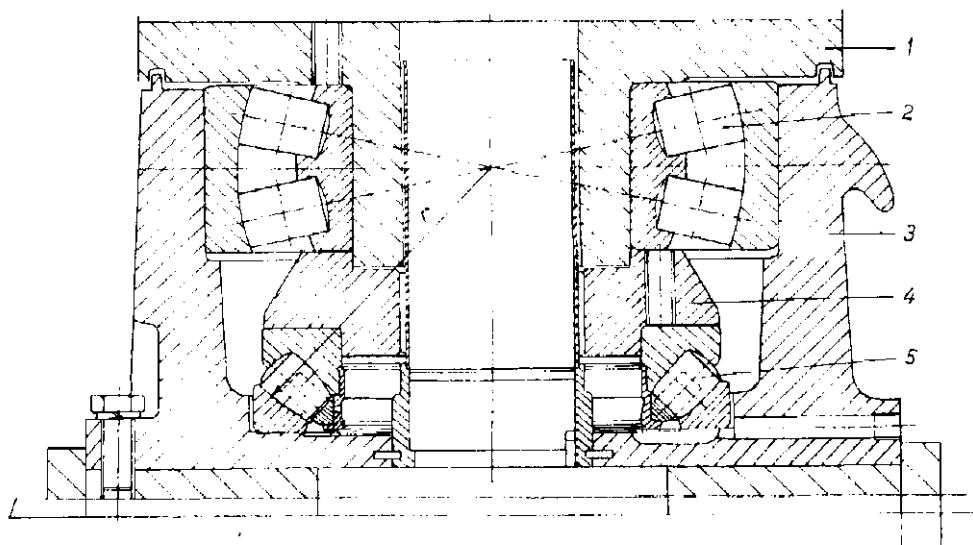
$$M_{ru} = F_{uv} \cdot \frac{d_1}{2} f_1 + F_{uh} \cdot \frac{d_2}{2} f_2 \quad (11.4)$$

trong đó: d_1, d_2 - đường kính ổ chặn và ổ đỡ;

f_1, f_2 - hệ số ma sát ổ chặn và ổ đỡ đã quy về đường kính ngõng trục, giá trị được lấy theo bảng 10.2.



Hình 11.2. Lực tác dụng trên vòng tựa.



Hình 11.3. Gối tựa dưới - TBTQ kiểu cột quay:

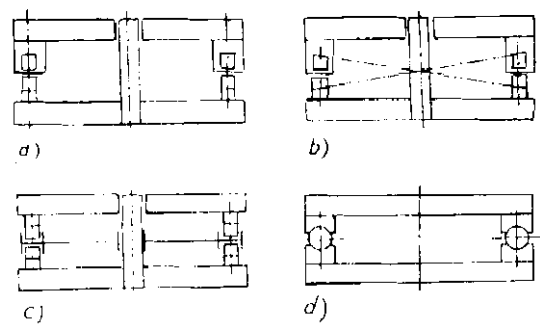
- 1- phần trên của gối tựa; 2- ổ bi tự lựa hai dãy;
- 3- phần dưới của gối tựa; 4- vòng đệm; 5- ổ chặn.

Do hai ổ đồng thời chịu cả lực dọc và ngang nên thường lấy tang giá trị của M_{ru} lên 1,5 lần.

2. Vòng tựa quay kiểu bánh xe tựa hoặc con lăn tựa

Về nguyên lý nó có một trụ giữa, định tâm phân quay và phân không quay của vòng tựa quay, và được gọi là ngõng trục trung tâm. Ở phần cố định (phần dưới),

có gắn vòng ray tròn. Lăn trên ray tròn là các bánh xe tựa được gắn với phần phía trên (phần quay) hoặc các con lăn tự do. Khi dùng con lăn, trên phần quay bắt buộc



Hình 11.4. Sơ đồ vòng tựa quay kiểu bánh xe tựa hoặc con lăn tựa:

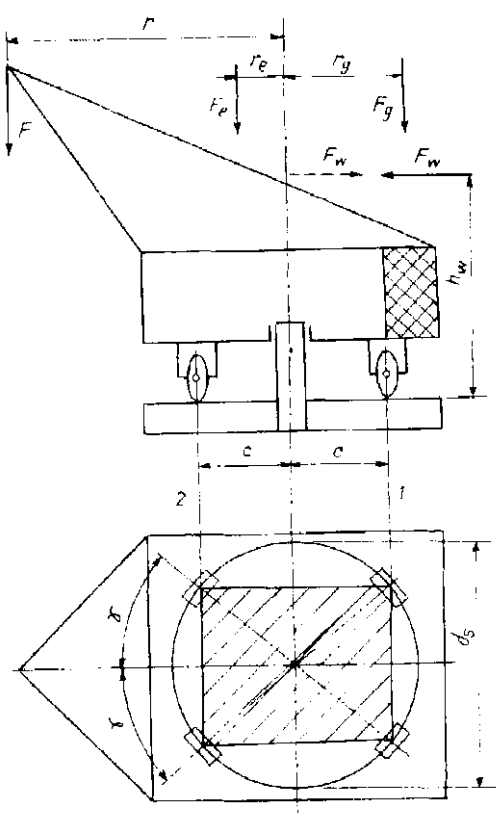
- a) Bánh xe tựa hình trụ; b) Bánh xe tựa hình côn; c) Con lăn tựa hình trụ; d) Con lăn tựa hình cầu.

phải có vòng ray thứ hai. Trường hợp này số điểm tựa tăng lên nhiều lần so với loại bánh xe tựa, do vậy giảm được đường kính con lăn, tức là giảm được chiều cao máy.

Các bánh xe tựa hoặc con lăn có nhiều dạng khác nhau: kiểu bánh xe hình trụ (hình 11.4.a), bánh xe hình côn (hình 11.4.b). Bánh xe hình côn giảm được sự chắt tải ngang lên ngồng trục trung tâm. Các bánh xe tựa có thể là một bánh đơn hoặc là một cặp. Các con lăn có thể có dạng hình trụ hoặc hình cầu (hình 11.4, c, d).

Ngồng trục trung tâm khi làm việc chỉ chịu lực ngang. Khi máy ở trạng thái không làm việc (ví dụ: khi đang dựng lắp, sự cố) thì ngồng trục trung tâm có khả năng chống lật và nó chịu cả lực kéo thẳng đứng. Ngồng trục trung tâm có cấu tạo rỗng để có thể luồn dây dẫn điện và dây điều khiển giữa phần quay và phần không quay của máy.

Tất cả TBTQ kiểu bánh xe tựa kể trên đều không có khả năng chống lật. Đường ảnh hưởng của tổng ngoại lực (hợp lực thẳng đứng F_h và lực ngang F_r), ở mọi vị trí làm việc của cần trục, trong mọi điều kiện chắt tải



Hình 11.5. Vòng tựa quay kiểu bánh xe tựa, tải trọng và đường kính vòng ray.

bất lợi nhất, không được phép đi ra ngoài diện tích chân đế giới hạn bởi các điểm tựa (hình 11.1, a).

Nếu như hợp lực này nằm ra ngoài phân diện tích chân đế sẽ dẫn đến ngồng trục trung tâm phải chịu lực kéo thẳng đứng. Xuất hiện các khe hở ở một số điểm tựa, gây va đập do các bánh xe tựa bị nhấc lên đạt xương.

Trong một số trường hợp đặc biệt, ví dụ trong quá trình lắp dựng máy hoặc máy gặp sự cố, có thể xuất hiện trường hợp ngồng trục trung tâm phải chịu lực thẳng đứng, khi đó để chống lật cần phải bố trí thêm các chi tiết chuyên dùng như móc giữ hoặc con lăn tỳ.

Từ điều kiện làm việc trên, có thể xác định được đường kính nhỏ nhất cho phép của vòng ray tròn hoặc vòng lăn. Để đơn giản, chỉ kể đến các tải trọng chính tác dụng lên phân quay cần trục khi máy làm việc (hình 11.5).

Lấy cân bằng mômen đối với trục lật 2, kể cả tải trọng nâng và gió theo chiều mũi tên đậm.

$$F(r - c) + F_c(r_c - c) - F_g(r_g + c) + F_w \cdot h_w \leq 0$$

Lấy cân bằng mômen đối với trục lật 1, trường hợp này lực gió có chiều ngược lại, tải trọng nâng bằng 0.

$$- F_c(r_c + c) + F_g(r_g - c) + F_w \cdot h_w \leq 0.$$

Cộng hai bất đẳng thức lại và rút gọn có

$$c \geq \frac{F \cdot r + 2F_w \cdot h_w}{F + 2(F_c + F_g)} \quad (11.5)$$

trong đó: F - tải trọng nâng;

F_w - lực gió tác dụng lên phần quay của máy, kể cả lên vật nâng;

F_c - trọng lượng phần quay không kể đối trọng;

F_g - trọng lượng đối trọng.

Từ (11.5) cho thấy, muốn giảm nhỏ c thì phải tăng F_c và F_g , có nghĩa là trọng lượng phần quay phải tăng lên. Mặt khác, để tiết kiệm vật liệu, cần kết cấu nhẹ, hợp lý, khi này phải tăng F_g hoặc tăng c do F_c giảm.

Nếu như góc nghiêng cần thay đổi, bán kính r_c của khối lượng phần quay F_c cũng thay đổi trong giới hạn r_{cmax} - r_{cmin} ta có

$$\bar{c} = \frac{F \cdot r + F_c(r_{cmax} - r_{cmin}) + 2 F_w \cdot h_w}{F + 2 (F_c + F_g)} \quad (11.6)$$

Do $\bar{c} > c$ nên đường kính vòng ray

$$d_s = \frac{2c}{\cos \gamma}$$

trong trường hợp này lớn hơn so với loại cần cứng (không thay đổi góc nghiêng).

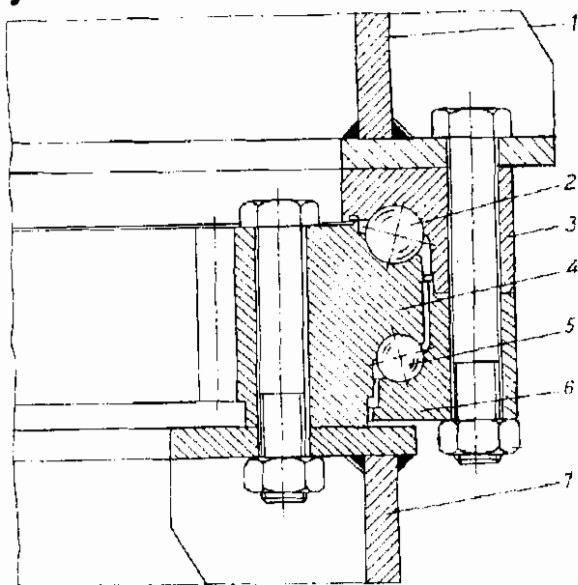
Ngoài yêu cầu phải thỏa mãn điều kiện (11.5) hoặc (11.6), có thể xác định đường kính d_g , hoặc trọng lượng đôi trọng F_g theo điều kiện sao cho áp lực tựa lên các bánh tựa phía trước khi có tải, và áp lực tựa lên các bánh tựa phía sau khi không tải là bằng nhau, lực gió bằng 0.

$$F_g \cdot r_g = \frac{1}{2} [F(r + c) + 2F_c \cdot r_c]. \quad (11.7)$$

Lực nén bánh và lực cản quay do ma sát của thiết bị tựa quay kiểu bánh xe tựa được tính giống cơ cấu di chuyển.

3. Thiết bị tựa quay kiểu bi

Thiết bị tựa quay kiểu bi bao gồm hai hoặc ba dãy bi. Khác với TBTQ kiểu bánh tựa, loại này có kết cấu kín nên điều kiện làm việc tốt hơn và được chế tạo hàng loạt với đường kính đến 3,2m, trường hợp đặc biệt có thể đến 10m. TBTQ kiểu bi có khả năng chịu được cả mômen và lực thẳng đứng cũng như lực ngang. Hiện nay TBTQ kiểu bi được sử dụng rộng rãi hơn so với hai loại trên do nó có ưu điểm là: chiều cao kết cấu nhỏ, đường kính ngoài nhỏ, phía trong rộng nên tiện cho việc bố trí trên máy, thiết bị có cấu tạo đơn giản với một vành răng.



Hình 11.6. TBTQ kiểu bi cầu hai dây:
1- mặt tựa trên; 2- dây bi đỡ; 3- vòng đỡ;
4- vòng cố định (có vành răng); 5- dây bi giữ;
6- vòng giữ; 7- mặt tựa dưới (bê đỡ).

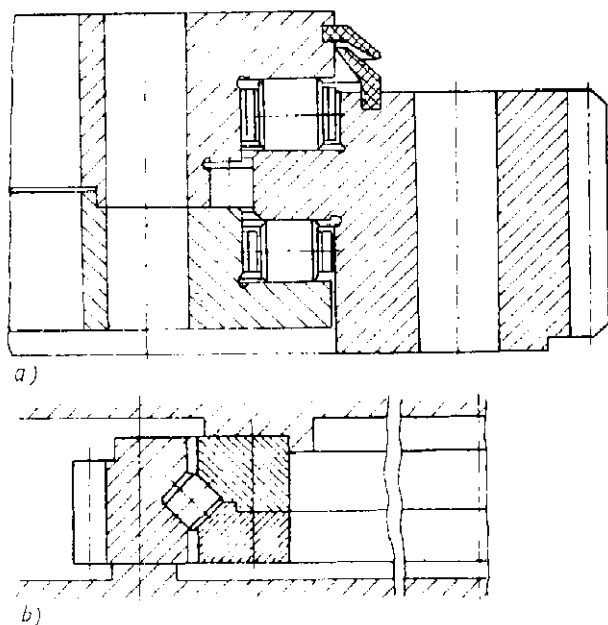
TBTQ kiểu bi có các loại sau

- Có một đến ba dãy bi cầu, sử dụng rộng rãi nhất là hai dãy (hình 11.6).
- Có hai đến ba dãy bi trụ (hình 11.7. a).

- Có bi trụ xếp chéo chữ thập (hình 11.7. b). Loại này được dùng nhiều ở Pháp, Anh, Nga. Trong một dãy bi, người ta lần lượt xếp chéo xen kẽ các viên bi trụ với góc tiếp xúc thay đổi từ 45° sang 135°, hoạt động của nó tương tự như hai dãy bi.

Vật liệu làm bi là thép hợp kim chịu mài mòn cao như thép crôm. Vòng ray được chế tạo từ thép đúc và được làm cứng bề mặt. Các miếng chặn bằng chất dẻo

có tác dụng làm cho bị phân bố đều trên vòng lăn. Vòng đỡ và vòng giữ của TBTQ (hình 11.6) được liên kết với nhau và liên kết với phần quay của máy bằng bulông. Vòng cố định với vành răng an khớp trong hoặc ngoài được đặt trên bệ đỡ (phần không quay) và cũng được liên kết bằng bulông. Kết cấu bệ đỡ phải phẳng, đồng tâm và có độ cứng hợp lý, đảm bảo áp lực phân bố đều trên vòng tựa quay. Để chống nước và bụi bẩn, đường lăn được che kín (hình 11.7, a), bôi trơn cho TBTQ bằng bơm mỡ.



Hình 11.7. Thiết bị tựa quay kiểu bi trụ:
a) Bi trụ ba dãy; b) Bi trụ một dãy xếp chéo chữ thập.

Giống như ổ bi thông thường, thiết bị tựa quay kiểu

bi có diện tích mặt cắt ngang tương đối nhỏ và do đó độ cứng rất thấp. Điều này dẫn đến quy luật phân bố tải rất phức tạp. Người ta thường đơn giản hóa bài toán để xác định quy luật phân bố tải trọng lên các viên bi khi TBTQ làm việc.

TBTQ kiểu bi đã được tiêu chuẩn hóa, do vậy khi tính chọn, cần căn cứ vào hướng dẫn và các thông số kỹ thuật do nhà chế tạo cung cấp.

Có thể chọn TBTQ theo tải trọng thẳng đứng V và mômen lớn nhất M (hình 11.8). Bảng 11.1 cho đặc tính kỹ thuật của TBTQ kiểu bi.

Bảng 11.1. Đặc tính kỹ thuật của TBTQ kiểu bi
(Theo số liệu của ВНИИМАШ)

Tải trọng thẳng đứng $V_{\max}$, kN	Mômen $M_{\max}$, kN.m	Đường kính vòng lăn D_{tr} , mm	Đường kính bi d , in số	Số lượng bi n
60	72,5	915	$\frac{23}{32}$	262
120	108	1100	$\frac{25}{32}$	302
200	274	1295	1	278
320	583	1460	$1 \frac{3}{16}$	264
450	1152	1725	$1 \frac{13}{32}$	262
800	2130	2065	$1 \frac{3}{4}$	252

Lực lớn nhất tác dụng lên một viên bi

- TBTQ kiểu bi hai dây

$$N = \frac{4,5M}{D_{tb} \cdot n \cdot \cos\beta} + \frac{V}{n \cdot \cos\beta} + \frac{2,5R}{n \cdot \sin\beta}$$

- TBTQ kiểu bi một dây với cách bố trí chéo chữ thập

$$N = \frac{8M}{D_{tb} \cdot n \cdot \cos\beta} + \frac{2V}{n \cdot \cos\beta} + \frac{5R}{n \cdot \sin\beta} \quad (11.8)$$

trong đó: β - góc nghiêng giữa phương của phản lực lên bi và phương đứng;

$$\beta = 45^\circ \div 50^\circ;$$

R - lực ngang tác dụng lên TBTQ.

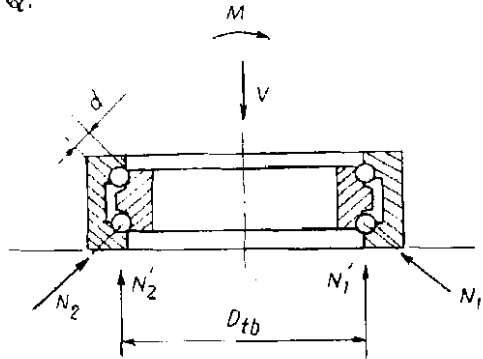
Ứng suất tiếp xúc tại điểm tiếp xúc giữa bi và đường lăn

$$\sigma_{\max} = 0,388 \sqrt{\frac{N \cdot E^2}{\rho^2}} \leq [\sigma]_{tx} \quad (11.9)$$

$[\sigma]_{tx}$ - ứng suất tiếp xúc cho phép: thép 45 có tôi bề mặt 300 - 350 kN/cm²;

khi không tôi bề mặt 120 - 150 kN/cm².

Môđun đàn hồi $E = 2,1 \cdot 10^4$ kN/cm².



Hình 11.8. Sơ đồ tính TBTQ kiểu bi hai dây.

ρ - bán kính tương đương; $\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2}$

ρ_1 - bán kính viên bi;

ρ_2 - bán kính cong của mặt lăn; $\rho_2 = (0,51 \div 0,62)d$.

d - đường kính bi.

Mômen cản quay do ma sát đối với trục quay của máy:

$$M_{ms} = \frac{2N_1 \cdot \mu}{d/2} \cdot \frac{D_{tb}}{2} + \frac{2N_2 \cdot \mu}{d/2} \cdot \frac{D_{tb}}{2} \quad \text{hay}$$

$$M_{ms} = \frac{2\mu}{d} \cdot D_{tb} (N_1 + N_2) \quad (11.10)$$

Với $N_{1,2} = \frac{N'_{1,2}}{\cos\beta}$ và $N'_{1,2} = N_V \pm N_M = \frac{V}{2} \pm \frac{M}{D_{tb}}$;

μ - hệ số cản lăn; $\mu = 0,03 \div 0,07$ cm.

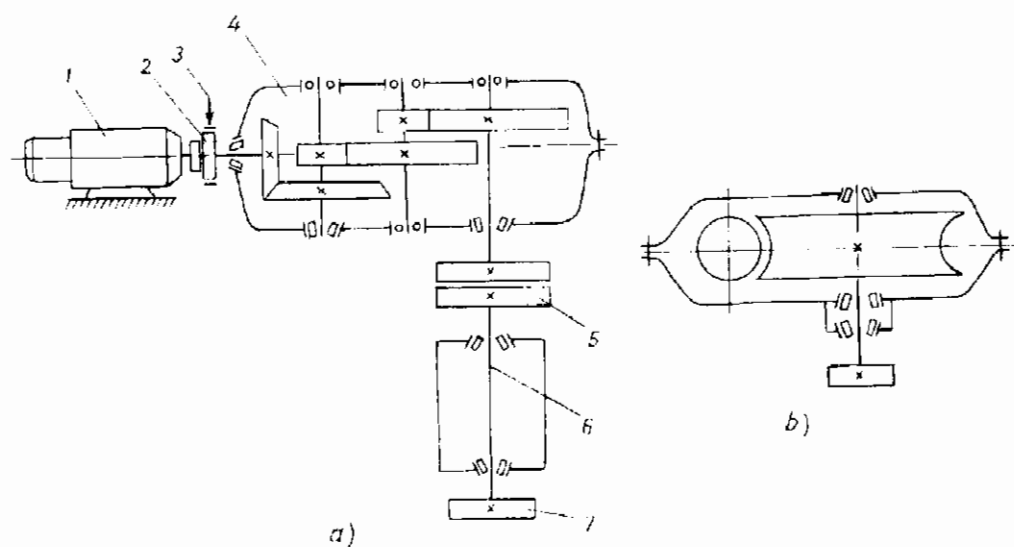
§11.2. CẤU TẠO VÀ TÍNH TOÁN CƠ CẤU QUAY

1. Cấu tạo chung cơ cấu quay

Cơ cấu quay thường được đặt trên phần quay của cần trục. Bánh răng chủ động cuối cùng của xích động học an khớp với vành răng lớn gắn cố định trên phần không quay. Khi hoạt động, bánh răng chủ động quay, lan quanh vành răng cố định, kéo theo phần quay chuyển động. Trong một số trường hợp, cơ cấu quay có thể được đặt trên phần không quay của máy. Khi đó vành răng lớn được gắn trên phần quay.

Tốc độ quay cần trục n_q được chọn tùy thuộc vào năng suất của máy. Tuy nhiên, nếu dùng tốc độ quay lớn sẽ phát sinh các tải trọng quán tính lớn. Tốc độ quay của các cần trục hiện nay nằm trong khoảng 1 - 3,5 vg/ph. Để đảm bảo tốc độ n_q , hệ thống truyền động cơ cấu quay phải có tỷ số truyền rất lớn, khoảng 200 - 1000.

Để thực hiện tỷ số truyền yêu cầu của cơ cấu quay, thường dùng kết hợp hộp giảm tốc có tỷ số truyền 30 - 40 và một cặp bánh răng hở có tỷ số truyền 10 - 25. Hộp giảm tốc thường dùng trong cơ cấu quay là hộp giảm tốc bánh vít trục vít có tỷ số truyền cao và kích thước nhỏ gọn, song hiệu suất thấp. Hộp giảm tốc hành tinh mặc dù có yêu cầu cao về độ chính xác trong chế tạo và lắp ráp, cũng như có cấu tạo phức tạp song hiện nay được dùng nhiều do có tỷ số truyền cao, kích thước nhỏ gọn và hiệu suất cao. Ở một số cơ cấu quay còn dùng cả hộp giảm tốc bánh



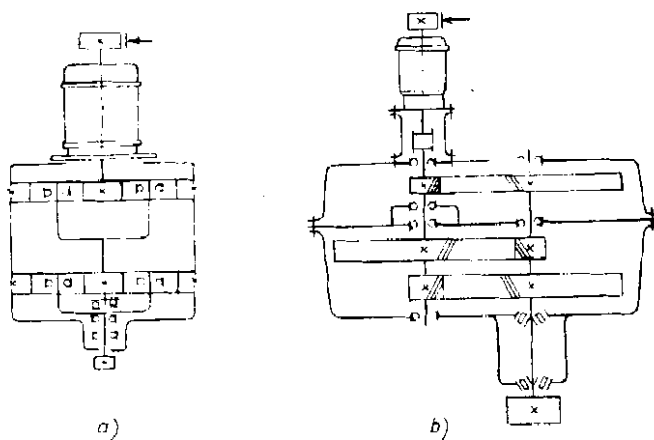
Hình 11.9. Cơ cấu quay đặt nằm:

a) Hộp giảm tốc bánh răng côn; b) Hộp giảm tốc bánh vít trục vít.

1- động cơ điện; 2- khớp nối; 3- phanh cơ khí; 4- hộp giảm tốc bánh răng côn-trục;
5- khớp nối; 6- trục truyền; 7- bánh răng con.

rang trụ thường, bánh răng côn. Việc bố trí cơ cấu quay phụ thuộc vào điều kiện mặt bằng trên bàn quay. Nếu điều kiện cho phép, có thể bố trí cơ cấu quay đặt nằm (hình 11.9). Bộ trí cơ cấu quay kiểu đứng sẽ có kết cấu gọn hơn. Động cơ đặt đứng được lắp trên hộp giảm tốc bằng mặt bích. Hộp giảm tốc hành tinh hoặc hộp giảm tốc bánh răng trụ thường đặt đứng có trục ra được lắp bánh răng con ăn khớp với vành răng lớn (hình 11.10).

Để thuận tiện cho việc ga đặt và lắp ráp, trong cơ cấu quay đặt đứng, phanh cơ khí hai má có kết cấu được thay đổi đôi chút so với các phanh thông thường. Cơ cấu quay có công suất lớn, ví dụ như cơ cấu quay của cần trục cảng có tốc độ quay lớn hoặc ở các máy khai thác mỏ có trọng lượng lớn thì có thể phân thành nhiều cơ cấu dẫn động nhỏ. Mỗi cơ cấu nhỏ đó đều có một bánh răng con ăn khớp chung với vành răng lớn.



Hình 11.10. Cơ cấu quay đặt đứng trên cần trục tháp KE100 và KE160-2 (Liên Xô cũ)

a) Hộp giảm tốc hành tinh; b) Hộp giảm tốc bánh răng trụ thường.

Biên dạng răng của vành răng lớn trong cặp bánh răng hở, ngoài dạng thân khai - để đơn giản khi chế tạo và hạ giá thành, người ta còn dùng kết cấu bánh răng chốt.

2. Lực và mômen ở cần và vật nâng khi cơ cấu quay làm việc

Trong thời kỳ chuyển động không ổn định, ở phần tử khối lượng dm của cần (tương ứng với phần tử diện tích dA_{wA}) (hình 11.11) có các lực phần tử sau:

dF_{cA} - trọng lực do gia tốc trọng trường gây ra;

dF_{pA} - lực quán tính tiếp tuyến do gia tốc chuyển động quay khi mở máy hoặc phanh cơ cấu quay;

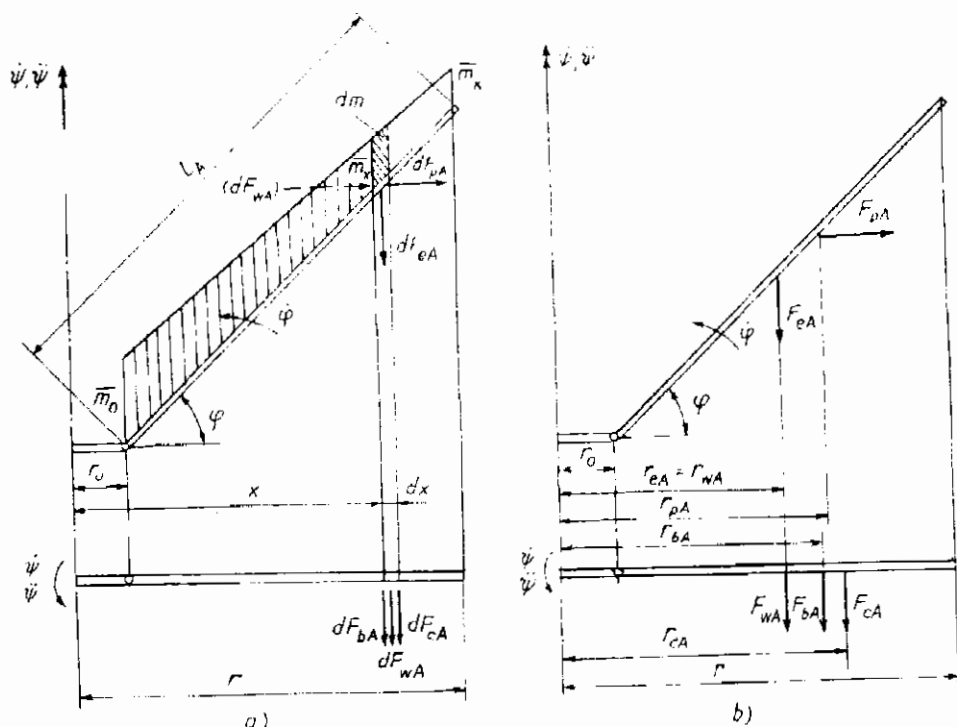
dF_{pA} - lực quán tính ly tâm;

dF_{cA} - lực quán tính Coriolis, chỉ xuất hiện khi có chuyển động nâng hạ cần xảy ra đồng thời với chuyển động quay quanh trục đứng;

dF_{wA} - lực gió. Lực gió dF_{wA} được lấy theo hai trường hợp: gió nằm trong mặt

phẳng đứng chứa cần, hoặc gió nằm trong mặt phẳng ngang chứa cần.

Tương tự như ở cơ cấu nâng cần, khối lượng phân bố của cần có dạng hình thang với hệ số $\gamma = \bar{m}_k/\bar{m}_0$ và $\bar{\gamma} = A_{uk}/A_{w0}$



Hình 11.11. Lực tác dụng lên cần khi quay quanh trục đứng:

a) Các lực phân tố; b) Lực và bán kính quy đổi.

Để tiện trong tính toán, các mômen đối với trục quay trong các mặt phẳng của các lực thành phần, tác dụng lên cần và vật nâng khi cơ cấu quay làm việc, được quy đổi về các lực tập trung, và ứng với nó là các bán kính quy đổi r_i (hình 11.11, b).

- Trọng lượng bản thân cần

Trọng lượng cần $F_{cA} = m_A \cdot g$ với m_A là khối lượng cần. Bán kính trọng tâm cần sẽ là

$$r_{cA} = \frac{1}{m_A} \int_{r_0}^r x \cdot dm = \frac{1}{m_A} \int_{r_0}^r x \cdot \bar{m}_x dx$$

$$r_{cA} = \frac{2}{(1 + \gamma)(r - r_0)^2} \int_{r_0}^r x[r - x + \gamma(x - r_0)] dx$$

$$= \frac{1}{3(1 + \gamma)} [r + 2r_0 + \gamma(2r + r_0)] \quad (11.11)$$

- Lực quán tính tiếp tuyến khi mở máy hoặc phanh cơ cấu quay với gia tốc $\ddot{\psi}$:

$$M_{bA} = \ddot{\psi} J_{A\psi}$$

với mômen quán tính khối lượng của cần đối với trục quay

$$\begin{aligned}
 J_{A\psi} &= \int_{r_0}^l x^2 dm = \int_{r_0}^l x^2 \overline{m}_x dx \\
 &= \frac{2m_A}{(1+\gamma)(r-r_0)^2} \int_{r_0}^l x^2 [r-x+\gamma(x-r_0)] dx \\
 &= \frac{m_A}{6(1+\gamma)} [r^2 + 2rr_0 + 3r_0^2 + \gamma(3r^2 + 2rr_0 + r_0^2)]
 \end{aligned} \quad (11.12)$$

Thực hiện tích phân theo chiều dài cần sẽ được lực quán tính tiếp tuyến

$$\begin{aligned}
 F_{bA} &= \int_{r_0}^l dF_{bA} = \ddot{\psi} \int_{r_0}^l x dm = \ddot{\psi} \int_{r_0}^l x \overline{m}_x dx \\
 &= \frac{2m_A \ddot{\psi}}{(1+\gamma)(r-r_0)^2} \int_{r_0}^l x[r-x+\gamma(x-r_0)] dx \\
 &= \frac{m_A \ddot{\psi}}{3(1+\gamma)} [r + 2r_0 + \gamma(2r + r_0)]
 \end{aligned} \quad (11.13)$$

Với chú ý $M_{bA} = F_{bA} \cdot r_{bA}$ và từ (11.12), (11.13) rút ra

$$r_{bA} = \frac{M_{bA}}{F_{bA}} = \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2 + 2rr_0 + 3r_0^2 + \gamma(3r^2 + 2rr_0 + r_0^2)}{r + 2r_0 + \gamma(2r + r_0)} \quad (11.14)$$

- Lực quán tính ly tâm

Mômen của lực quán tính ly tâm F_{pA} đối với chốt chân cần có thể lấy theo (9.12) và khi này không kể đến lực quán tính ly tâm do khối lượng vật nặng gây ra.

$$M_{pA} = \frac{m_A \cdot \dot{\psi}^2 \operatorname{tg} \varphi}{6(1+\gamma)} (r-r_0)[r+r_0+\gamma(3r+r_0)].$$

Lực quán tính ly tâm do khối lượng cần gây ra:

$$\begin{aligned}
 F_{pA} &= \int_{r_0}^l dF_{pA} = \dot{\psi}^2 \int_{r_0}^l x dm = \dot{\psi}^2 \int_{r_0}^l x \cdot \overline{m}_x \cdot dx \\
 &= \frac{m_A \cdot \dot{\psi}^2}{3(1+\gamma)} [r + 2r_0 + \gamma(2r + r_0)].
 \end{aligned} \quad (11.15)$$

Mặt khác có

$$(r_{pA} - r_0) \operatorname{tg} \varphi = \frac{M_{pA}}{F_{pA}}$$

Cuối cùng, bán kính quy đổi sẽ là:

$$r_{pA} = \frac{M_{pA}}{F_{pA} \cdot \tan \varphi} + r_0 = \frac{1}{2} \cdot \frac{r^2 + rr_0 + r_0^2 + 3r^2}{r + 2r_0 + \gamma(2r + r_0)} \quad (11.16)$$

- Lực quán tính Coriolis

Khi một khối lượng tham gia đồng thời hai chuyển động hướng kính sẽ xuất hiện gia tốc Coriolis. Cơ cấu quay và cơ cấu nâng hạ cần cùng làm việc đồng thời, các tốc độ góc sẽ tạo ra lực Coriolis (hình 11.12, a):

$$dF_{cA} = 2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\varphi} \tan \varphi (x - r_0) \bar{m}_x dx.$$

Mômen đối với trục quay

$$\begin{aligned} M_{cA} &= \int_{r_0}^r x \cdot dF_{cA} = 2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\varphi} \tan \varphi \cdot \frac{2m_A}{(1 + \gamma)(r - r_0)^2} \times \\ &\times \int_{r_0}^r x(x - r_0)[r - x + \gamma(x - r_0)] dx \\ &= \frac{m_A \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\varphi} \tan \varphi (r - r_0)}{3(1 + \gamma)} [r + r_0 + \gamma(3r + r_0)]. \end{aligned} \quad (11.17)$$

Lực tập trung

$$\begin{aligned} F_{cA} &= \int_{r_0}^r dF_{cA} = 2 \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\varphi} \tan \varphi \cdot \frac{2m_A}{(1 + \gamma)(r - r_0)^2} \int_{r_0}^r (x - r_0)^2 [r - x + \gamma(x - r_0)] dx \\ &= \frac{2}{3} m_A \cdot \dot{\varphi} \cdot \dot{\varphi} \tan \varphi (r - r_0) \cdot \frac{1 + 2\gamma}{1 + \gamma}. \end{aligned} \quad (11.18)$$

Bán kính quy đổi

$$r_{cA} = \frac{M_{cA}}{F_{cA}} = \frac{1}{2(1 + 2\gamma)} [r + r_0 + \gamma(3r + r_0)]. \quad (11.19)$$

- Lực gió

Với giả thiết tương tự như ở §9.2, diện tích chắn gió của cần cũng có dạng phân bố hình thang như phân bố khối lượng, kể cả ở hai mặt phẳng, theo hai phương tác dụng của gió (hình 11.12, b).

Mômen của lực gió đối với trục quay của máy:

$$\begin{aligned} M_{wA} &= \int_{r_0}^r x dF_{wA} = \int_{r_0}^r x \cdot \frac{1}{2} \bar{A}_{wx} \cdot q \cdot \cos \varphi dx \\ &= \frac{2A_{wA} \cdot q \cdot \cos \varphi}{(1 + \gamma)(r - r_0)^2} \int_{r_0}^r x [r - x + \gamma(x - r_0)] dx \\ &= \frac{A_{wA} \cdot q \cdot \cos \varphi}{3(1 + \gamma)} [r + 2r_0 + \gamma(2r + r_0)]. \end{aligned} \quad (11.20)$$

Lực gió

$$F_{wA} = A_{wA} \cdot q \cdot \cos\psi, \quad (11.21)$$

trong đó: A_{wA} - diện tích chắn gió của cân;

q - áp lực gió tính toán;

A_{wA} , $\bar{A}_{wk}$, $\bar{A}_{wo}$, $\bar{r}$ - giống như trong §9.2.

Bán kính quy đổi:

$$r_{wA} = \frac{M_{wA}}{F_{wA}} = \frac{1}{3(1 + \gamma)} [r + 2r_0 + \gamma(2r + r_0)]. \quad (11.22)$$

- Các lực tác dụng lên vật nặng trong quá trình cơ cấu quay làm việc được mô tả ở hình 11.12. c. Các lực đó được dịch chuyển về đầu cân. Bỏ qua sự xô dịch của tâm với Δr do góc nghiêng của cáp gây ra khi tính toán các tải trọng quán tính F_b , F_c và F_p . Coi vật nặng có khối lượng tập trung tại một điểm.

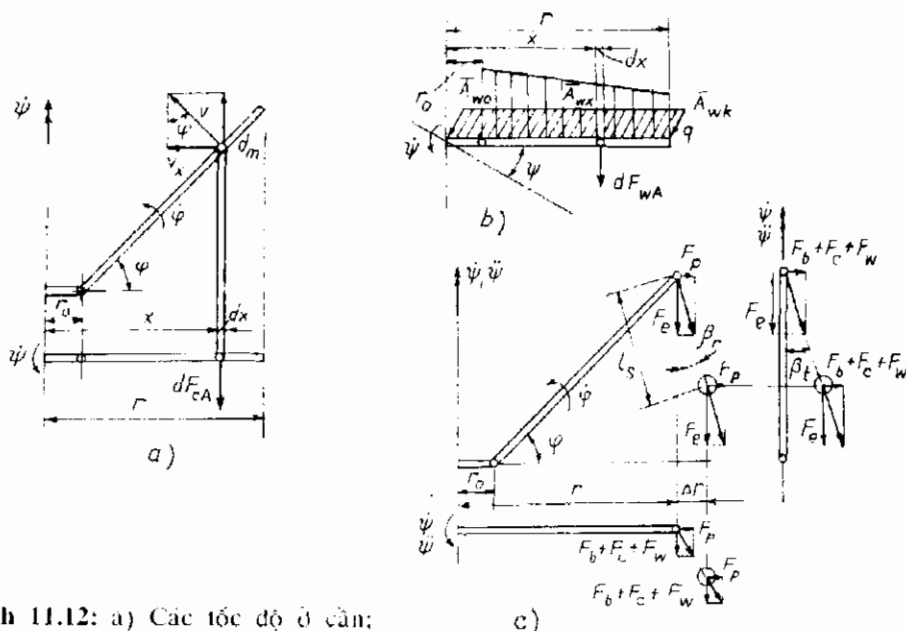
Với các giả thiết trên, bỏ qua lực gió và lực quán tính Coriolis, ta có thể xác định được góc lệch cáp

$$\operatorname{tg}\beta_r = \frac{F_p}{F_c} = \frac{r\dot{\psi}^2}{g}, \quad \operatorname{tg}\beta_l = \frac{F_b}{F_c} = \frac{r\ddot{\psi}}{g},$$

và trị số xô dịch tâm với

$$\Delta r = l_s \sin\beta_r \approx l_s \operatorname{tg}\beta_r = l_s \frac{r\dot{\psi}^2}{g}. \quad (11.23)$$

Các lực tính toán tập trung tác dụng lên cân và vật nặng, khi cơ cấu quay làm việc, và bán kính quy đổi tương ứng được dẫn ra ở bảng 11.2.



Hình 11.12: a) Các tốc độ ở cân;

b) Lực gió phân bố trên cân;

c) Lực tác dụng lên vật nặng.

Bảng 11.2. Lực và bán kính quy đối tác dụng lên cần và vật nặng khi có cấu quay làm việc

Các loại lực	Ký hiệu i	Cần với khối lượng phân bố đều r_c	F_i	Cần với khối lượng phân bố hình thang r_1	F	Vật nặng ($r_1 = r$) $\frac{F}{r}$
Trọng lực	c	$\frac{1}{2}(r - r_0)$	$m_A g$	$\frac{1}{3(1 + \gamma)}[r + 2r_c + \gamma(2r + r_0)]$	$m_A g$	$m_Q g$
Quán tính tiếp tuyến	b	$\frac{2}{3} \frac{r^2 - r_0^2 + r_0^2}{(r + r_0)}$	$\frac{m_A \dot{\varphi}^2}{2}(r - r_0)$	$\frac{r^2 - 2r_0^2 - 3r_c^2 + \gamma(3r^2 + 2r_0^2 + 2r_c^2)}{2[r - 2r_0 + \gamma(2r + r_0)]}$	$\frac{m_A \dot{\varphi}^2[r - 2r_c + \gamma(2r + r_0)]}{3(1 + \gamma)}$	$m_Q \dot{\varphi}^2 r$
Quán tính ly tâm	p	$\frac{4r^2 + r_0^2 + r_0^2}{6(r + r_0)}$	$\frac{m_A \dot{\varphi}^2}{2}(r + r_0)$	$\frac{\gamma}{2} \frac{r^2 - r_c^2 + r_0^2 + 3r_c^2}{r + 2r_0 - \gamma(2r + r_0)}$	$\frac{m_A \dot{\varphi}^2[r - 2r_c + \gamma(2r + r_0)]}{3(1 + \gamma)}$	$m_Q \dot{\varphi}^2 r^2$
Quán tính Coriolis	c	$\frac{2r + r_0}{3}$	$m_A \dot{\varphi} \dot{\varphi} \operatorname{tg} \varphi (r - r_0)$ $= m_A \dot{\varphi}^2 r_A \sin \varphi$	$\frac{1}{2(1 + 2\gamma)}[r + r_0 + \gamma(3r - r_0)]$	$\frac{2}{3} \frac{m_A \dot{\varphi} \operatorname{tg} \varphi (r - r_0)}{1 + \gamma}$ $= \frac{2}{3} \frac{m_A \dot{\varphi}^2 r_A \sin \varphi}{1 + \gamma}$	$2m_Q \dot{\varphi} \dot{\varphi} (r - r_0)$ $2m_Q \dot{\varphi}^2 r_A \sin \varphi$
Lực gió	w	$\frac{1}{2}(r + r_0)$	$A_{WA} q \cos \varphi$	$\frac{1}{3(1 + \gamma)}[r + 2r_c + \gamma(2r + r_0)]$	$A_{WA} q \cos \varphi$	$A_Q q \cos \varphi$

3. Tải trọng tác dụng lên thiết bị tựa quay

Khi tính toán TBTQ, cần phải biết các tải trọng thẳng đứng, tải trọng nằm ngang và mômen tác dụng lên phần quay của cần trục. Để dễ hiểu, hình 11.13 đưa ra một ví dụ về sơ đồ lực tác dụng lên thiết bị tựa quay kiểu cột.

Các tải trọng tác dụng lên phần quay được mô tả trong không gian với các mặt phẳng tọa độ là V_x, V_y . Bỏ qua các tải trọng từ lực quán tính ly tâm, quán tính tiếp tuyến và quán tính Coriolis do khối lượng cột gây ra khi quay. Các lực ma sát, góc nghiêng của cột do nên và dao động lắc của cáp nâng vật cũng không được kể đến. Trong mặt phẳng ngang có kể đến lực vòng an khớp của bánh răng với vành răng F_{Gt} .

$$F_{Gt} = \frac{M_m \cdot i_o \cdot \eta_o}{d_{Gt}}, \quad F_{Gr} = F_{Gt} \cdot \operatorname{tg} \alpha_o; \quad (11.24)$$

trong đó: M_m - mômen mở máy của động cơ cơ cấu quay;

i_o, η_o - tỷ số truyền và hiệu suất truyền động chung cơ cấu quay;

d_{Gt} - đường kính vòng chia vành răng lớn;

α_o - góc ăn khớp của bánh răng.

Khi cơ cấu được dẫn động bởi nhiều động cơ riêng biệt (trong ví dụ này là hai động cơ), lực vòng F_{Gt} được phân đều cho từng cụm dẫn động.

Điểm đặt lực tác dụng lên cần và trị số của các lực được lấy theo bảng 11.2.

Tổng mômen đối với các trục là:

$$\begin{aligned} M_x &= \sum F_{bi} \cdot h_{bi} + \sum F_{wj} \cdot h_{wj} \pm F_{Gr} \cdot h_{Gr} \\ M_y &= \sum F_{ck} \cdot r_{ck} + \sum F_{pl} \cdot h_{pl} + F_{Gt} \cdot h_{Gt} \end{aligned} \quad (11.25)$$

Lực thẳng đứng tác dụng lên gối tựa dưới:

$$F_{uz} = F_z = \sum_k F_{ck}. \quad (11.26)$$

Áp lực lên các con lăn của vòng tựa phía trên được rút ra từ các phương trình cân bằng

$$h(F_2 - F_1) \sin \gamma = M_x, \quad h(F_2 + F_1) \cos \gamma = M_y,$$

sẽ là

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{1}{2h} \left(\frac{M_y}{\cos \gamma} - \frac{M_x}{\sin \gamma} \right), \\ F_2 &= \frac{1}{2h} \left(\frac{M_y}{\cos \gamma} + \frac{M_x}{\sin \gamma} \right). \end{aligned} \quad (11.27)$$

Lực ngang tác dụng vào gối tựa dưới:

$$F_{un} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}, \text{ với}$$

$$F_x = \frac{1}{h} [\sum_k F_{ek} r_{ek} + \sum_l F_{pl} (h_{pl} - h) \pm F_{Gt} (h_G - h)],$$

$$F_y = \frac{1}{h} [\sum_i F_{bi} (h_{bi} - h) + \sum_j F_{wj} (h_{wj} - h) \pm F_{Gr} (h_G - h)] \quad (11.28)$$

Khi tính toán, cần chú ý chọn vị trí của cần (góc nghiêng cần φ) là bất lợi nhất đối với từng bài toán cụ thể.

4. Chọn động cơ và phanh cơ cấu quay

Trong thời kỳ chuyển động không ổn định của cơ cấu quay, mômen cản động lớn hơn mômen cản tĩnh rất nhiều (có thể từ 3 đến 10 lần), thời gian mở máy khá kéo dài, tỷ lệ góc quay khởi động so với góc quay làm việc trung bình thường cao, do đó động cơ phải làm việc ở chế độ mở máy nhiều thời gian. Cũng giống như cơ cấu di chuyển, công suất tính toán để chọn động cơ cơ cấu quay, có kể đến phần công suất để thắng mômen cản động và được tính như sau:

$$N = \frac{(M_{ms} + M_b + M_w + M_a)}{9550(0,6 + 0,7)\psi_{max}\eta_o} n_q, \quad \text{kW} \quad (11.29)$$

trong đó: n_q - tốc độ quay của phân quay cần trục, vg/ph;

η_o - hiệu suất truyền động chung của cơ cấu;

ψ - hệ số mômen lớn nhất của động cơ;

M - mômen cản quay, Nm.

Mômen cản ma sát trong TBTQ được xác định theo §11.1. Các thành phần của mômen cản của lực quán tính M_b , mômen cản do gió M_w được xác định theo cách thức ở mục trên.

Mômen cản do góc nghiêng mặt đường M_a , được xác định từ công để nâng hoặc hạ khối lượng của phần quay m_D , đặt tại trọng tâm phần quay, khi quay quanh trục của nó một góc quay $d\psi$ (hình 11.14). Giả sử khối lượng m_D quay quanh trục một góc $d\psi$, quãng đường dịch chuyển tương ứng trên mặt nghiêng có góc nghiêng α sẽ là $r_D \cdot \cos\psi \cdot d\psi$, cũng có nghĩa là khối lượng m_D được nâng hoặc hạ một độ cao là dh . Ta có phương trình

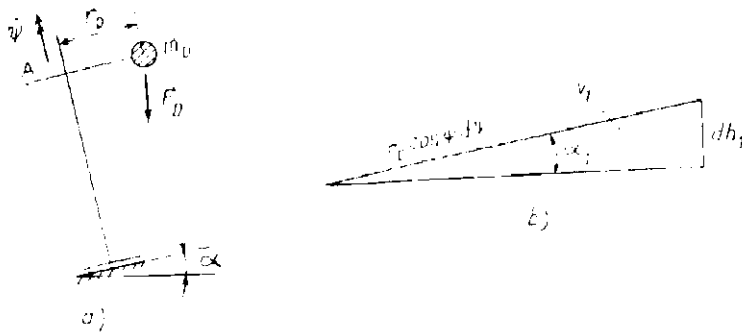
$$M_a \cdot d\psi = F_D \cdot dh.$$

Với chú ý

$$dh = d\psi \cdot \cos\psi \cdot r_D \cdot \sin\alpha, \text{ có}$$

$$M_a = F_D \cdot r_D \cdot \sin\alpha \cdot \cos\psi. \quad (11.30)$$

Từ (11.21), (11.22) và (11.30), cho thấy mômen cân quay do gió M_w và do dốc M_α phụ thuộc vào góc quay ψ và đạt giá trị cực đại khi $\psi = 0 + 2k\pi$. Ở vị trí này phương của cần vuông góc với phương nghiêng của nền



Hình 11.14. Sơ đồ tính mômen cân dốc M_o .

Việc chọn động cơ được tiến hành theo các bước ở §6.2, với chú ý là: khi kiểm tra thời gian mở máy động cơ, mômen cân động khi mở máy có thể kể thêm đến thành phần do quán tính Coriolis gây ra.

Trong thời kỳ phanh, các mômen quán tính làm cho hệ thống tiếp tục chuyển động, mômen ma sát sẽ cản trở chuyển động, giúp cho quá trình phanh, do đó mômen phanh cần thiết trên trục đặt phanh được tính như sau:

$$M_{ph} = \beta(-M_{m\dot{\psi}} + M_b + M_w + M_{\alpha}) \frac{\eta_q}{i_q} \tag{11.31}$$

trong đó: $\beta = 1,1$ - hệ số tính đến quán tính các tiết máy quay trong cơ cấu;
 i_q, η_q - tỷ số truyền và hiệu suất truyền động từ trục quay của máy đến trục đặt phanh. Nếu phanh đặt trên trục động cơ thì có $i_q = i_o$ và $\eta_q = \eta_o$.

Giá trị của mômen do lực quán tính M_b trong các công thức (11.29) và (11.31) được tính ứng với thời gian mở máy, hoặc thời gian phanh, chọn sơ bộ theo bảng 11.3. Giá tốc góc

$$\dot{\psi} = \frac{d\omega}{dt} = \frac{\pi \eta_q}{30.t_{m,ph}}$$

Quá trình mở máy và phanh cơ cấu quay hoàn toàn tương tự như cơ cấu di chuyển về các phương trình chuyển động, cũng như biểu thức tính toán thời gian mở máy hay thời gian phanh. Tuy nhiên cần lưu ý là, thành phần mômen động có giá trị rất lớn, do đó quá trình mở máy và phanh ở cơ cấu quay thường kéo dài hơn nhiều.

Trong bảng 11.3, giá trị t_{min} được tính trong trường hợp không kể đến lực gió

và độ nghiêng mặt nền, còn $t_{\max}$ có kể đến lực gió và độ nghiêng mặt nền.

Bảng 11.3. Thời gian mở máy (thời gian phanh) cơ cấu quay

Tầm với lớn nhất L , m		5,0	7,5	10	15	20	25	30
Thời gian mở máy hoặc phanh t , s	$t_{\min}$	1,0	1,5	2,5	4,0	6,0	8,0	10,0
	$t_{\max}$	4,0	6,0	8,0	10,0	15,0	25,0	30,0

Phần III

CÁC MÁY NÂNG THÔNG DỤNG

Chương 12

MÁY NÂNG ĐƠN GIẢN

§12.1. KÍCH

Kích là một thiết bị nâng có hành trình ngắn. Khi làm việc được đặt dưới tải và nâng tải bằng cách đẩy lên với hành trình tương đối nhỏ. Kích được sử dụng để lắp ráp và sửa chữa. Do đặc điểm sử dụng đòi hỏi chúng phải gọn, trọng lượng nhỏ để dễ mang vác nên đại đa số được dẫn động bằng tay. Vật liệu chế tạo là gang hoặc kim loại nhẹ. Do cấu tạo đơn giản và được chế tạo hàng loạt nên giá thành thấp. Phổ biến nhất là kích thanh răng, kích vít, kích thủy lực.

1. Kích thanh răng

Kích thanh răng có cấu tạo đơn giản, hiệu suất tương đối cao, được chế tạo với sức nâng từ 2 đến 25 t, chiều cao nâng 0,3 - 0,7m. Hình 12.1 mô tả cấu tạo của một kích thanh răng.

Mômen trên trục tay quay được truyền thông qua hai cặp bánh răng trụ đến bánh răng dẫn cuối cùng. Bánh răng này luôn ăn khớp với thanh răng 2 có khả năng trượt lên xuống nhờ dẫn hướng của các bạc trượt bố trí trên vỏ kích cố định 1. Để có kết cấu nhỏ gọn, các cặp bánh răng có tỷ số truyền từ 4 đến 6, bánh dẫn có số răng nhỏ, thường từ 4 đến 6 răng.

Theo quy định về an toàn, trên kích thanh răng phải sử dụng tay quay an toàn có phanh tự động với mặt ma sát tách rời. Cấu tạo và nguyên lý làm việc của loại phanh này xem ở §4.5. Muốn nâng vật, quay tay quay thuận chiều, đĩa 11 và bánh răng 8 ép chặt vào bánh cóc 9 tạo thành một khối. Nhờ ma sát mà mômen được truyền đến bánh răng dẫn, đẩy thanh răng lên. Vật được giữ ở độ cao mong muốn nhờ cóc hãm 10. Khi hạ vật, chỉ cần vặn ngược tay quay. Loại này cho phép khống chế tốc độ hạ vật rất tốt. Ở nhiều kích thanh răng, người ta còn bố trí thêm bàn nâng phụ 4 dùng để nâng hàng dưới thấp. Do lực tác dụng lệch tâm nên sức nâng giảm xuống còn một nửa.

Ngoài loại kích thanh răng có cấu tạo trên, còn có loại thanh răng cố định, vỏ

kích dịch chuyển lên xuống gọi là kích thanh rang tay đòn.

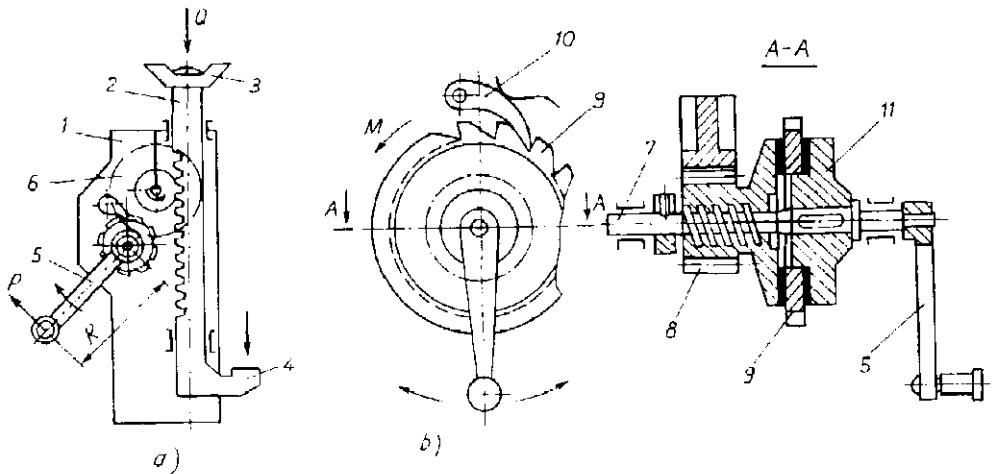
Để nâng tải có trọng lượng Q , trên trục tay quay cần có mômen có giá trị

$$M = Q.r. \frac{1}{i.\eta};$$

trong đó: r - bán kính vòng chia bánh răng dẫn an khớp với thanh rang;

i - tỷ số truyền các cặp truyền động bánh răng;

η - hiệu suất, $\eta = 0,65 \div 0,67$.



Hình 12.1. Kích thanh răng:

- a) Hình chung; b) Tay quay an toàn. 1- vỏ kích; 2- thanh rang; 3- mu kích;
4- bàn nâng phụ; 5- tay quay; 6- bộ truyền bánh răng; 7- trục dẫn;
8- bánh răng; 9- bánh rang cóc; 10- cóc hãm; 11- đĩa chủ động.

2. Kích vít

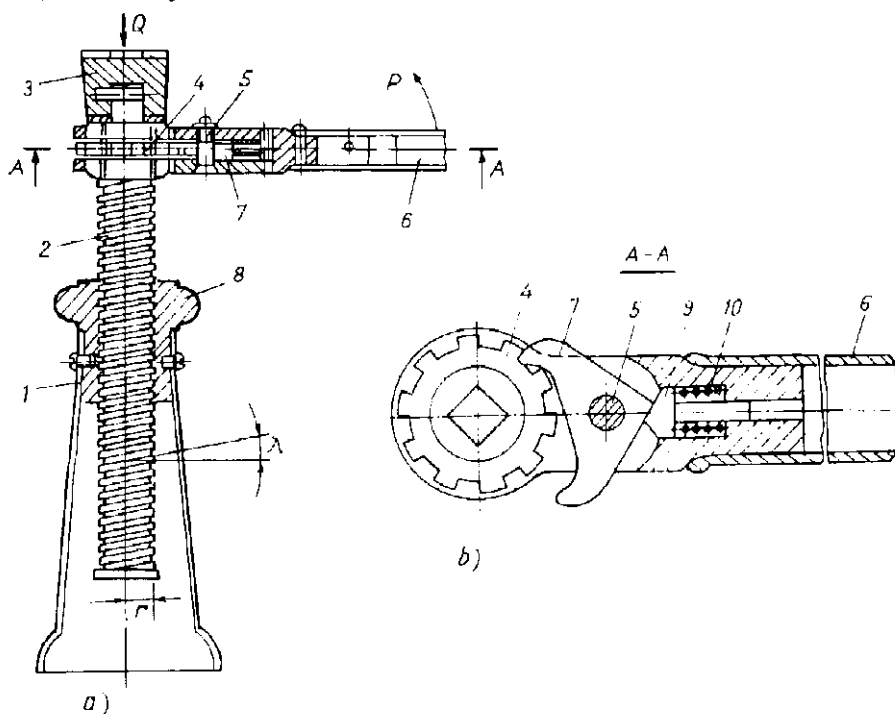
Kích vít có chiều cao nâng thường nhỏ hơn kích thanh răng với sức nâng đến 30t và chiều cao nâng 0,2 - 0,4m. Kích vít làm việc theo nguyên tắc truyền động vít đai ốc.

Cấu tạo kích vít gồm đầu kích 3 (hình 12.2, a) đóng vai trò như một ổ chặn có thể quay tròn được. Trục ren vít 2 được truyền động nhờ cơ cấu bánh cóc hai chiều có bánh cóc kẹp chặt trên trục vít (hình 12.2, b). Khi tạo chuyển động cho tay đòn, trục vít sẽ quay và chuyển động tịnh tiến dọc thân kích. Ren thường dùng cho vít là ren thang và lợi dụng tính tự hãm của ren để hãm giữ vật nâng với góc nâng ren $4^{\circ} - 5^{\circ}$.

Hình 12.3 mô tả cấu tạo của một loại kích vít khác. Trục ren vít cùng chân tựa 1 được đặt cố định. Bộ truyền bánh vít trục vít 2 có khả năng tự hãm. Bánh vít được liên kết với vỏ kích 3 thông qua ổ chặn 5 và đóng vai trò như một đai ốc an khớp ren với trục vít 1. Khi quay tay quay gắn trên trục vít, bánh vít vừa quay vừa

chuyển động tịnh tiến. Vỏ 3 trượt dọc theo thân trục vít, nâng mũ kích 4 lên.

Lực trên tay đòn P ở loại kích mô tả trên hình 12.2.a



Hình 12.2. Sơ đồ cấu tạo kích vít:

1- thân kích; 2- trục ren vít; 3- vỏ kích; 4- bánh cóc; 5- chốt;
6- tay đòn; 7- cơ cấu cóc hai chiều; 8- đai ốc; 9- cá hàm; 10- lò xo.

$$P = \frac{Q}{r} \left[\operatorname{tg}(\lambda \pm \rho) \frac{D}{2} + f_1 \frac{d_1}{2} \right]$$

trong đó: D - đường kính trung bình trục ren vít;

d_1 - đường kính trung bình mặt tựa mũ kích;

λ - góc nâng ren ($4^\circ - 5^\circ$);

ρ - góc ma sát ($\rho = 6^\circ$ khi $f = 0,1$);

f_1 - hệ số ma sát tại mặt tựa mũ kích;

dấu + - khi nâng hàng;

dấu - - khi hạ hàng.

Công suất yêu cầu khi sử dụng động cơ dẫn động

$$N = \frac{Q \cdot v}{60 \cdot 10^3 \cdot \eta_T \cdot \eta_{\text{tr}}}, \text{ kW}$$

trong đó: v - tốc độ nâng, m/ph;

Q - trọng lượng vật nâng, N;

η_r - hiệu suất truyền động ren vít; $\eta_r = 0,25 \div 0,4$;

η_o - hiệu suất truyền động của hệ thống

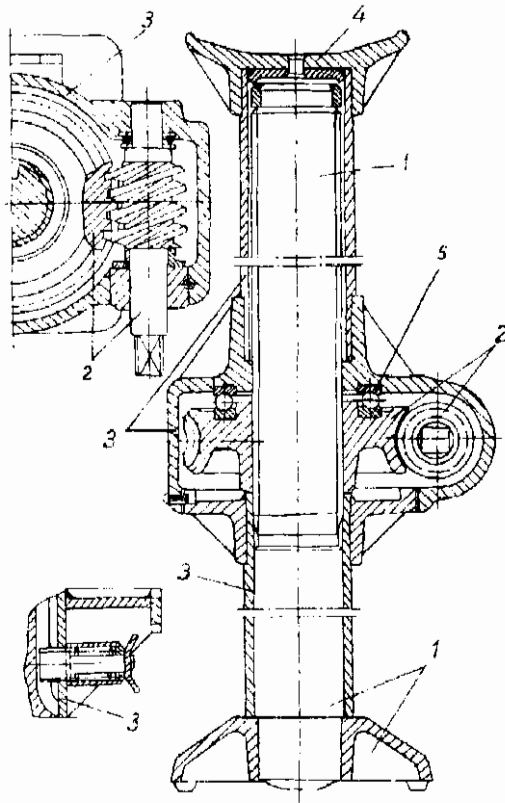
3. Kích thủy lực

Kích thủy lực có chuyển động êm như kích vít nhưng có hiệu suất cao hơn và được chế tạo với sức nâng lớn, có thể đạt đến 750t, chiều cao nâng 0,15 đến 0,7m

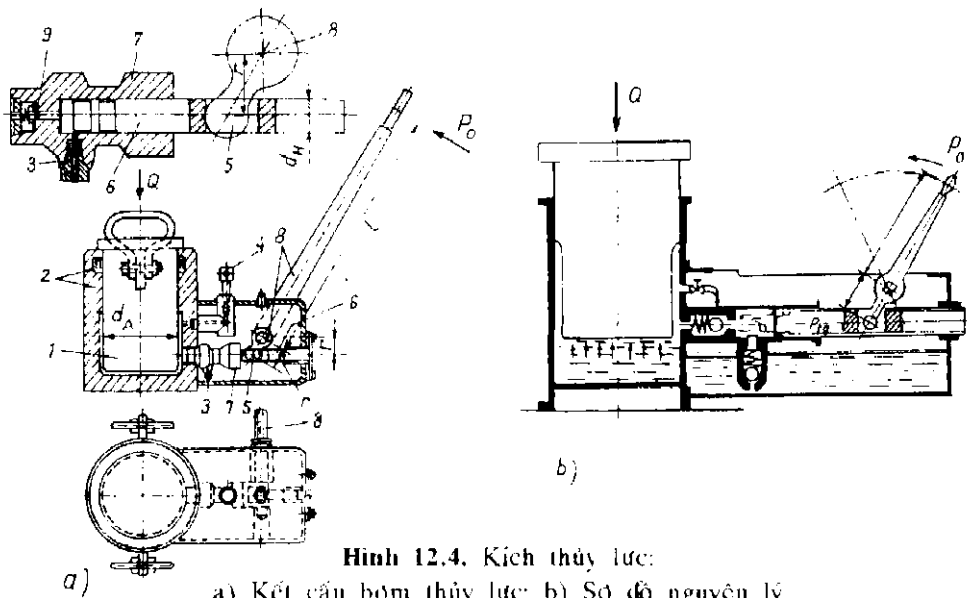
Nguyên tác làm việc của kích là áp lực dầu từ bơm được truyền đến xy lanh công tác để nâng vật. Cấu tạo kích gồm hai bộ phận chính: bơm và pittông - xy lanh công tác. Vật được nâng lên khi chất lỏng vào xy lanh của kích và được hạ xuống nhờ chất lỏng đi qua van xả. Điều chỉnh tốc độ dòng chảy cũng tức là điều chỉnh tốc độ hạ vật bằng van xả. Chất lỏng trong kích là dầu khoáng hoặc nước pha glyxérin có tỷ lệ 2:1. Đẩy chất lỏng vào kích bằng bơm tay, hoặc bơm có động cơ dân động. Bơm gắn trực tiếp với kích hoặc nối vào kích qua hệ ống dẫn. Một bơm có thể dân động cho một kích hoặc nhiều kích.

Hình 12.4 giới thiệu sơ đồ kích thủy lực liên với bơm, dân động tay. Chuyển động lắc của tay bơm cùng trục cam 8 tạo nên chuyển động tịnh tiến của pittông bơm 6 trong xy lanh 7. Dầu từ bình chứa sẽ qua van một chiều 3 vào xy lanh bơm sau đó được đẩy qua van áp lực 9 vào xy lanh công tác và đẩy pittông 1 lên. Vật nâng được nâng lên một cách gián đoạn theo nhịp điệu lắc của tay đòn bơm. Khi hạ vật, mở van 4, dưới tác dụng của trọng lượng vật nâng, dầu kích sẽ được hạ xuống. Chất lỏng trở về bình chứa qua van 4.

Từ điều kiện cân bằng áp lực p tại hai xy lanh khi nâng vật nặng có trọng lượng Q :



Hình 12.3. Cấu tạo kích vít có trục vít đặt cố định:
1- trục vít và chân tựa; 2- bộ truyền bánh vít trục vít; 3- vỏ kích; 4- mũ kích; 5- ổ chặn.



Hình 12.4. Kích thủy lực:

a) Kết cấu bơm thủy lực; b) Sơ đồ nguyên lý

- 1- pittông công tác; 2- xylanh công tác có phốt dầu bằng da; 3- van hút;
4- van xả; 5- cam; 6- pittông bơm; 7- xylanh bơm; 8- trục cam và tay bơm;
9- van áp lực.

$$p = \frac{Q}{F} = \frac{P}{f}$$

Ta có lực trên tay bơm P :

$$P_0 = Q \cdot \frac{f}{F} \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{1}{\eta} = Q \left(\frac{d_H}{d_A} \right)^2 \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{1}{\eta}$$

trong đó: f và F - diện tích tiết diện ngang của các pittông;

d_H, d_A - đường kính tương ứng

Tốc độ nâng của kích

$$v = \left(\frac{d_H}{d_A} \right)^2 \cdot \frac{S \cdot n \cdot \gamma}{60}, \text{ cm/s}$$

trong đó: S - hành trình của pittông bơm, cm;

n - tốc độ làm việc của tay bơm, lần/ph;

γ - hệ số tổn thất, $\gamma = 0,9 \div 0,95$.

Để thấy lực trên tay bơm phụ thuộc vào tỷ số $\left(\frac{d_H}{d_A} \right)$.

Vì dễ đạt được tỷ số $\left(\frac{d_H}{d_A} \right)^2$ nhỏ nên có thể tạo được kích thủy lực có sức

nâng lớn mà kích thước và trọng lượng không lớn. Trong thực tế thường dùng kích có sức nâng 100 - 200t, chiều cao nâng 0,15 - 0,2m. Khối lượng bản thân 180 - 330kg.

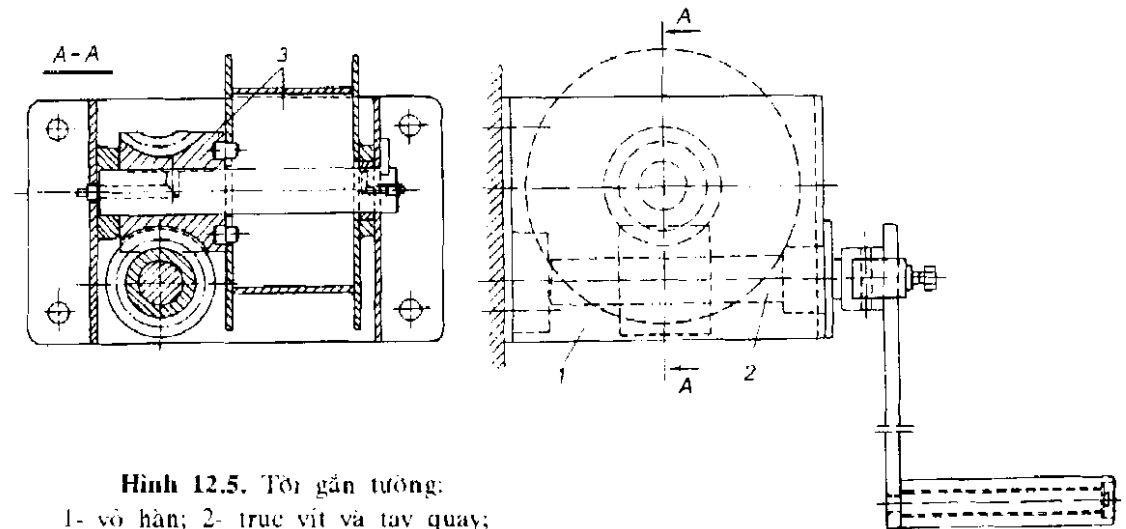
§12.2. TỜI

Tời là một thiết bị dùng để nâng vật lên cao hoặc kéo tải dịch chuyển trong mặt phẳng ngang hay nghiêng. Tời có thể sử dụng riêng biệt hoặc kết hợp với các cơ cấu khác như ở các cần trục, máy đào v.v..

Cấu tạo chung của tời gồm có: tang cuốn cáp với một hoặc nhiều lớp cáp, hệ thống truyền lực, bộ phận dẫn động và bộ phận phanh hãm v.v.. Tời có nhiều loại khác nhau. Theo nguồn dẫn động có thể phân thành: tời tay và tời máy. Theo số tang cuốn cáp có tời một tang và tời nhiều tang. Theo công dụng có tời nâng, tời kéo, tời cho cơ cấu quay.

1. Tời tay

Tời tay để nâng các vật nhẹ hoặc kéo các xe có tải trọng nhỏ. Khi làm việc tời được kẹp chặt trên nền hoặc gắn trên tường. Việc kẹp chặt phải đảm bảo chắc chắn, chịu được hai lần lực kéo danh nghĩa.



Hình 12.5. Tời gắn tường:

1- vỏ hàn; 2- trục vít và tay quay;

3- bánh vít gắn với tang.

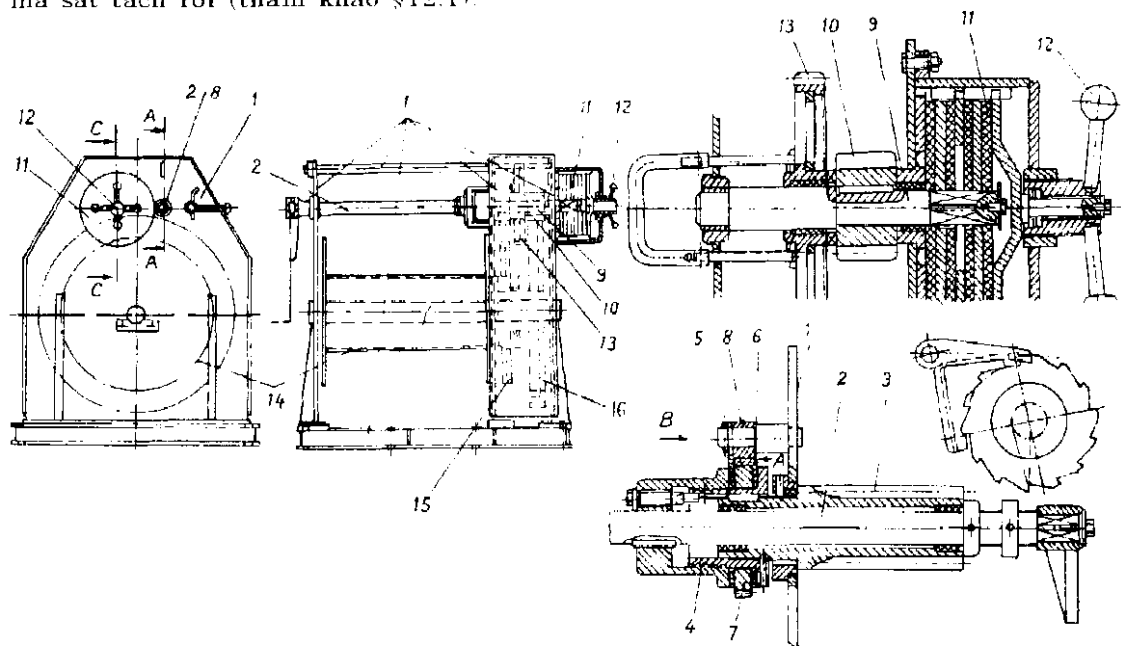
Tời gắn trên tường (hình 12.5) không sử dụng phanh mà lợi dụng khả năng tự hãm của bộ truyền bánh vít trục vít.

Tời có khung bệ gắn trên nền mô tả trên hình 12.6 có hai tốc độ. Trên trục tay quay an toàn 2 gắn bánh răng dẫn 3 có chiều rộng đủ lớn để đảm bảo ăn khớp với bánh răng trượt 13 khi bánh răng này trượt đến vị trí giới hạn trên trục 9. Hai bánh răng gắn trên tang có đường kính khác nhau. Bánh có đường kính lớn luôn ăn khớp với bánh răng 10 lắp trên trục 9. Để có tốc độ nhanh, trượt bánh răng 13 sang trái ăn khớp với bánh răng có đường kính nhỏ 15, lúc này bánh 13 đóng vai

trò là một bánh răng trung gian cho 3 và 15 (tỷ số truyền $i = \frac{Z_{15}}{Z_3}$).

Khi đang treo tải, muốn chuyển sang tốc độ chậm, đóng phanh đĩa 11 bằng cách quay tay quay 12 để giữ vật nhờ phanh đĩa 11, sau đó trượt 13 sang phải khớp với bánh răng 10 bằng khớp vấu. Tỷ số truyền của hệ thống lúc này là $i = \frac{Z_{13} Z_{16}}{Z_3 Z_{10}}$.

Khi bánh răng 13 trượt ở vị trí trung gian, tang sẽ không có liên kết cứng với tay quay an toàn, do vậy việc bố trí phanh 11 là cần thiết. Tay quay an toàn được sử dụng nhằm mục đích loại bỏ khả năng quay tự do của tay quay do trọng lượng vật nâng gây ra khi hạ vật. Nó sử dụng nguyên lý làm việc của phanh tự động với mặt ma sát tách rời (tham khảo §12.1).



Hình 12.6. Tời khung bê gắn trên nền:

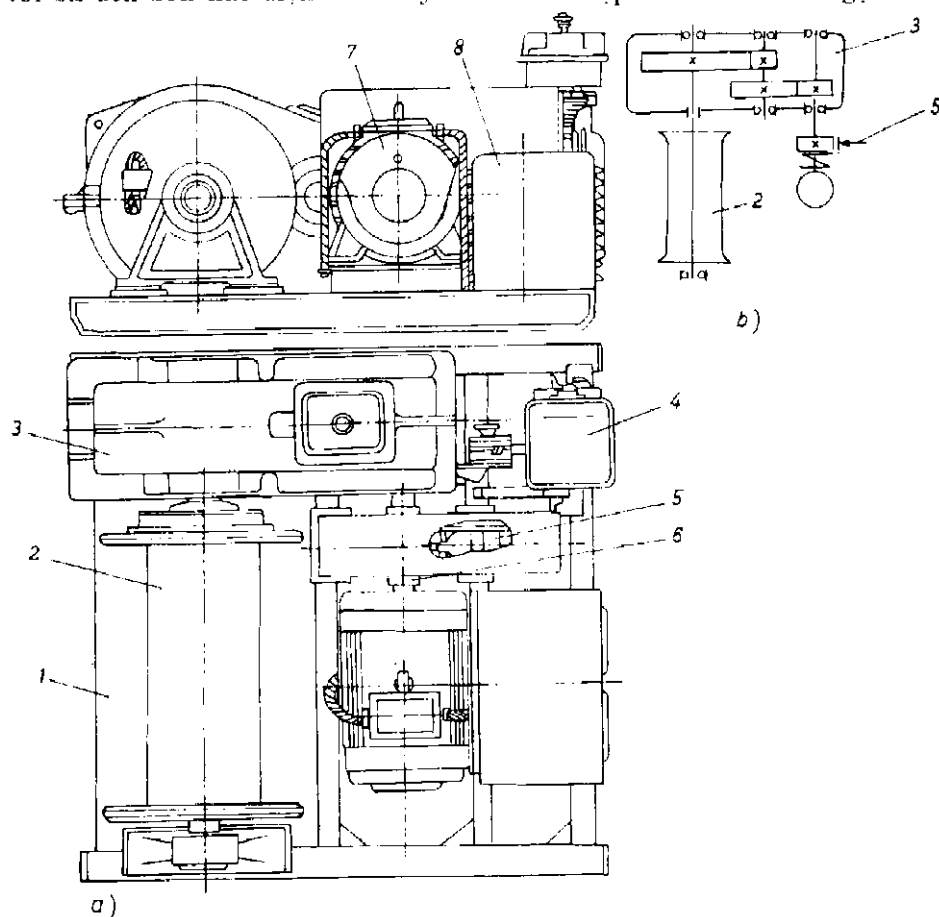
- 1- các tấm thép thành bệ; 2- trục dẫn có lắp tay quay an toàn; 3- bánh răng dẫn; 4- ống ren; 5- đai ốc; 6- đĩa ma sát; 7- bánh cóc; 8- cóc hãm; 9- trục trung gian; 10- bánh răng trung gian; 11- phanh đĩa; 12- tay quay; 13- bánh răng trượt; 14- tang cuốn cáp; 15- bánh răng có đường kính nhỏ; 16- bánh răng có đường kính lớn.

2. Tời máy

Tời máy được dẫn động bằng động cơ, thường là động cơ điện. Tời được gắn trên khung bê để dễ dàng vận chuyển, cũng như định vị chống lực kéo ngang hoặc nghiêng. Tời máy hay được phối hợp với tổ hợp ròng rọc (palang cáp) để kéo hoặc nâng được những vật rất nặng. Lượng cáp chứa trên tời rất lớn, có thể đến 200 - 400m. Có nhiều loại tời khác nhau như: tời một tang quay hai chiều, tời nhiều tốc độ, tời ma sát. Khi nguồn động lực là động cơ đốt trong thường dùng sơ đồ tời nhiều tang dẫn động chung.

Trên hình 12.7 trình bày một kiểu tời một tang quay hai chiều dẫn động điện. Tời này được dùng nhiều trong xây dựng và ở các bãi lắp ráp. Động cơ điện được nối

với hộp giảm tốc bằng khớp nối đàn hồi 6. Vành ngoài của nửa khớp nối bên phải hộp giảm tốc đồng thời là bánh phanh. Điện trở 8 dùng để khởi động cho động cơ dây cuốn 7 với ba đến bốn nấc điện trở chuyển đổi nhờ hộp điều khiển cần gạt 4.



Hình 12.7. Tời điện đảo chiều có lực kéo 5000 dN:

a) Kết cấu tời; b) Sơ đồ truyền động;

1- hệ máy; 2- tang cuốn cáp; 3- hộp giảm tốc; 4- tay gạt điều khiển; 5- phanh hai má điện thủy lực; 6- khớp nối đàn hồi; 7- động cơ dây cuốn; 8- hộp trở.

Điều kiện lắp ráp các kết cấu xây dựng, các thiết bị nâng đòi hỏi tời phải có nhiều tốc độ. Các tốc độ cao dùng để nâng tải và hạ mức không tải. Các tốc độ thấp dùng để đặt và điều chỉnh tải vào vị trí lắp ráp. Cấu tạo tời nhiều tốc độ có thể tham khảo ở §8.2.

Khác với tời điện đảo chiều, tời ma sát có liên hệ ma sát giữa tang và động cơ qua nối trục ma sát (ly hợp). Ở tời ma sát, động cơ luôn quay một chiều theo chiều nâng, khi hạ vật ly hợp được mở và vật rơi tự do. Tốc độ hạ vật được khống chế bằng phanh đai. Nguyên lý này có thể sử dụng một động cơ dẫn động cho nhiều tang, mỗi tang sẽ có một ly hợp và một phanh riêng (hình 12.8).

So sánh hai loại tời trên, ta thấy tời điện đảo chiều làm việc có độ tin cậy cao, điều khiển đơn giản do vậy được sử dụng rộng rãi. Tời ma sát một chiều có ưu điểm khởi động êm, có thể sử dụng động cơ đột trong để dẫn động nhiều tang. Tuy

nhiên làm việc không chắc chắn, khó không chế tốc độ hạ vật và khó thực hiện việc điều khiển tự động nên ít được dùng, hiện chỉ thấy ở một số cần trục tự hành và một số cơ cấu chuyên dụng khác.

Khi cần phải kéo hàng, kéo toa xe v.v. với lượng cấp khá lớn người ta dùng tời ma sát kiểu tang lôm. Cấp chỉ vòng qua tang dẫn vài vòng, sau đó rời khỏi tang và được xếp vào bên cạnh hoặc cuốn lên một tang riêng. Dạng lôm của tang đảm bảo cấp không bị chạy dọc theo tang trong quá trình làm việc mà nó luôn trượt lại và nằm ở giữa tang. Thông qua ma sát giữa cấp và tang, lực kéo được truyền cho cấp (hình 12.9).

Quan hệ giữa lực kéo F_Z và lực kéo tại đầu cấp nhà F_H (thường đo công nhân kéo)

$$F_Z = F_H \cdot f^\alpha$$

trong đó: f - hệ số ma sát giữa cấp và tang,

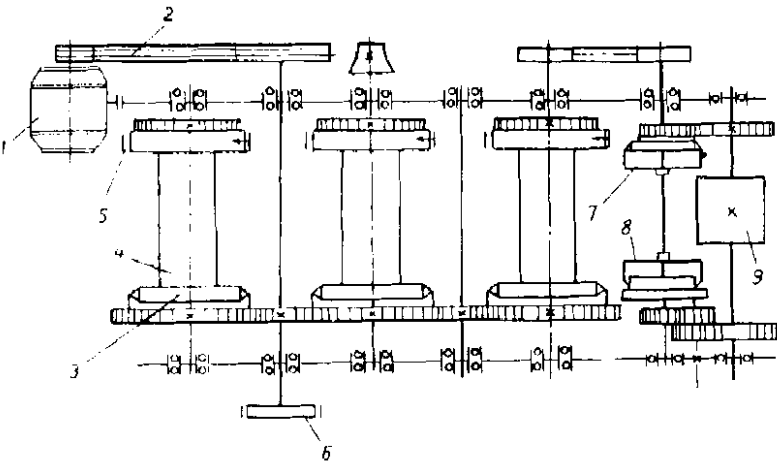
$$f = 0,185;$$

α - góc ôm của cấp trên tang, rad.

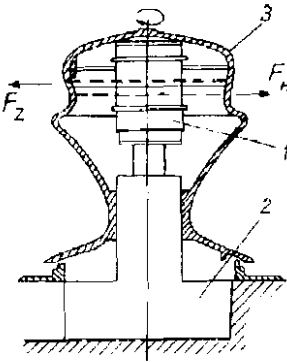
Tời máy ngày nay được chế tạo với lực kéo đến 10000 daN. Một số loại tời dùng trong công nghiệp đóng tàu có lực kéo lên đến 80000 daN và có hệ thống dẫn động làm việc theo nguyên tắc điện - thủy lực.

§12.3. PALĂNG

Palăng là một thiết bị nâng được treo ở trên cao, gồm một cơ cấu nâng, trong nhiều trường hợp được trang bị thêm cơ cấu di chuyển. Đặc điểm của nó là kích thước nhỏ gọn, kết cấu không phức tạp, trọng lượng nhẹ. Palăng thường được treo vào các dầm, cột chống, giá chuyên dùng hoặc treo vào xe con di chuyển. Dẫn động palăng có thể bằng tay hoặc điện, cũng có palăng dẫn động bằng khí nén. Dây treo hàng có hai loại là xích và cáp.



Hình 12.8. Tời ma sát nhiều tang dẫn động chung:
 1- động cơ; 2- bộ truyền đai; 3- ly hợp ma sát;
 4- tang cuốn cáp; 5, 6- phanh; 7, 8- ly hợp của tang quay hai chiều; 9- tang quay hai chiều.



Hình 12.9. Tời ma sát tang lôm:
 1- động cơ; 2- hệ thống truyền động; 3- tang lôm.

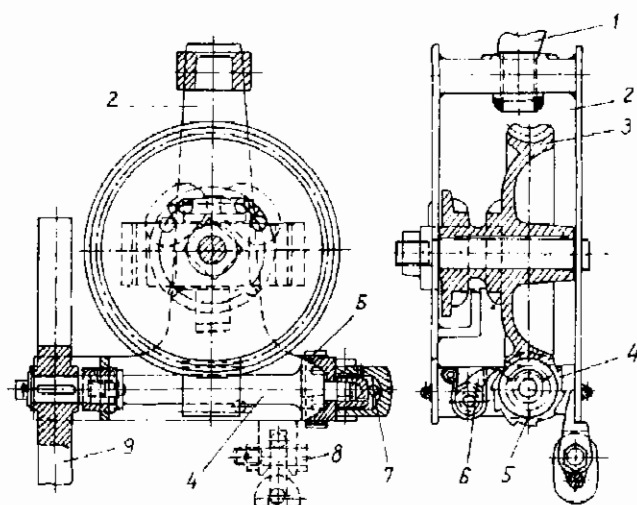
1. Palăng xích kéo tay

Palăng xích kéo tay được sử dụng trong các công việc lắp ráp, sửa chữa hoặc khi không có nguồn điện với tải nặng nhỏ, chiều cao nâng không lớn và sử dụng không thường xuyên.

Dẫn động bằng xích kéo tay vòng qua bánh kéo làm quay trục dẫn của palăng. đĩa xích kéo thường có số răng nhỏ hoặc đường kính nhỏ. Tùy theo loại truyền động có palăng xích kiểu trục vít và kiểu bánh răng. Loại sau so với loại trước có hiệu suất cao hơn nên có thể sử dụng để nâng vật nặng và với tốc độ lớn hơn. Hiệu suất palăng xích kiểu bánh răng 0,7 - 0,85, còn ở loại bánh vít trục vít 0,55 - 0,8.

Palăng trục vít (hình 12.10) gồm móc treo 1, bộ khung 2 trong đó có lắp bánh vít 3 gắn liền với đĩa xích treo tải. Trục vít 4 được dẫn động nhờ đĩa xích kéo 9. Bộ truyền trục vít được chế tạo không tự hãm, do vậy palăng nhất thiết phải được trang bị phanh, ví dụ trên hình vẽ là phanh tự động với mặt ma sát không tách rời (xem §4.5).

Palăng xích kiểu bánh răng sử dụng bộ truyền hành tinh (hình 12.11) có kết cấu nhỏ gọn. Mômen được truyền từ bánh kéo 4 sang trục dẫn 9. Nhờ các bánh răng hành tinh 7 luôn ăn khớp với vành răng cố định 5 gắn trên vỏ nên các trục của bánh răng 7 làm cần 8 quay dẫn động cho đĩa xích tải 2.

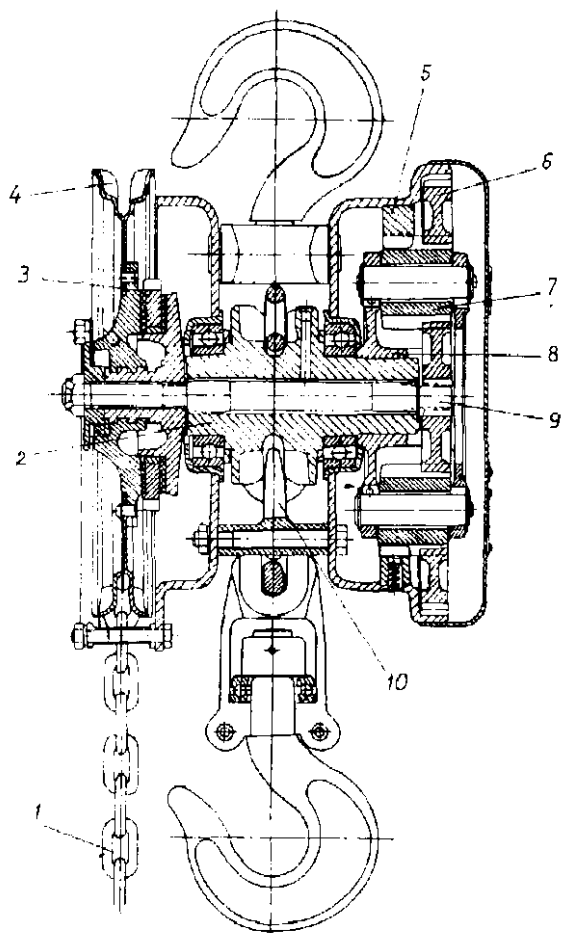


Hình 12.10. Palăng xích kéo tay kiểu trục vít:

1- móc treo palăng; 2- khung treo; 3- bánh vít cùng đĩa xích treo tải; 4- trục vít có gắn đĩa phanh nón; 5- bánh răng cóc đồng thời là đĩa phanh nón thứ hai; 6- cóc hãm; 7- bi cầu chịu nén; 8- chốt treo xích tải; 9- đĩa xích kéo.

Palăng được trang bị phanh tự động với mặt ma sát tách rời 3.

Palăng xích kéo tay được chế tạo với sức nâng từ 0,5 đến 20t.



Hình 12.11. Palăng xích kéo tay kiểu bánh răng:

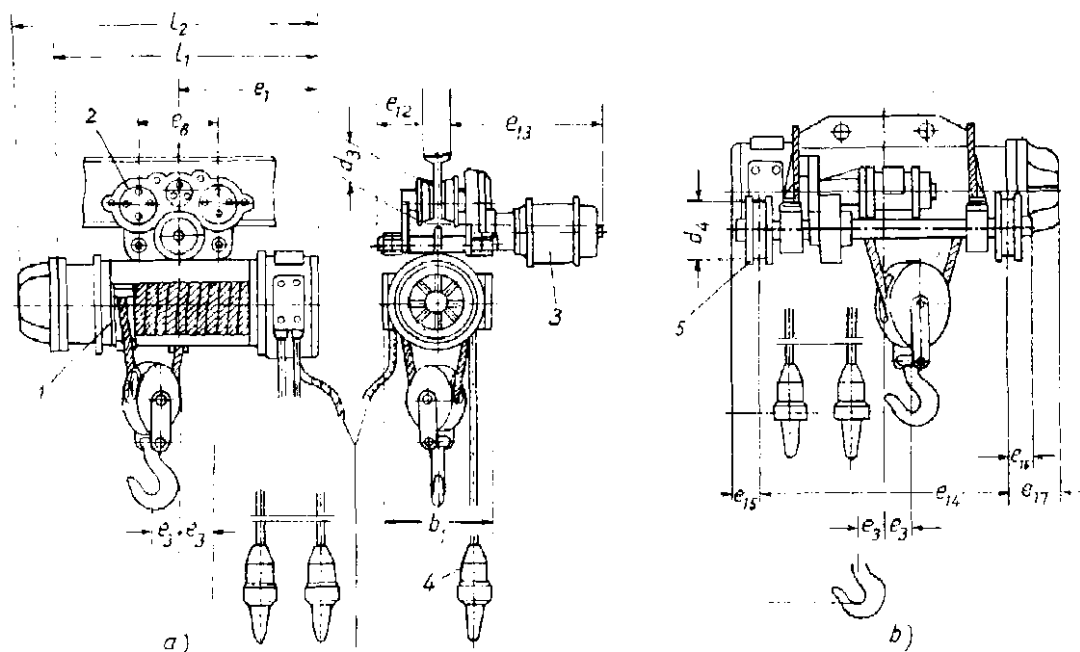
- 1- xích kéo; 2- đĩa xích tải; 3- phanh tự động; 4- đĩa xích kéo;
5- vành răng cố định; 6- bánh răng trung gian; 7- bánh răng hành tinh; 8- cần của
truyền động hành tinh; 9- trục dẫn; 10- xích tải.

2. PALĂNG ĐIỆN

Palăng điện có ưu điểm là trọng lượng nhỏ, kết cấu gọn, độ tin cậy cao, chi phí bảo dưỡng, sửa chữa thấp, dễ thay thế các chi tiết hư hỏng, dễ sử dụng, hiệu suất cao. Palăng điện được sử dụng như là một máy độc lập hoặc làm nhiệm vụ cơ cấu nâng trong các máy như cầu trục, cổng trục, cần trục côngxôn v.v. khi này nó được trang bị thêm cơ cấu di chuyển. Cấu tạo chung của palăng điện cho trên hình 12.12. Cơ cấu di chuyển palăng có kiểu treo di chuyển trên một hoặc hai ray là cánh dưới của dầm thép định hình chữ I (tham khảo hình 10.7 và §10.1). Cũng có khi là kiểu đặt di chuyển trên hai ray.

Do yêu cầu nhỏ gọn nên các bộ truyền bánh răng trong palăng điện thường được chế tạo bằng các loại thép hợp kim crôm, crôm-nicken v.v., thường sử dụng các bánh răng có số răng nhỏ, hay dùng truyền động hành tinh. Ngày nay palăng được chế tạo với sức nâng 0,32 - 32t, chiều cao nâng có thể đến 30m. Tốc độ nâng

3 - 15 m/ph. Trong trường hợp cần thiết có thể có thêm tốc độ nhỏ hơn tốc độ chính vài ba lần.



Hình 12.12. Palăng điện:

a) Palăng điện với cơ cấu di chuyển kiểu treo;

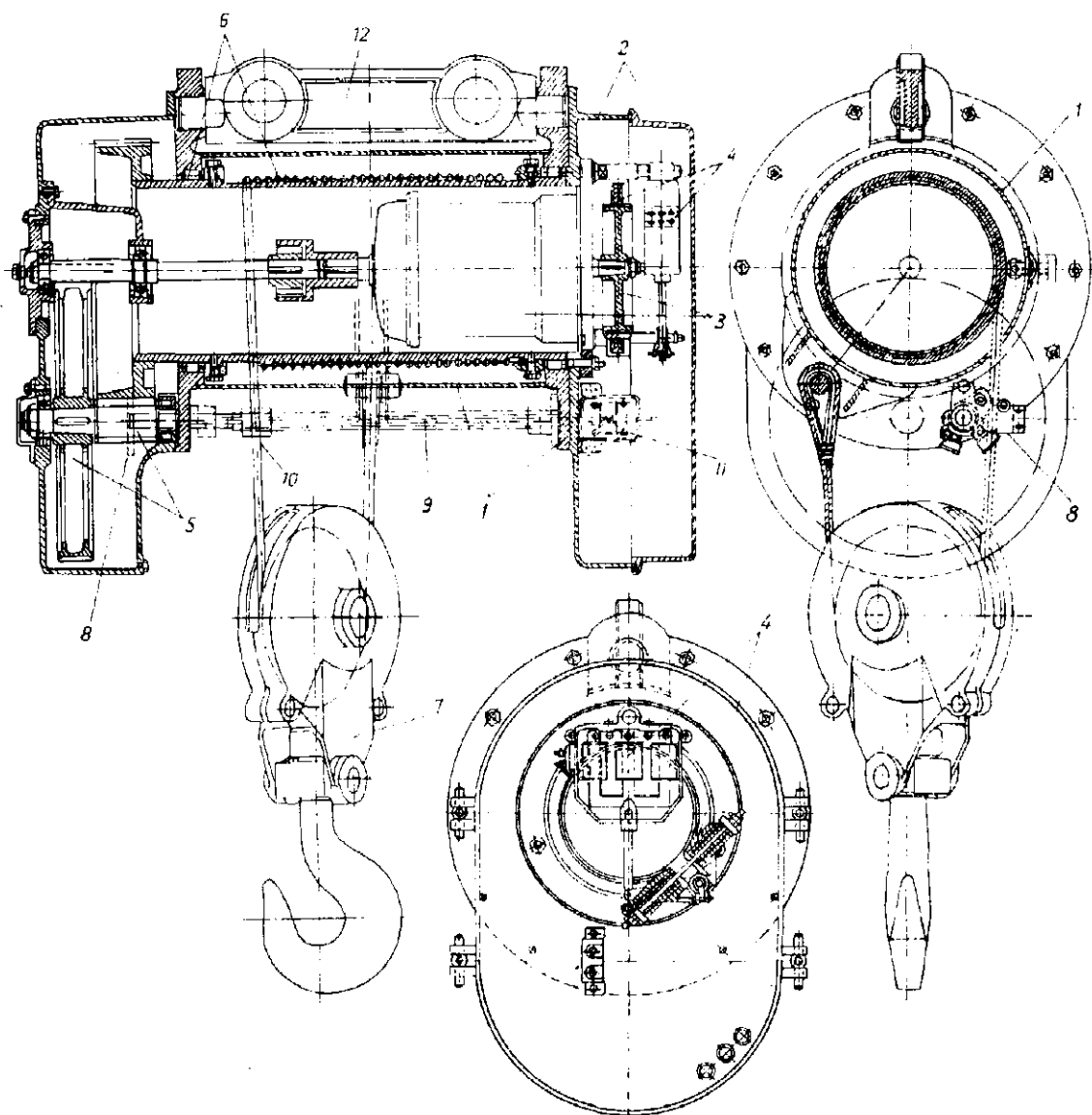
b) Palăng điện với cơ cấu di chuyển kiểu đặt.

1- palăng điện; 2- cum bánh xe di chuyển kiểu treo; 3- động cơ cơ cấu di chuyển; 4- hộp nút bấm điều khiển; 5- cơ cấu di chuyển kiểu đặt.

Kết cấu của palăng điện rất đa dạng, khác nhau chủ yếu về cách bố trí động cơ. Có thể phân biệt ba loại: động cơ bố trí đồng trục với tang, động cơ bố trí ngay trong tang và động cơ bố trí song song với tang. Hình 12.13 mô tả cấu tạo của palăng điện với động cơ đặt trong tang. Hai tấm đỡ *I* được liên kết với nhau nhờ vỏ bằng ống thép tạo ra khoang chứa trong. Trong khoang chứa này bố trí tang cuốn cáp. Tang *6* được đỡ bởi hai vành lăn. Vòng trong gắn với tang, vòng ngoài được đỡ bởi các tấm đỡ *1*. Để giảm chiều dài của thiết bị, người ta bố trí động cơ nằm trong lòng tang bằng cách gắn côngxôn trên tấm đỡ *1* thông qua khoang chứa phụ. Phía trong khoang phụ này có chứa phanh đai diện từ *4* và bộ đóng ngắt điện kiểu ren vít để hạn chế hành trình nâng.

Hộp truyền động với hai cặp bánh răng trụ được lắp đối diện với khoang phụ. Giữa trục động cơ và trục của bánh răng dẫn thứ nhất được nối với nhau bằng khớp.

Để rải cáp đều trên tang, sử dụng bộ rải cáp gồm đai ốc *10* dịch chuyển dọc trên trục ren vít *9* với bước ren phù hợp với bước rãnh cáp. Dẫn động quay tròn cho trục ren vít nhờ bánh răng trên tang ăn khớp với *8*. Trục ren vít cũng dẫn động cho cả bộ đóng ngắt *11*. Động cơ *3* là động cơ rôto lồng sóc điều khiển bằng hộp nút bấm.



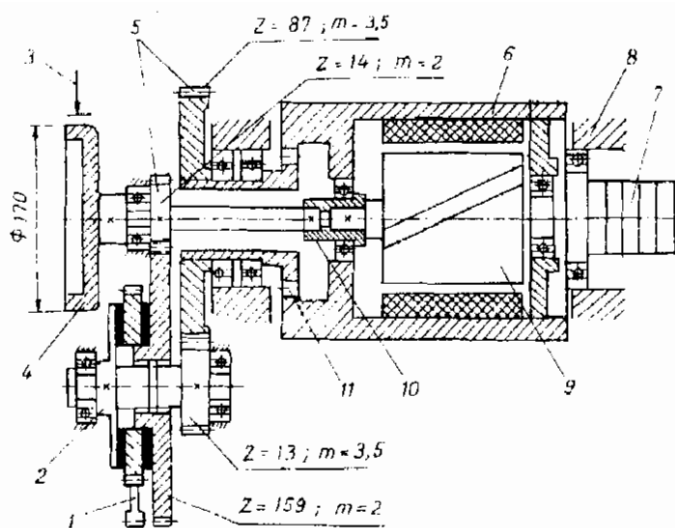
Hình 12.13. Cấu tạo palăng với động cơ đặt trong tang:

1- tấm đỡ; 2- khoang chứa phụ; 3- động cơ điện; 4- phanh đai điện từ; 5- truyền động bánh răng hai cấp; 6- tang cuốn cáp; 7- cụm móc treo; 8- bánh răng dẫn cho trục dẫn cáp; 9- trục dẫn cáp; 10- đai ốc dẫn cáp; 11- bộ đóng ngắt kiểu ren vít; 12- dầm đỡ cụm tời.

Trên hình 12.14 mô tả sơ đồ palăng điện dạng khác. Ở loại này có tang cuốn cáp đóng vai trò như là vỏ của động cơ chứa các cuộn dây stato ở bên trong. Trong palăng có đặt hai phanh, phanh đai kiểu điện từ 3 có nam châm điện hành trình lớn đặt trên trục dẫn. Phanh trọng vật 1 đặt trên trục bị dẫn làm việc theo nguyên tắc phanh tự động với mặt ma sát tách rời. Phanh đai dùng để khắc phục động năng rôto động cơ trong quá trình phanh còn phanh trọng vật để ham giữ vật nâng và điều chỉnh tốc độ hạ vật.

Để tiện cho việc thay thế, sửa chữa, một số loại palăng có động cơ điện lắp

đồng trục và được bố trí hờ ở ngoài đầu tang. Cách bố trí này còn tạo điều kiện thoát nhiệt tốt cho động cơ. Cũng nhằm mục đích đảm bảo gọn, người ta còn sử dụng động cơ lồng sóc có rôto dạng côn. Đầu trục phía đuôi động cơ có bánh phanh gắn tâm ma sát dạng côn. Bánh phanh này luôn ép vào một đĩa côn khác gắn cố định trên vỏ palăng nhờ một lò xo nén. Lúc này giữa rôto và stato có khe hở khá lớn. Khi cấp điện cho động cơ, từ trường do stato sinh ra sẽ hút rôto vào phía trong, khắc phục lực ép của lò xo, hai bánh phanh tách rời nhau. Đồng thời với quá trình trên, mômen quay của rôto tang lên đảm bảo chuyển động ổn định cho vật nâng. Hệ thống truyền động sử dụng bộ truyền hành tinh làm phức tạp nhiều về kết cấu nhưng tạo được tỷ số truyền cao, kích thước palăng nhỏ, gọn.



Hình 12.14. Sơ đồ palăng điện động cơ liên tang:

- 1- phanh trọng vật; 2- trục dẫn; 3- phanh đai;
4- bánh phanh; 5- bánh răng lớn; 6- tang; 7- bộ lấy điện;
8- khung treo; 9- động cơ; 10- khớp nối ống;
11- khớp rang.

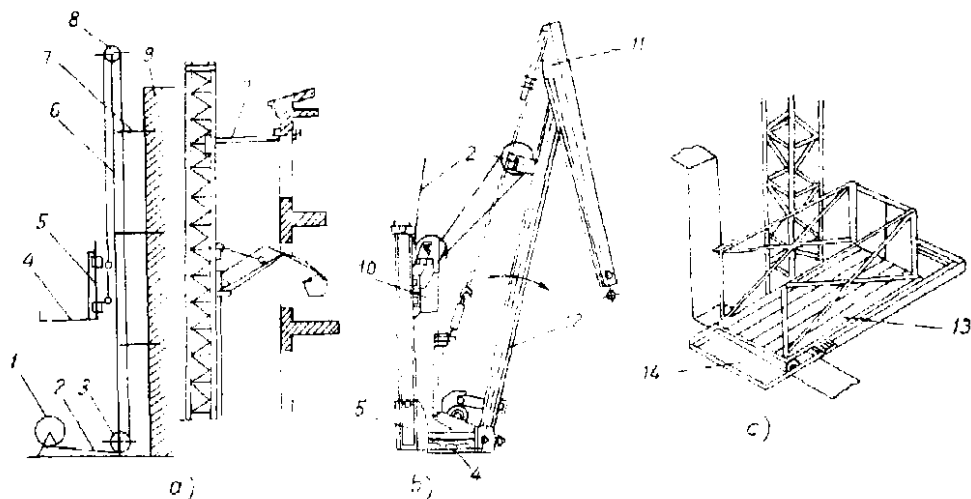
§12.4. VẬN THĂNG XÂY DỰNG

Vận thăng xây dựng là thiết bị chuyên dùng có bàn nâng hoặc gầu, hoặc sàn thao tác... chuyển động có dẫn hướng theo phương đứng hoặc gần thẳng đứng, dùng để vận chuyển người và vật liệu, hoặc chỉ có vật liệu phục vụ công tác xây dựng, sửa chữa công trình.

Theo cách nâng bàn nâng có thể chia vận thăng xây dựng ra hai loại: loại cáp kéo và loại tự leo.

Cấu tạo của loại cáp kéo theo hình 12.15, a gồm cột 6 dạng dàn, tiết diện dạng chữ nhật hoặc cột phẳng. Cột đứng trên bệ đặt trên nền gồm nhiều đoạn nối với nhau bằng bulông hoặc chốt. Chân và đỉnh cột có các pully dẫn hướng cáp 3 và 8. Chiều cao nâng được tăng bằng cách nối thêm các đoạn nối vào giữa. Khi có chiều cao lớn (thường lớn hơn 10m), cột được kẹp với công trình bằng các thanh giằng 7 ở nhiều điểm khác nhau để tăng khả năng ổn định. Bàn nâng 4 được dẫn hướng nhờ các con lăn nằm trong rãnh trượt trên thân cột và được nâng hạ nhờ tời kéo 1 bố trí ở phía dưới. Vật liệu được nâng lên các tầng nhà qua các ô cửa sổ bằng nhiều cách. Có thể sử dụng cần 12 (hình 12.15, b). Cần cùng với mô vệt 11 và thiết

bị dừng 10 đặt trên bàn nâng 4. Khi bàn nâng được nâng lên đến vị trí dừng, bàn được hãm lại nhờ phanh điện từ, khi đó cáp tải được nối lỏng để cần gập quanh chốt bản lề đồng thời mở vít đẩy ra đưa vật liệu vào. Cũng có thể dùng hệ sàn dây 13 hay dàn lát 14 để đưa vật liệu vào tầng nhà (hình 12.15, c).

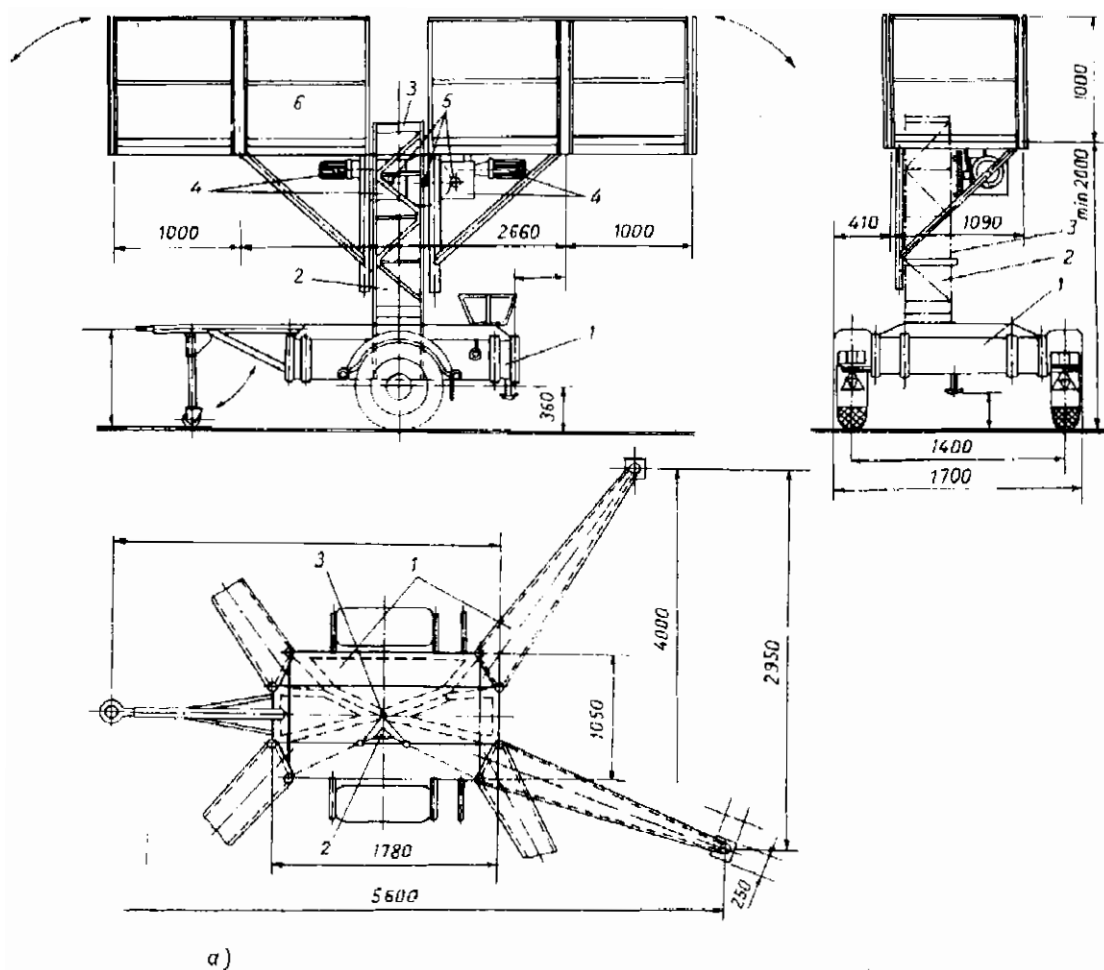


Hình 12.15. Ván thang xây dựng kiểu cáp:

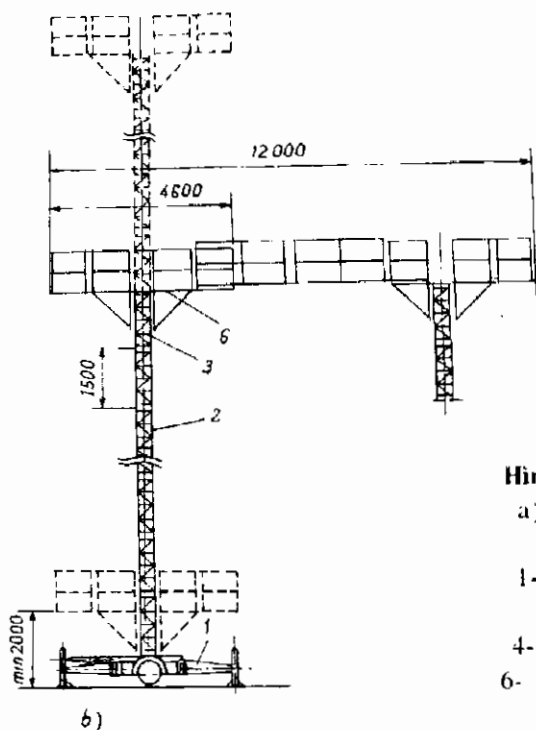
a) Sơ đồ nguyên lý; b) Thiết bị cần để đưa vật liệu; c) Bàn nâng kiểu trượt.

Sự khác biệt của ván thang xây dựng kiểu tự leo so với kiểu cáp kéo là cơ cấu nâng bàn được bố trí ngay trên bàn nâng. Nó có hệ thống bánh răng dẫn ăn khớp với thanh răng hoặc bánh dẫn ăn khớp với các vấu treo hàn trên cột. Phương pháp này có ưu điểm là có thể nối dài cột một cách đơn giản từ phía trên và cho phép tăng chiều cao cột đến hàng 100m. Để tăng tính cơ động, một số loại còn được dựng trên bộ bánh lốp và đôi khi đặt ngay trên ô tô.

Hình 12.16 mô tả cấu tạo của một ván thang xây dựng kiểu tự leo có sức nâng 400 kg, chiều cao nâng đến 60m (khi neo vào sàn) và 16m khi đứng tự do. Thiết bị được đặt trên bộ di chuyển bằng bánh lốp. Khi làm việc máy được tựa trên hệ thống bốn chân tựa. Các chân tựa này có khả năng lắc trong mặt phẳng ngang để thay đổi vị trí. Điều chỉnh cao độ bằng vít ở đầu mỗi chân tựa. Mỗi đoạn cột nối có khối lượng khoảng 48 kg và có tiết diện ngang dạng tam giác với ba thanh biên là thép ống tròn. Trên một trong ba thanh biên đó có hàn vấu treo với khoảng cách đều nhau. Hai cơ cấu dẫn động gồm hai hộp giảm tốc bánh vít trục vít. Động cơ lắp côngxôn bằng mặt bích và có phanh lắp ở đuôi động cơ. Hai bánh răng dẫn trên trục ra của hai hộp giảm tốc cùng ăn khớp với một bánh răng lắp cùng trục với đĩa có gắn các con lăn. Khi đĩa quay, các con lăn sẽ lần lượt bám vào các vấu hàn trên cột, nhờ vậy bàn nâng được nâng lên hoặc hạ xuống. Bàn nâng được dẫn hướng nhờ các con lăn tỳ vào cạnh các thanh biên của cột. Đình và chân cột có hạn chế hành trình bằng các bộ đóng ngắt điện. Người ta có thể sử dụng đồng thời nhiều thiết bị loại này cho đứng liền nhau để mở rộng sàn thao tác (hình 12.16, b).



a)



b)

Hình 12.16. Ván thang xây dựng kiểu tự leo:

a) Ở trạng thái di chuyển; b) Ở trạng thái làm việc.

- 1- hệ di chuyển bánh lốp; 2- cột dạng dàn tam giác; 3- thanh biên hàn vấu tròn;
- 4- bộ dẫn động kẹp; 5- các bánh răng dẫn;
- 6- bàn nâng và hệ thống dẫn hướng trên cột.

§ 13.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Thang máy là loại máy nâng chuyên dùng, đặt cố định, làm việc theo chu kỳ, dùng để vận chuyển người và hàng từ độ cao này đến độ cao khác theo phương thẳng đứng. Cabin của thang máy di chuyển dọc theo các ray dẫn hướng thẳng đứng, cố định trong giếng thang có các cửa tầng để hành khách vào và ra khỏi cabin hoặc chất và dỡ tải. Thang điện là loại thang máy mà cơ cấu dẫn động của nó là một tời điện với động cơ điện một chiều hoặc xoay chiều. Đây là loại thang máy thông dụng nhất và trong chương này ta chỉ xét loại thang máy này.

Thang máy được lắp đặt và sử dụng rộng rãi trong hầu hết các công trình xây dựng cao tầng: nhà ở, cư xá, công sở, khách sạn, bệnh viện, thư viện, nhà ga, tháp truyền hình v.v.. Nước ta đang ở trong giai đoạn xây dựng cơ sở hạ tầng để tạo đà cho công cuộc hiện đại hóa và công nghiệp hóa đất nước, vì vậy mà thang máy cũng ngày càng được sử dụng phổ biến hơn.

1. Phân loại thang máy

Thang máy được phân loại theo công dụng, theo cơ cấu dẫn động và theo phương pháp điều khiển.

Theo công dụng có các loại thang máy sau

- Thang máy chở người dùng để vận chuyển hành khách. Thang máy chở người công dụng chung có tốc độ vận chuyển đến 1,4 m/s và tải trọng nâng đến 1000 kG. Thang máy chở người tốc độ cao có tốc độ vận chuyển trên 2 m/s và tải trọng nâng trên 1000 kG.
- Thang máy dùng trong bệnh viện và các nhà nghỉ, an dưỡng dùng để vận chuyển bệnh nhân với các phương tiện vận chuyển của bệnh viện như xe đẩy, giường bệnh, băng ca và có người đi kèm.
- Thang máy chở người và hàng.
- Thang máy chở hàng có người đi kèm dùng để vận chuyển hàng, có người điều hành đi kèm.
- Thang máy chở hàng không có người đi kèm là loại thang máy có điều khiển

từ bên ngoài và chỉ dùng để vận chuyển hàng hóa. Thang máy chở hàng loại nhỏ có tải trọng nâng đến 160 kG, cabin có chiều cao không quá 1m và diện tích sàn cabin đến 0,9 m² và thường dùng trong thư viện, nhà ăn, cửa hàng thực phẩm.

Ngoài ra còn có các loại thang máy chuyên dùng như thang máy cứu hỏa, thang máy trong các nhà ga, sân bay, tàu thủy v.v..

Theo cơ cấu dẫn động thang máy có tời với động cơ điện xoay chiều và tời với động cơ điện một chiều; tời một tốc độ, tời hai tốc độ và tời có điều chỉnh tốc độ vô cấp; tời có hộp giảm tốc và tời không có hộp giảm tốc; tời với tang cuốn cáp và tời với pully ma sát.

Tời không có hộp giảm tốc thường dùng loại động cơ điện một chiều có tốc độ quay nhỏ. Dòng điện xoay chiều lấy từ lưới điện công nghiệp được chuyển đổi thành dòng điện một chiều nhờ bộ nắn dòng có điều chỉnh điện áp. Bộ phận dẫn động (tang hoặc pully ma sát) được nối trực tiếp với trục động cơ không qua bộ truyền. Loại tời này thường dùng cho thang máy có tốc độ vận chuyển trên 1,4 m/s.

Tời có hộp giảm tốc thường dùng hộp giảm tốc trục vít - bánh vít và động cơ điện xoay chiều. Hộp giảm tốc trục vít - bánh vít cho tỷ số truyền cao, gọn nhẹ và làm việc êm dịu, đỡ ồn.

Hiện nay, tời với tang cuốn cáp được sử dụng rất hạn chế và chỉ dùng cho thang máy chở hàng có chiều cao nâng không lớn. Tuy nhiên, vì một lý do nào đó mà không thể sử dụng đối trọng trong hệ thống truyền động của thang máy thì việc sử dụng tời với tang cuốn cáp là tất yếu.

Tời với pully ma sát được sử dụng rộng rãi trong hầu hết các loại thang máy do có các ưu điểm sau:

- do cáp treo cabin và đối trọng chỉ vắt qua các rãnh cáp của pully ma sát mà tời với pully ma sát có kích thước nhỏ gọn, không phụ thuộc vào chiều cao nâng của thang máy (kích thước của tang cuốn cáp phụ thuộc vào chiều cao nâng);
- làm việc an toàn do có thể treo cabin bằng nhiều sợi cáp không thể đứt cùng một lúc và khi cabin lên đến điểm trên cùng, nếu công tác tăng và công tác hành trình hỏng thì cơ cấu dẫn động vẫn làm việc song cáp trượt trên các rãnh của pully ma sát và đảm bảo an toàn.

Các dạng điều khiển thang máy được trình bày ở mục sau.

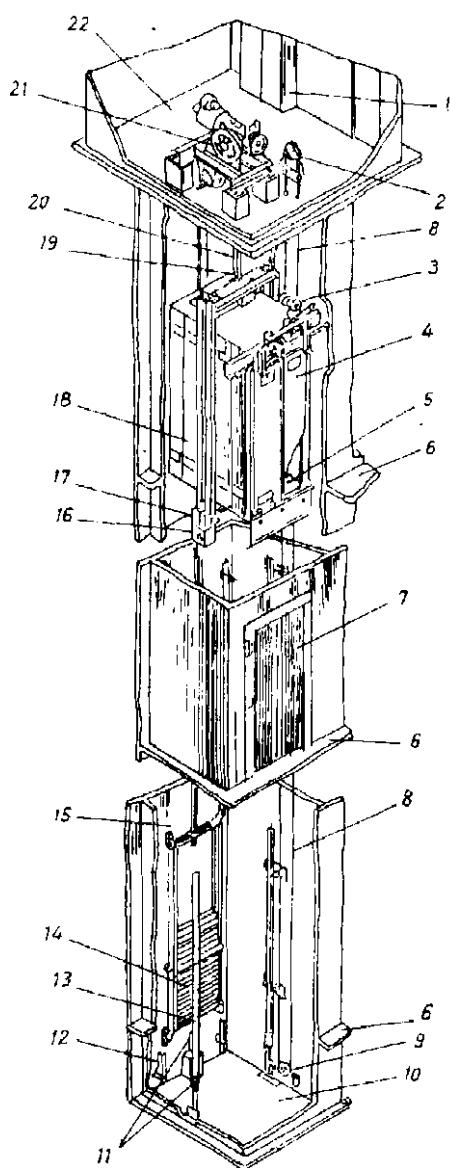
2. Cấu tạo chung của thang máy

Thang máy có nhiều kiểu dạng khác nhau nhưng nhìn chung có các bộ phận chính sau: cơ cấu dẫn động; cabin cùng hệ thống treo cabin, cơ cấu đóng mở cửa cabin và phanh an toàn bảo đảm cho cabin không bị rơi tự do khi có sự cố; cáp nâng, đối trọng cân bằng với trọng lượng cabin và một phần trọng lượng người và hàng trong cabin; hệ thống ray dẫn hướng cho cabin và đối trọng; bộ phận giám

chấn cho cabin và đối trọng đặt ở đáy giếng thang, bộ hạn chế tốc độ tác động lên phanh an toàn để dừng cabin khi tốc độ vượt quá giới hạn cho phép; tủ điện điều khiển cùng các trang thiết bị điện để điều khiển tự động thang máy hoạt động theo đúng chức năng yêu cầu và đảm bảo an toàn khi sử dụng; giếng thang cùng hệ thống cửa tầng, buồng máy và phần hồ thang phía dưới độ cao của tầng 1.

Trên hình 13.1 là sơ đồ cấu tạo của loại thang máy chở người thông dụng nhất, dẫn động bằng tời điện với pully ma sát.

Cơ cấu dẫn động thang máy 21 được đặt ở phía trên giếng thang 15, trong buồng máy 22. Giếng thang 15 chạy dọc suốt chiều cao của công trình và được che chắn bằng kết cấu chịu lực (gạch, bê tông hoặc kết cấu thép với lưới che) trên suốt chiều cao và cả bốn phía của giếng thang (chỉ để các cửa vào tầng nhà để lắp cửa tầng 7). Trên kết cấu chịu lực dọc theo giếng thang có gắn các ray dẫn hướng 12 và 13 cho đối trọng 14 và cabin 18. Cabin và đối trọng được treo trên hai đầu của cáp nâng 20 nhờ hệ thống treo 19. Hệ thống treo có tác dụng đảm bảo cho các nhánh cáp nâng riêng biệt có độ căng như nhau. Cáp nâng được vắt qua các rãnh cáp của pully ma sát của cơ cấu dẫn động. Khi động cơ làm việc, pully ma sát quay và truyền chuyển động đến cáp nâng và cabin, đối trọng nhờ ma sát giữa cáp nâng và rãnh pully. Cửa cabin 4 và cửa tầng 7 thường là loại cửa đẩy sang một hoặc hai bên và đóng mở được nhờ cơ cấu 3 đặt trên nóc cabin. Cửa cabin và các cửa tầng được trang bị hệ thống khóa và các tiếp điểm điện để đảm bảo an toàn cho thang máy hoạt động (thang



Hình 13.1. Hình chung của thang máy chở người:

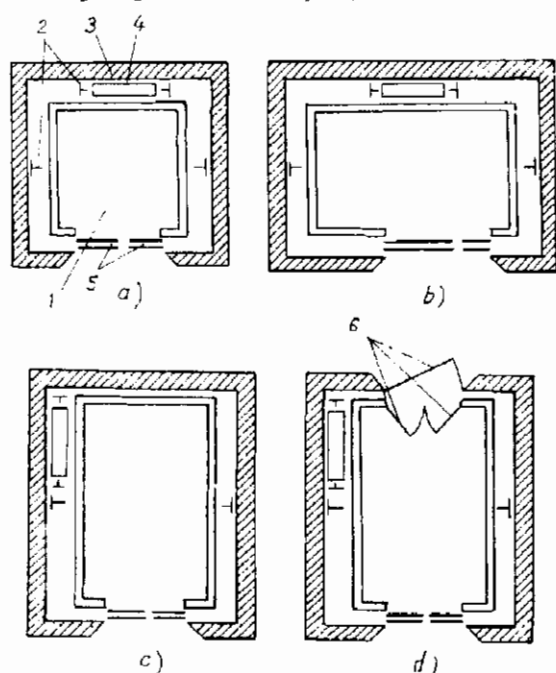
- 1- tủ điện điều khiển; 2- bộ hạn chế tốc độ; 3- cơ cấu mở cửa; 4- cửa cabin;
- 5- sàn cabin; 6- sàn tầng; 7- cửa tầng;
- 8- cáp của bộ hạn chế tốc độ; 9- bộ phận căng cáp hạn chế tốc độ; 10- hồ thang phía dưới tầng một; 11- giảm chấn;
- 12, 13- ray dẫn hướng đối trọng và cabin;
- 14- đối trọng; 15- giếng thang; 16- ngàm dẫn hướng;
- 17- phanh an toàn; 18- cabin;
- 19- hệ thống treo; 20- cáp nâng; 21- cơ cấu dẫn động; 22- buồng máy.

không làm việc nếu một trong các cửa tầng hoặc cửa cabin chưa đóng hẳn; hệ thống khóa đảm bảo đóng kín các cửa tầng và không mở được từ bên ngoài khi cabin không ở đúng vị trí cửa tầng. Tại điểm trên cùng và dưới cùng của giếng thang có đặt công tắc hạn chế hành trình cho cabin.

Phần dưới của giếng thang có hố thang 10 nằm sâu xuống phía dưới tầng một để đặt các giảm chấn 11 và bộ phận cấp hạn chế tốc độ 9. Khi hỏng hệ thống điều khiển, cabin hoặc đối trọng có thể đi xuống phần hố thang 10, vượt qua công tắc hạn chế hành trình và tỳ lên giảm chấn 11 để đảm bảo an toàn cho kết cấu máy và tạo ra khoảng trống dưới đáy cabin để có thể bảo dưỡng, điều chỉnh và sửa chữa. Khi chuyển động, cabin tựa trên ray dẫn hướng nhờ các ngăn dẫn hướng 16. Bộ hạn chế tốc độ 2 đặt trong buồng máy 22 và cáp của bộ hạn chế tốc độ 8 có liên kết với hệ tay đòn của phanh an toàn 17 trên cabin. Khi đứt cáp hoặc vì một lý do nào đó cabin đi xuống với tốc độ vượt quá giới hạn cho phép, bộ hạn chế tốc độ qua cáp 8 tác động lên phanh an toàn 17 dừng cabin tựa trên các thanh ray dẫn hướng.

Thang máy chở người có các nút bấm điều khiển ở cửa tầng và trong cabin. Các nút bấm trong cabin cho phép thực hiện các lệnh chuyển động đến các tầng cần thiết khi cửa đã đóng hẳn. Các nút bấm ở cửa tầng cho phép hành khách gọi cabin đến cửa tầng đang đứng và các đèn tín hiệu ở cửa tầng cho biết thang đang ở trạng thái làm việc hay không và vị trí cabin.

Trên hình 13.2 là các phương án điển hình về cách sắp đặt vị trí cabin và đối trọng trong giếng thang. Phương án đối trọng đặt sau cabin (hình 13.2, a, b) là phương án thông dụng nhất. Theo số cánh và cách đóng mở mà cửa cabin và cửa tầng có các loại cửa mở bằng bản lề một cánh, hai cánh và bốn cánh; cửa đẩy một cánh, hai cánh hoặc bốn cánh và đẩy sang một bên hoặc cả hai bên.



Hình 13.2. Vị trí các bộ phận của thang máy trong giếng thang:

a, b) Đối trọng phía sau cabin;

c, d) Đối trọng nằm cạnh cabin;

1- cabin; 2- ray dẫn hướng; 3- giếng thang;
4- đối trọng; 5, 6- cửa cabin và cửa tầng.

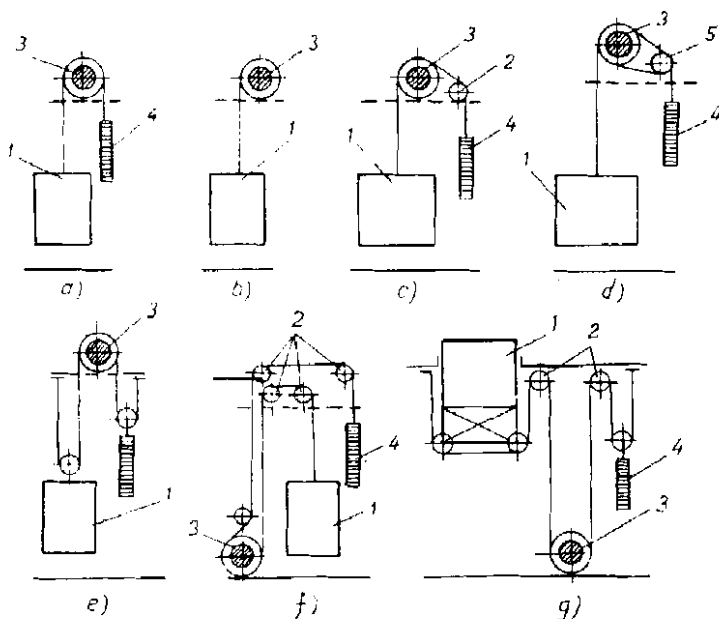
Thang máy chở người thường dùng loại cửa đẩy, đóng mở tự động.

Sơ đồ dẫn động các loại thang máy cho ở hình 13.3.

Sơ đồ dẫn động của thang máy chở người cho ở các hình 13.3, a, c, d, e, còn

sơ đồ dẫn động của thang máy chở hàng cho ở hình 13.3. a, b, e, f, g trong đó hình 13.3, g là loại thang máy có cabin được đỡ từ phía dưới, thường dùng để chở hàng.

Trong các thang máy chở người, tời dẫn động thường được đặt ở trên cao và dùng puly ma sát để dẫn động cho cabin 1 và đối trọng 4. Phương án trên hình 13.3, a là thông dụng nhất. Nếu cabin có kích thước lớn, người ta dùng puly đối hướng cấp 2 (hình 13.3, c). Để tăng lực kéo của puly ma sát, người ta tăng góc ôm của cáp lên rãnh puly nhờ puly phụ 5 (hình 13.3, d). Trong trường hợp thang máy có tải trọng nặng lớn, người ta treo cabin và đối trọng bằng palăng cấp như ở hình 13.3, e.



Hình 13.3. Sơ đồ dẫn động thang máy:
1- cabin; 2- puly đối hướng cấp; 3- cơ cấu dẫn động;
4- đối trọng; 5- puly phụ.

Sơ đồ hình 13.3, b là loại dùng tang cuốn cáp cho thang máy chở hàng (không có đối trọng), loại này có kích thước công kênh và đòi hỏi động cơ có công suất lớn hơn loại dùng puly ma sát. Sơ đồ hình 13.3, f, g là phương án có cơ cấu dẫn động đặt phía dưới và thường dùng cho thang máy chở hàng.

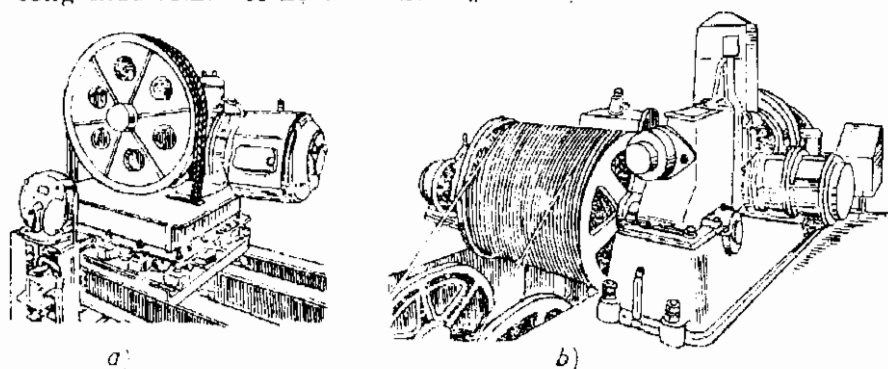
Ngoài ra, đối với thang máy có chiều cao nâng lớn, trọng lượng cáp nặng tương đối lớn nên trong sơ đồ động người ta treo thêm các cáp hoặc xích cân bằng phía dưới cabin hoặc đối trọng.

Tời điện dẫn động thang máy loại có hộp giảm tốc có cấu tạo như một cơ cấu nâng (hình 13.4). Động cơ thường dùng loại động cơ điện xoay chiều với rôto lồng sóc. Trục động cơ và trục vào của hộp giảm tốc nối với nhau bằng khớp nối đàn hồi và nửa khớp phía hộp giảm tốc thường làm bánh phanh. Cơ cấu dẫn động thang máy thường dùng loại phanh hai má kiểu điện từ.

Tời với tang cuốn cáp chỉ dùng tang có xẻ rãnh, loại rãnh sâu (hình 13.4, b). Số lượng cáp ít nhất là một sợi đôi với thang chở hàng không có người đi kèm và ít nhất là hai sợi đôi với các loại thang khác (thang chở người, chở hàng và người, chở hàng có người đi kèm...).

Tời với puly ma sát (hình 13.4, a) có các loại rãnh cáp tròn, rãnh cáp tròn có xẻ dưới và rãnh hình thang (xem §1.2, mục 4, b). Mỗi sợi cáp riêng biệt vắt qua

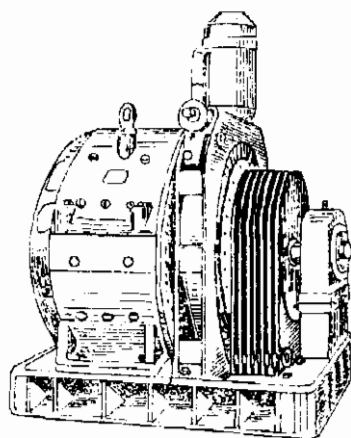
một rãnh cáp và số rãnh cáp ít nhất là hai đối với thang máy chở hàng không có người đi kèm, ít nhất là ba đối với các loại thang máy khác (số rãnh cáp thường từ 3 đến 5). Cáp nâng được chọn như đã trình bày ở §1.1, mục 3 với hệ số an toàn bên lấy theo bảng 1.1. Đường kính danh nghĩa của tang hoặc puly ma sát cũng được tính theo công thức (1.2) với hệ số e cho ở §1.1, mục 3.



Hình 13.4. Cơ cấu dẫn động có hộp giảm tốc:
a) Với puly ma sát; b) Với tang cuốn cáp.

Đối với thang máy có tốc độ cao, người ta thường dùng cơ cấu dẫn động không có hộp giảm tốc (hình 13.5). Ở loại tời này, puly ma sát và bánh phanh được lắp trực tiếp trên trục động cơ điện một chiều theo hệ thống máy phát - động cơ, cho phép điều chỉnh vô cấp tốc độ, đảm bảo khởi động và phanh cabin được êm dịu.

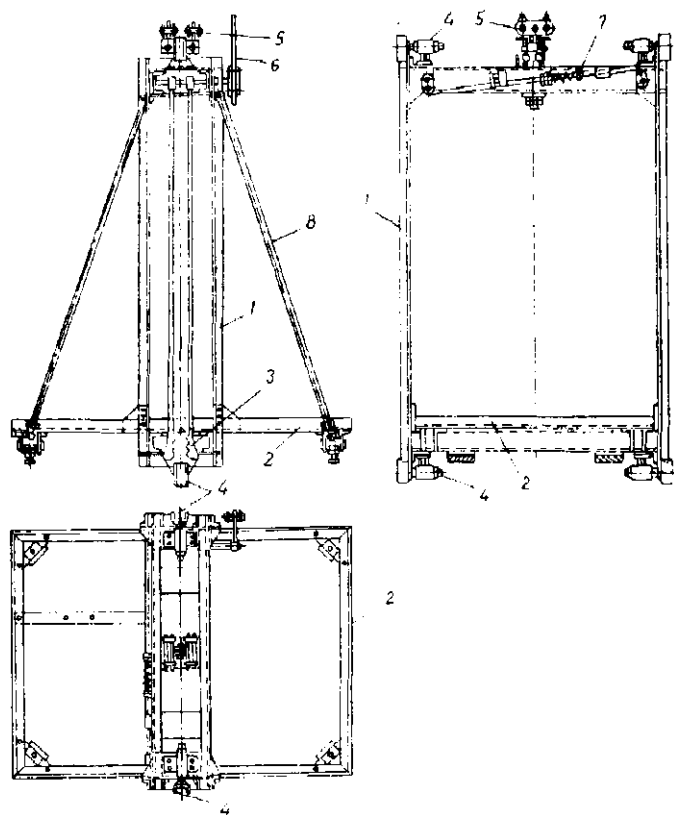
Cabin là bộ phận mang tải của thang máy. Cabin phải có kết cấu sao cho có thể tháo rời nó thành từng bộ phận. Theo cấu tạo, cabin gồm hai phần: kết cấu chịu lực (khung cabin) và các vách che tạo thành buồng cabin. Trên hình 13.6 là sơ đồ cấu tạo của khung cabin. Khung cabin gồm khung đứng 1 và khung nằm 2 liên kết với nhau bằng bulông. Khung đứng gồm dầm trên và dầm dưới, mỗi dầm làm từ hai thanh thép chữ U và hai dầm này nối với các thanh thép góc bằng bulông tạo thành một khung khép kín. Khung nằm 2 tựa lên dầm dưới của khung đứng tạo thành sàn cabin. Dầm trên của khung đứng liên kết với hệ thống treo cabin 5, đảm bảo cho các cáp treo cabin có độ căng như nhau. Nếu cabin có kích thước lớn thì khung đứng và khung nằm còn liên kết với nhau bằng các thanh giằng 8. Trên khung cabin có lắp hệ thống tay đòn 7 và các quả ném 3 của phanh an toàn. Phanh an toàn làm việc để dừng cabin (tựa trên các dẫn hướng nhờ các quả ném) khi có tác động từ cáp của bộ hạn chế tốc độ qua chi tiết 6 và hệ tay đòn 7.



Hình 13.5. Cơ cấu dẫn động không có hộp giảm tốc.

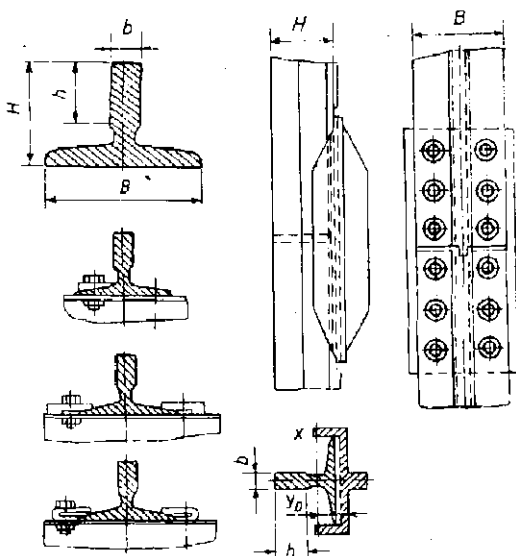
Tại đầu của dầm trên và dầm dưới của khung đứng có lắp các ngàm dẫn hướng 4 để đảm bảo cho cabin chạy dọc theo dẫn hướng. Theo nguyên lý làm việc có ngàm

dẫn hướng với ma sát trượt và ma sát lăn. Loại ngàm dẫn với ma sát lăn thường dùng cho thang máy có tốc độ cao và tải trọng nặng lớn.



Hình 13.6. Khung cabin.

Ray dẫn hướng của thang máy chở hàng loại nhỏ có thể là các thanh thép hình như thép góc, thép chữ U, ống thép v.v.. Các loại thang máy khác thường dùng loại ray chuyên dùng có độ chính xác chế tạo cao và các bề mặt tiếp xúc với ngàm dẫn hướng được mài nhẵn. Trên hình 13.7 là mặt cắt của ray chuyên dùng, cách nối các đoạn ray và cách cố định chúng. Các đoạn ray nối với nhau phải đảm bảo độ chính xác cao nhờ ngành định vị và tấm ốp phía sau ray. Có hai cách cố định ray: cố định bằng bulông xuyên qua chân ray và cố định bằng tấm kẹp. Cách cố định bằng tấm kẹp được sử dụng phổ biến hơn vì dễ lắp đặt và ray không bị cong do độ lún



Hình 13.7. Ray dẫn hướng.

của tòa nhà mới xây dựng và do biến dạng khi thay đổi nhiệt độ đối với các ray có độ cao lớn.

3. Hệ thống điều khiển thang máy

Hệ thống điều khiển thang máy là toàn bộ các trang thiết bị và linh kiện điện đảm bảo cho thang máy hoạt động theo đúng chức năng yêu cầu và an toàn.

Theo vị trí các nút điều khiển có điều khiển từ trong cabin (thang máy chờ hàng có người đi kèm ...), điều khiển bên ngoài cabin (thang máy chờ hàng không có người đi kèm) và điều khiển cả trong và ngoài cabin với các nút bấm điều khiển trong cabin và nút bấm ngoài cửa tầng để gọi tầng.

Theo nguyên tắc điều khiển có các loại:

- điều khiển riêng biệt: khi thang máy đang thực hiện một lệnh điều khiển thì các lệnh khác không có tác dụng mà chỉ thực hiện lệnh tiếp theo khi thang máy đã dừng hẳn;

- điều khiển kết hợp: thang máy có thể cùng một lúc nhận nhiều lệnh điều khiển hoặc gọi tầng cả khi thang dừng và khi chuyển động cùng chiều với lệnh điều khiển. Các lệnh này được thực hiện theo thứ tự ưu tiên nhất định tùy theo chương trình cài đặt của mạch điều khiển. Có loại thang máy chỉ cho phép điều khiển kết hợp theo một chiều (đi lên hoặc đi xuống) và có loại theo cả hai chiều. Năng suất của thang máy điều khiển kết hợp cao hơn năng suất của thang máy điều khiển riêng biệt.

Ngoài ra, theo số lượng thang máy có hệ thống điều khiển từng thang máy riêng biệt và hệ thống điều khiển từng đôi hoặc nhóm thang máy.

Hệ thống điện của thang máy bao gồm các mạch sau

- a) Mạch động lực: là hệ thống điều khiển cơ cấu dẫn động thang máy để đóng, mở động cơ dẫn động và phanh cơ khí của cơ cấu. Hệ thống phải đảm bảo việc điều chỉnh tốc độ chuyển động của cabin sao cho quá trình mở máy và phanh được êm dịu và dừng cabin chính xác trước cửa tầng.

- b) Mạch điều khiển: là hệ thống điều khiển tầng có tác dụng thực hiện một chương trình điều khiển phức tạp, phù hợp với chức năng yêu cầu của thang máy. Hệ thống điều khiển tầng có nhiệm vụ: lưu trữ các lệnh di chuyển từ cabin, các lệnh gọi tầng của hành khách và thực hiện các lệnh di chuyển hoặc dừng theo một thứ tự ưu tiên nào đó của mạch điều khiển; sau khi thực hiện xong lệnh điều khiển thì xóa bỏ; xác định và ghi nhận thường xuyên vị trí cabin và hướng chuyển động của nó. Hiện nay, hệ thống điều khiển bán tự động bằng tay gạt có người điều hành rất ít được sử dụng. Tất cả các hệ thống điều khiển tự động đều sử dụng nút bấm.

- c) Mạch tín hiệu: là hệ thống các đèn tín hiệu với các ký hiệu đã thống nhất hóa để báo hiệu trạng thái của thang máy, vị trí và hướng chuyển động của cabin.

d) **Mạch chiếu sáng:** là hệ thống đèn chiếu sáng cho cabin, buồng máy và hồ thang.

e) **Mạch an toàn:** là hệ thống các công tắc, role, tiếp điểm nhằm đảm bảo an toàn cho thang máy khi hoạt động, cụ thể là: bảo vệ quá tải cho động cơ, thiết bị hạn chế tải trọng nâng, các công tắc hạn chế hành trình, các tiếp điểm tại cửa cabin, cửa tầng, bộ hạn chế tốc độ và các role... Mạch an toàn tự động ngắt điện đến mạch động lực để dừng thang hoặc thang không hoạt động được trong các trường hợp sau:

- mất điện điều khiển, mất đường tiếp đất;
- quá tải;
- cabin vượt qua giới hạn đặt công tắc hạn chế hành trình;
- đứt cáp hoặc tốc độ hạ cabin vượt quá giới hạn cho phép (bộ hạn chế tốc độ và phanh an toàn làm việc);
- một trong các cáp nâng chùng quá giới hạn cho phép;
- cửa cabin hoặc một trong các cửa tầng chưa đóng hẳn.

Ngoài ra, thang máy có cửa dây đóng mở tự động thì khi đóng cửa nếu gặp chướng ngại vật thì cửa mở ra và đóng lại. Thang máy chở người có nút bấm cấp cứu khi có hỏa hoạn (khi bấm nút này, cabin hạ xuống tầng một và mở cửa).

4. Các thông số cơ bản của thang máy

Các thông số cơ bản của thang máy gồm: tải trọng nâng, khả năng chứa của cabin, diện tích sàn cabin, tốc độ danh nghĩa, tốc độ làm việc, tốc độ nhỏ, tốc độ kiểm tra, chiều cao nâng và độ dừng chính xác. Các thông số này là cơ sở để chọn số lượng thang máy cho một tòa nhà với lưu lượng vận chuyển cho trước. Các thông số này đã được tiêu chuẩn hóa.

Tải trọng nâng là tải trọng lớn nhất cho phép theo tính toán mà thang máy vận chuyển được, không kể trọng lượng cabin và các thiết bị đặt trên đó.

Khả năng chứa của cabin là số lượng người theo tính toán mà cabin chứa được.

Diện tích sàn cabin là diện tích sàn tính trong lòng cabin. Diện tích này được tính theo tải trọng nâng và khả năng chứa của cabin. Nếu với tải trọng nâng cho trước mà cabin có kích thước lớn hơn so với quy định thì cần phải có người điều hành khống chế số người vào cabin.

Tốc độ danh nghĩa là tốc độ chuyển động của cabin theo tính toán và ghi trong lý lịch máy.

Tốc độ làm việc là tốc độ chuyển động thực tế của cabin trong thời kỳ chuyển động ổn định.

Tốc độ nhỏ là tốc độ chuyển động của cabin khi đến gần điểm dừng và trước

thời điểm phanh của cơ cấu dẫn động làm việc (để dừng chính xác và êm dịu).

Tốc độ kiểm tra là tốc độ chuyển động của cabin khi người có trách nhiệm đứng trên nóc cabin để thực hiện công việc kiểm tra, bảo dưỡng, sửa chữa.

Chiều cao nâng của thang máy là khoảng cách theo phương thẳng đứng giữa sàn tầng dưới cùng và trên cùng của tòa nhà.

Độ dừng chính xác là khoảng cách theo phương thẳng đứng giữa mặt sàn cabin và mặt sàn tầng nhà sau khi dừng thang máy.

§13.2. HỆ THỐNG CÂN BẰNG CỦA THANG MÁY

Đối trọng, cáp nâng, cáp điện, cáp hoặc xích cân bằng là những bộ phận của hệ thống cân bằng trong thang máy để cân bằng với trọng lượng cabin và tải trọng nâng. Việc chọn các thông số cơ bản của hệ thống cân bằng (sơ đồ động, trọng lượng mỗi bộ phận) có ảnh hưởng lớn đến mômen tải trọng và công suất động cơ của cơ cấu dẫn động, đến lực căng lớn nhất của cáp nâng và khả năng kéo của pully ma sát v.v..

Đối trọng là bộ phận đóng vai trò chính trong hệ thống cân bằng. Đối với thang máy có chiều cao nâng không lớn, người ta chọn đối trọng sao cho trọng lượng của nó cân bằng với trọng lượng cabin và một phần tải trọng nâng, bỏ qua trọng lượng cáp nâng, cáp điện và không dùng cáp hoặc xích cân bằng. Khi thang máy có chiều cao nâng trên 45m, trọng lượng cáp nâng và cáp điện là đáng kể nên người ta phải dùng cáp hoặc xích cân bằng và tính chính xác lại trọng lượng đối trọng. Sau khi đã xác định được các thông số của hệ thống cân bằng thì có thể tiến hành tính lực căng cáp lớn nhất và chọn cáp, tính công suất động cơ và khả năng kéo của pully ma sát.

1. Xác định trọng lượng các bộ phận của hệ thống cân bằng

Trọng lượng đối trọng có thể xác định theo công thức

$$D = K + \psi \cdot Q, \quad (13.1)$$

trong đó: K - trọng lượng cabin, kG;

Q - tải trọng nâng của thang máy, kG;

ψ - hệ số cân bằng.

Nếu trọng lượng đối trọng cân bằng hoàn toàn với trọng lượng cabin và tải trọng nâng thì khi nâng, hạ cabin đầy tải, động cơ chỉ cần khắc phục lực cản ma sát và lực quán tính, song khi cabin không tải thì động cơ phải khắc phục thêm lực cản dùng bằng tải trọng nâng Q để hạ cabin (hoặc nâng đối trọng). Vì vậy mà

người ta chọn đối trọng với hệ số cân bằng ψ sao cho lực cần thiết để nâng cabin đầy tải bằng lực để hạ cabin không tải. Phần trọng lượng không cân bằng khi nâng cabin đầy tải là $K + Q - D$ và khi hạ cabin không tải là $D - K$. Với chiều cao nâng nhỏ, trọng lượng cáp nâng và cáp điện dưới cabin không đáng kể và có thể bỏ qua, còn khi chiều cao nâng lớn, chúng được cân bằng với trọng lượng cáp hoặc xích cân bằng.

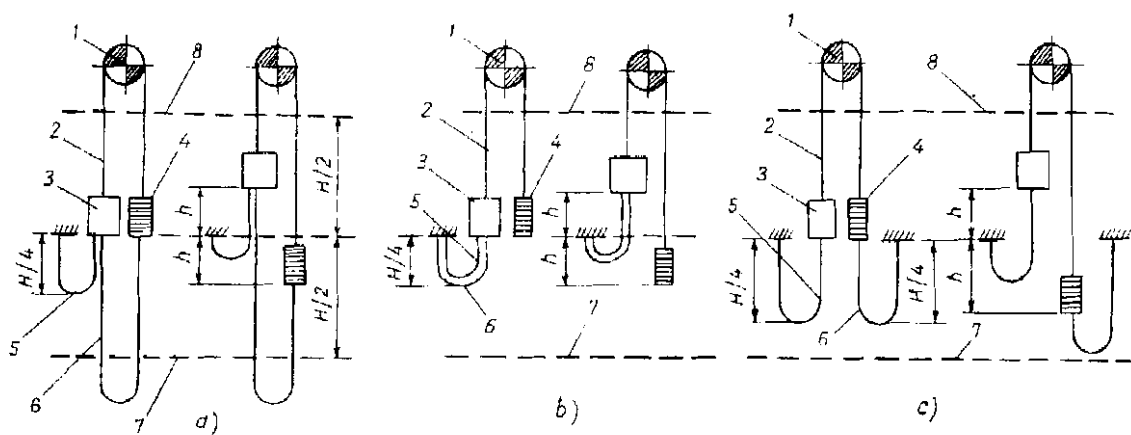
Như vậy ta có:

$$K + Q - D = D - K$$

Thay giá trị D từ (13.1) vào biểu thức trên và rút gọn ta nhận được $\psi = 0,5$.

Như vậy, nếu thang máy luôn làm việc với tải trọng nâng danh nghĩa Q thì hệ số cân bằng hợp lý nhất là $\psi = 0,5$. Trong các cư xá, công sở, thang máy chỉ hoạt động với tải trọng nâng danh nghĩa trong những lúc cao điểm, còn phần lớn thời gian thang chỉ hoạt động với một hoặc hai người trong cabin cho nên để tiết kiệm năng lượng có thể lấy hệ số cân bằng thấp hơn ($\psi = 0,4$).

Khi chiều cao nâng của thang máy trên 45m hoặc trọng lượng các cáp có giá trị trên 0,1Q thì người ta đặt thêm cáp hoặc xích cân bằng để cân bằng với trọng lượng cáp nâng và cáp điện thay đổi khi cabin chuyển động, đảm bảo mômen tải tương đối ổn định trên puli ma sát. Xích cân bằng thường được dùng cho thang máy có tốc độ đến 1,4 m/s. Đối với thang máy có tốc độ cao thì người ta dùng cáp cân bằng và có bộ phận kéo căng phía dưới để cáp cân bằng không bị xoắn. Để tiện theo dõi, ta gọi chung là "xích cân bằng". Có ba cách đặt xích cân bằng trong hệ thống cân bằng (hình 13.8): cabin - đối trọng ($K - D$); cabin - giềng thang ($K - GT$); đối trọng - giềng thang ($D - GT$). Khi cabin và đối trọng được treo bằng palăng cáp thì sơ đồ ở hình 13.8 chỉ thay đổi theo cách mắc cáp nâng còn các cáp phía dưới của hệ thống cân bằng không đổi. Nhiệm vụ của bài toán cân bằng là: với mỗi sơ đồ của hệ thống cân bằng, sau khi đã tính trọng lượng cabin, đối trọng,



Hình 13.8. Sơ đồ các hệ thống cân bằng:

- a) Cabin - đối trọng ($K - D$); b) Cabin - giềng thang ($K - GT$); c) Đối trọng - giềng thang ($D - GT$); 1- puli ma sát; 2- cáp nâng; 3- cabin; 4- đối trọng; 5- cáp điện của cabin; 6- xích cân bằng; 7, 8- điểm dừng dưới cùng và trên cùng.

cáp nâng và cáp điện của cabin, ta phải tính trọng lượng cần thiết của mỗi mét xích cân bằng để đảm bảo mômen tải ổn định trên pully ma sát khi cabin chuyển động.

Đối với sơ đồ $K - D$ (hình 13.8, a), cabin và đối trọng ở trạng thái hoàn toàn cân bằng khi chúng ở giữa tầng và trong cabin có tải trọng sao cho hai bên có trọng lượng bằng nhau. Để đơn giản ta coi cabin và đối trọng có chiều cao như nhau. Ta có:

$$D = K + \lambda Q + \frac{H}{4} q_d,$$

trong đó: λQ - tải trọng trong cabin sao cho hai bên cân bằng nhau;

$\frac{H}{4}$ - chiều dài phần cáp điện treo dưới cabin (với H là chiều cao nâng);

$q_d = q_{dl} \cdot m_d$ - trọng lượng 1m chiều dài các cáp điện với q_{dl} là trọng lượng 1m chiều dài của một cáp và m_d là số cáp điện.

Khi cabin đi lên một đoạn là h thì trọng lượng cáp nâng phía đối trọng lớn hơn phía cabin là $2hq_n$ và để cân bằng với trọng lượng này, phía cabin được bù thêm phần trọng lượng của cáp điện và xích cân bằng là $\frac{h}{2}q_d$ và $2hq_x$, trong đó q_x là trọng lượng 1m chiều dài xích cân bằng; $q_n = q_{nl} \cdot m_n$ với q_{nl} là trọng lượng 1m chiều dài của một cáp nâng và m_n là số cáp nâng.

Như vậy:
$$2hq_n = 2hq_x + \frac{h}{2}q_d$$

$$q_x = q_n - 0,25q_d \quad (13.2)$$

Khi treo cabin bằng palăng cáp có bội suất là a thì trọng lượng cần thiết của 1m chiều dài xích cân bằng là:

$$q_x = aq_n - 0,25q_d \quad (13.3)$$

Đối với sơ đồ $K - GT$ và $D - GT$ (hình 13.8, b, c) bằng cách tính tương tự, ta có:

$$K - GT: \quad 2hq_n = \frac{h}{2}q_d + \frac{h}{2}q_x,$$

$$q_x = 4q_n - q_d.$$

$$D - GT: \quad 2hq_n - \frac{h}{2}q_x = \frac{h}{2}q_d,$$

$$q_x = 4q_n - q_d.$$

Như vậy, trọng lượng 1m chiều dài của xích cân bằng trong hai trường hợp $K - GT$ và $D - GT$ là như nhau và bằng $q_x = 4q_n - q_d$. Đối với cabin treo bằng palăng cáp bội suất palăng a thì:

$$q_x = 4aq_n - q_d \quad (13.4)$$

Để xác định tổng trọng lượng của cáp nâng G_n , cáp điện G_d và xích cân bằng G_x , ta nhân q_n , q_d và q_x với chiều dài của chúng. Trong tính toán có thể lấy chiều dài các cáp như sau:

cáp nâng: $H_n = H + 3m$, với H - chiều cao nâng;

cáp điện: $H_d = \frac{H}{2} + (4 \div 5)m$

xích cân bằng: $H_x = H$ cho sơ đồ $K - D$,

$H_x = \frac{H}{2} + 2m$ cho sơ đồ $K - GT$ và $D - GT$.

Sau khi có q_x , ta chọn xích cân bằng và cho phép chọn xích tiêu chuẩn có sai số so với q_x không quá 5%. Nếu sai số lớn, ta tính trọng lượng điều chỉnh $\Delta_x = \Delta q_x H_x$ và tính Δ_x vào công thức khi tính chính xác trọng lượng đối trọng.

$$\Delta q_x = 0,25(q'_x - q_x), \quad (13.5)$$

trong đó: q'_x - trọng lượng 1m chiều dài xích đã chọn;

q_x - trọng lượng 1m chiều dài xích tính được.

Theo cách tính như trên ta thấy trạng thái cân bằng của hệ thống không tồn tại khi cabin ở vị trí trên cùng hoặc dưới cùng. Do vậy người ta tính chính xác lại trọng lượng đối trọng. Có thể tham khảo các công thức tính đối trọng dưới đây, trên cơ sở hệ số cân bằng $\psi = 0,5$:

- hệ thống cân bằng $K - D$ và loại không có xích cân bằng:

$$D = K + 0,5(Q + G_d); \quad (13.6)$$

- hệ thống cân bằng $K - GT$:

$$D = K + 0,5Q + G_n + \Delta_x; \quad (13.7)$$

- hệ thống cân bằng $D - GT$:

$$D = K + 0,5Q - G_n + G_d - \Delta_x. \quad (13.8)$$

Trong các công thức trên, G_d , G_n là tổng trọng lượng cáp điện, cáp nâng và Δ_x được tính vào nếu có sai số lớn giữa q'_x và q_x .

2. Lực căng cáp lớn nhất

Cáp nâng được chọn như đã trình bày ở §1.1, mục 3 với hệ số an toàn bền chọn theo bảng 1.1. Vấn đề còn lại là phải xác định lực căng tĩnh lớn nhất S_{max} của một nhánh cáp nâng.

Đối với cơ cấu dẫn động với tang cuốn cáp, cáp nâng được tính lực căng ở cả nhánh treo cabin và nhánh treo đối trọng, còn với pully ma sát thì lực căng chỉ cần tính cho nhánh cáp treo cabin.

S_{max} được tính với tải trọng nâng danh nghĩa Q trong cabin và không tính đến

các lực quán tính. Vị trí tính toán là hai vị trí của cabin: trên cùng và dưới cùng. Trong bảng 13.1 là các công thức tính lực căng cáp của một nhánh cho cơ cấu dẫn động với puly ma sát, trong đó m_n là số nhánh cáp vắt qua puly ma sát, a - bội suất palang cáp ($a = 1$ nếu không dùng palang), các thành phần lực có ký hiệu như ở phần trên.

Lực căng cáp lớn nhất $S_{\max}$ dùng để chọn cáp nâng là giá trị lớn nhất trong các giá trị lực căng cáp tính được ở các vị trí trên cùng và dưới cùng của cabin.

Đối với cơ cấu dẫn động với tang cuốn cáp người ta không dùng xích cân bằng nên lực căng cáp lớn nhất lấy theo công thức của sơ đồ "không dùng xích cân bằng". Nhanh treo đối trọng của tời với tang cuốn cáp có lực căng xác định theo trọng lượng đối trọng.

Thang máy thường dùng loại cáp thép bền hai lớp, có độ mềm cao, tiếp xúc đường giữa các sợi thép bên cáp.

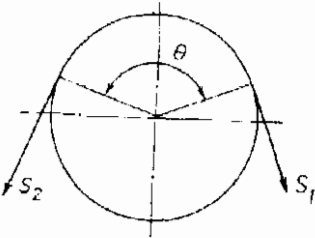
Bảng 13.1. Công thức tính lực căng cáp nâng

Hệ thống cân bằng	Lực căng cáp S khi cabin ở vị trí	
	trên cùng $G_n = 0$	dưới cùng $G_d = 0$
Không dùng xích cân bằng	$\frac{K + Q + G_d}{a.m_n}$	$\frac{K + Q + G_n}{a.m_n}$
Cabin - đối trọng $K - D$	$\frac{K + Q + G_d + G_x}{a.m_n}$	$\frac{K + Q + G_n}{a.m_n}$
Cabin - giăng thang $K - GT$	$\frac{K + Q + G_d + G_x}{a.m_n}$	$\frac{K + Q + G_n}{a.m_n}$
Đối trọng - giăng thang $D - GT$	$\frac{K + Q + G_d}{a.m_n}$	$\frac{K + Q + G_n}{a.m_n}$

§13.3. KHẢ NĂNG KÉO CỦA PULY MA SÁT

Số rãnh cáp của puly ma sát dùng trong thang máy thường từ 3 đến 5 rãnh. Ở §1.2, mục 4, h đã trình bày đặc tính của puly ma sát, hệ số ma sát tính toán và ứng suất đập giữa cáp và rãnh puly cho từng loại rãnh cáp: tròn, tròn có xé dưới và hình thang. Đường kính danh nghĩa của puly ma sát (tính đến tâm cáp) được tính theo đường kính cáp (xem §1.1, mục 3).

Cáp nâng vòng qua rãnh cáp của puly ma sát với góc ôm θ . Khi nâng cabin đầy tải, lực căng cáp của nhánh treo cabin là S_1 và nhánh treo đối



Hình 13.9. Sơ đồ xác định hệ số kéo.

trọng là S_1 và $S_2 > S_1$. Khi hạ cabin không tải thì $S_1 > S_2$ và trong cả hai trường hợp đều có lực vòng trên pully ma sát bằng hiệu của lực căng lớn trừ lực căng nhỏ của các nhánh cáp. Ta ký hiệu S_2 là lực căng lớn và S_1 là lực căng nhỏ, không phụ thuộc vào việc chúng xuất hiện trên nhánh treo cabin hay đối trọng. Khi đó lực vòng $P = S_2 - S_1$. Động cơ của cơ cấu, qua pully ma sát, phải khắc phục được lực vòng lớn nhất $P_{\max}$ có thể xuất hiện trong quá trình làm việc. Khả năng truyền lực bằng ma sát để khắc phục lực vòng lớn nhất $P_{\max}$ mà cáp không bị trượt trên rãnh pully gọi là khả năng kéo của pully ma sát

Theo công thức Ole (hình 13.9) ta có

$$\frac{S_2}{S_1} = e^{f_1 \theta} \quad (13.9)$$

trong đó: θ - góc ôm của cáp lên pully ma sát, rad;

f_1 - hệ số ma sát tính toán giữa cáp và rãnh pully, tính theo các công thức (1.31) - (1.34) tùy theo loại rãnh cáp và hệ số ma sát của vật liệu cáp và pully.

Biểu thức (13.9) xác định khả năng kéo của pully ma sát tức giá trị lớn nhất của tỷ số S_2/S_1 mà không xảy ra hiện tượng trượt cáp trên rãnh pully. $e^{f_1 \theta}$ được gọi là hệ số kéo của pully ma sát. Các lực S_1 và S_2 cần được xác định có kể đến lực quán tính trong quá trình chuyển động không ổn định.

1. Xác định hệ số kéo cần thiết của pully ma sát

Giá trị lớn nhất của tỷ số lực căng giữa các nhánh cáp trong thang máy $\left(\frac{S_2}{S_1}\right)_{\max}$ chính là hệ số kéo cần thiết cần phải xác định. Giá trị này thường rơi vào một trong các trạng thái sau:

a) trạng thái thử tải tĩnh: cabin, với tải trọng chất trong nó là $2Q$, có vị trí ở điểm dừng thấp nhất, tỷ số $\left(\frac{S_2}{S_1}\right)$ khi đó:

- không dùng xích cân bằng: $\left(\frac{S_2}{S_1}\right)_a = \frac{K + 2Q + G_n}{D}$;

- hệ cân bằng $K - D$: $\left(\frac{S_2}{S_1}\right)_a = \frac{K + 2Q + G_n}{D + G_x}$;

- hệ cân bằng $K - GT$: $\left(\frac{S_2}{S_1}\right)_a = \frac{K + 2Q + G_n}{D}$;

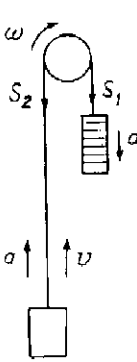
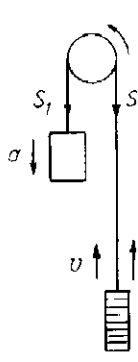
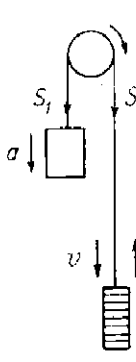
- hệ cân bằng $D - GT$: $\left(\frac{S_2}{S_1}\right)_a = \frac{K + 2Q + G_n}{D + G_x}$.

b) trạng thái làm việc của thang máy có kể đến lực quán tính khi phanh và mở

máy. Các trạng thái làm việc cụ thể của thang máy có thể cho tỷ số $\left(\frac{S_2}{S_1}\right)_{\max}$ được thể hiện trên hình 13.10.

Trong trường hợp cabin đầy tải thì nhánh cáp treo cabin có lực căng lớn S_2 còn nhánh cáp treo đối trọng có lực căng S_1 . Cả hai trạng thái của trường hợp đầy tải (mở máy nâng cabin từ vị trí thấp nhất và phanh cabin khi hạ xuống điểm dừng thấp nhất) đều cho tỷ số $\frac{S_2}{S_1}$ như nhau nên ta gọi chung là trường hợp cabin đầy tải ở vị trí dưới cùng.

Cả hai trạng thái của trường hợp cabin không tải cũng cho tỷ số $\frac{S_2}{S_1}$ như nhau (với S_1 ở nhánh treo đối trọng) nên ta gọi chung là trường hợp cabin không tải ở vị trí trên cùng. Các công thức tính $\frac{S_2}{S_1}$ cho các trường hợp kể trên với các hệ thống cân bằng khác nhau cho ở bảng 13.2, trong đó hệ số tải trọng động $\lambda = \frac{g+a}{g-a}$ với a là gia tốc trong quá trình chuyển động không ổn định.

Cabin đầy tải		Cabin không tải	
Lực căng lớn nhất S_2 ở phía cabin		Lực căng lớn nhất S_2 ở phía đối trọng	
Mở máy nâng cabin từ vị trí dưới cùng	Phanh cabin hạ xuống vị trí dưới cùng	Mở máy nâng đối trọng từ vị trí dưới cùng	Phanh đối trọng khi hạ xuống vị trí dưới cùng
			

Hình 13.10. Sơ đồ để xác định $\frac{S_2}{S_1}$ trong trạng thái làm việc của thang máy.

Như vậy, đối với mỗi hệ thống cân bằng, sau khi đã xác định được các thông số của hệ thống, ta phải xác định tỷ số $\frac{S_2}{S_1}$ cho tất cả các trạng thái kể trên (trạng thái thử tải tĩnh, các trạng thái làm việc) và từ đó ta xác định được $\left(\frac{S_2}{S_1}\right)_{\max}$. Sau đó ta phải thiết kế pully ma sát sao cho nó có hệ số kéo thỏa mãn điều kiện $e^{\mu.\theta} \geq \left(\frac{S_2}{S_1}\right)_{\max}$ thì sẽ đảm bảo không bị trượt cáp trong rãnh pully khi thang máy làm việc và thử tải.

Bảng 13.2. Các công thức tính tỷ số $\frac{S_2}{S_1}$ trong trạng thái làm việc

Hệ thống cân bằng	Tỷ số S_2/S_1 với trạng thái cabin	
	dây tải ở vị trí dưới cùng	không tải ở vị trí trên cùng
Không dùng xích cân bằng	$\frac{K + Q + G_n}{D} \cdot \lambda$	$\frac{D + G_n}{K + G_d} \cdot \lambda$
$K - D$	$\frac{K + Q + G_n}{D + G_x} \cdot \lambda$	$\frac{D + G_n}{K + G_d + G_x} \cdot \lambda$
$K - GT$	$\frac{K + Q + G_n}{D} \cdot \lambda$	$\frac{D + G_n}{K + G_d + G_x} \cdot \lambda$
$D - GI$	$\frac{K + Q + G_n}{D + G_x} \cdot \lambda$	$\frac{D + G_n}{K + G_d} \cdot \lambda$

$\lambda = (g + a)/(g - a)$; ký hiệu các lực tương tự ở §13.2

2. Trình tự tính toán khả năng kéo của puly ma sát

a) Theo tiêu chuẩn thiết kế, xác định số cấp nâng (số rãnh cáp của puly ma sát) cho loại thang máy cần tính toán (thang máy chở người thường dùng 3 - 5 sợi cáp riêng biệt).

b) Chọn phương án treo cabin và đối trọng (có hoặc không dùng palăng cáp), sơ đồ động và hệ thống cân bằng. Xác định các thông số cơ bản của hệ thống cân bằng.

c) Xác định lực căng cáp lớn nhất và chọn cáp.

d) Xác định các kích thước hình học của puly ma sát theo đường kính cáp đã chọn (đường kính danh nghĩa của puly ma sát; chọn loại rãnh cáp và xác định các kích thước của rãnh cáp).

e) Tính toán hệ số kéo cần thiết:

- theo cách tính đã trình bày ở mục trên, xác định giá trị của tỷ số $\left(\frac{S_2}{S_1}\right)_{\max}$;

- từ điều kiện Öle đảm bảo cho cáp không bị trượt trên rãnh puly

$\left(\frac{S_2}{S_1}\right)_{\max} \leq e^{\mu \theta}$ ta tìm được hệ số ma sát tính toán

$$f_1 \geq \frac{\lg \left(\frac{S_2}{S_1}\right)_{\max}}{\theta \lg e} \quad (13.10)$$

Thông thường, theo sơ đồ dẫn động ta có trước góc ôm của cáp lên puly ma sát θ nên có thể tính được f_1 . Trong trường hợp tổng quát, ta có thể cho trước f_1 hoặc

θ trong (13.10) và tính thông số kia. Đối với loại rãnh cấp hình tròn, theo công thức (1.33) ta tính ngay được f_l và từ f_l , theo (13.10), ta tính được góc ôm cần thiết θ ;

- đối với rãnh hình thang ta cho trước góc ôm θ và theo (13.10) tính được f_l .

Theo công thức (1.34) ta tính được góc nghiêng β của hai thành bên rãnh hình thang (xem hình 1.21): $\beta = 2 \arcsin \frac{f}{f_l}$, và góc β phải thỏa mãn $\beta > 2\rho$ với ρ là góc ma sát giữa vật liệu cấp và rãnh puly;

- đối với rãnh tròn có xẻ dưới, ta cũng tính f_l như trên và theo (1.32) ta tính được góc xẻ dưới α (xem hình 1.21) và góc này phải đảm bảo $\alpha < 110^\circ$;

- sau khi đã tính chính xác các thông số của puly ma sát, ta phải kiểm tra theo ứng suất dập giữa cấp và rãnh puly để đảm bảo tuổi thọ của cấp và puly ma sát: $p_{\max} \leq [p]$, trong đó $p_{\max}$ tính theo (1.35) và (1.36) và $[p]$ là ứng suất dập cho phép của vật liệu cấp và puly. Cấp và rãnh puly có cùng độ cứng sẽ đảm bảo cho rãnh puly và cấp có độ mòn ít nhất.

f) Nếu điều kiện Ole khó thực hiện được thì phải điều chỉnh các thông số và kiểm tra lại. Cụ thể là:

- tăng góc ôm θ ;

- tăng hệ số ma sát tính toán f_l bằng cách chọn vật liệu có hệ số ma sát f cao hơn hoặc tính lại kích thước rãnh, chọn lại rãnh puly (theo các công thức và phân tích ở §1.2 mục 4. b);

- giảm hệ số kéo cần thiết $\left(\frac{S_2}{S_1}\right)_{\max}$ bằng cách tính lại hệ thống cân bằng, giảm tốc độ và gia tốc của cabin.

3. Công suất của động cơ dẫn động

Trong quá trình làm việc, động cơ phải khắc phục các thành phần lực cản sau

- Lực vòng tính trên puly ma sát do sự chênh lệch căng của hai nhánh cấp $P_{\max} = (S_2 - S_1)_{\max}$. Giá trị $P_{\max}$ được xác định từ các trạng thái cho ở hình 13.10 không kể đến hệ số tải trọng động λ .

- Lực ma sát giữa ngàm dẫn hướng và ray dẫn hướng. Lực cản này phụ thuộc vào loại ngàm dẫn hướng, độ chính xác khi lắp đặt và trạng thái bôi trơn.

- Đối với thang máy có tốc độ cao, xuất hiện lực cản của không khí trong giếng thang khi cabin chuyển động.

Nhìn chung thành phần lực cản ma sát và không khí có giá trị không đáng kể so với thành phần lực vòng tính $P_{\max}$. Do đó khi tính công suất động cơ dẫn động có thể bỏ qua các lực cản này hoặc tính đến bằng hệ số $k = 1,1 \div 1,2$ và khi đó tổng lực cản mà động cơ phải khắc phục là $P = k P_{\max} = k(S_2 - S_1)_{\max}$.

Công suất động cơ được tính theo công thức:

$$N = \frac{P \cdot v}{102 \cdot \eta}, \text{ kW} \quad (13.11)$$

trong đó: v - tốc độ danh nghĩa của thang máy, m/s;

η - hiệu suất chung của cơ cấu dẫn động thang máy;

lực vòng P được tính theo kG.

Đối với cơ cấu dẫn động có hộp giảm tốc, người ta thường dùng loại động cơ điện xoay chiều chuyển động có mômen mở máy lớn và số lần mở máy trong một giờ từ 60 đến 180 lần.

§13.4. QUÁ TRÌNH CHUYỂN ĐỘNG KHÔNG ỔN ĐỊNH CỦA CABIN

Quá trình chuyển động không ổn định của cabin gồm quá trình mở máy và phanh với các thông số đặc trưng là: gia tốc, thời gian mở máy (phanh) và quãng đường mở máy (phanh). Việc tính toán chính xác và điều chỉnh hợp lý các thông số trên có ý nghĩa quyết định đến mức độ chuyển động êm dịu của người và hàng trong cabin, đến độ dừng chính xác của cabin trước cửa tầng.

Cũng như cơ cấu nâng (xem phần II), phương trình chuyển động của cabin có dạng:

$$\frac{GD^2}{375} \cdot \frac{dn}{dt} = M \pm M_l, \quad (13.12)$$

trong đó: GD^2 - mômen vô lăng tương đương của cơ cấu quy về trục động cơ (gồm phần các chi tiết máy quay và phần chuyển động tịnh tiến);

n - tốc độ quay của trục động cơ;

M_l - mômen cản tính do trọng lượng các phần trong hệ thống cân bằng và do lực ma sát giữa ngàm và ray dẫn hướng, quy về trục động cơ;

M - mômen mở máy của động cơ (M_m) trong quá trình mở máy hoặc mômen phanh trong quá trình phanh cabin (M_{ph}).

1. Quá trình mở máy

Khi mở máy, động cơ điện thường có $M_m \neq \text{const}$ và khi đó (13.12) là phương trình vi phân có lời giải phức tạp. Trong phép tính thực tế, người ta coi $M_m = \text{const}$ và quá trình mở máy là quá trình chuyển động nhanh dần đều với $a_m = \text{const}$. Phương trình (13.12) có dạng

$$dt_m = \frac{GD^2}{375(M_m \pm M_l)} dn$$

Thời gian mở máy, sau khi lấy tích phân, được tính theo công thức:

$$t_m = \frac{GD^2 n_0}{375(M_m \pm M_l)} \quad (13.13)$$

trong đó: n_0 - tốc độ quay ổn định của động cơ. Với tốc độ quay n_0 , cabin chuyển động với tốc độ danh nghĩa là:

$$v_0 = \frac{\pi D n_0}{60 i_0} \text{ m/s} \quad (13.14)$$

trong đó: D - đường kính của pully ma sát tính đến tâm cáp, m;

n_0 - tính theo vg/ph;

$i_0 = a.i$ - tỷ số truyền chung với i là tỷ số truyền của cơ cấu và a là bội suất palang (nếu có).

Như vậy quãng đường mở máy và gia tốc mở máy được tính theo các công thức sau:

$$S_m = \frac{1}{2} t_m v_0 = \frac{\pi D G D^2 n_0}{45 \cdot 10^3 i_0 (M_m \pm M_l)} \quad (13.15)$$

$$a_m = \frac{v_0}{t_m} = \frac{2g D (M_m \pm M_l)}{i_0 G D^2} \quad (13.16)$$

Trong các công thức trên, dấu của mômen tính phụ thuộc vào trạng thái làm việc của cabin. Có hai trạng thái đặc trưng là:

- mở máy để nâng cabin đầy tải hoặc hạ cabin không tải: M_l lấy dấu (-);
- mở máy để hạ cabin đầy tải hoặc nâng cabin không tải: M_l lấy dấu (+).

Mômen tính quy về trục động cơ được tính theo công thức:

$$M_l = \frac{P.D}{2l_0 \eta} \quad (13.17)$$

trong đó: $P = S_2 - S_1$ - lực vòng tính trên pully ma sát, cách tính tùy thuộc vào sơ đồ của hệ thống cân bằng (hình 13.8) và trạng thái của cabin;

η - hiệu suất chung của truyền động.

Giá trị $a_m^{\max}$ thường có trong trạng thái mở máy hạ cabin đầy tải từ tầng 2 xuống tầng 1.

2. Quá trình phanh

Để đảm bảo mức độ êm dịu và độ dừng chính xác khi phanh, trong các thang máy chở người, trước khi phanh cơ khí làm việc, người ta thường hạ tốc độ quay của động cơ xuống tốc độ quay nhỏ n_n . Ta xét hai trường hợp: động cơ một tốc độ và động cơ hai tốc độ. Đối với động cơ có thể điều chỉnh nhiều tốc độ, ta có thể tính với cách tính tương tự.

Mômen phanh cơ khí của cơ cấu dẫn động được tính từ điều kiện treo cabin ở trạng thái thử tải tĩnh:

$$M_{ph} = \frac{P \cdot D}{2i_o} \cdot \eta \cdot k, \quad (3.18)$$

trong đó: $P = S_2 - S_1$ - lực vòng ở trạng thái thử tải;

k - hệ số an toàn phanh ($k = 1,25 - 1,3$).

a) Động cơ một tốc độ

Phương trình (13.12) của quá trình phanh có dạng:

$$dt_{ph} = \frac{GD^2}{375 (M_{ph} \pm M'_l)} dn$$

Bằng cách tính tương tự như đối với quá trình mở máy ta có:

$$\begin{aligned} t_{ph} &= \frac{GD^2 \cdot n_o}{375 (M_{ph} \pm M'_l)}; \\ S_{ph} &= \frac{\pi \cdot D \cdot GD^2 \cdot n_o}{45 \cdot 10^3 \cdot i_o \cdot (M_{ph} \pm M'_l)}; \\ a_{ph} &= \frac{2g \cdot D \cdot (M_{ph} \pm M'_l)}{i_o \cdot GD^2}. \end{aligned} \quad (13.19)$$

Dấu của mômen tĩnh cũng lấy theo trạng thái làm việc như sau:

- phanh cabin đầy tải khi hạ hoặc cabin không tải khi nâng: M'_l lấy dấu (-);
- phanh cabin đầy tải khi nâng hoặc cabin không tải khi hạ: M'_l lấy dấu (+).

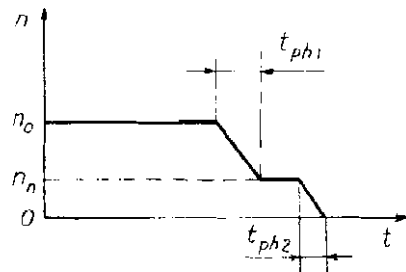
M'_l - mômen tĩnh khi phanh quy về trục động cơ. Giá trị a_{ph}^{max} thường có trong trạng thái phanh cabin có tải khi nâng đến tầng 2.

b) Động cơ hai tốc độ

Ở giai đoạn 1, động cơ tự sinh ra mômen phanh M_{dc} để giảm tốc độ quay từ n_o xuống n_n (hình 13.11).

Các thông số đặc trưng của giai đoạn 1:

$$\begin{aligned} t_{ph1} &= \frac{GD^2 \cdot (n_o - n_n)}{375 (M_{dc} \pm M'_l)}; \\ S_{ph1} &= \frac{\pi \cdot D \cdot GD^2 \cdot (n_o - n_n)}{45 \cdot 10^3 \cdot i_o \cdot (M_{dc} \pm M'_l)}; \\ a_{ph1} &= \frac{2gD (M_{dc} \pm M'_l)}{i_o \cdot GD^2}, \end{aligned} \quad (13.20)$$



trong đó: M_{dc} - mômen phanh của động cơ để hạ tốc độ.

Hình 13.11. Quá trình phanh đối với động cơ hai tốc độ.

Ở giai đoạn 2, phanh cơ khí, với mômen phanh M_{ph} , hoạt động và tốc độ quay giảm từ n_n xuống 0. Các thông số t_{ph2} , s_{ph2} và a_{pn2} được tính theo công thức tương tự như (13.19), chỉ thay n_n bằng n_n . Đối với động cơ hoặc tời nhiều tốc độ, cách tính cũng tương tự.

Quãng đường phanh của cabin khi nó chuyển động về cùng một chiều khi đẩy tải S_{phd} và khi không tải S_{phk} xác định độ dừng chính xác của cabin:

$$\Delta = \frac{1}{2}(S_{phd} - S_{phk}).$$

§13.5. THIẾT BỊ AN TOÀN CƠ KHÍ

Trong thang máy có nhiều thiết bị an toàn cơ khí như: phanh an toàn, bộ hạn chế tốc độ, phanh cơ khí của cơ cấu dẫn động, các giảm chấn, các khóa cửa tầng và cabin v.v. Trong mục này ta xét một số loại phanh an toàn và bộ hạn chế tốc độ.

1. Phanh an toàn

Để tránh cho cabin rơi trong giếng thang khi đứt cáp hoặc hạ với tốc độ vượt quá giá trị cho phép, phanh an toàn tự động dừng và giữ cabin tựa trên các ray dẫn hướng. Cabin của tất cả các loại thang máy đều phải được trang bị phanh an toàn. Phanh an toàn được trang bị cho đối trọng khi đối trọng nằm trên lối đi hoặc phần diện tích có người đứng.

Theo nguyên lý làm việc có các loại phanh dừng đột ngột (tức thời) và phanh dừng êm (có độ trượt). Phanh dừng đột ngột thường dùng cho thang máy có tốc độ dưới 0,71 m/s và theo kết cấu có loại phanh kiểu bánh cam và phanh kiểu ném. Phanh kiểu bánh cam thường dùng cho thang chở hàng loại nhỏ. Thang máy có tốc độ trên 1 m/s và các thang máy bệnh viện thường dùng loại phanh dừng êm với bộ phận công tác là ném hoặc má kẹp.

Theo sơ đồ dẫn động có phanh an toàn mắc với cáp nâng (cho thang máy dùng tang cuốn cáp) và mắc với bộ hạn chế tốc độ (loại dùng pully ma sát).

Theo số lượng bề mặt tác động có loại tác động một bên (chỉ có bộ phận công tác ở một bên ray còn bên kia là ngàm cứng) và loại tác động hai bên (cả hai bên ray đều có cam hoặc ném). Loại tác động hai bên được dùng phổ biến hơn.

a) Phanh dừng đột ngột mắc với cáp nâng

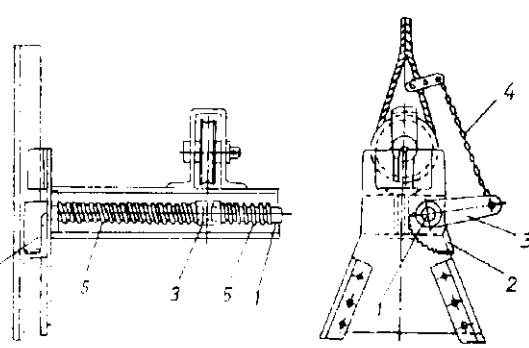
Loại phanh này thường dùng cho thang máy với tang cuốn cáp và chở hàng. Có nhiều phương án dẫn động và sau đây là những phương án đơn giản nhất.

Trên hình 13.12 là sơ đồ mắc phanh an toàn loại bánh cam với cáp nâng, tác động một bên.

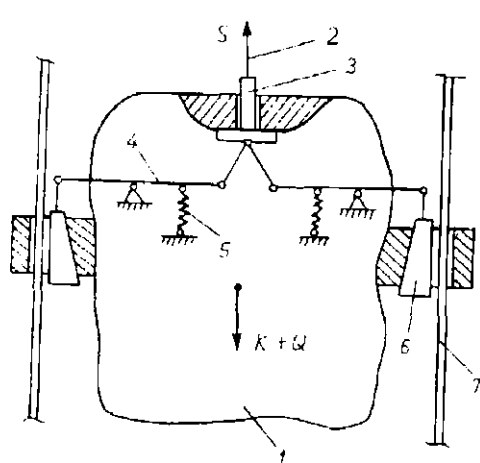
Trên hai đầu của trục 1 lắp cứng các bánh cam 2 và dưới tác dụng của lò xo 5 các bánh cam 2 luôn xoay quanh trục 1 để ép vào ray dẫn hướng của thang máy. Phía bên kia ray, đối diện với bánh cam, là ngàm cứng để khi bánh cam xoay, ép vào dẫn hướng thì ăn hết khe hở và cùng với ngàm kẹp chặt lấy dẫn hướng.

Trục 1 có các gối trục gắn cứng trên khung cabin. Giữa trục 1 có gắn tay đòn 3, đầu của tay đòn nối với cáp nâng cabin bằng xích 4. Khi cabin treo trên cáp nâng, cáp có độ căng và qua xích 4 kéo tay đòn 3 làm trục 1 xoay và tạo ra khe hở giữa bánh cam và ray dẫn hướng để cabin có thể chuyển động bình thường. Khi đứt cáp nâng (hoặc cáp này chùng) thì xích 1 cũng chùng theo và lò xo 5 xoay trục 1 để ép bánh cam 2 vào ray dẫn hướng. Dưới tác động của lực ma sát giữa bánh cam và ray, cabin đi xuống làm bánh cam tiếp tục xoay với điểm tiếp xúc có đường kính lớn dần cho đến khi đủ giữ cabin tựa trên các dẫn hướng. Hiện nay loại phanh này ít dùng và chỉ dùng cho thang chở hàng loại nhỏ.

Trên hình 13.13 là sơ đồ nguyên lý của phanh dừng đột ngột, kiểu ném (một bên), mắc với cáp nâng. Thiết bị treo 3 có thể dịch chuyển lên, xuống so với dầm treo của cabin. Khi treo cabin, cáp nâng có độ căng kéo các tay đòn 4 làm các quả ném ở đầu kia của tay đòn đi xuống tạo khe hở giữa ném và ray dẫn hướng và cabin có thể chuyển động bình thường. Khi đứt hoặc chùng cáp nâng, thiết bị treo có thể dịch xuống và các lò xo 5 kéo tay đòn 4 làm các quả ném dịch lên trên trong vỏ của nó, đi hết khe hở và ép chặt vào dẫn hướng 7, thực hiện quá trình tự ném để phanh cabin tựa trên các dẫn hướng.



Hình 13.12. Phanh an toàn kiểu cam, mắc với cáp nâng.



Hình 13.13. Sơ đồ nguyên lý phanh an toàn kiểu ném, mắc với cáp nâng:
1- cabin; 2- cáp nâng; 3- thiết bị treo và kẹp cáp; 4- tay đòn; 5- lò xo kéo; 6- quả ném; 7- dẫn hướng cabin.

b) Phanh dừng đột ngột, mắc với bộ hạn chế tốc độ

Tất cả các loại thang máy dùng pully ma sát đều phải mắc phanh an toàn với

bộ hạn chế tốc độ. Sơ đồ nguyên lý đơn giản nhất của cách mắc này cho ở hình 13.14.

Ở chế độ làm việc bình thường, lò xo 8 kéo tay đòn 4 xuống để đảm bảo cho quả nệm 6 không tiếp xúc với ray dẫn hướng 7 và ụ tỷ 10 đảm bảo khe hở giữa chúng. Do đầu tay đòn 4 nối với cáp hạn chế tốc độ 3 mà khi cabin chuyển động, nó kéo cáp 3 và quay bộ hạn chế tốc độ 9.

Khi cabin hạ với tốc độ lớn hơn giá trị cho phép, tốc độ quay của bộ hạn chế tốc độ cũng tăng và tự dừng lại làm cáp 3 cũng dừng theo nhưng cabin vẫn tiếp tục đi xuống. Do vậy mà cáp 3 của bộ hạn chế tốc độ, qua đầu nối 2, tác động lên tay đòn 4, tay treo 5 và quả nệm 6 làm chúng có chuyển động tương đối đi lên so với cabin. Quả nệm an hết khe hở với dẫn hướng và tiếp xúc với nó. Cabin được dừng lại, tựa trên các dẫn hướng do lực tự nệm. Lực tự nệm xuất hiện khi quả nệm tiếp xúc với dẫn hướng và tăng dần dưới tác dụng của trọng lượng cabin. Lực tác dụng ban đầu để cố tự nệm là do lò xo hoặc cáp hạn chế tốc độ với giá trị không lớn (10 - 15 kG).

Xét cân bằng quả nệm trong quá trình tự nệm (hình 13.15), ta đặt vào nệm một lực giả định P và xác định giá trị lực này sao cho đảm bảo đỡ cabin trên các ray dẫn hướng. Ta có:

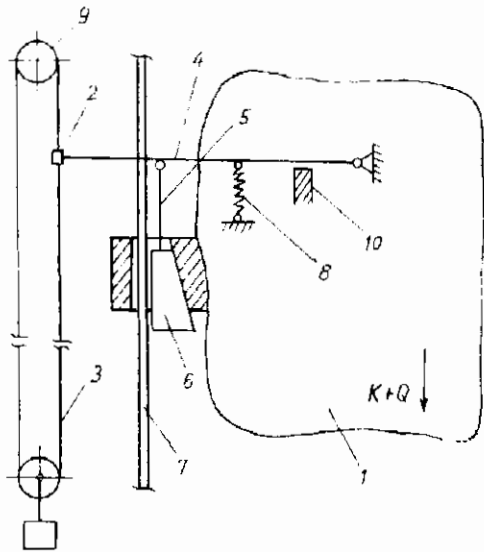
$$\sum x = N_1 + F_2 \sin \alpha - N_2 \cos \alpha = 0, \tag{13.21}$$

$$\sum y = F_1 - F_2 \cos \alpha - N_2 \sin \alpha + P = 0, \tag{13.22}$$

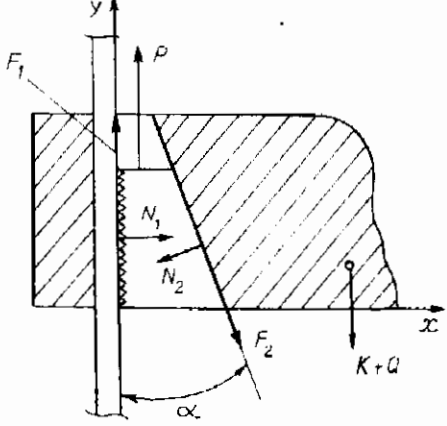
trong đó: $F_1 = N_1 \mu_1$ - lực ma sát giữa bề mặt quả nệm và ray dẫn hướng với N_1 là áp lực của quả nệm lên ray;

μ_1 - hệ số ma sát giữa bề mặt quả nệm và ray;

$F_2 = N_2 \mu_2$ với F_2, N_2, μ_2 - lực ma sát, lực nén và hệ số ma sát giữa bề mặt nệm và bề mặt vỏ nệm.



Hình 13.14. Sơ đồ nguyên lý phanh an toàn mắc với bộ hạn chế tốc độ:
1- cabin; 2- đầu nối; 3- cáp của bộ hạn chế tốc độ; 4- tay đòn; 5- tay treo nệm; 6- quả nệm; 7- dẫn hướng; 8- lò xo kéo; 9- bộ hạn chế tốc độ; 10- ụ tỷ.



Hình 13.15. Sơ đồ xác định góc tự nệm α .

thay $N_1 = \frac{F_1}{\mu_1}$ và $N_2 = \frac{F_2}{\mu_2}$ vào (13.21) ta có:

$$\frac{F_1}{\mu_1} + F_2 \cdot \sin \alpha - \frac{F_2}{\mu_2} \cos \alpha = 0 \quad (13.23)$$

Xác định F_1 từ (13.23) và thay vào (13.22) ta có:

$$P = F_2 \left(\cos \alpha + \frac{\sin \alpha}{\mu_2} + \sin \alpha \cdot \mu_1 - \frac{\mu_1}{\mu_2} \cos \alpha \right). \quad (13.24)$$

Để có tự nê, ta phải có $P = 0$ mà lực ma sát $F_2 \neq 0$ nên:

$$\cos \alpha + \frac{\sin \alpha}{\mu_2} + \mu_1 \sin \alpha - \frac{\mu_1}{\mu_2} \cos \alpha = 0$$

hay
$$1 + \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\mu_2} + \mu_1 \operatorname{tg} \alpha - \frac{\mu_1}{\mu_2} = 0$$

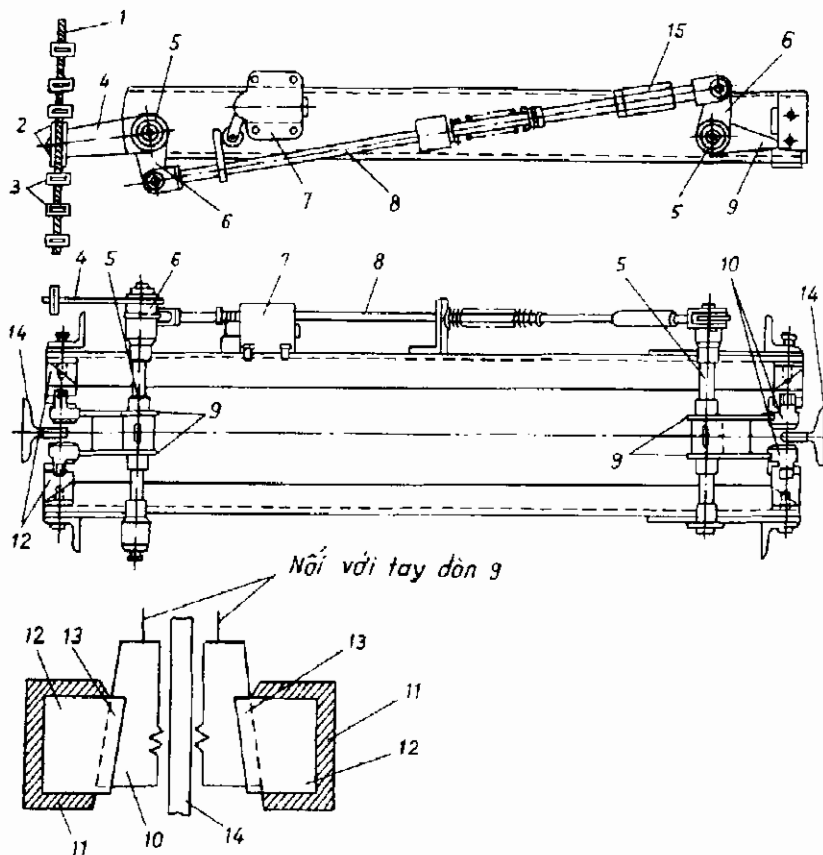
Như vậy, để đảm bảo tự nê thì phải thỏa mãn điều kiện $\operatorname{tg} \alpha \leq \frac{\mu_1 - \mu_2}{1 + \mu_1 \mu_2}$ và

$\mu_1 > \mu_2$. Khả năng tự nê sẽ tốt hơn nếu tăng μ_1 và giảm μ_2 . Nguyên lý tự nê là nguyên lý của phanh an toàn loại dừng đột ngột. Loại này thường chỉ dùng cho các thang máy có tốc độ đến 0,71 m/s. Gia tốc dừng khi phanh hoạt động không được quá 25 m/s².

Nếu xét cân bằng cabin ở thời điểm cuối quá trình phanh ta xác định được tải trọng tác dụng lên vỏ nê (tức lên khung cabin) để tính toán kết cấu khung cabin.

Trên hình 13.16 là sơ đồ cấu tạo của hệ dẫn động phanh an toàn tác dụng đột ngột của loại thang máy chở người.

Tại hai đầu của dầm trên của khung đứng cabin có lắp các



Hình 13.16. Sơ đồ cấu tạo hệ thống dẫn động phanh an toàn tác dụng đột ngột.

trục 5. Trục 5 phía bên trái được gắn cứng với các tay đòn 4 và 6 còn trục 5 phía bên phải - với tay đòn 6 tại đầu trục. Giữa các trục 5 lắp các tay đòn 9 với tay treo các quả ném 10. Đầu tay đòn 4, qua đầu nối 2, liên kết với cáp của bộ hạn chế tốc độ 1 với các kẹp cáp 3. Các tay đòn 6 liên hệ với nhau qua thanh đẩy 8.

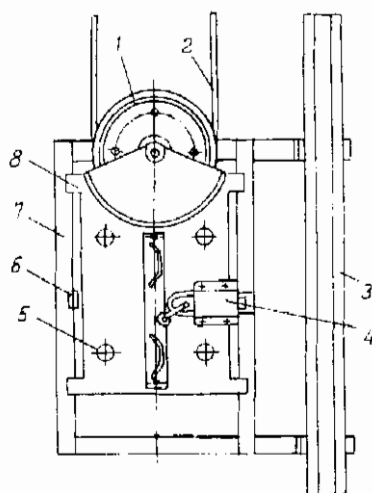
Khi cabin đi xuống với tốc độ vượt quá giá trị cho phép thì bộ hạn chế tốc độ dừng cáp 1, cabin vẫn tiếp tục đi xuống làm cáp 1 căng thêm và kéo tay đòn 4 làm trục 5 phía bên trái quay theo chiều kim đồng hồ. Tay đòn 6 phía trái quay theo trục 5 và qua thanh đẩy 8, tay đòn 6 phía phải quay trục 5 phía phải theo chiều ngược với chiều kim đồng hồ. Như vậy, trục 5 ở phía trái và phía phải quay cùng và ngược chiều kim đồng hồ làm các tay đòn 9 nhấc lên kéo theo các quả ném đi lên tiếp xúc với ray dẫn hướng 14 để thực hiện quá trình tư ném ở cả hai phía ray. Thanh đẩy 8 dịch chuyển sẽ tác động vào công tắc 7 để ngắt mạch điều khiển và dừng động cơ. Điều chỉnh chiều dài của thanh đẩy 8 để thay đổi khe hở giữa quả ném và ray nhờ khớp 15. Khi nâng cabin lên, lò xo trên thanh đẩy dịch nó sang phải và qua hệ tay đòn các quả ném hạ xuống để trở về vị trí ban đầu.

Thang máy có tốc độ trên 1 m/s thường dùng loại phanh dừng êm. Nguyên lý làm việc và sơ đồ cấu tạo của nó có thể tham khảo trong các tài liệu chuyên ngành.

2. Bộ hạn chế tốc độ

Bộ hạn chế tốc độ dùng để tác động lên phanh an toàn để dừng cabin khi tốc độ hạ cabin vượt quá giá trị cho phép. Giá trị cho phép này lớn hơn tốc độ danh nghĩa ít nhất là 15% vì nếu lấy giá trị cho phép thấp hơn thì rất dễ xảy ra hiện tượng dừng cabin một cách ngẫu nhiên.

Bộ hạn chế tốc độ có liên hệ với cabin và quay khi cabin chuyển động nhờ cáp của bộ hạn chế tốc độ (xem hình 13.14 và 13.16). Bộ hạn chế tốc độ thường được đặt trong buồng máy ở phía trên và để cáp của nó không bị xoắn và có độ căng đủ để truyền lực bằng ma sát, phía dưới hố thang có thiết bị kéo căng cáp hạn chế tốc độ (xem hình 13.1). Sơ đồ cấu tạo của loại thiết bị căng cáp hạn chế tốc độ thông dụng nhất cho ở hình 13.17. Khung 7 được gắn cứng với dẫn hướng 3 của cabin. Dọc theo khung 7 có đối trọng 5 với ngàm dẫn hướng 8 tựa lên khung 7. Đối trọng 5 treo vào trục của pully 1 để kéo căng cáp 2 của bộ hạn chế tốc độ. Trên khung 7 có vấu 6 còn trên đối trọng 5 có công tắc 4 để khi đứt cáp 2 hoặc hành trình của đối trọng đi quá giới hạn thì vấu 6 chạm vào công tắc 4 để ngắt mạch điều khiển và động cơ dẫn động. Một số thang máy còn

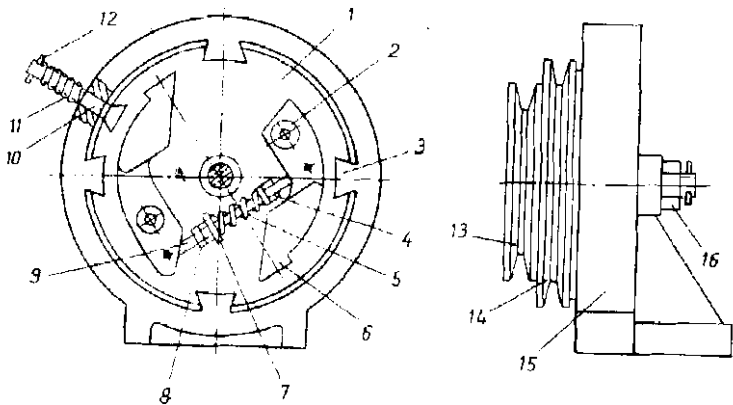


Hình 13.17. Thiết bị căng cáp hạn chế tốc độ.

sử dụng đối trọng dưới dạng côngxôn để kéo căng cáp hạn chế tốc độ.

Trên hình 13.18 là sơ đồ kết cấu của một loại hạn chế tốc độ. Trên vỏ 15 có gắn cứng trục nhờ đai ốc 16. Trên trục có lắp đĩa 1 cùng các puly 13 và 14 bằng ổ bi để chúng có thể quay tự do quanh trục. Trên đĩa 1 có các chốt 2 để lắp các quả nặng 6. Các quả nặng này liên hệ với nhau bằng thanh kéo 9 trên có lắp lò xo chịu nén 5. Lò xo 5 có một đầu tỳ lên vấu 4 gắn trên đĩa 1, đầu kia tỳ lên vòng đệm 7 và đai ốc 8 trên thanh kéo để có thể điều chỉnh độ nén của lò xo. Như vậy, do vấu 4 gắn cố định trên đĩa nên lò xo 5 luôn có xu hướng đẩy thanh kéo 9 sang trái để đầu các quả nặng 6 không chạm vào các vấu 3 của vỏ 15 khi quay đĩa 1.

Với tốc độ quay bình thường, ứng với tốc độ danh nghĩa của cabin, đĩa 1 quay dễ dàng và các quả nặng ở vị trí không chạm vào vấu 3 trên vỏ 15. Khi tốc độ cabin vượt quá giới hạn cho phép, qua vát trên rãnh puly 14, đĩa 1 cũng quay nhanh với tốc độ tương ứng và lực ly tâm của các quả nặng



Hình 13.18. Bộ hạn chế tốc độ.

tăng lên, ép lò xo 5 và tách các quả nặng ra xa tâm quay làm đầu quả nặng mắc vào vấu 3 và đĩa 1 cùng puly 13, 14 dừng lại. Puly có rãnh hình thang với hệ số ma sát tính toán lớn nên khi nó dừng lại làm cấp hạn chế tốc độ vát qua rãnh puly dừng theo, cabin vẫn tiếp tục đi xuống nên cấp hạn chế tốc độ tác động lên hệ tay đòn để phanh an toàn hoạt động. Lò xo 5 càng bị nén thì lực ly tâm cần thiết để tách các quả nặng ra xa càng lớn. Nếu lực nén lò xo quá nhỏ thì rất dễ xảy ra hiện tượng dừng cabin ngẫu nhiên khi nó chuyển động với tốc độ danh nghĩa. Vì vậy cần điều chỉnh lò xo sao cho bộ hạn chế tốc độ hoạt động với giá trị tốc độ quy định trong quy phạm cho từng loại thang máy. Việc điều chỉnh, kiểm tra và thử nghiệm bộ hạn chế tốc độ do nhà chế tạo tiến hành và sau đó kẹp chì lại. Puly có đường kính nhỏ 13 dùng để thử nghiệm, kiểm tra bộ hạn chế tốc độ. Nếu vát cấp hạn chế tốc độ qua rãnh của puly 13 thì khi cabin chuyển động với tốc độ danh nghĩa, bộ hạn chế tốc độ và phanh an toàn vẫn làm việc vì tốc độ quay của đĩa 1 vẫn lớn hơn giá trị cho phép do đường kính của puly 13 nhỏ.

Ngoài ra, người ta còn lắp vấu 10 xuyên qua vỏ 15 và trên vấu có lò xo 11 và

chốt hãm 12. Trong điều kiện làm việc bình thường (cấp hạn chế tốc độ vát qua rãnh puly 14, tốc độ chuyển động của cabin là tốc độ danh nghĩa), nếu ấn lên vào 10 thì đầu quả văng mắc vào nó để dừng đĩa 1 và puly 13, 14. Khi đó nếu phanh an toàn làm việc để dừng cabin thì điều đó chứng tỏ rằng độ căng của cấp hạn chế tốc độ, trạng thái tiếp xúc của cáp với rãnh puly 14 và hệ số ma sát tính toán đạt giá trị yêu cầu.

§14.1. CÔNG DỤNG, PHÂN LOẠI

Cầu trục được dùng chủ yếu trong các phân xưởng, nhà kho để nâng hạ và vận chuyển hàng hóa với lưu lượng lớn. Cầu trục là một kết cấu dầm hộp hoặc dầm, trên đó đặt xe con có cơ cấu nâng. Dầm cầu có thể chạy trên các đường ray đặt trên cao dọc theo nhà xưởng còn xe con có thể chạy dọc theo dầm cầu. Vì vậy mà cầu trục có thể nâng hạ và vận chuyển hàng theo yêu cầu tại bất kỳ điểm nào trong không gian của nhà xưởng. Cầu trục được sử dụng trong tất cả các lĩnh vực của nền kinh tế quốc dân với các thiết bị mang vật rất đa dạng như móc treo, thiết bị cạp, nam châm điện, gầu ngoạm v.v.. Đặc biệt, cầu trục được sử dụng phổ biến trong ngành công nghiệp chế tạo máy và luyện kim với các thiết bị mang vật chuyên dùng.

Cầu trục được chế tạo với tải trọng nâng từ 1 đến 500 t; khẩu độ dầm cầu đến 32m; chiều cao nâng đến 16m; tốc độ nâng vật từ 2 đến 40 m/ph; tốc độ di chuyển xe con đến 60 m/ph và tốc độ di chuyển cầu trục đến 125 m/ph. Cầu trục có tải trọng nâng trên 10 t thường được trang bị hai hoặc ba cơ cấu nâng vật: một cơ cấu nâng chính và một hoặc hai cơ cấu nâng phụ. Tải trọng nâng của loại cầu trục này thường được ký hiệu bằng một phân số với các tải trọng nâng chính và phụ, ví dụ: 15/3 t; 20/5 t; 150/20/5 t v.v..

Theo công dụng có các loại cầu trục có công dụng chung và cầu trục chuyên dùng. Cầu trục có công dụng chung chủ yếu dùng với móc treo để xếp dỡ, lắp ráp và sửa chữa máy móc. Loại cầu trục này có tải trọng nâng không lớn và khi cần có thể dùng với gầu ngoạm, nam châm điện hoặc thiết bị cạp để xếp dỡ một loại hàng nhất định. Cầu trục chuyên dùng được sử dụng chủ yếu trong công nghiệp luyện kim với các thiết bị mang vật chuyên dùng và có chế độ làm việc rất nặng.

Theo kết cấu dầm cầu có các loại cầu trục một dầm (hình 14.2 và 14.3) và cầu trục hai dầm (hình 14.5). Dầm cầu của cầu trục một dầm thường là dầm chữ I hoặc dầm tổ hợp với các dàn thép tang cứng cho dầm (hình 14.4). Cầu trục một dầm thường dùng palang điện chạy dọc theo dầm chữ I nhờ cơ cấu di chuyển palang. Cầu trục hai dầm có các loại dầm hộp và dầm dầm không gian.

Theo cách tựa của dầm cầu lên đường ray di chuyển cầu trục có các loại cầu trục tựa (hình 14.1, 14.2, 14.5) và cầu trục treo (hình 14.3). Loại cầu trục tựa được

sử dụng phổ biến hơn.

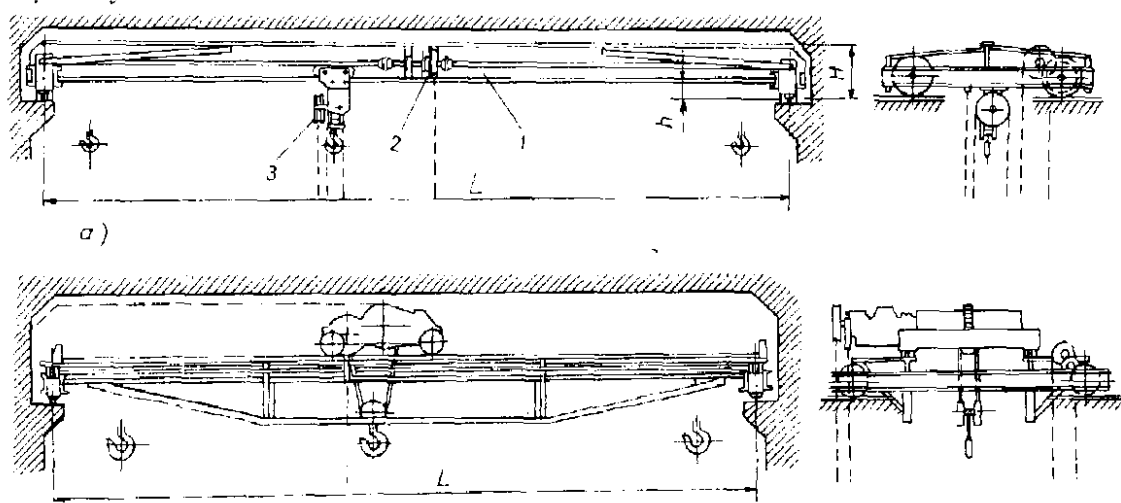
Theo cách bố trí cơ cấu di chuyển cầu trục có các loại cầu trục dẫn động chung và cầu trục dẫn động riêng (hình 14.6).

Ngoài ra theo nguồn dẫn động có các loại cầu trục dẫn động tay và cầu trục dẫn động máy. Theo vị trí điều khiển có các loại cầu trục điều khiển từ cabin gắn trên dầm cầu và cầu trục điều khiển từ dưới nền bằng hộp nút bấm. Điều khiển từ dưới nền bằng hộp nút bấm thường dùng cho loại cầu trục một dầm có tải trọng nhỏ.

§14.2. CẤU TẠO CHUNG CỦA CẦU TRỤC

Cầu trục dẫn động bằng tay được dùng chủ yếu trong sửa chữa, lắp ráp nhỏ và các công việc nâng - chuyển hàng không yêu cầu tốc độ cao. Cơ cấu nâng của loại cầu trục này thường là palăng xích kéo tay. Cơ cấu di chuyển palăng xích và cầu trục cũng được dẫn động bằng cách kéo xích từ dưới nền. Tuy là thiết bị nâng thô sơ song do giá thành rẻ và dễ sử dụng mà cầu trục dẫn động bằng tay vẫn được sử dụng có hiệu quả trong các phân xưởng nhỏ.

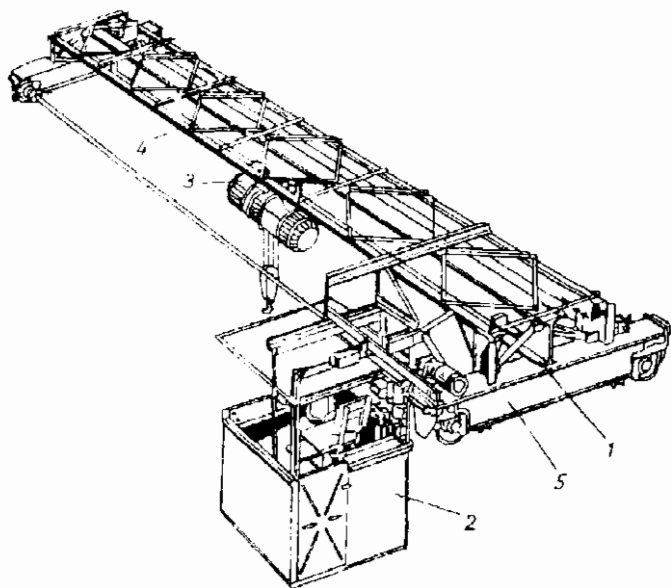
Trên hình 14.1, a là hình chung của cầu trục dẫn động bằng tay loại một dầm. Cầu trục gồm dầm cầu 1, cơ cấu di chuyển cầu trục 2 và palăng xích 3 có cơ cấu di chuyển palăng. Cả ba chuyển động nâng, di chuyển palăng và cầu trục đều được dẫn động bằng xích kéo từ dưới nền. Bánh xe di chuyển cầu trục thường được lắp bằng ổ bi trên trục cố định và bánh xe chủ động ở mỗi bên ray được dẫn động từ trục truyền chung qua bộ truyền bánh răng hở. đĩa xích dẫn động cơ cấu di chuyển cầu trục được đặt ở giữa trục truyền chung để đảm bảo góc quay đều của hai nửa trục truyền.



Hình 14.1. Cầu trục dẫn động bằng tay:
a) Loại một dầm; b) Loại hai dầm.

Cầu trục một dầm dẫn động bằng động cơ gồm hai loại: cầu trục tựa và cầu trục treo. Tùy theo yêu cầu mà cầu trục một dầm có thể được chế tạo với cabin điều khiển hoặc hộp nút bấm điều khiển từ dưới nền nhà.

Trên hình 14.2. là hình chung của cầu trục tựa loại một dầm. Phân kết cấu thép của cầu trục gồm dầm cầu 1 có hai đầu tựa lên các dầm cuối 5 với các bánh xe di chuyển dọc theo ray đặt trên vai cột của nhà xưởng. Cơ cấu di chuyển cầu trục một dầm thường dùng phương án dẫn động chung. Phía trên dầm chữ I là dầm thép 4 đặt trong mặt phẳng ngang để đảm bảo độ cứng cần thiết theo phương ngang của dầm cầu. Palăng điện 3 có thể chạy dọc theo các cánh thép phía dưới của dầm chữ I nhờ cơ cấu di chuyển palăng.



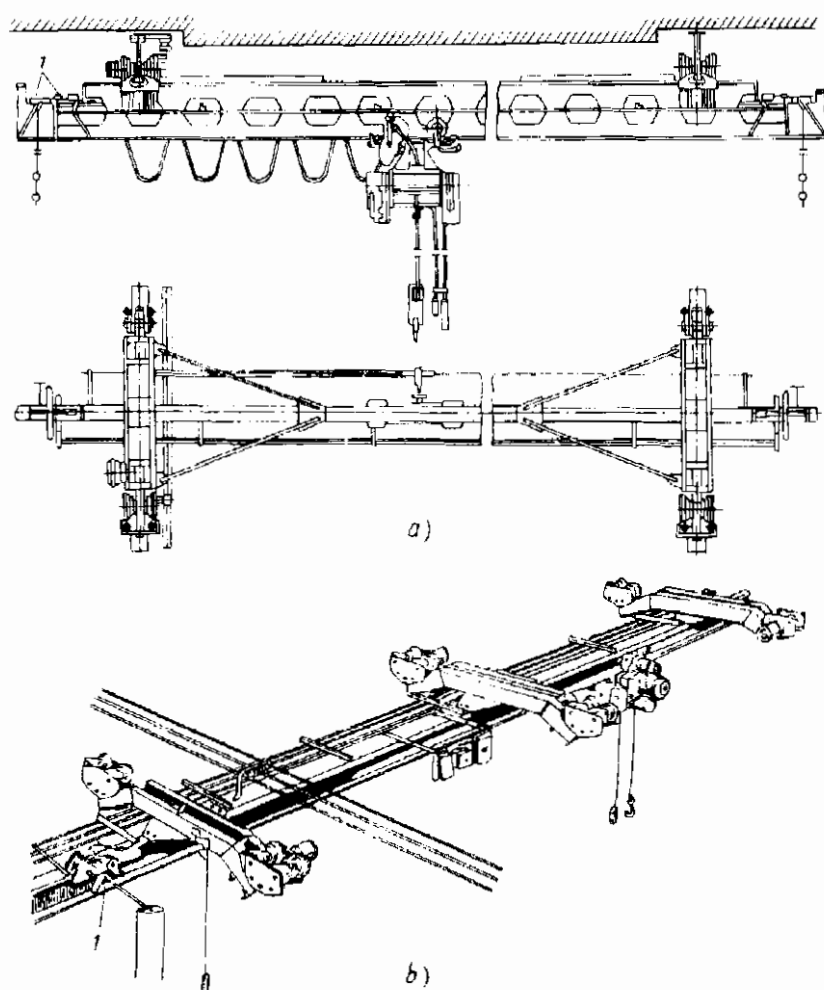
Hình 14.2. Cầu trục một dầm.

Cabin điều khiển 2 được treo vào phần kết cấu chịu lực của cầu trục.

So với cầu trục tựa, cầu trục treo có ưu điểm là có thể làm dầm cầu dài hơn, do đó nó có thể phục vụ ở cả phần rìa mép của nhà xưởng, thậm chí có thể chuyển hàng giữa hai nhà xưởng song song. Tuy nhiên, cầu trục treo có chiều cao nâng thấp hơn so với cầu trục tựa. Dầm cầu của cầu trục treo thường là dầm thép chữ I và dùng palăng điện chạy dọc theo dầm cầu để nâng hạ vật. Tùy theo khẩu độ của nhà xưởng mà cầu trục treo có thể chạy dọc theo nhà xưởng nhờ hai ray treo (hình 14.3, a) hoặc nhờ nhiều ray treo (hình 14.3, b - loại ba ray treo). Chính vì có thể treo trên nhiều gối mà kết cấu thép của cầu trục treo nhẹ hơn so với cầu trục tựa và có thể làm dầm cầu có độ dài tương đối lớn (đến 100m). Cơ cấu di chuyển cầu trục treo thường dùng phương án dẫn động riêng: tại mỗi gối treo có một cơ cấu và kết cấu của nó tương tự như cơ cấu di chuyển palăng điện.

Kích thước dầm thép chữ I của cầu trục một dầm được chọn từ điều kiện bền theo tải trọng nâng, khẩu độ và điều kiện để palăng điện có thể di chuyển dọc theo các cánh dưới của dầm. Ngoài ra, cần phải đảm bảo độ cứng theo phương ngang của dầm cầu. Các sơ đồ cấu tạo dầm cầu của cầu trục một dầm cho ở hình 14.4. Trong trường hợp cầu trục có khẩu độ nhỏ, phương án đơn giản nhất để đảm bảo độ cứng theo phương ngang của dầm cầu là hàn thêm các thanh giằng ở một bên (hình 14.4, a) hoặc cả hai bên dầm cầu (hình 14.4, b). Khoảng cách a giữa các điểm

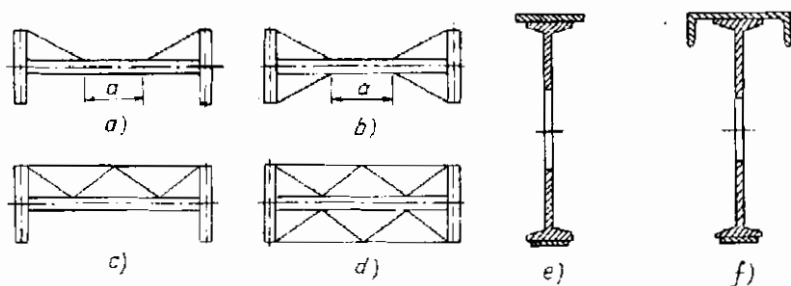
liên kết thanh giằng được chọn từ điều kiện đảm bảo ổn định ngang của dầm cầu.
Độ mảnh của thanh giằng không được vượt quá 250. Trong trường hợp thanh giằng



Hình 14.3. Cầu trục treo:

a) Loại hai ray treo; b) Loại ba ray treo.

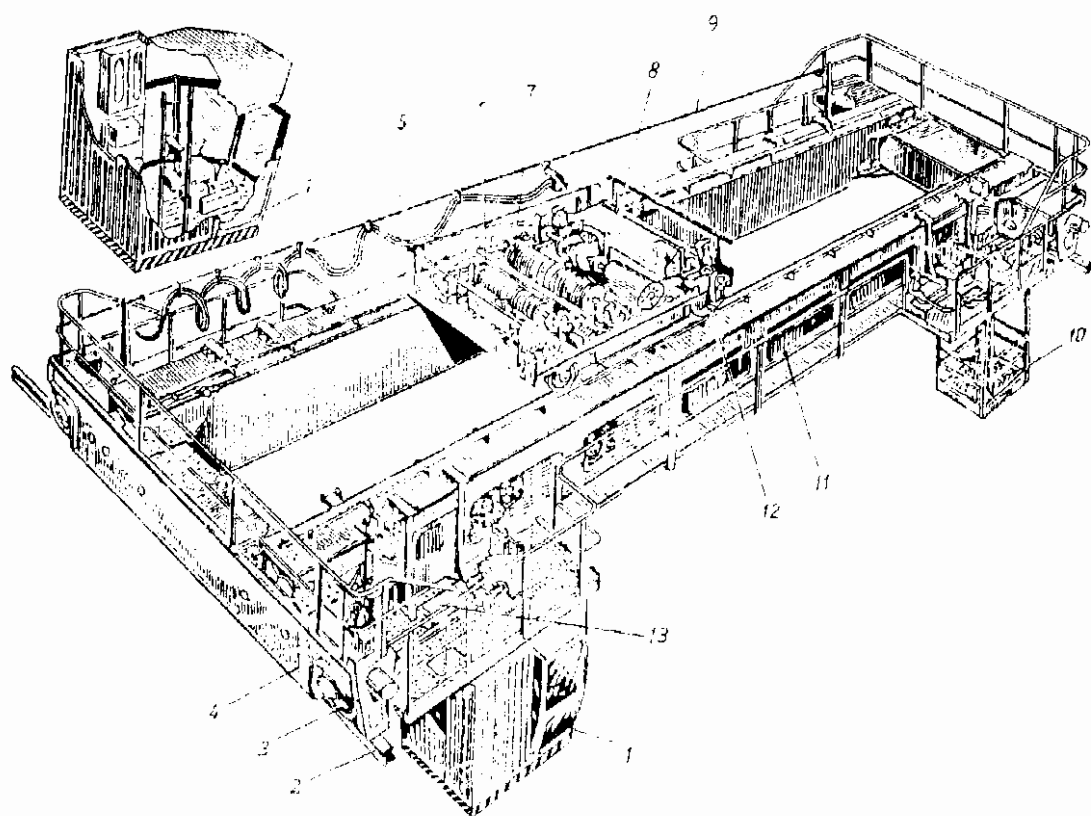
không đảm bảo độ cứng do dầm có khẩu độ lớn thì có thể dùng dầm tăng cứng ở một bên (hình 14.4, c) hoặc cả hai bên dầm cầu (hình 14.4, d). Để tăng khả năng mang tải của dầm cầu, có thể hàn thêm các dãi thép ở phía trên và dưới dầm (hình



Hình 14.4. Dầm cầu của cầu trục một dầm.

14.4, e) hoặc hàn thêm thanh thép chữ U hình 14.4. f) Khi dầm cầu có khẩu độ lớn, người ta có thể dùng hai dầm chữ I chồng lên nhau và liên kết bằng bulông hoặc đinh tán. Dầm cuối của cầu trục một dầm có thể làm dạng hộp hoặc làm từ hai thanh thép chữ U.

Trên hình 14.5 là hình chung của cầu trục hai dầm. Hai đầu của các dầm chính 11 được liên kết cứng với các dầm cuối 4 tạo thành một khung cứng trong mặt phẳng ngang, đảm bảo độ cứng cần thiết của kết cấu thép theo phương đứng và phương ngang. Trên dầm cuối có lắp các bánh xe di chuyển 3 chạy trên ray 2 đặt dọc theo nhà xưởng trên các vai cột. Khoảng cách theo phương ngang giữa tâm các ray 2 được gọi là khẩu độ của cầu trục. Chạy dọc theo các đường ray trên dầm chính là xe con 8. Trên xe con đặt cơ cấu nâng 7, cơ cấu di chuyển xe con 12. Tùy theo công dụng của cầu trục mà trên xe con có một hoặc hai cơ cấu nâng. Trường hợp có hai cơ cấu nâng thì cơ cấu 7 được gọi là cơ cấu nâng chính còn cơ cấu nâng phụ 6 có tải trọng nâng nhỏ hơn. Cơ cấu di chuyển cầu trục 13 được đặt trên kết cấu dầm cầu. Cabin điều khiển 1 được treo phía dưới dầm cầu. Nguồn điện cung cấp cho động cơ của các cơ cấu được lấy từ đường điện chạy dọc theo nhà xưởng và sàn đứng 10 dùng để phục vụ cho việc kiểm tra, bảo trì đường điện này. Cấp

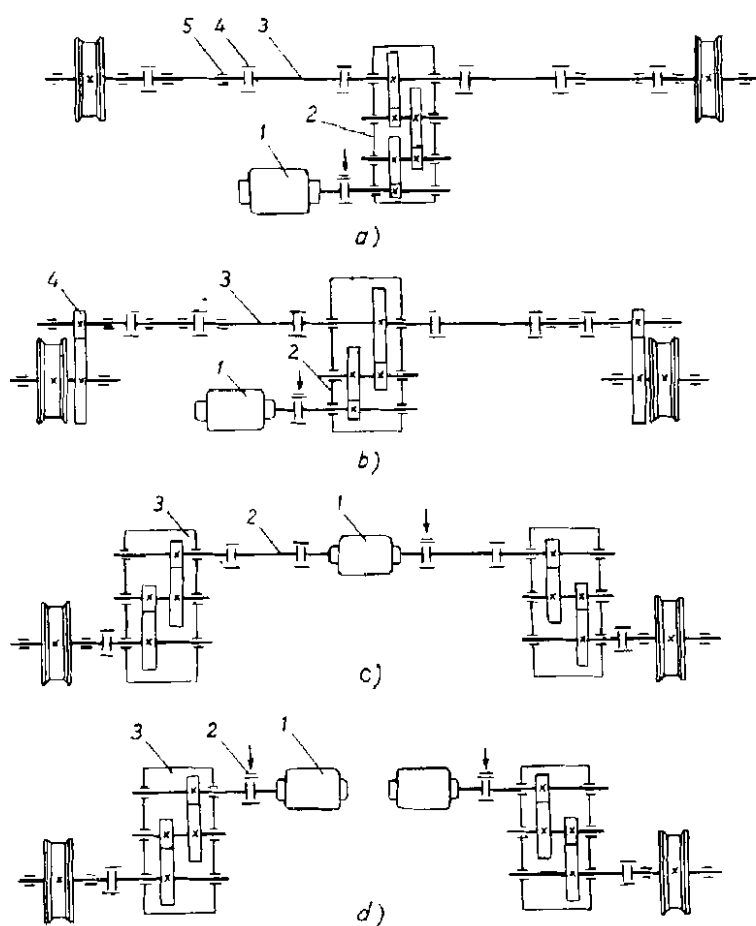


Hình 14.5. Cầu trục hai dầm.

điện 5 được treo trên dây 9 để cấp điện cho các động cơ đặt trên xe con. Ngoài ra, trên phần kết cấu thép của cầu trục còn có phần sàn đứng với lan can để có thể đi lại khi kiểm tra, bảo trì, sửa chữa.

Dầm chính của cầu trục hai dầm được chế tạo dưới dạng hộp hoặc dầm không gian. Dầm dầm không gian tuy có nhẹ hơn dầm hộp song khó chế tạo và thường chỉ dùng cho cầu trục có tải trọng nặng và khẩu độ lớn. Dầm cuối của cầu trục hai dầm thường được làm dưới dạng hộp và liên kết với các dầm chính bằng bulông hoặc hàn.

Cơ cấu di chuyển cầu trục có thể thực hiện theo hai phương án: dẫn động chung và dẫn động riêng. Trong phương án dẫn động chung, động



Hình 14.6. Các phương án dẫn động cơ cấu di chuyển cầu trục.

ơ dẫn động được đặt ở khoảng giữa dầm cầu và truyền chuyển động tới các bánh xe chủ động ở hai bên ray nhờ các trục truyền. Trục truyền có thể là trục quay chậm, quay nhanh và quay trung bình (hình 14.6, a, b, c). Ở phương án dẫn động riêng (hình 14.6, d), mỗi bánh xe hoặc cụm bánh xe chủ động được trang bị một cơ cấu dẫn động.

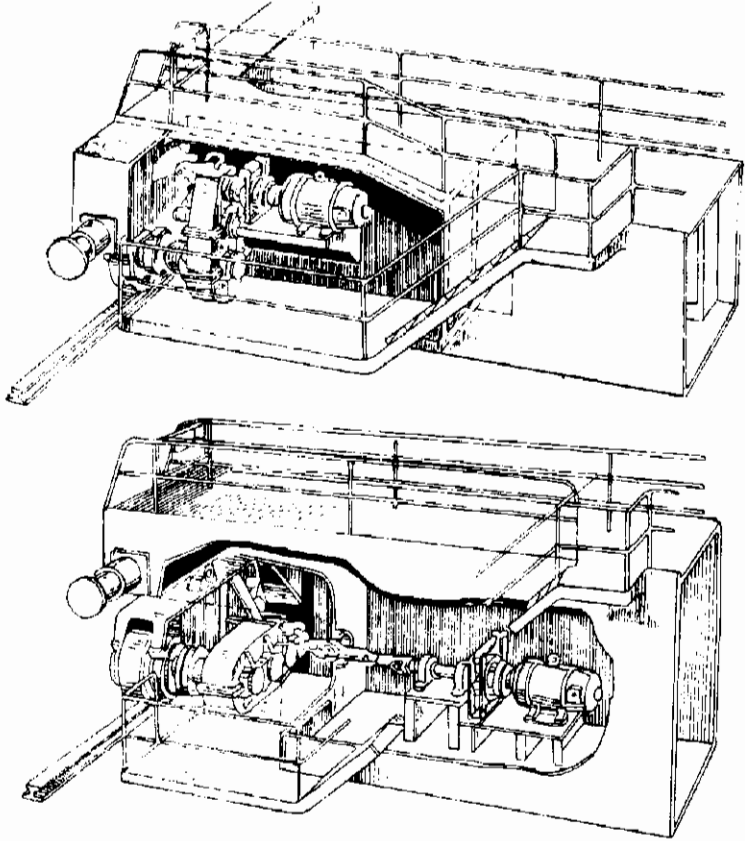
Cơ cấu di chuyển dẫn động chung với trục truyền quay chậm (hình 14.6, a) gồm động cơ điện 1, hộp giảm tốc 2 và các đoạn trục truyền 3 nối với nhau và nối với trục ra của hộp giảm tốc bằng các khớp nối 4. Trục truyền tựa trên các gối đỡ 5 bằng ổ bi. Do phải truyền mômen xoắn lớn nên trục truyền, khớp nối và ổ bi có kích thước rất lớn, đặc biệt khi cầu trục có tải trọng nặng và khẩu độ dầm lớn. Các đoạn trục truyền có thể là trục đặc hoặc trục rỗng. So với trục đặc tương đương, trục rỗng có trọng lượng nhỏ hơn 15 - 20%. Phương án này được sử dụng tương

đối phổ biến trong các cầu trục có công dụng chung có khẩu độ không lớn, đặc biệt là các cầu trục có kết cấu dàn không gian có thể bố trí dễ dàng các bộ phận của cơ cấu.

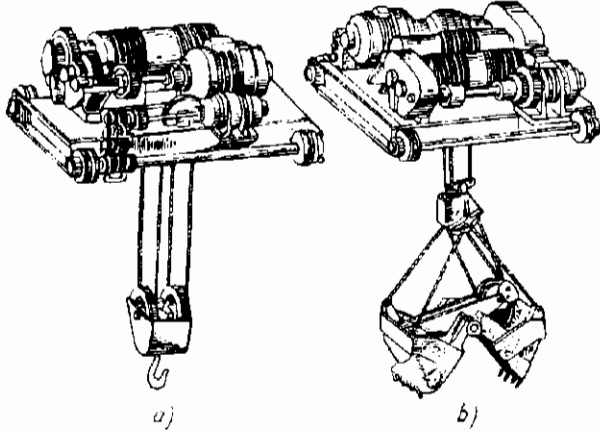
Cơ cấu di chuyển dẫn động chung với trục truyền quay trung bình (hình 14.6, b) có trục truyền 3 truyền chuyển động đến bánh xe di chuyển cầu trục qua cặp bánh răng hở 4. Vì vậy mà mômen xoắn trên trục truyền nhỏ hơn so với trục truyền chậm và kích thước của nó cũng nhỏ hơn.

Cơ cấu di chuyển dẫn động chung với trục truyền quay nhanh (hình 14.6, c) có trục truyền 2 được nối trực tiếp với trục động cơ và vì vậy nó có đường kính nhỏ hơn 2 - 3 lần và trọng lượng nhỏ hơn 4 - 6 lần so với trục truyền quay chậm. Tuy nhiên, do quay nhanh mà nó đòi hỏi chế tạo và lắp ráp chính xác.

Cơ cấu di chuyển dẫn động riêng (hình 14.6, d) gồm hai cơ cấu như nhau dẫn động cho các bánh xe chủ động ở mỗi bên ray riêng biệt. Công suất mỗi động cơ thường lấy bằng 60% tổng công suất yêu cầu. Phương án này tuy có sự xô lệch dầm cầu khi di chuyển do lực cản ở hai bên ray không đều song do gọn nhẹ, dễ lắp đặt, sử dụng và bảo dưỡng mà



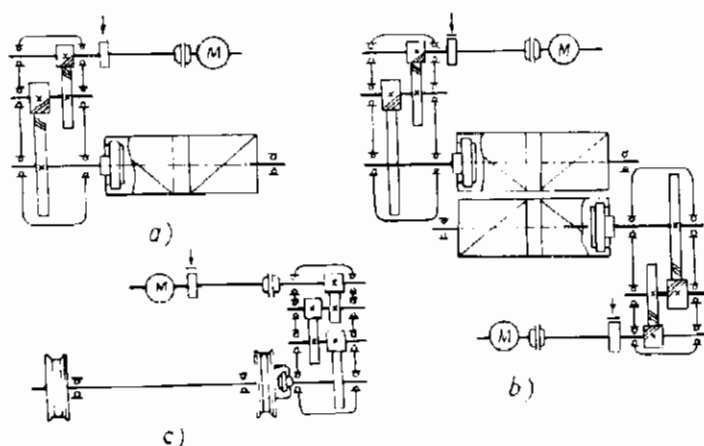
Hình 14.7. Cơ cấu di chuyển cầu trục dẫn động riêng.



Hình 14.8. Xe con của cầu trục:
a) Với móc treo; b) Với gầu ngoạm.

ngày càng được sử dụng phổ biến hơn, đặc biệt là trong những cầu trục có khẩu độ trên 15m. Trên hình 14.7 là hình chung của các cơ cấu di chuyển dẫn động riêng đặt trên kết cấu thép của dầm cầu.

Trên xe con của cầu trục có các cơ cấu nâng vật và cơ cấu di chuyển xe con. Trên hình 14.8 là hình chung xe con của cầu trục với móc treo và với gầu ngoạm. Xe con cầu trục với gầu ngoạm khác với loại dùng móc treo ở chỗ nó có tốc độ nâng hạ gầu lớn hơn để lưới gầu có thể an sâu vào đồng vật liệu và tăng năng suất.



Hình 14.9. Sơ đồ dẫn động các cơ cấu trên xe con:
a) Cơ cấu nâng với móc treo; b) Cơ cấu nâng với gầu ngoạm; c) Cơ cấu di chuyển xe con.

Để đảm bảo cho xe con có thể di chuyển tốt trên dầm cầu, các cơ cấu đặt trên nó phải được sắp đặt sao cho lực nén lên các bánh xe của nó tương đối đều nhau cả khi có tải và không tải. Độ chênh lệch nén bánh xe di chuyển xe con thường không được vượt quá 20%. Cơ cấu nâng của cầu trục thường dùng tang kép có xẻ rãnh với palang kép. Cơ cấu di chuyển xe con thường dùng hộp giảm tốc đứng và dẫn động chung cho cả hai bên ray đặt trên các dầm cầu. Sơ đồ dẫn động các cơ cấu trên xe con của cầu trục cho ở hình 14.9.

§14.3. ĐẶC ĐIỂM TÍNH TOÁN CẦU TRỤC

1. Trình tự tính toán chung cầu trục

Cầu trục được tính toán, thiết kế theo các bước tính toán chung sau

a) Xác định các thông số cơ bản của cầu trục như tải trọng nâng, chiều cao nâng, khẩu độ dầm cầu, các tốc độ nâng hạ vật, di chuyển cầu trục, di chuyển xe con, chế độ làm việc và các điều kiện làm việc cụ thể của cầu trục (môi trường làm việc, loại hàng cần bốc dỡ v.v.). Từ các thông số cơ bản và điều kiện làm việc cụ thể của cầu trục, ta có thể phân tích và chọn phương án thiết kế.

b) Xác định các kích thước hình học của các bộ phận trên cầu trục và tải trọng tính toán.

- Các kích thước hình học và trọng lượng bản thân các bộ phận của cầu trục có thể xác định sơ bộ theo các công thức kinh nghiệm hoặc từ các loại cầu trục đã có tương đương. Các thông số này được kiểm tra chính xác lại sau khi thiết kế cầu trục.

- Ngoài trọng lượng bản thân, các tải trọng tác dụng lên cầu trục cần xác định là: trọng lượng vật nâng cùng thiết bị mang vật, các tải trọng do dốc, quán tính và các tải trọng đặc biệt khác như tải trọng lắp dựng, động đất v.v.. Tải trọng gió cần được tính toán theo các phương khác nhau và với áp lực gió trong điều kiện làm việc bình thường, áp lực gió lớn nhất trong điều kiện làm việc và áp lực gió trong trạng thái không làm việc nếu cầu trục hoạt động ngoài trời.

- Xác định lực nén bánh của các bánh xe di chuyển cầu trục và di chuyển xe con.

c) Xác định các vị trí tính toán và tổ hợp tải trọng. Các vị trí tính toán và tổ hợp tải trọng phải được xây dựng phù hợp với quá trình làm việc của bộ phận hay chi tiết được tính.

d) Thiết kế các cơ cấu công tác của cầu trục như cơ cấu nâng cùng thiết bị mang vật, cơ cấu di chuyển xe con và cầu trục.

e) Tính toán kết cấu thép của cầu trục và các chi tiết liên kết giữa các bộ phận của cầu trục.

f) Thiết kế hệ thống điện điều khiển cho các cơ cấu công tác, hệ thống điện chiếu sáng và thiết kế cabin điều khiển (nếu có).

g) Thiết kế các thiết bị an toàn cơ - điện của cầu trục như thiết bị hạn chế tải trọng nâng, thiết bị hạn chế chiều cao nâng, các công tắc hạn chế hành trình di chuyển của cầu trục và xe con, các giảm chấn và thiết bị kẹp ray nếu cầu trục làm việc ngoài trời.

Nội dung các bước tính toán trên được giới thiệu ở phần I và II của tài liệu này và các tài liệu chuyên ngành khác về trang bị điện, kết cấu thép máy nâng v.v..

Sau đây xin giới thiệu một số đặc điểm tính toán riêng của cầu trục.

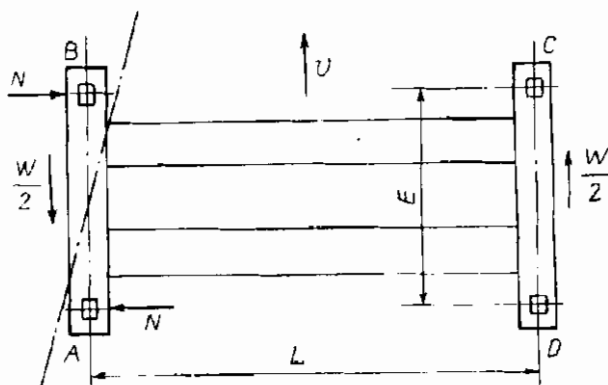
2. Xác định khoảng cách giữa các bánh xe di chuyển cầu trục trên dầm cuối

Xét cầu trục tựa trên bốn bánh xe di chuyển A, B, C, D có khẩu độ L (hình 14.10). Ta cần xác định khoảng cách E giữa các bánh xe trên dầm cuối.

Do khẩu độ L lớn hơn nhiều lần so với khoảng cách E và lực cân không đều ở hai bên ray cùng các nguyên nhân do chế tạo, lắp đặt và dẫn động mà có thể xảy ra hiện tượng cầu trục đang chạy thì một bên bị xô lệch. Hiện tượng đó làm cho thành bánh xe tiếp xúc với cạnh đường ray sinh ra lực cân phụ W , làm tăng tải

trọng tác dụng lên cầu trục. Để thắng lực cản phụ đó, động cơ dẫn động phải phát sinh thêm lực dẫn động bằng W và lực dẫn động này được phân đều cho hai bên ray, mỗi bên $\frac{W}{2}$.

Như vậy nếu bên bị xô lệch là bên ray AB thì tại đây có lực cản phụ W và lực dẫn động $\frac{W}{2}$ và do vậy vẫn tồn tại lực cản phụ $\frac{W}{2}$ tác dụng ngược chiều chuyển động. Bên ray không bị xô lệch CD được tăng thêm lực dẫn động $\frac{W}{2}$ theo chiều chuyển động. Các lực ở hai bên ray ngược chiều nhau tạo thành mômen xô lệch $M = \frac{WL}{2}$. Mômen này làm phát sinh ra phản lực phụ N giữa thành bánh xe và cạnh ray:



Hình 14.10. Sơ đồ cầu trục để xác định khoảng cách E .

$$N = \frac{M}{E} = \frac{WL}{2E} \quad (14.1)$$

Nếu N quá lớn sẽ làm cho bánh xe không quay mà chỉ trượt. Để loại trừ khả năng này, ta phải đảm bảo lực dẫn động ở mỗi bên ray thắng lực cản do ma sát khi có lực N .

$$\begin{aligned} \frac{W}{2} &\geq N \cdot f, \\ \frac{W}{2} &\geq \frac{WL}{2E} \cdot f, \\ \frac{E}{L} &\geq f, \end{aligned} \quad (14.2)$$

trong đó: f - hệ số ma sát giữa thành bánh xe và cạnh ray. Trong tính toán thường lấy $f = \frac{1}{5} \div \frac{1}{7}$.

3. Đặc điểm tính toán dầm chính của cầu trục

Kích thước mặt cắt tiết diện của dầm chính phải đủ lớn để đảm bảo độ bền và độ cứng. Đặc biệt, dầm cần phải đảm bảo các yêu cầu về độ cứng tĩnh và độ cứng động như sau

a) Độ võng tĩnh lớn nhất của dầm cầu dưới tác dụng của trọng lượng xe con và tải trọng nâng danh nghĩa cùng thiết bị mang vật đặt ở giữa dầm không được vượt quá giá trị cho phép: $\frac{1}{400}L$ đối với cầu trục dẫn động tay; $\frac{1}{500}L$ đối với cầu trục một dầm dẫn động máy và $\frac{1}{700}L$ đối với cầu trục hai dầm dẫn động máy.

b) Đối với cầu trục có dầm hộp, phải kiểm tra thời gian dao động tắt dần của kết cấu thép theo điều kiện sau:

$$t_{td} = \frac{\ln 2f_1}{p \cdot \delta} \leq 15 \text{ s}, \quad (14.3)$$

trong đó: f_1 - độ võng tĩnh của dầm cầu tại tiết diện giữa dầm, cm;

δ - hệ số lôga giảm dao động, thường lấy $\delta = 0,05 \div 0,07$ tùy thuộc vào chiều cao dầm;

p - tần số dao động riêng của dầm cầu, Hz

$$p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_0}{m}}, \quad (14.4)$$

trong đó: k_0 - độ cứng của dầm cầu, kG/cm;

m - khối lượng quy dẫn của dầm cầu, kG.s²/cm.

$$k_0 = \frac{48EJ}{L^3}, \quad (14.5)$$

$$m = \frac{17}{35} \cdot \frac{G_d}{g} + \frac{G_x}{2g}. \quad (14.6)$$

Trong các công thức (14.5) và (14.6):

E - môđun đàn hồi của vật liệu chế tạo dầm, $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kG/cm}^2$;

J - mômen quán tính của tiết diện giữa dầm cầu, cm⁴;

L - khẩu độ dầm cầu, cm;

G_d - trọng lượng của một dầm cầu, kG;

G_x - trọng lượng xe con, kG;

g - gia tốc rơi tự do, $g = 981 \text{ cm/s}^2$.

4. Tính trực truyền của cơ cấu di chuyển

Trực truyền của cơ cấu di chuyển cầu trục phải được tính đầy đủ các phép tính trực thông thường như tính sơ bộ, tính độ bền, tính độ bền mỏi. Ngoài ra, tùy theo điều kiện làm việc của trực truyền mà phải kiểm tra thêm về độ cứng xoắn và dao động.

a) Xác định mômen xoắn tính toán

Cơ cấu di chuyển dẫn động chung dùng hai trục truyền sang hai bên ray. Vì tải trọng không phân bố đều ở hai bên nên mômen xoắn cũng không phân bố đều trên hai trục truyền và mômen xoắn tính toán được lấy trên trục có mômen xoắn lớn nhất. Xét cầu trục tựa trên bốn bánh xe A, B, C, D (hình 14.10) và xe con đặt ở đầu AB là đầu có cabin điều khiển. Khi đó lực nén lên các bánh xe A, B là lớn nhất và mômen xoắn tính toán được tính theo công thức:

$$M_x = M_0 \cdot \frac{N_A + N_B}{N_A + N_B + N_C + N_D}, \quad (14.7)$$

trong đó: M_0 - mômen xoắn tổng;

N_A, N_B, N_C, N_D - lực nén lên các bánh xe A, B, C, D khi xe con ở vị trí ngoài cùng đầu AB .

b) Kiểm tra góc xoắn của trục truyền

Do trục truyền có chiều dài rất lớn so với đường kính của nó nên góc xoắn của nó có thể rất lớn, đặc biệt là đối với trục truyền chậm có mômen xoắn lớn. Để tránh hiện tượng giảm tải do biến dạng khi truyền mômen xoắn M_x và tránh gây xô lệch cầu trục, góc xoắn của trục truyền không được vượt quá $\frac{1}{3}$ độ trên 1m chiều dài. Góc xoắn tổng của trục truyền có chiều dài l , m, và đường kính không đổi được xác định theo công thức

$$\varphi_x = \frac{M_x \cdot l}{G \cdot J_p}, \quad (14.8)$$

trong đó: G - môđun chống xoắn;

J_p - mômen quán tính đặc cực, đối với trục đặc có đường kính d thì

$J_p \approx 0,1d^4$, đối với trục rỗng có đường kính trong và ngoài d_i, d_n thì $J_p \approx 0,1(d_n^4 - d_i^4)$.

c) Kiểm tra ổn định khi dao động

Khi trục truyền quay nhanh, dễ có khả năng mất ổn định do dao động, tức dễ sinh ra hiện tượng cộng hưởng. Nguyên nhân cộng hưởng là tần số góc cưỡng bức từ động cơ truyền tới xấp xỉ bằng tần số dao động tự do của trục truyền. Tần số dao động riêng của trục truyền là $\omega = \frac{\lambda^2 \sqrt{EJ}}{l^2 m}$, s^{-1} . Từ ω ta có thể xác định được số vòng quay tới hạn đối với trục truyền quay nhanh:

$$n_{th} = \frac{30 \lambda^2}{\pi l^2} \sqrt{\frac{EJ}{m}}, \text{ vg/ph} \quad (14.9)$$

trong đó: λ - thông số dao động riêng của trục, phụ thuộc vào kết cấu nối đầu trục, lấy theo bảng 14.1;

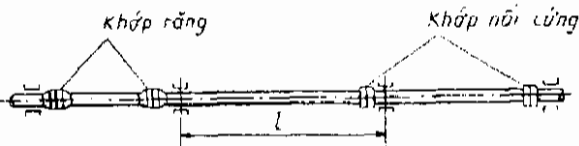
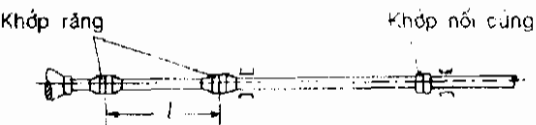
l - chiều dài của đoạn trục truyền, cm;

E - môđun đàn hồi, kG/cm²;

J - mômen quán tính tiết diện trục, cm⁴;

$m = \frac{G}{gl}, \frac{\text{kG.s}^2}{\text{cm}^2}$ - khối lượng phân bố của trục truyền với G , kG- trọng lượng trục truyền; $g = 981 \text{ cm/s}^2$

Bảng 14.1. Thông số dao động riêng của trục λ

Kết cấu nối đầu trục	λ
	3,28
	3,18
	3,14

Trục truyền sẽ làm việc ổn định, an toàn khi thỏa mãn điều kiện sau:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{n_{th}}{n} \geq 1,2, \\ \frac{n_{tt}}{\frac{1}{2}n_{th}} \geq 1,2. \end{array} \right. \quad (14.10)$$

trong đó; n - số vòng quay tính toán của trục nhận từ động cơ dẫn động;

n_{tt} - số vòng quay thực tế của trục.

Để tính toán sơ bộ có thể dùng công thức

$$n_{th} = 1210 \frac{d}{l^2}, \text{ vg/ph}$$

trong đó: d - đường kính trục, cm;

l - chiều dài đoạn trục, m.

§15.1. CẤU TẠO CỔNG TRỤC

1. Giới thiệu chung

Cổng trục là một loại cầu trục kiểu cầu có dầm cầu đặt trên các chân cổng với các bánh xe di chuyển trên ray đặt ở dưới đất.

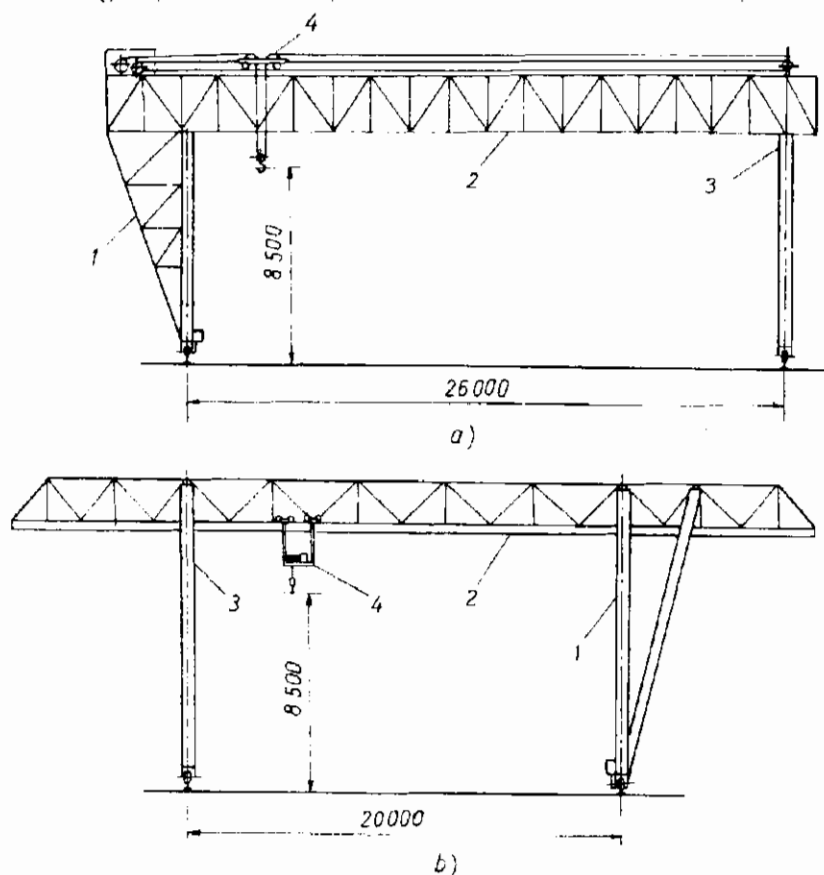
Theo công dụng có thể phân thành cổng trục có công dụng chung hay còn gọi là cổng trục dùng để xếp dỡ, cổng trục dùng để lắp ráp trong xây dựng và cổng trục chuyên dùng.

Cổng trục có công dụng chung có tải trọng nâng 3,2 - 10 t khẩu độ dầm cầu 10 - 40m, chiều cao nâng 7 - 16 m. Cổng trục dùng để lắp ráp trong xây dựng có tải trọng nâng 50 - 400 t, khẩu độ dầm đến 80 m và chiều cao nâng đến 30 m. Cổng trục dùng để lắp ráp có tốc độ nâng, di chuyển xe con và di chuyển cổng trục nhỏ hơn so với cổng trục có công dụng chung. Đặc biệt nó có tốc độ chậm dùng khi lắp ghép: nâng hạ vật 0,05 - 0,1 m/ph và di chuyển xe con, cổng trục 0,1 m/ph.

Cổng trục có công dụng chung dùng để bốc dỡ, vận chuyển hàng thể khối, vật liệu rời trong các kho bãi bến cảng hoặc nhà ga đường sắt. Cổng trục dùng để lắp ráp được dùng trong lắp ráp thiết bị trong nhiều lĩnh vực, đặc biệt trong các công trình năng lượng và lắp ghép các công trình giao thông. Thiết bị mang vật của cổng trục thường là móc treo, gầu ngoạm hoặc nam châm điện. Cổng trục chuyên dùng thường được sử dụng để phục vụ trong nhà máy thủy điện.

Theo kết cấu thép có loại cổng trục không có côngxôn (hình 15.1, a), cổng trục có một đầu côngxôn, cổng trục có hai đầu côngxôn (hình 15.1, b). Kết cấu dầm cầu và chân cổng cũng rất đa dạng. Dầm cầu có thể được chế tạo dưới dạng dầm hộp hàn, dầm ống, dầm dàn không gian và có thể là một dầm hoặc hai dầm. Ray di chuyển xe con trên dầm cầu có thể đặt ở phía trên hoặc treo ở phía dưới dầm. Chân cổng thường có một chân "cứng" (có kết cấu hộp hoặc dàn không gian và liên kết cứng với dầm cầu) và một chân "mềm" (có kết cấu ống hoặc dàn phẳng và liên kết khớp với dầm cầu). Chân mềm có liên kết khớp với dầm cầu để đảm bảo cho kết cấu là một hệ tĩnh định, nó có thể lắc quanh trục thẳng đứng đến 5° để bù trừ các sai lệch của kết cấu và đường ray do chế tạo và lắp đặt và ảnh hưởng của biến dạng do nhiệt độ. Như vậy chân mềm của cổng trục có tác dụng giảm ma sát thành

bánh xe với đường ray, giảm tải trọng xô lệch và tránh khả năng kẹt bánh xe di chuyển trên ray. Các cổng trục có khẩu độ dầm dưới 25 m có thể chế tạo cả hai chân cổng có liên kết cứng với dầm và như vậy giảm nhẹ công chế tạo và lắp dựng cổng trục. Đối với cổng trục hàng nặng có tải trọng nâng lớn trên 100 t, đường ray di chuyển cổng trục thường là hai ray cho mỗi chân cổng và các cụm bánh xe di chuyển cổng trục được đặt trên cầu cân bằng để đảm bảo cho chúng có lực nén bánh đều nhau. Cổng trục loại này thường được trang bị thêm cơ cấu nâng phụ chạy dọc theo ray treo ở phía dưới dầm cầu.



Hình 15.1. Hình chung của cổng trục:

a) Loại không có côngxôn; b) Loại có hai đầu côngxôn;
1- chân cứng; 2- dầm cầu; 3- chân mềm; 4- xe con; loại tựa (hình a), loại treo (hình b).

Xe con của cổng trục có thể là một palang điện hoặc tời treo chạy trên ray treo và có thể là một xe con giống như trong cầu trục. Cơ cấu nâng và cơ cấu di chuyển xe con có thể được đặt trên kết cấu thép của cổng trục, dẫn động xe con nhờ cáp kéo.

2. Kết cấu thép của cổng trục

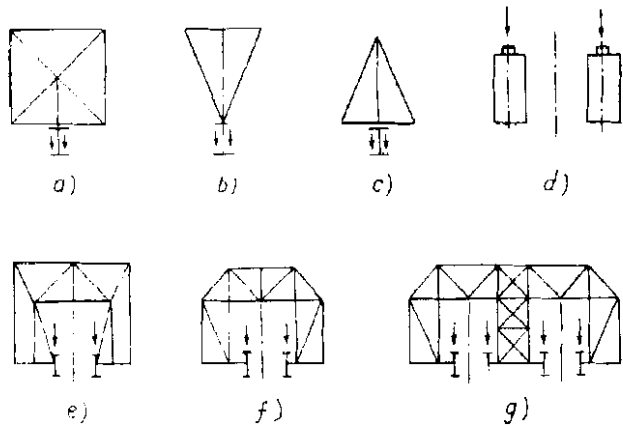
Kết cấu thép của cổng trục bao gồm dầm cầu và các chân cổng. Các dạng mặt cắt dầm cầu của cổng trục cho ở hình 15.2.

Dạng cổng trục một dầm có kết cấu dầm không gian khép kín (hình 15.2, a, b, c) được sử dụng rất phổ biến với tải trọng nâng 5 - 10 t. Trong các trường hợp này thường sử dụng palang điện chạy trên ray treo đặt phía dưới dầm. Một số trường

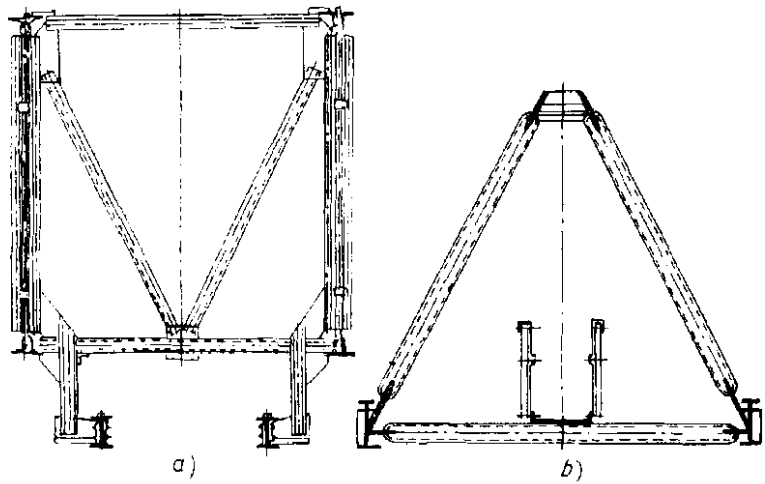
hợp dùng xe con chạy dọc theo hai ray đặt phía dưới dầm (hình 15.2, e, f và hình 15.3). Dầm cầu dạng dầm không gian thường có thêm các thanh xiên phía trong dầm để tăng cứng.

Cống trục có tải trọng nâng lớn thường là loại hai dầm hộp và ray di chuyển xe con thường đặt phía trên dầm cầu (hình 15.2, d). Loại này thường dùng xe con kiểu cầu trục hai dầm. Trên hình 15.4 là mặt cắt dầm cầu của công trục hai dầm dạng hộp có tải trọng nâng lớn. Dạng mặt cắt cho ở hình 15.2, g là dầm cầu của cầu xếp dỡ - một loại cần trục kiểu cầu có kết cấu như công trục song khâu độ dầm và các tốc độ lớn hơn công trục.

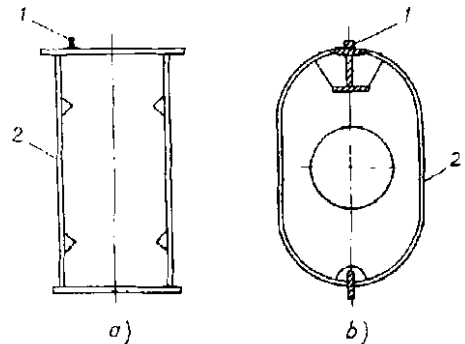
Chân công có kết cấu hộp hoặc dầm. Trên hình 15.5 là chân cứng của công trục có dạng hộp và mặt cắt dầm cầu. Với kết cấu này, công trục có thể có một hoặc hai đầu côngxôn. Chân công có kết cấu dầm cùng dầm cầu dạng dầm không gian (một dầm) cho ở hình 15.6. Trong trường hợp này xe con di chuyển dọc theo ray ở phía trên dầm cầu. Vật nâng được treo trên các palang cáp ở hai bên dầm và nối với nhau bởi dầm ngang 7. Loại công trục này thường không có côngxôn.



Hình 15.2. Các dạng mặt cắt dầm cầu của công trục.

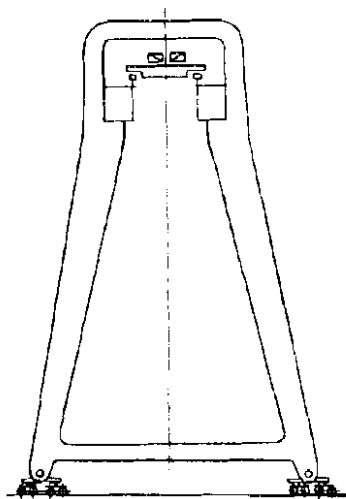


Hình 15.3. Mặt cắt dầm cầu của công trục một dầm:
a) Dầm chữ nhật làm từ thép góc; b) Dầm tam giác làm từ thép ống.

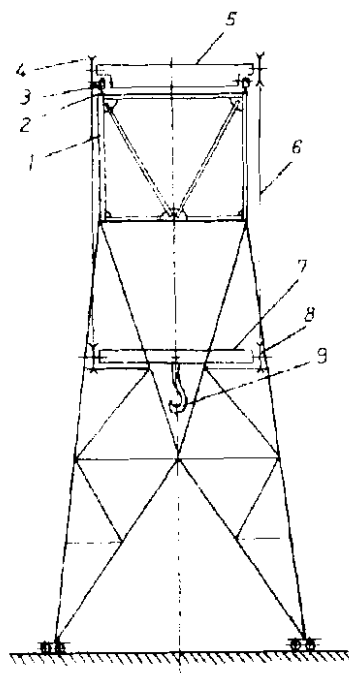


Hình 15.4. Mặt cắt dầm cầu dạng hộp:
a) Hình chữ nhật; b) Hình oval;
1- ray di chuyển xe con; 2- thành hộp.

Cabin điều khiển cổng trục có thể đặt cố định tại chân cứng của cổng trục hoặc gắn trên xe con và di chuyển cùng xe con.



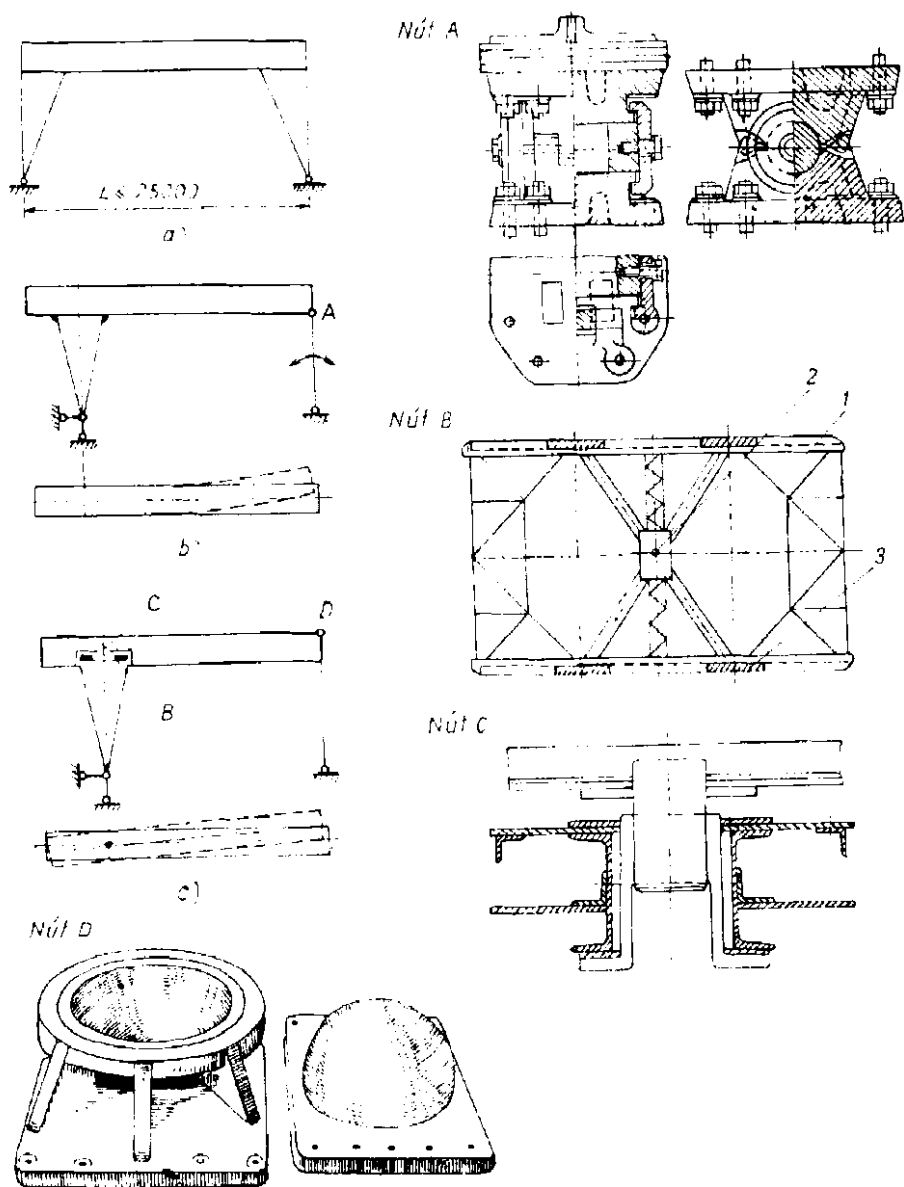
Hình 15.5. Chân cổng và dầm hộp, loại hai dầm.



Hình 15.6. Chân cổng và dầm dạng dầm, loại một dầm:

1- dầm; 2- ray; 3- bánh xe; 4, 8- các puly của palăng cáp; 5- xe con; 6- cáp; 7- dầm ngang; 9- móc treo.

Cổng trục có khẩu độ dưới 25 m có thể được chế tạo với cả hai chân cứng (hình 15.7, a). Cổng trục có khẩu độ lớn thường có một chân cổng liên kết cứng với dầm và chân cổng kia liên kết khớp với dầm. Trên hình 15.7, b, c là hai sơ đồ liên kết chân cổng với dầm cầu. Sơ đồ hình 15.7, b có chân cổng bên trái liên kết cứng với dầm còn chân cổng bên phải liên kết với dầm nhờ khớp xoay hình trụ (nút A) với trục xoay nằm trong mặt phẳng ngang. Với sơ đồ này, chân mềm có thể lác quanh trục thẳng đứng tới 5 độ về cả hai phía và góc lác cho phép được khống chế bởi khe hở giữa vỏ khớp phía dưới và phía trên. Trong trường hợp này, khi cổng trục bị xô lệch do hai bên có tốc độ không đều nhau thì dầm cầu bị uốn trong mặt phẳng ngang. Nhược điểm này được khắc phục trong sơ đồ hình 15.7, c. Chân cứng bên trái liên kết với dầm bằng gối trượt (nút B) cho phép dầm có thể xoay tương đối quanh vị trí thẳng đứng (nút C). Chân mềm bên phải liên kết với dầm bằng khớp cầu (nút D) cho phép xoay theo hướng bất kỳ. Khi cổng trục bị xô lệch thì dầm cầu không bị uốn và hoàn toàn tránh được khả năng kẹt.



Hình 15.7. Các sơ đồ liên kết chân cổng với dầm cầu.

3. Xe con của cổng trục

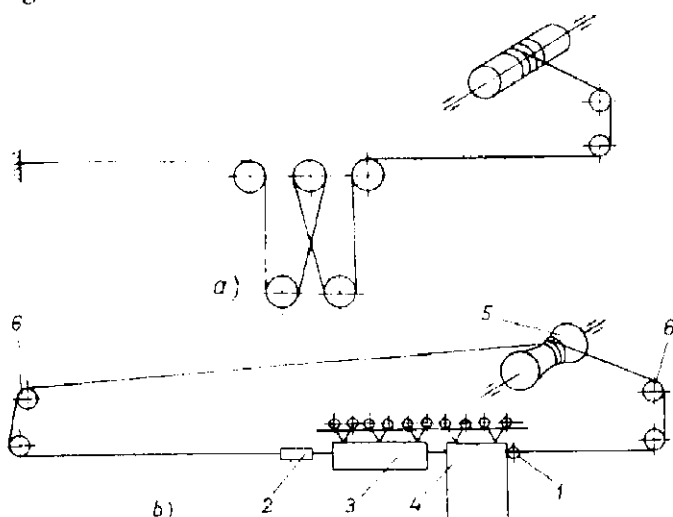
Kết cấu xe con của cổng trục rất đa dạng tùy thuộc vào kết cấu dầm cầu và tải trọng nâng của cổng trục.

Cổng trục một dầm có tải trọng nâng nhỏ thường dùng palang điện chạy dọc theo ray treo ở dưới dầm. Loại cổng trục này được điều khiển từ cabin hoặc bằng hộp nút bấm từ dưới nền.

Cổng trục hai dầm có tải trọng nâng lớn thường dùng xe con như của cầu trục hai dầm chạy trên các ray đặt phía trên mỗi dầm. Một số cổng trục có xe con tựa hoặc treo trên hai ray đặt phía dưới dầm. Theo cách dẫn động có loại xe con tự

hành và xe con di chuyển nhờ cáp kéo. Xe con tự hành có cơ cấu nâng vật và có cơ cấu di chuyển xe con giống như của cầu trục hai dầm.

Cơ cấu di chuyển xe con bằng cáp kéo thường đặt ngoài xe con (trên kết cấu thép của cổng trục). Sơ đồ mắc cáp cơ cấu di chuyển xe con cho ở hình 15.8, b. Tang của cơ cấu di chuyển này có thể là tang thường hoặc tang ma sát. Trên sơ đồ hình 15.8, b tang ma sát 5 có thể truyền lực bằng ma sát nhờ các thiết bị đảm bảo độ căng cần thiết của cáp kéo 1 và 2. Cabin điều khiển 4 có thể được gắn trên xe con và di chuyển cùng nó.



Hình 15.8. Sơ đồ mắc cáp trên xe con di chuyển bằng cáp kéo:

- a) Cơ cấu nâng vật; b) Cơ cấu di chuyển xe con;
 1, 2- các thiết bị điều chỉnh lực căng cáp kéo xe con;
 3- xe con; 4- cabin; 5- tang của cơ cấu di chuyển;
 6- các pully đổi hướng cáp.

Cơ cấu nâng của cổng trục cũng có thể được đặt trên xe con hoặc ngoài xe con (trên kết cấu thép của cổng trục). Khi đặt ngoài xe con, để đảm bảo chiều cao nâng không đổi khi xe con di chuyển, cáp nâng vật qua các pully trên xe con và trên cụm móc treo và sau đó đi ra khỏi xe con về phía cuối dầm cầu và đầu cáp được cố định ở dầm cuối (hình 15.8, a). Phương án mắc cáp này của xe con di chuyển bằng cáp kéo cho phép giảm đáng kể kích thước và trọng lượng của xe con và do đó trọng lượng dầm cầu cũng giảm đến 20%. Nhược điểm của phương án mắc cáp này là cáp nâng có thể có độ võng rất lớn khi xe con di chuyển không có tải trọng nâng. Để khắc phục nhược điểm này, người ta làm các con lăn đỡ cáp nâng và tăng trọng lượng của cụm móc treo.

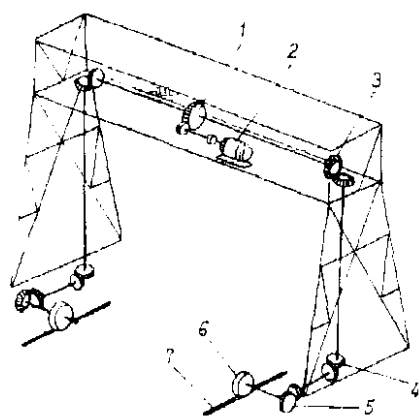
4. Cơ cấu di chuyển cổng trục

Ở một số cổng trục loại nhỏ kiểu cũ, cơ cấu di chuyển cổng dùng phương án dẫn động chung và cơ cấu đặt trên dầm cầu (hình 15.9). Phương án này tuy giảm tải trọng xô lệch cổng song công kênh, khó lắp đặt và đắt nên hiện nay không được dùng. Cổng trục dùng chủ yếu phương án dẫn động riêng cho cơ cấu di chuyển cổng trục. Trên mỗi chân cổng có một cơ cấu di chuyển riêng. Số bánh xe chủ động thường không vượt quá 50% tổng số bánh xe.

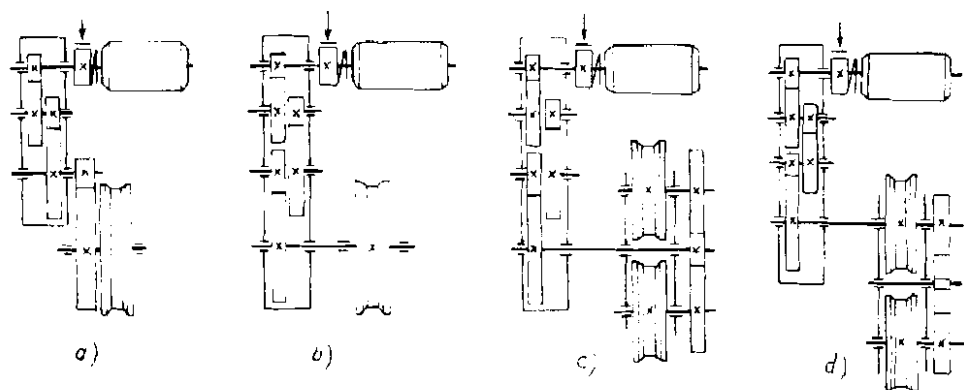
Cổng trục hiện đại thường dùng cơ cấu di chuyển có hộp giảm tốc đặt đứng hoặc hộp giảm tốc trục vít - bánh vít và động cơ điện lắp mặt bích với hộp giảm

tốc. Kết cấu này vừa gọn nhẹ vừa dễ tháo lắp. Cổng trục cỡ lớn thường có chân cổng tựa lên các cụm bánh xe và các bánh xe trong mỗi cụm thường lắp trên cầu cân bằng để đảm bảo lực nén đều lên các bánh xe. Trên hình 15.10 là các sơ đồ dẫn động của cơ cấu di chuyển cổng trục.

Cổng trục chủ yếu làm việc ngoài trời, do đó nó phải được trang bị thiết bị kẹp ray để đề phòng gió to trong trạng thái không làm việc. Thiết bị kẹp ray dẫn động bằng tay làm việc tương đối tin cậy song tốn thời gian và nặng nề, nên hiện nay dùng phổ biến thiết bị kẹp ray dẫn động máy. Loại này hoạt động tự động nhờ tác động của thiết bị đo gió khi áp lực gió vượt qua giá trị cho phép. Tuy nhiên cổng trục vẫn phải có thiết bị kẹp ray dẫn động bằng tay để đề phòng trường hợp thiết bị kẹp ray dẫn động máy bị hỏng.



Hình 15.9. Cơ cấu di chuyển cổng trục dẫn động chung:
1- hộp giảm tốc; 2- động cơ;
3, 4, 5- bộ truyền bánh răng nón;
6- bánh xe di chuyển; 7- ray.



Hình 15.10. Sơ đồ dẫn động của cơ cấu di chuyển cổng trục:
a) Với hộp giảm tốc đứng hai cấp; b) Với hộp giảm tốc đứng ba cấp;
c, d) Với cầu cân bằng.

5. Một số dạng kết cấu đặc biệt của cổng trục

a) Cổng trục tự động

Lắp dựng cổng trục là một công việc nặng nề và tốn thời gian. Kết cấu cổng trục tự động cho phép giảm nhẹ mức độ nặng nề và rút ngắn thời gian lắp dựng. Loại cổng trục này ngày càng được sử dụng rộng rãi. Sơ đồ lắp dựng loại cổng trục này cho ở hình 15.11 và tải trọng nặng của cổng trục tự động thường không vượt quá 20 t. Dầm cầu của cổng trục được đặt vuông góc với đường ray và kê bằng giá đỡ ở độ cao nhất định. Lắp các chân cổng với dầm cầu bằng khớp xoay và các bánh xe di chuyển ở phía dưới chân cổng được đặt lên đường ray. Dùng tời và hệ thống

palang chuyên dùng kéo phần dưới các chân cổng để nâng dầm cầu lên. Khi dầm cầu ở vị trí làm việc thì lắp các thanh giằng cứng của mỗi chân cổng.

Nếu dầm cầu có hình chữ nhật thì khi hai bên chân không kéo đều sẽ làm nghiêng dầm cầu. Để tránh hiện tượng này, người ta dùng các bánh răng ăn khớp tại các khớp xoay để đảm bảo cho hai bên chân cổng có góc nghiêng đều nhau (hình 15.12, a). Trong một số cổng trục tự động, góc nghiêng đều nhau của hai bên chân cổng được đảm bảo bằng các tay đòn đặt chéo nhau (hình 15.12, b).

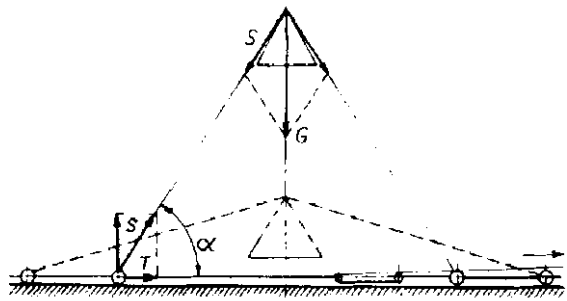
Lực kéo cần thiết để nâng dầm cầu lên được xác định bằng công thức (xem hình 15.11):

$$T = \frac{k \cdot G}{4 \cdot \operatorname{tg} \alpha}, \tag{15.1}$$

trong đó: G - trọng lượng cổng trục khi lắp dựng;

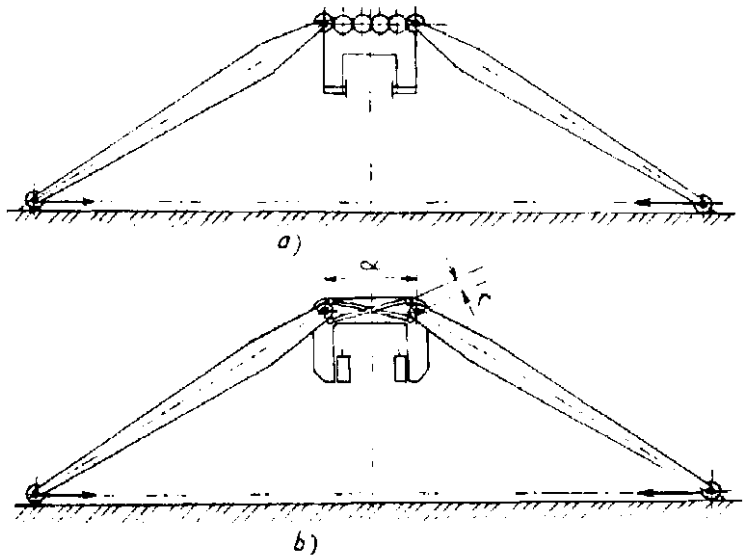
k - hệ số tính đến tổn hao do ma sát, $k = 1,25$.

Với góc α nhỏ, lực kéo T đòi hỏi rất lớn và khi đó lực nén chân cổng $S = T/\cos \alpha$ cũng rất lớn có thể làm hỏng chân cổng trong quá trình lắp dựng. Vì vậy phải kê dầm cầu ở độ cao đủ lớn để có góc α sao cho tới có thể nâng được dầm cầu lên và chân cổng không chịu lực nén quá lớn. Thường lấy $\alpha > 15^\circ$ và giá trị tối ưu của α thường vào khoảng $20 - 25^\circ$.



Hình 15.11. Sơ đồ lắp dựng cổng trục tự động.

Số cổng trục tự động, góc nghiêng đều nhau của hai bên chân cổng được đảm bảo bằng các tay đòn đặt chéo nhau (hình 15.12, b).



Hình 15.12. Chân cổng của cổng trục tự động.

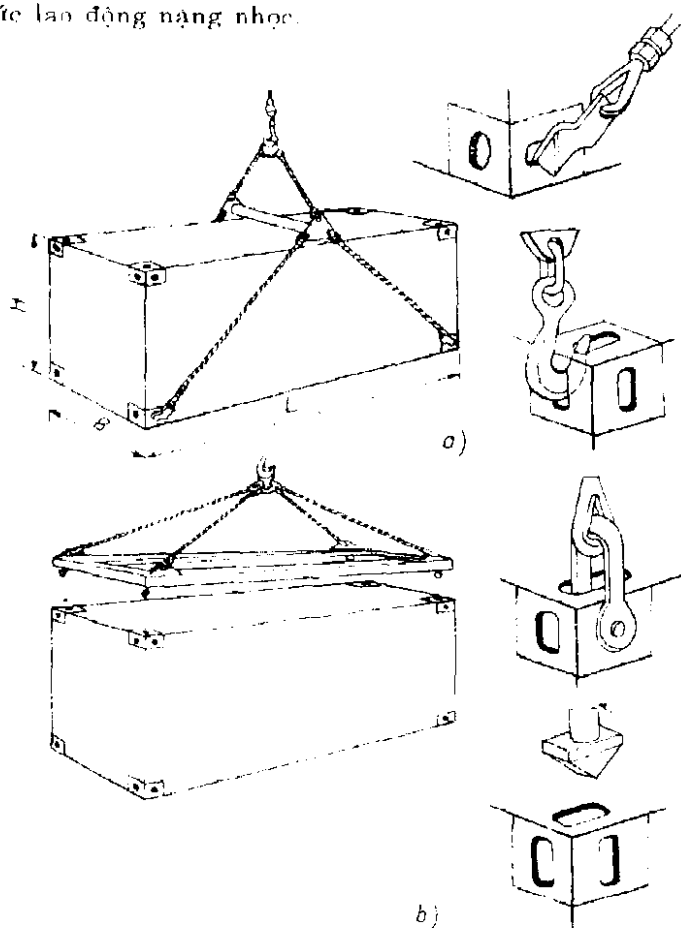
b) Cổng trục xếp dỡ côngtenno

Loại cổng trục này chuyên dùng để xếp dỡ côngtenno trong các nhà ga, bến

cảng, kho bãi. Đặc điểm chính là sử dụng thiết bị mang chuyên dùng rút ngắn thời gian xếp dỡ và giảm nhẹ sức lao động nặng nhọc.

Cổng trục xếp dỡ côngtennơ thường có hai đầu côngxôn. Một đầu côngxôn thường đặt phía nhà kho chứa côngtennơ, đầu kia là bãi để côngtennơ. Phần phía trong các chân cổng có đường ray cho toa tàu hoặc phương tiện giao thông khác vào được để vận chuyển hàng đến hoặc đi.

Tải trọng nặng của cổng trục xếp dỡ côngtennơ thường được chọn theo trọng lượng côngtennơ và thiết bị mang chuyên dùng vì chúng khá nặng. Ví dụ côngtennơ 20 t được treo trên thiết bị mang chuyên dùng nặng 3 t và như vậy cổng trục thường chọn loại có tải trọng nặng 30 t cho loại côngtennơ này



Hình 15.13. Các phương pháp treo côngtennơ trên cổng trục

Côngtennơ thường được chế tạo với các hộc treo ở các góc của nó. Nếu dùng cổng trục có công dụng chung để xếp dỡ thì sử dụng các dây treo móc vào các hộc ở phía dưới (hình 15.13. a). Cổng trục xếp dỡ côngtennơ thường dùng thiết bị mang chuyên dùng là một khung hình chữ nhật với các chốt khóa có đầu hình chữ T (hình 15.13. b). Kích thước của khung hình chữ nhật này phải tương ứng với kích thước của côngtennơ và chốt khóa chữ T có thể xoay quanh trục của nó nhờ cơ cấu dẫn động đặt trên khung hình chữ nhật. Khi mang vật thì các chốt khóa chữ T phải nằm trong các hộc phía trên côngtennơ và xoay một góc 90°. Để định vị khung hình chữ nhật trên côngtennơ khi bốc hàng người ta dùng các dẫn hướng trên khung và các dẫn hướng này có thể gấp lên được. Cơ cấu dẫn động quay chốt khóa và gấp dẫn hướng đặt trên khung thường là loại truyền động thủy lực.

c) Cổng trục phục vụ nhà máy thủy điện

Cổng trục loại này dùng trong quá trình lắp ráp và khai thác sử dụng nhà máy

thủy điện. Chúng thường có tải trọng nặng lớn (100 - 500 t) và khẩu độدام không lớn.

Có thể chia công trực phục vụ như vậy thủy điện làm ba loại:

- công trực dùng để lắp ráp và phục vụ các thiết bị trong nhà máy thủy điện;
- công trực phục vụ các thiết bị và nâng hạ cửa đập;
- công trực đư phục vụ và lắp ráp cửa đập.

Các công trực trên có thể có hoặc không có côngxôn. Cơ cấu nâng của công trực loại này có đặc điểm là dùng hai tời đặt cách nhau bằng chiều rộng của cửa đập và để tránh khả năng kẹt cửa đập trong khung dẫn hướng của nó, hai tời phải nâng đồng đều. Cửa đập và các thiết bị trong nhà máy thủy điện phải được nâng với tốc độ chậm còn khi không tải phải có tốc độ nhanh để tiết kiệm thời gian. Do đó cơ cấu nâng cần phải có hai tốc độ.

§15.2. ĐẶC ĐIỂM TÍNH TOÁN CÔNG TRỰC

Phương pháp và trình tự tính toán công trực cũng giống như đối với cầu trục và có thể sử dụng các kiến thức tính toán chung đối với máy nâng đã giới thiệu ở các phần trước của tài liệu này hoặc tham khảo trong các tài liệu chuyên ngành khác. Cần lưu ý rằng công trực chủ yếu làm việc ngoài trời nên tải trọng gió phải được tính toán đầy đủ trong các tổ hợp tải trọng.

1. Đặc điểm tính toán các cơ cấu

Đối với xe con di chuyển nhờ cáp kéo có cơ cấu nâng đặt ngoài xe con, để giảm độ võng của cáp nâng khi xe con di chuyển không tải, trong lượng cụm móc treo phải đủ lớn và được xác định theo công thức sau:

$$G_{m\tau} \geq \frac{1,5 q \cdot l^2 \cdot \alpha \cdot v \cdot \eta_p}{8f}, \quad (15.2)$$

trong đó: q - trọng lượng 1m cáp nâng;

l - khoảng cách giữa các puly đỡ cáp;

α - bội suất palăng nâng hạ vật;

η, η_p - hiệu suất của puly đổi hướng cáp và của palăng nâng hạ vật;

f - độ võng cho phép của cáp nâng.

Để cáp kéo và cáp nâng không bị trượt trên rãnh các puly đỡ cáp, các puly này phải được lắp với ổ bi và đường kính puly tính đến đáy rãnh cáp được chọn từ giá trị lớn nhất của các điều kiện sau:

$$\left\{ \begin{array}{l} D \geq 8 d_c; \\ D \geq 2 D_{m\tau}; \end{array} \right. \quad (15.3)$$

trong đó: d_c - đường kính cáp;

D_{on} - đường kính vòng ngoài của ổ bi.

Đường kính tang và các pully đối hướng cáp được chọn theo tiêu chuẩn tùy theo chế độ làm việc.

Đối với cổng trục không có côngxôn, lực nén lên các bánh xe di chuyển cổng trục được tính tương tự như đối với cầu trục. Lực nén bánh lớn nhất của cổng trục có côngxôn được tính cho trạng thái khi xe con cùng vật nâng ở điểm ngoài cùng của côngxôn. Theo sơ đồ hình 15.14 ta có:

$$R_B = \frac{1}{L} [G_M \cdot a + (G_T + Q)(L + c) + (P_{qtl} + F_v)h + F_k \cdot \rho];$$

$$R_A = G_M + G_T + Q \cdot R_B,$$

trong đó: G_M , G_T , Q - trọng lượng cổng trục, xe con và vật nâng;

F_k - lực gió tác dụng lên cổng trục;

F_v - lực gió tác dụng lên vật nâng quy về điểm treo vật nâng trên xe con;

P_{qtl} - lực quán tính khi phanh cơ cấu di chuyển xe con.

Để tính toán thiết bị kẹp ray, ta phải xác định lực ép của các má kẹp lên ray để tạo được lực ma sát cần thiết giữ cổng trục dưới tác dụng của tải trọng gió trong trạng thái không làm việc. Tổng lực ma sát của các má kẹp xác định theo công thức:

$$\sum P = n(F_o - W_{ms}), \quad (15.4)$$

trong đó: F_o - lực gió tác dụng lên cổng trục theo phương song song với đường ray và ở trạng thái không làm việc;

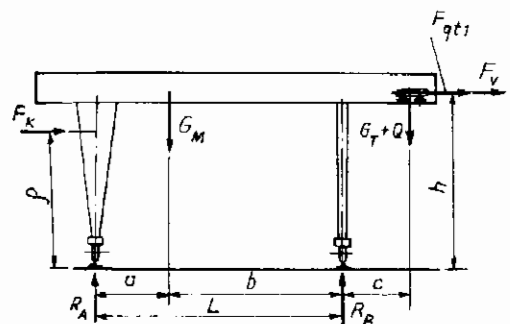
W_{ms} - lực cản di chuyển do ma sát;

n - hệ số an toàn.

2. Ổn định của cổng trục

Cổng trục phải được kiểm tra ổn định theo cả hai phương song song và vuông góc với đường ray dưới tác dụng của tải trọng nâng danh nghĩa, tải trọng gió lớn nhất ở trạng thái làm việc và tải trọng quán tính.

Theo phương vuông góc với đường ray (hình 15.14), hệ số ổn định của cổng trục được xác định theo công thức:



Hình 15.14. Sơ đồ xác định lực nén bánh và kiểm tra ổn định theo phương vuông góc với đường ray

$$k_1 = \frac{G_M b - (G_T + Q)c - F_k p - (P_{qt1} + F_v)h}{Qc}, \quad (15.5)$$

Hệ số ổn định k_1 không được nhỏ hơn 1,4.

Theo phương song song với đường ray, khi phanh cơ cấu di chuyển cổng trục hoặc khi cổng trục bị chặn bởi giằng chắn ở cuối đường ray, hệ số ổn định của cổng trục được xác định theo công thức sau (hình 15.15):

$$k_2 = \frac{(G + Q) \cdot \frac{l}{2}}{P_{qt2} \cdot h + F \cdot p}, \quad (15.6)$$

trong đó: G - trọng lượng cổng trục;

P_{qt2} - lực quán tính khi phanh cơ cấu di chuyển cổng trục hoặc va chạm với giằng chắn ở cuối ray;

F - lực gió tác dụng lên cổng trục theo phương song song với đường ray.

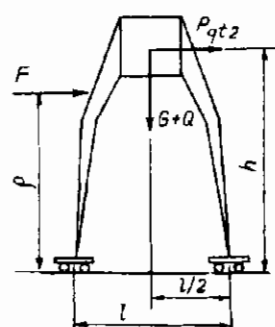
$$P_{qt2} = \frac{G + Q}{g} \cdot \frac{v}{t},$$

với v - tốc độ di chuyển cổng trục;

t - thời gian phanh cổng trục, $t = 3 \div 8$ s.

Hệ số ổn định k_2 không được nhỏ hơn 1,15.

Cổng trục thường có chế độ làm việc trung bình, chỉ những cổng trục làm việc ở bãi xếp dỡ côngtenơ hoặc kho bãi vật liệu rời thường có chế độ làm việc nặng.



Hình 15.15. Sơ đồ kiểm tra ổn định theo phương song song với đường ray.

CẦN TRỤC CỘT BUỒM

Cần trục cột buồm thường dùng để xếp dỡ vật liệu trên các kho bãi và lắp ráp thiết bị trên các công trường xây dựng. Trước đây cần trục cột buồm là phương tiện chủ yếu để lắp ráp trong các công trình xây dựng công nghiệp và xây dựng thủy điện. Do cần trục cột buồm công kênh, kém cơ động và khoảng không gian phục vụ hạn chế mà ngày nay người ta dùng chủ yếu là cổng trục và cần trục tháp. Tuy nhiên do cần trục cột buồm có kết cấu đơn giản, dễ chế tạo, rẻ tiền và có thể tạo được tải trọng nâng lớn nên nó vẫn được sử dụng trên các bãi lắp ráp trong các trường hợp cần thiết.

Cần trục cột buồm thường có ba cơ cấu: nâng vật, nâng cần và cơ cấu quay. Có thể dùng nhiều tời riêng biệt dẫn động các cơ cấu hoặc dùng một tời với nhiều tang dẫn động chung. Các cơ cấu thường đặt ở bên ngoài cần trục. Theo phương pháp cố định cột mà cần trục cột buồm gồm hai loại: cần trục cột buồm kiểu cáp chằng và cần trục cột buồm kiểu chân cứng.

§16.1. CẦN TRỤC CỘT BUỒM KIỂU CÁP CHẴNG

1. Cấu tạo

Sơ đồ cấu tạo cần trục cột buồm kiểu cáp chằng cho ở hình 16.1. Cần trục gồm cột 9, cần 8, palăng nâng vật 6, palăng nâng cần 3, các tời điện 14, đế tựa 11 và các cáp chằng 2. Cần 8 nối khớp với phần chân cột và được neo bằng palăng nâng cần 3 để thay đổi góc nghiêng cần tức thay đổi tầm với của cần trục. Hai đầu của cột 9 tựa trên các gối 1 và 15 cho phép cột quay cùng cần nhờ cáp 16 cuốn trên vòng quay 10. Hai đầu cáp 16 cuốn lên tang của cơ cấu quay và truyền chuyển động cho vòng quay 10 bằng ma sát. Cáp chằng 2 có một đầu buộc vào gối tựa cố định 1 (hình 16.1, b), một đầu neo vào hố thế ở dưới đất. Số lượng cáp chằng tùy thuộc vào tải trọng nâng của cần trục. Lực căng của cáp chằng có thể điều chỉnh bằng tăngđơ hoặc tời tay. Cột có chiều dài lớn hơn cần 20 - 40% nên với góc nghiêng của cáp chằng khoảng 30° thì cần có thể quay tự do toàn vòng dưới cáp chằng.

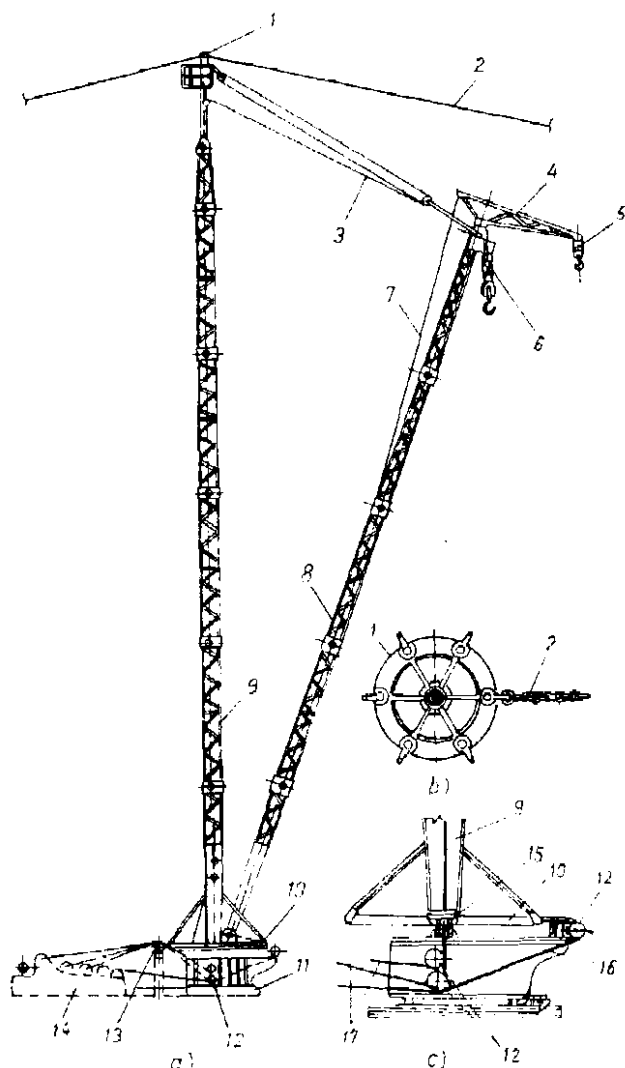
Gối tựa dưới của cột là loại lòng cầu tự lựa. Nó cho phép cột có thể nghiêng đi

một góc nhất định so với phương thẳng đứng khi có biến dạng của cáp chằng do các cáp là một chi tiết đàn hồi có độ căng không đều nhau. Các nhánh cáp 17 sau khi ra khỏi các palang nâng cần 3 và nâng vật 6 thì chạy dọc theo tâm cột, xuyên qua lỗ ở giữa gối tựa dưới và qua các pully đối hướng cáp 12, 13 đến các tời nâng cần và vật 14 (hình 16.1, c). Các tời thường được đặt cách xa cần trục tới 15 - 30 m.

Để mở rộng khoảng không gian phục vụ của cần người ta đặt mô vít 4 ở đầu cần cùng với palang nâng vật phụ 5 và cáp thay đổi góc nghiêng mô vít 7. Tải trọng nâng phụ thường lấy bằng 20 - 25% tải trọng nâng chính song tốc độ nâng hạ lớn.

Nhược điểm của loại cần trục này là khó tăng chiều cao nâng và tầm với vì không gian làm việc luôn nằm dưới cáp chằng nên phụ thuộc vào cột và cáp chằng. Cần trục cột buồm kiểu chân cứng khác phục được nhược điểm này.

Cần trục kiểu cáp chằng thường có tải trọng nâng 25 - 60 t, tầm với đến 30 m.



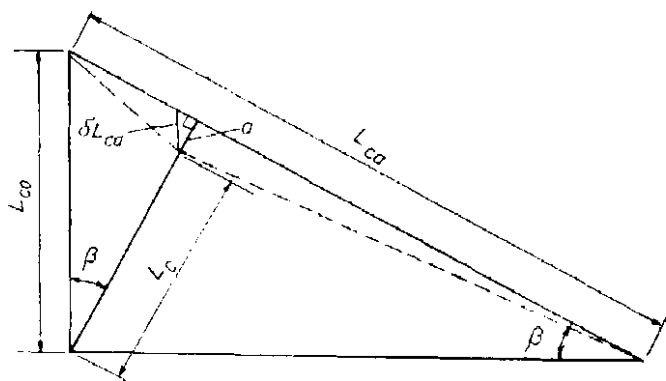
Hình 16.1. Cần trục cột buồm kiểu cáp chằng:
a) Cấu tạo chung; b) Đầu cột; c) Gối tựa dưới.

2. Xác định các kích thước chủ yếu của cần trục

Chiều dài cần L_c được xác định theo yêu cầu làm việc của cần trục thiết kế, cụ thể là tầm với lớn nhất, nhỏ nhất, chiều cao nâng lớn nhất.

Các cáp chằng thường được tính toán với góc nghiêng $\beta = 25^\circ + 30^\circ$ so với mặt đất và độ võng δ của cáp chằng khoảng 1.5 - 3% chiều dài của nó ($\delta = 0,015 + 0,03$).

Chiều dài của cột phải đảm bảo sao cho đầu cần không chạm vào cáp chằng trong quá trình làm việc. Như vậy phải xác định ở vị trí nguy hiểm nhất là vị trí mà đường tâm của cần vuông góc với cáp chằng có kể đến độ võng của cáp chằng (hình 16.2).



Theo sơ đồ hình 16.2 ta có:

Hình 16.2. Sơ đồ xác định chiều dài cột L_{co} .

$$L_{co} = \frac{L_c + a}{\cos\beta}, \quad (16.1)$$

$$a = \delta L_{ca} \cdot \cos\beta \quad (16.2)$$

Kết hợp (16.1) và (16.2) ta nhận được:

$$L_{co} = \frac{L_c}{\cos\beta} + \delta L_{ca}$$

mà $L_{ca} = L_{co} \sin\beta$ nên:

$$L_{co} = \frac{L_c}{\cos\beta} + \frac{L_{co}}{\sin\beta} \cdot \delta, \quad (16.3)$$

$$L_{co} = \frac{\operatorname{tg}\beta}{\sin\beta - \delta} L_c$$

Trong các công thức trên L_c , L_{co} , L_{ca} là chiều dài cần, cột và cáp chằng. Công thức (16.3) là công thức xác định chiều dài nhỏ nhất của cột.

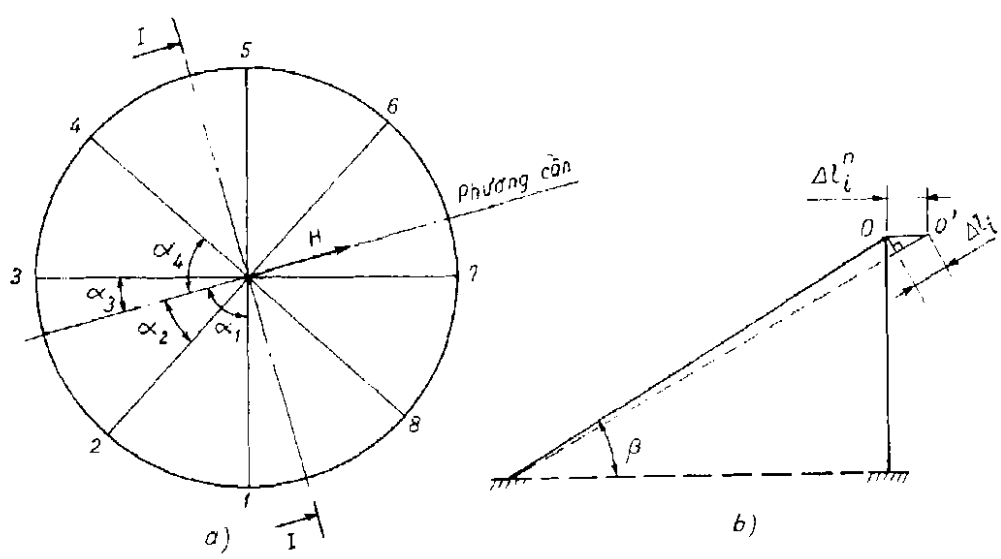
3. Tính cáp chằng

Hình 16.3, a là sơ đồ hình chiếu bằng của các cáp chằng. Gọi H là tổng các lực nằm ngang tác dụng theo phương của cần mà cột buồm phải chịu và truyền cho các cáp chằng. Lực H bao gồm lực gió và lực kéo lớn nhất của palang nâng cần do trọng lượng cần và trọng lượng vật nặng cùng thiết bị treo vật.

Giả sử cột được chằng bởi n sợi cáp ($n = 4 \div 12$ và thường là số chẵn), các sợi cáp có đường kính và chiều dài như nhau. Lấy mặt cắt I-I đi qua tâm O và vuông góc với phương của cần (hình 16.3, a) thì lực H phân bố lên bốn sợi cáp ở một bên của I-I là S_1, S_2, S_3, S_4 . Trong trường hợp tổng quát, số sợi cáp chịu lực

là $n/2$ và lực căng các cáp này là $S_i (i = 1 + n/2)$.

Đây là một hệ lực không gian giao nhau ở một điểm. Để tìm được lực căng của các cáp ta phải giả thiết độ dãn dài của các cáp chịu lực trong mặt phẳng nằm ngang và chiếu lên phương của cần là bằng nhau.



Hình 16.3. Sơ đồ tính cáp chằng:

a) Hình chiếu bằng; b) Hình chiếu đứng một sợi cáp và độ dãn dài của nó.

Độ dãn dài của cáp là Δl_i , chiếu lên mặt phẳng nằm ngang là $\Delta l_i^n = \frac{\Delta l_i}{\cos \beta}$ (hình 16.3, b) và Δl_i^n chiếu lên phương của cần sẽ là $\frac{\Delta l_i^n}{\cos \beta \cdot \cos \alpha_i}$ với α_i là góc giữa sợi cáp thứ i và phương của cần trong mặt phẳng ngang. Như vậy theo giả thiết trên ta có:

$$\frac{\Delta l_1}{\cos \beta \cos \alpha_1} = \frac{\Delta l_2}{\cos \beta \cos \alpha_2} = \dots = \frac{\Delta l_i}{\cos \beta \cos \alpha_i} \tag{16.4}$$

Vì $\Delta l_i = \frac{S_i L_{ca}}{EF}$, $i = 1 + \frac{n}{2}$, với L_{ca} và EF là chiều dài và độ cứng của mỗi sợi cáp, nên biểu thức (16.4) có thể viết dưới dạng:

$$\frac{S_1}{\cos \alpha_1} = \frac{S_2}{\cos \alpha_2} = \dots = \frac{S_i}{\cos \alpha_i}, \text{ với } i = 1 + \frac{n}{2} \tag{16.5}$$

Lập phương trình cân bằng lực trong mặt phẳng ngang, theo phương của cần ta có:

$$H = \sum_{i=1}^{n/2} S_i \cos \beta \cos \alpha_i \tag{16.6}$$

Từ (16.5) ta rút các lực căng cáp của sợi thứ hai đến sợi thứ $\frac{n}{2}$ theo S_1 ta có $S_i = \frac{S_1}{\cos \alpha_i} \cdot \cos \alpha_i$ với $i = 2 \div \frac{n}{2}$ và thay chúng vào (16.6) ta có:

$$H = S_1 \frac{\cos \beta}{\cos \alpha_1} \sum_{i=1}^{n/2} \cos^2 \alpha_i,$$

hay

$$S_1 = \frac{H}{\cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha_1}{\sum_{i=1}^{n/2} \cos^2 \alpha_i} \quad (16.7)$$

Bằng cách tính tương tự ta có thể tính được lực căng của các sợi cáp khác và có thể viết một cách tổng quát lực căng cáp chằng như sau:

$$S_i = \frac{H}{\cos \beta} \cdot k_i$$

với $k_i = \frac{\cos \alpha_i}{\sum_{i=1}^{n/2} \cos^2 \alpha_i} \quad (16.8)$

Lực căng của sợi cáp thứ i sẽ là lớn nhất nếu phương của cần trùng với phương của sợi cáp này, tức $\alpha_i = 0$, và như vậy ta tính được lực căng cáp lớn nhất

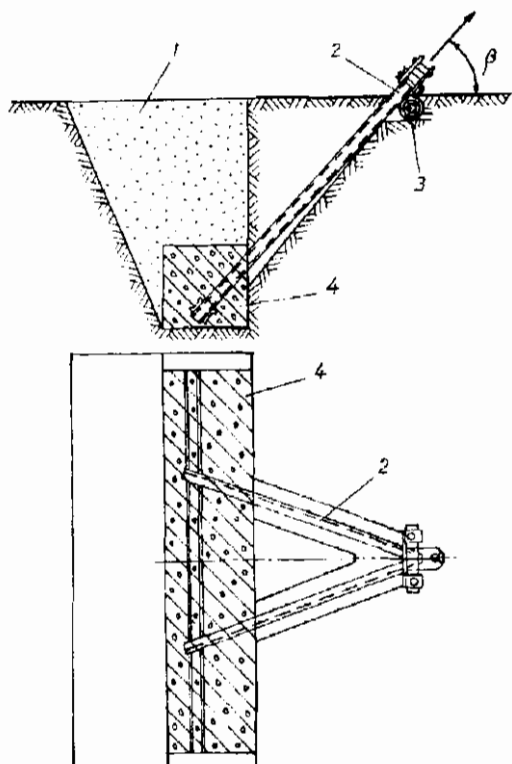
$$S_{\max} = \frac{H}{\cos \beta} \cdot k_{\max} \text{ với } k_{\max} = \frac{1}{\sum_{i=1}^{n/2} \cos^2 \alpha_i} \quad (16.9)$$

Hệ số $k_{\max}$ phụ thuộc vào số cáp chằng như sau:

Số cáp chằng	4	6	8	10	12
$k_{\max}$	1,1	0,667	0,5	0,4	0,333

Cáp chằng được chọn theo phương pháp đã trình bày ở phần I với lực căng cáp lớn nhất xác định theo (16.9) và hệ số an toàn không nhỏ hơn 3,5.

Cáp chằng được cố định dưới mặt đất bằng nhiều cách. Có thể dùng hố thế 1, trong hố có đổ khối bê tông 4 với khung thép 2 (hình 16.4). Nhược điểm của loại này là tốn công làm đất, đổ bê tông và khối bê tông để phí sau khi tháo dỡ cần trục. Trong nhiều trường hợp người ta có thể dùng cọc gắn trên khung thép và khung



Hình 16.4. Hố thế bằng bê tông.

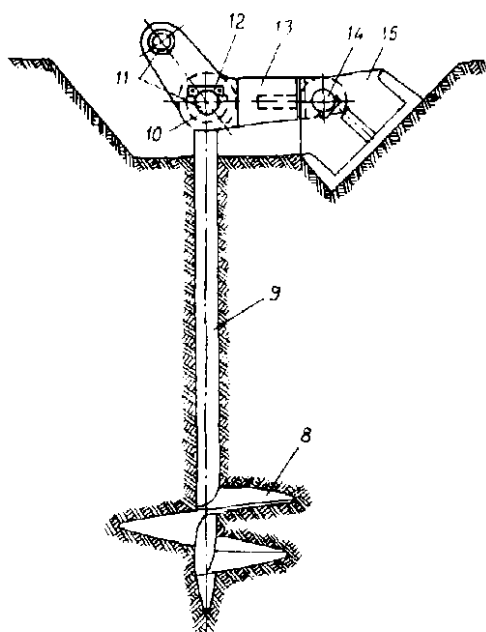
thép có đổ đất hoặc đặt các tấm bê tông, các kết cấu thép v.v.. Hiện nay cách cố định đầu cáp bằng vít cắm sâu xuống đất (hình 16.5) được dùng khá phổ biến. Các kết cấu cố định đầu cáp dưới đất đều phải được tính với lực căng cáp lớn nhất và hệ số vượt tải ít nhất là 1.5.

§16.2. CẦN TRỤC CỘT BUỒM KIỂU CHÂN CỨNG

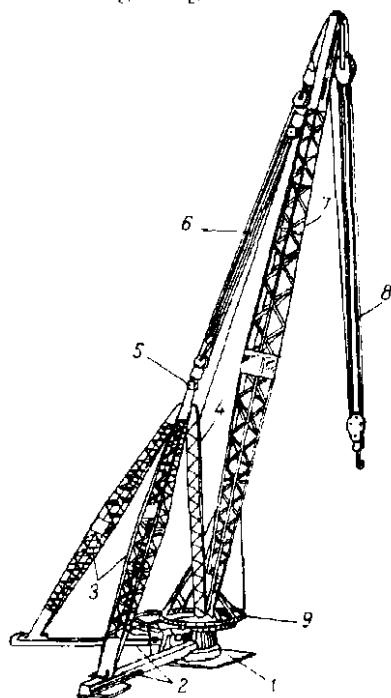
Sơ đồ cấu tạo của cần trục cột buồm kiểu chân cứng cho ở hình 16.6. Cần trục gồm cột 4 được giữ ở vị trí thẳng đứng nhờ các thanh giằng xiên 3 và các thanh giằng ngang 2 tạo thành hệ kết cấu không gian cứng vững. Các thanh giằng ngang 2 được đặt vuông góc với nhau trên mặt phẳng ngang. Toàn bộ cần trục đặt trên đế tựa 1. Cần được neo và thay đổi góc nghiêng cần nhờ palang nâng cần 6. Các cơ cấu của cần trục được đặt ngoài cần trục.

Do cột được giữ bằng các thanh giằng cứng và không có cáp chằng nên loại cần trục này có chiều dài cần lớn hơn chiều dài cột 1,5 - 2 lần để có thể tăng chiều cao nâng và tầm với. Tuy nhiên do có các thanh giằng xiên mà cần trục không quay được toàn vòng. Góc quay của cần trục trong phạm vi lớn nhất là 240 - 270°. Kết cấu các gối tựa của cột, vị trí đặt các tời, cơ cấu quay và cách mắc cáp của cần trục cột buồm kiểu chân cứng cũng giống như của cần trục cáp chằng đã trình bày ở trên.

Cần trục cột buồm kiểu chân cứng được chế tạo với tải trọng nâng 5 - 40 t, tầm với đến 70 m và chiều cao nâng đến 50 m. Tính toán loại cần trục này không có gì đặc biệt.



Hình 16.5. Cố định đầu cáp chằng bằng vít.



Hình 16.6. Cần trục cột buồm kiểu chân cứng:

- 1- đế tựa; 2- thanh giằng ngang;
- 3- thanh giằng xiên; 4- cột; 5- gối tựa trên của cột; 6- palăng nâng cần;
- 7- cần; 8- palăng nâng vật;
- 9- vòng quay.

CẦN TRỤC QUAY TĨNH TẠI

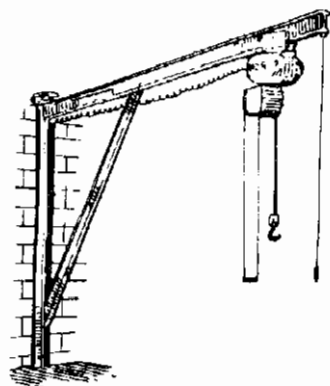
Cần trục quay tĩnh tại là loại cần trục kiểu cần, đặt cố định ở một chỗ. Các chuyển động chính của cần trục gồm nâng hạ vật và quay. Cần trục có thể có tầm với không đổi hoặc thay đổi. Trong trường hợp cần trục có tầm với thay đổi thì có thêm cơ cấu thay đổi tầm với.

Cần trục quay tĩnh tại được sử dụng phổ biến để xếp dỡ trên ô tô tải, các toa tàu hỏa, trong các xưởng cơ khí chế tạo và sửa chữa, trên công trường xây dựng, v.v.

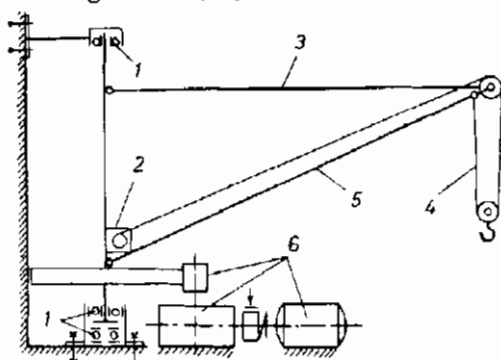
Theo kết cấu có hai loại: cần trục cột quay và cần trục cột cố định.

§17.1. CẦN TRỤC CỘT QUAY

Đặc điểm của loại cần trục này là kết cấu thép của cần trục quay trong các gối tựa cố định trên nền và vào kết cấu của tòa nhà. Để tiết kiệm diện tích làm việc, các gối tựa thường đặt sát tường hoặc sát các cột cố định của nhà xưởng. Cần trục cột quay có tầm với không đổi (hình 17.2) phục vụ việc nâng hạ và vận chuyển hàng trên một cung tròn có bán kính bằng tầm với của cần trục. Diện tích phục vụ của cần trục cột quay có tầm với thay đổi (hình 17.1) là một hình vành khăn giới hạn bởi góc quay của cần trục, các bán kính quay là tầm với lớn nhất và nhỏ nhất của cần trục. Loại cần trục này thường dùng phương pháp thay đổi tầm với bằng xe con di chuyển trên cần nằm ngang. Cần trục cột quay có tầm với thay đổi thường dùng palăng điện có cơ cấu di chuyển chạy trên ray treo chữ I gắn trên cần để thực hiện các chuyển động nâng hạ vật và thay đổi tầm với.



Hình 17.1. Cần trục cột quay có tầm với thay đổi.



Hình 17.2. Cần trục cột quay có tầm với không đổi:

- 1- gối tựa trên và dưới; 2- cơ cấu nâng;
- 3- thanh giằng cứng; 4- palăng nâng vật;
- 5- cần; 6- cơ cấu quay.

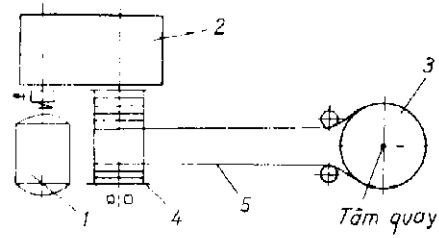
Cần trục cột quay loại nhỏ thường dùng palăng xích kéo tay và cơ cấu quay cũng dẫn động bằng tay hoặc không có cơ cấu quay. Trong trường hợp không có cơ cấu quay, cần trục quay được nhờ công nhân tác động trực tiếp lên vật nâng hoặc kéo dây buộc ở đầu cần.

Cơ cấu quay dẫn động máy của cần trục cột quay thường đặt bên ngoài cần trục và truyền lực bằng các bộ truyền bánh răng (hình 17.2) hoặc bằng ma sát giữa cáp và vòng quay gắn trên cột (hình 17.3).

Cơ cấu nâng của cần trục cột quay là một tời điện đảo chiều và có thể đặt trên kết cấu thép của cần trục hoặc đặt ngoài cần trục.

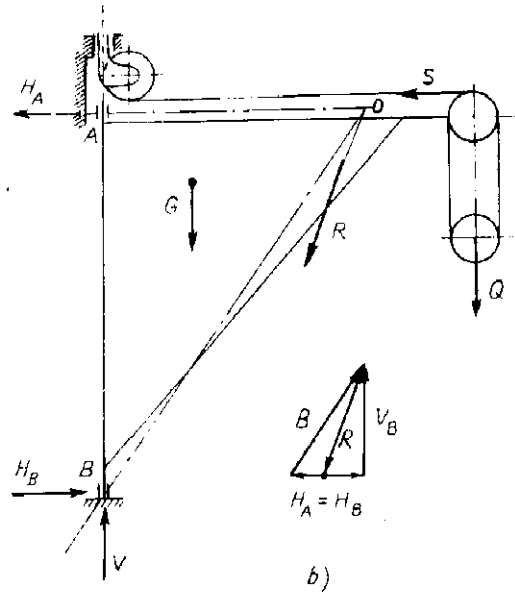
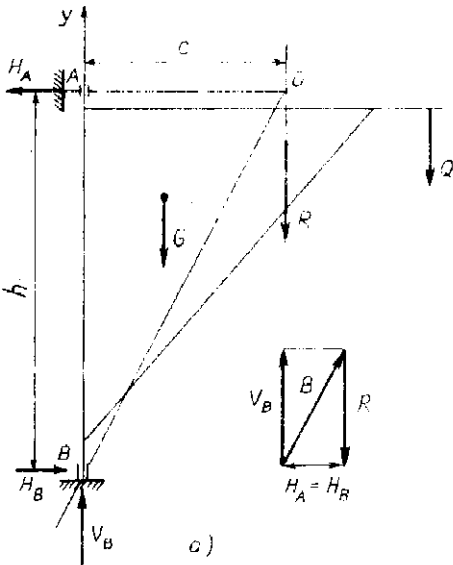
Các gối tựa của cần trục cột quay phải được đặt đồng tâm theo phương thẳng đứng vì nếu có độ lệch lớn thì mômen cần quay sẽ rất lớn. Gối tựa trên thường là ổ đỡ còn gối tựa dưới là ổ đỡ chặn. Kết cấu này cho phép xác định các phản lực tại các gối tựa một cách dễ dàng theo sơ đồ tĩnh định. Các phản lực này có thể xác định bằng phương pháp giải tích hoặc phương pháp đồ thị.

Nếu cơ cấu nâng được đặt trên kết cấu thép của cần trục (hình 17.4,a) thì các lực bên ngoài tác dụng lên kết cấu gây ra phản lực ở gối tựa là trọng lượng vật nâng Q và trọng lượng kết cấu thép cùng các cơ cấu G , mà tổng hợp lực của chúng là R . Vì R và các phản lực tại gối tựa A và B phải giao nhau tại một điểm nên phản lực ở gối tựa tại gối B phải nằm trên đường thẳng BO với O là điểm giao



Hình 17.3. Cơ cấu quay dẫn động bằng dây cáp:

- 1- động cơ điện; 2- hộp giảm tốc;
3- vòng quay trên cột; 4- tang; 5- cáp.



Hình 17.4. Sơ đồ cần trục cột quay:

- a) Cơ cấu nâng đặt trên cần trục; b) Cơ cấu nâng đặt ngoài cần trục.

nhau giữa phương tác dụng của R và H_A . Phân tích lực R theo các phương trên ta nhận được H_A và B . Tiếp tục phân tích lực B theo phương ngang và phương thẳng đứng ta nhận được V_B và H_B (xem hình 17.4.a). Ta dễ dàng nhận thấy các phân lực ngang H_A và H_B bằng nhau và ngược chiều nhau khi tổng hợp lực R tác dụng theo phương thẳng đứng.

Trong trường hợp cơ cấu nâng đặt ngoài cần trục mà cụ thể là cáp nâng được vắt qua puly đối hướng cáp đặt phía trên cần trục (puly này cũng quay được theo cần trục) thì lực bên ngoài tạo nên các phản lực tại các gối là G , Q và S với S là lực căng của cáp nâng vật (hình 17.4, b). Trong trường hợp này tổng hợp lực $\vec{R} = \vec{G} + \vec{Q} + \vec{S}$ tác dụng theo một góc nghiêng so với phương thẳng đứng. Phân tích R thành H_A và B với H_A tác dụng theo phương ngang và B tác dụng theo phương BO và tiếp tục phân tích lực B thành H_B và V_B . Ta nhận được đa giác lực với các phân lực cần tìm H_A , H_B và V_B như ở hình 17.4. b. Ở đây các phân lực ngang H_A và H_B ngược chiều nhau nhưng không bằng nhau.

Bằng phương pháp giải tích ta cũng dễ dàng xác định được các phản lực. Trên sơ đồ hình 17.4, a ta có:

$$\sum M_A = Rc - H_B h = 0$$

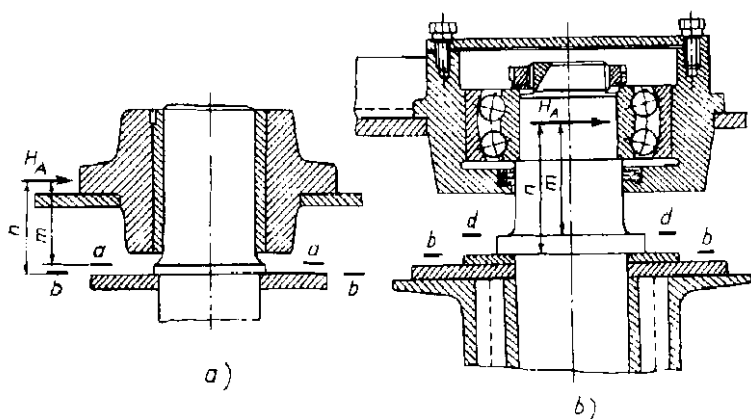
$$\sum M_B = Rc - H_A h = 0$$

$$\sum Y = R - V_B = 0$$

$$\text{Vậy: } H_A = H_B = \frac{Rc}{h} \text{ và } V_B = R = Q + G.$$

Gối tựa trên chịu phân lực nằm ngang nên thường là ổ đỡ. Ổ đỡ này có thể dùng ma sát trượt (hình 17.5,a) hoặc ma sát lăn (hình 17.5, b). Vỏ ngoài của ổ được gắn cứng vào tường hoặc kết cấu chịu lực của nhà xưởng.

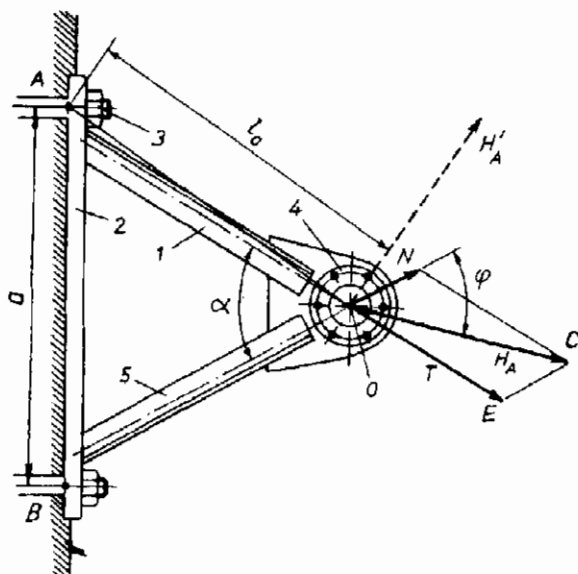
Để bù trừ độ sai lệch do lắp đặt vỏ ngoài, ổ lăn thường dùng loại lồng cầu tự lựa.



Hình 17.5. Gối tựa trên của cần trục cột quay:
a) Ổ trượt; b) Ổ lăn.

Ổ trên được tính toán với phân lực H_A . Phân đầu cột chịu uốn và được tính cho các mặt cắt $a-a$ và $b-b$ với các mômen uốn $M_{a-a} = H_A m$ và $M_{b-b} = H_A n$ (hình 17.5).

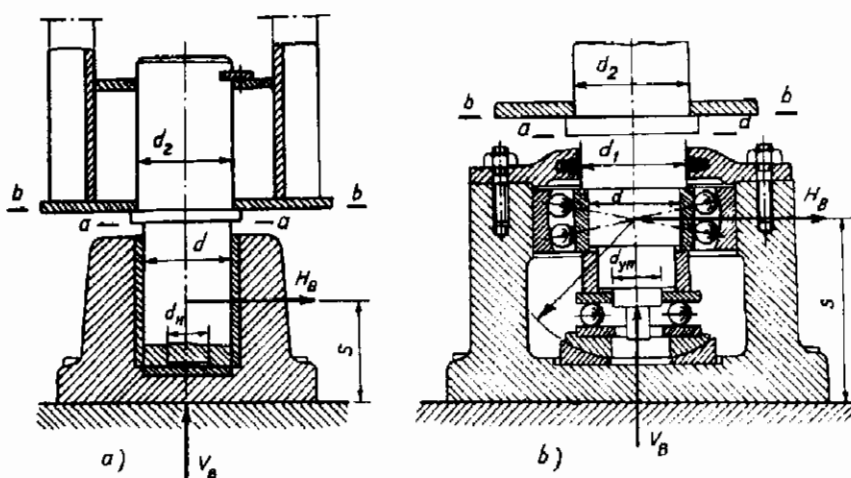
Vỏ ngoài của ổ trên là một kết cấu đúc hoặc hàn. Kết cấu hàn của vỏ ổ (hình 17.6) gồm đế 2 liên kết với phần chịu lực của nhà xưởng bằng bulông 3, các thanh thép góc 1 và 5 có một đầu hàn với đế 2, còn đầu kia hàn với vỏ ổ trên 4. Nội lực trong các thanh thép góc 1, 5 và phản lực tại các bulông 3 phụ thuộc vào vị trí của cần tức góc quay φ của cần trục. Thực tế các thanh thép góc 1, 5 nối cứng với đế 2 và vỏ 4 tạo thành hệ siêu tĩnh song ta có thể coi chúng nối khớp với nhau, các thanh 1, 5 chỉ chịu lực kéo nén và dễ dàng tính được nội lực của các thanh 1, 5 dưới tác dụng của phản lực H_A tại mỗi vị trí của cần. Phản lực lớn nhất dùng để tính bulông tại B được xác định bằng cách lấy mômen tại A và phản lực H'_A ở vị trí vuông góc với OA (hình 17.6).



Hình 17.6. Kết cấu gổĩ đồ trên.

Vậy lực để tính bulông là $P = \frac{H'_A \cdot l_0}{a}$.

Gổĩ tựa dưới của cần trục chịu phản lực ngang H_B và phản lực thẳng đứng V_B nên nó gồm các ổ đỡ và ổ chặn (hình 17.7). Loại ổ lăn (hình 17.7, b) được sử dụng phổ biến hơn. Ổ đỡ thường dùng loại lồng cầu tự lựa và phần tựa của ổ chặn cũng có hình cầu để không ảnh hưởng đến quá trình làm việc của ổ chặn. Ngoài ra phần



Hình 17.7. Gổĩ tựa dưới của cần trục cột quay:
a) Ổ trượt; b) Ổ lăn.

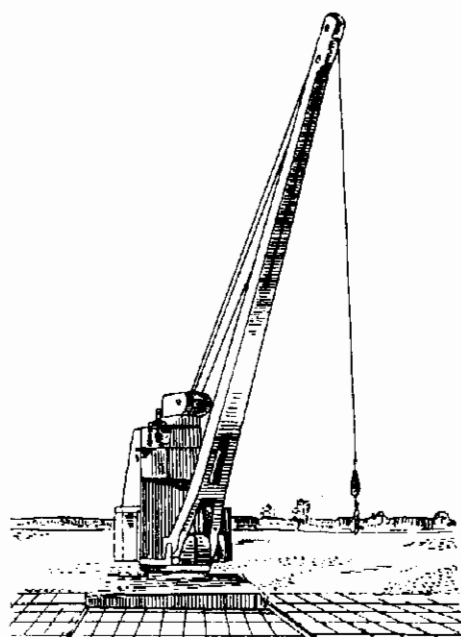
đỡ hình cầu của ổ chặn có bán kính sao cho tâm của nó trùng với tâm của lòng cầu tự lựa trên ổ đỡ (hình 17.7, b). Vì tốc độ quay của cần trục rất chậm nên ổ đỡ và ổ chặn được tính với tải trọng tĩnh bằng các phản lực H_B và V_B . Phần đuôi của cột chịu uốn và nén và được tính toán cho các mặt cắt $a-a$ và $b-b$.

Tính toán cơ cấu nâng vật, cơ cấu quay, cơ cấu thay đổi tầm với bằng di chuyển xe con trên cần nằm ngang và kết cấu thép của cần trục không có gì đặc biệt.

§ 17.2. CẦN TRỤC CỘT CỐ ĐỊNH

Cần trục quay tĩnh tại cố cột cố định cũng được chế tạo với tầm với không đổi hoặc thay đổi. Cần trục cột cố định có tầm với thay đổi (hình 17.8) thường dùng phương pháp thay đổi tầm với bằng cách nâng hạ cần và các cơ cấu của cần trục thường đặt trên phần quay. Các cơ cấu của cần trục cột cố định cũng tương tự như của cần trục cột quay và có thể dẫn động bằng tay hoặc bằng máy.

Phần kết cấu chịu lực của cần trục cột cố định (hình 17.9,a) gồm cột 5 đặt cố định trên đế cột 3. Đế cột 3 được đặt trên nền móng bê tông 1 và liên kết với nền bằng các bulông 2. Phần kết cấu thép 7 của cần trục tựa trên cột 5 bằng các gối tựa 4 và 6. Gối tựa trên 6 chịu các phản lực ngang và thẳng đứng nên là ổ đỡ-chặn. Gối tựa dưới chỉ chịu phản lực ngang nên kết cấu của nó là một ổ đỡ.



Hình 17.8. Cần trục cột cố định có tầm với thay đổi.

Các phản lực ngang H_A , H_B và phản lực thẳng đứng V được xác định bằng phương pháp giải tích hoặc đồ thị giống như đối với cần trục cột quay

$$H_A = H_B = \frac{G.b + Q.a}{h},$$

$$V = Q + G,$$

trong đó: Q , G - trọng lượng vật nâng và trọng lượng phần quay của cần trục cùng các cơ cấu trên nó;

h - khoảng cách giữa hai gối tựa;

a , b - các cánh tay đòn của lực Q và G .

Như vậy phần không quay của cần trục là cột 5, đế 3 cùng các bulông 2 liên kết với móng 1. Móng của cần trục được tính toán với tải trọng thẳng đứng V và mômen do trọng lượng vật nâng và cần trục $M = Qa + Gb$.

Để giảm mômen tác dụng lên phần không quay của cần trục người ta dùng đối trọng cân bằng với trọng lượng kết cấu thép và một phần trọng lượng vật nâng (hình 17.9.b). Trọng lượng đối trọng được chọn sao cho khi có tải trọng nâng danh nghĩa Q thì mômen tải M_1 bằng mômen M_2 về phía đối trọng khi không tải (hình 17.9.b):

$$M_1 = Qa + Gb - G_d c;$$

$$M_2 = G_d c - Gb,$$

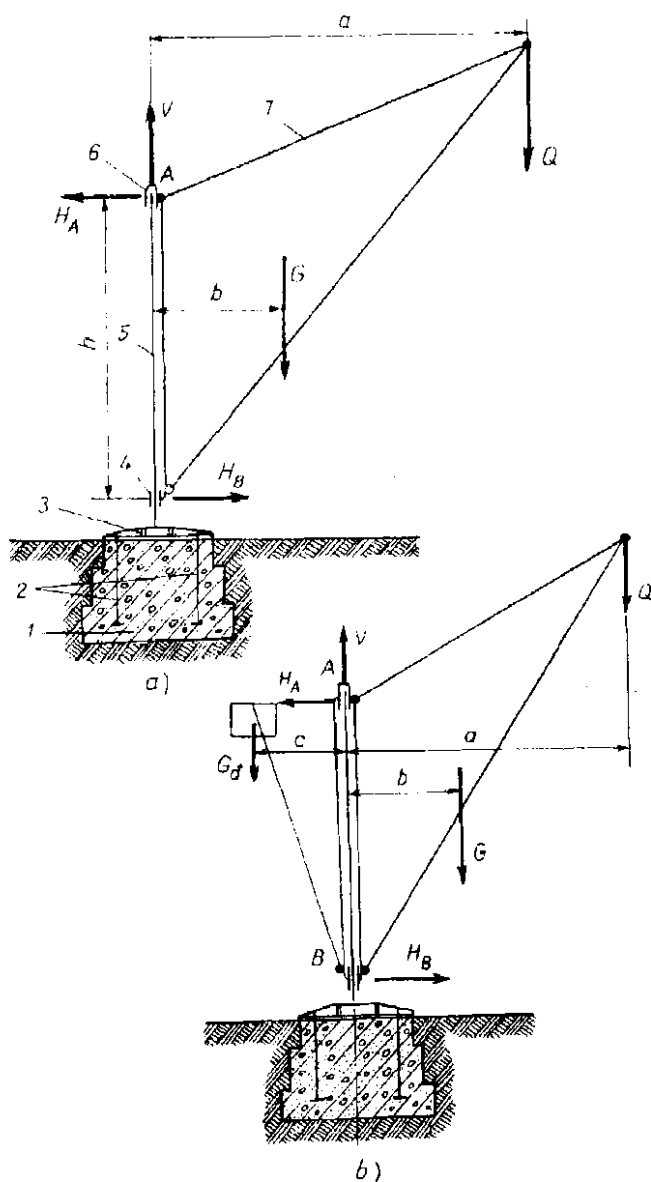
với $M_1 = M_2$ thì:

$$G_d = \frac{Gb + \frac{Qa}{2}}{c}.$$

Gối tựa trên của cần trục cột cố định (chịu phản lực ngang và phản lực thẳng đứng) là ổ đỡ - chặn nên nó có kết cấu tương tự như gối tựa dưới của cần trục cột quay. Gối tựa này có thể dùng ma sát trượt (hình 17.10,a) hoặc ma sát lăn (hình 17.10,b). Phần vỏ ngoài của gối tựa trên có liên kết cứng với kết cấu thép cần trục và được thực hiện dưới dạng một dầm ngang. Có hai phương án liên kết (hình 17.10,a).

Phương án I dùng đai ốc ép chặt thành bên của kết cấu thép vào đầu dầm ngang có ngỗng trục được tiện ren. Phương án II dùng bulông để giữ. Gối tựa trên với các ổ lăn được dùng phổ biến hơn.

Do gối tựa trên chịu phản lực ngang H và phản lực thẳng đứng V mà vỏ gối (dầm ngang) chịu uốn trong cả hai mặt phẳng. Do đó phải kiểm tra dầm ngang tại



Hình 17.9. Sơ đồ cần trục cột cố định:
a) Không có đối trọng; b) Có đối trọng.

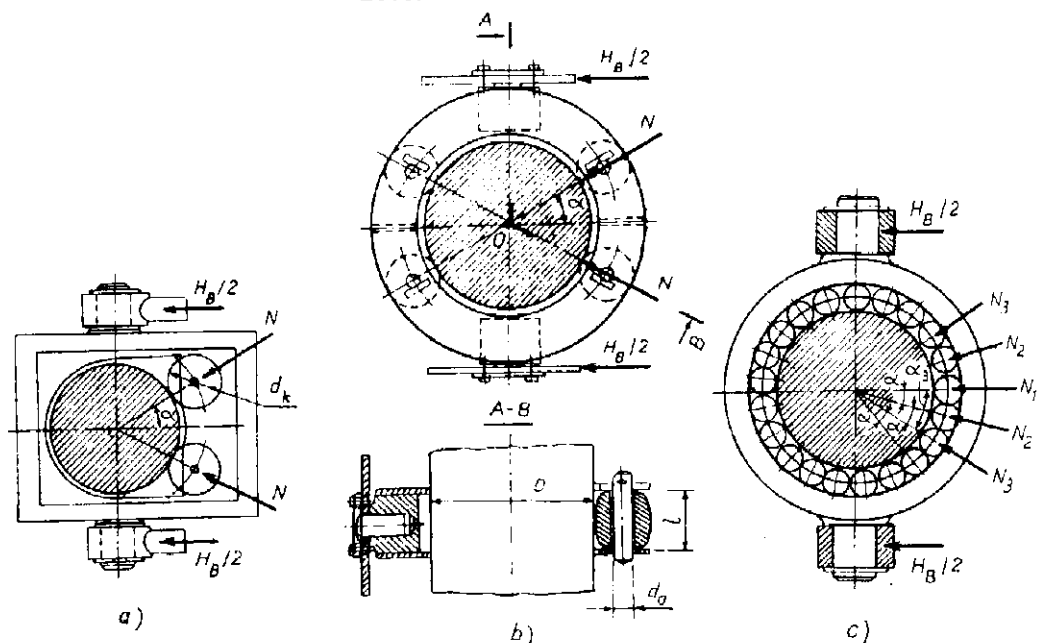
- Điểm 2:
$$\sigma_{nn} = - \frac{M_{un} \cdot b}{J_y} \quad ; \quad \sigma_{nd} = \frac{M_{ud} \cdot h_2}{J_x}$$

Thông thường, ứng suất nguy hiểm đối với dầm ngang là ứng suất kéo (có giá trị lớn hơn). Tổng ứng suất kéo ở điểm 1 là: $\sigma_k = \sigma_{kn} + \sigma_{kd} \leq [\sigma]$.

Do gối tựa dưới chỉ chịu phản lực ngang nên nó được thực hiện dưới dạng bánh tựa tỳ lên cột và quay quanh chốt cố định trên các vành thép (hình 17.11,a,b) hoặc dưới dạng nhiều con lăn chạy trong các vòng ray (hình 17.11,c). Loại gối tựa dưới với hai bánh tựa (hình 17.11,a) chỉ dùng cho cần trục cột cố định không có đối trọng vì loại này có phản lực ngang ở gối tựa dưới luôn tác dụng theo một chiều không phụ thuộc vào trạng thái có tải hay không có tải của cần trục. Gối tựa dưới với bốn bánh tựa (hình 17.11,b) được dùng cho cần trục cột cố định có đối trọng vì phản lực ngang của gối tựa dưới có thể thay đổi chiều tác dụng khi trọng lượng vật nâng thay đổi. Gối tựa dưới với nhiều con lăn chạy trong các vòng ray phía ngoài và phía trong (hình 17.11,c) được dùng cho cần trục cột cố định có tải trọng nâng lớn. Đôi khi trục các con lăn được liên kết với nhau bằng vòng kẹp để giữ khoảng cách không đổi giữa chúng.

Tải trọng tính toán tác dụng lên một bánh tựa với phản lực ngang tại gối tựa dưới H_B là (hình 17.11,b):

$$N = \frac{H_B}{2 \cos \alpha}$$



Hình 17.11. Gối tựa dưới của cần trục cột cố định:

a) Loại hai bánh tựa; b) Loại bốn bánh tựa; c) Loại nhiều con lăn.

Bánh tựa và phần cột tiếp xúc với nó được tính theo ứng suất tiếp xúc.

Để xác định tải trọng tác dụng lên con lăn của gối tựa dưới với nhiều con lăn ta phải giải hệ siêu tĩnh nhiều bậc. Để đơn giản ta giả thiết tải trọng tác dụng lên các con lăn phân bố theo quy luật:

$$N_x = N_1 \cos \alpha_x,$$

trong đó: N_x - tải trọng tác dụng lên con lăn thứ x ;

N_1 - tải trọng tác dụng lên con lăn nằm ở trục đối xứng của mặt cắt (xem hình 17.11,c);

α_x - góc giữa N_x và N_1 .

Chiều tất cả các lực lên phương tác dụng của H_B :

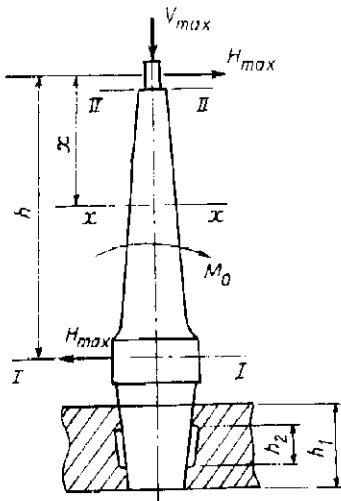
$$H_B = N_1 + 2 \sum N_x \cos \alpha_x = N_1 + 2 N_1 \sum \cos^2 \alpha_x.$$

Vậy:

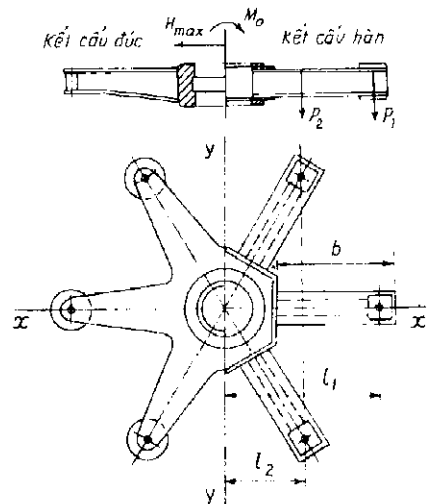
$$N_1 = \frac{H_B}{1 + 2 \sum \cos^2 \alpha_x}.$$

Tải trọng tính toán tác dụng lên con lăn $N_1^t = N_1 \cdot k$ với $k = 1,25$ là hệ số kể đến khả năng xô lệch của các con lăn và độ không chính xác của quy luật phân bố tải trọng mà ta giả thiết ở trên. Theo N_1^t ta tính ứng suất tiếp xúc cho con lăn và cột.

Cột của cần trục thường được chế tạo bằng phương pháp rèn từ thép C14 hoặc bằng thép ống dày, ở trên có hàn ngỗng trục rèn. Trị số xuất phát để tính cột là $H_{\max}$, $V_{\max}$ và chiều cao cột h . Các tiết diện của cột chịu ứng suất nén và uốn. Tiết diện nguy hiểm I-I của cột có mômen uốn lớn nhất $M_{\max} = H_{\max} \cdot h$. Ngoài tiết diện I-I cần phải kiểm tra tại các tiết diện x-x và tiết diện tại ngỗng trục trên II-II (hình 17.12). Vì mômen uốn của cột giảm dần theo hướng lên đỉnh cột nên để cột



Hình 17.12. Cột cố định.



Hình 17.13. Đế cột.

nhẹ hơn ta thường làm cột có dạng hình nón cụt. Phần chân cột lắp với đế cột cũng làm có dạng hình nón cụt với độ nghiêng thường lấy là $\frac{1}{10}$. Để giảm bớt bề mặt gia công ổ lắp chân cột, trong lỗ ở bề cần khoét vành rỗng có chiều cao $h_2 = (0,3 \div 0,4)h_1$ (hình 17.12). Chân cột được kiểm tra theo ứng suất dập do mômen lật $M_0 = H_{\max}h$ và phản lực $V_{\max}$ gây ra.

Đế cột (hình 17.13) là kết cấu đúc hoặc hàn có các chân đế bắt với bulông nền. Tải trọng tính toán tác dụng lên đế cột là M_0 và $H_{\max}$.

CẦN TRỤC THÁP

§18.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Cần trục tháp là loại cần trục có một thân tháp thường cao từ 30 đến 75m hoặc cao hơn nữa (đến 100m). Phía trên gần đỉnh tháp có gắn cần dài từ 12 đến 50m, đôi khi đến 70m, bằng chốt bản lề. Một đầu cần còn lại được treo bằng cáp hoặc thanh kéo đi qua đỉnh tháp. Kết cấu chung của cần trục tháp gồm hai phần: phần quay và phần không quay. Trên phần quay bố trí các cơ cấu công tác như: tời nâng vật, tời nâng cần, tời kéo xe con, cơ cấu quay, đối trọng, trang thiết bị điện và các thiết bị an toàn.

Phần không quay có thể được đặt cố định trên nền hoặc có khả năng di chuyển trên đường ray nhờ cơ cấu di chuyển. Tất cả các cơ cấu cần trục được điều khiển từ cabin treo ở trên cao gần đỉnh tháp.

Do có chiều cao nâng và tầm với lớn, khoảng không gian phục vụ rộng nhờ các chuyển động nâng hạ vật, thay đổi tầm với, quay toàn vòng và dịch chuyển toàn bộ máy mà cần trục tháp được sử dụng rộng rãi trong xây lắp các công trình xây dựng dân dụng, xây dựng công nghiệp hoặc dùng để bốc dỡ, vận chuyển hàng hóa, cấu kiện, vật liệu trên các kho bãi.

Tuy nhiên do kết cấu phức tạp, tháp cao và nặng, tốn kém trong việc tháo dỡ, lắp dựng, di chuyển, chuẩn bị mặt bằng nên cần trục tháp chỉ nên sử dụng ở nơi có khối lượng xây lắp tương đối lớn, và khi sử dụng cần trục tự hành là không kinh tế hoặc không có khả năng đáp ứng được yêu cầu của công việc. Do tính chất làm việc của cần trục tháp là luôn thay đổi địa điểm nên chúng thường được thiết kế sao cho dễ tháo dỡ, dựng lắp và vận chuyển hoặc có khả năng tự dựng và được di chuyển trên đường dưới dạng tổ hợp toàn máy. Điều này cho phép giảm chi phí và thời gian dựng lắp cần trục.

Thông thường cần trục tháp được chế tạo có sức nâng từ 1 đến 12t, cá biệt đến 75t. Mômen tải đạt đến 350tm, tầm với từ 8 đến 50m, chiều cao nâng đến 100m hoặc hơn nữa. Do có chiều cao nâng lớn nên tốc độ nâng nằm trong khoảng 0,32 - 2 m/s và có thể thay đổi tốc độ theo cấp hoặc vô cấp.

Tốc độ nâng hạ vật để điều chỉnh hàng $\leq 0,08$ m/s. Tốc độ quay 0,3-1 vg/ph. Thời gian thay đổi tầm với từ 25 đến 100 s. Tốc độ di chuyển xe con 0,2 - 1m/s, di chuyển cần trục 0,2-0,63 m/s.

Có thể phân loại cần trục tháp theo nhiều cách khác nhau. Theo công dụng có các loại sau

- Cần trục tháp có công dụng chung dùng trong xây dựng dân dụng và một phần trong xây dựng công nghiệp. Loại này có mômen tải từ 4 đến 160tm sức nâng 0,4-8t. Chiều cao nâng 12-100m, tầm với lớn nhất 10-30m. Để xây dựng nhà bằng phương pháp lắp ghép tấm hoặc khối bê tông, còn có các cần trục tháp có sức nâng đến 12t và mômen tải 40-250tm.

- Cần trục tháp để xây dựng các công trình có độ cao lớn (cần trục tháp tự nâng). Loại này có mômen tải từ 30 đến 250tm, đôi khi đến 500tm. Sức nâng ở tầm với lớn nhất 2-4t, ở tầm với nhỏ nhất đến 12t, có thể đến 20t. Tầm với đạt 20-50m, đôi khi đến 70m. Chiều cao nâng 50-100m, có thể đến 250m.

- Cần trục tháp chuyên dùng trong xây dựng công nghiệp. Loại này có mômen tải đạt đến 600tm, cao nhất 1500tm. Sức nâng 2-75t. Tầm với lớn nhất 20-40m.

Theo phương pháp lắp đặt tại hiện trường có thể chia ra: cần trục tháp di chuyển trên ray, cần trục tháp đặt cố định và cần trục tháp tự nâng. Cần trục tháp đặt cố định có chân tháp gắn liền với nền hoặc tựa trên nền thông qua bộ đỡ hoặc các gối tựa cố định. Cần trục tháp tự nâng có thể nằm ngoài hoặc trong công trình, tháp được tự nối dài để tăng độ cao nâng theo sự phát triển chiều cao của công trình, khi tháp có độ cao lớn, nó được neo với công trình để tăng ổn định và tăng khả năng chịu lực ngang. Với cần trục tháp tự nâng đặt trên công trình xây dựng, khi làm việc sẽ tự nâng toàn bộ cần trục theo chiều cao công trình. Toàn bộ tải trọng cần trục được truyền xuống công trình.

Theo đặc điểm làm việc của tháp có cần trục tháp loại tháp quay và loại tháp không quay. Ở loại tháp quay, toàn bộ tháp và cơ cấu được đặt trên bàn quay. Bàn quay tựa trên thiết bị tựa quay đặt trên khung di chuyển. Khi quay, toàn bộ bàn quay quay cùng với tháp. Ở loại tháp không quay, phần quay đặt trên đầu tháp. Khi quay chỉ có cần, đầu tháp, đối trọng và các cơ cấu đặt trên đó quay.

Theo phương pháp thay đổi tầm với chia ra: cần trục tháp với cần nâng hạ và cần trục tháp với cần nằm ngang có xe con di chuyển trên cần để thay đổi tầm với. Cần kiểu nâng hạ có kết cấu nhẹ và chiều cao nâng lớn hơn so với loại cần nằm ngang. Cần nằm ngang có kết cấu nặng hơn nhưng do thay đổi tầm với bằng xe con nên độ cao nâng và tốc độ di chuyển ngang của vật là ổn định, đặc biệt là có thể đưa móc treo tiến gần sát thân tháp nên tăng được không gian phục vụ của cần trục.

§18.2. CẤU TẠO CẦN TRỤC THÁP

Như đã nêu ở trên, cần trục tháp có nhiều dạng khác nhau, tuy nhiên có thể xếp về hai dạng cơ bản sau:

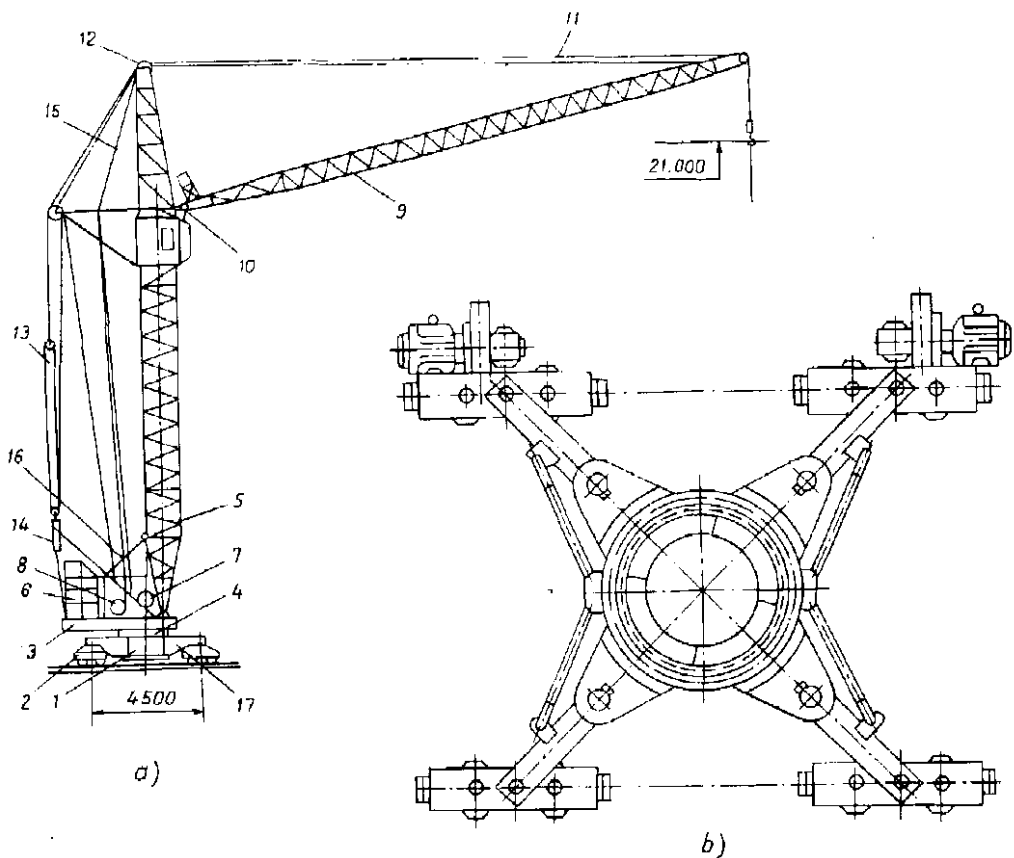
- loại tháp quay với cần nâng hạ hoặc cần nằm ngang thay đổi tầm với bằng di chuyển xe con;
- loại tháp cố định với cần nằm ngang, thay đổi tầm với bằng di chuyển xe con, đôi khi thay đổi tầm với bằng nâng hạ cần.

Bên cạnh hai loại trên còn có cần trục tháp tự nâng được xếp vào nhóm riêng.

Ngày nay, nhiều nhà chế tạo đã tạo ra các cần trục tháp có cấu tạo theo hướng môđun hóa theo cụm. Tùy theo cách sử dụng và bố trí các cụm mà ta có cần trục tháp tự nâng đặt cố định hay cần trục cố định hoặc có khả năng di chuyển trên ray không có cơ cấu tự nâng để xây dựng các công trình có độ cao trung bình và thấp. Theo hướng này cho phép chế tạo hàng loạt các cụm máy có chất lượng cao, giá thành thấp, tiện lợi trong thay thế sửa chữa.

1. Cần trục tháp loại tháp quay

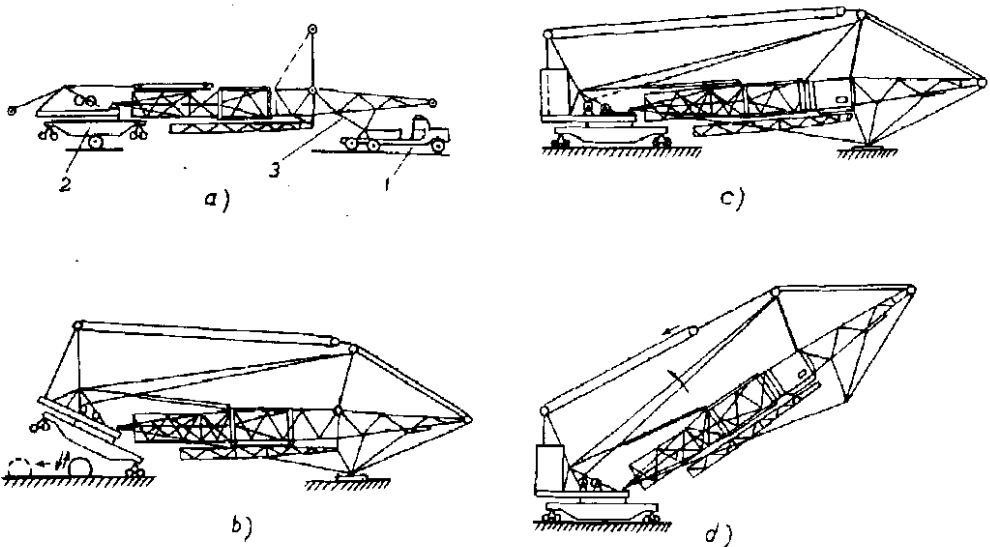
Phần lớn cần trục loại này sử dụng phương pháp thay đổi tầm với bằng cách nâng hạ cần. Cấu tạo chung được mô tả trên hình 18.1, a.



Hình 18.1. Cần trục tháp loại tháp quay:
a) Cấu tạo chung; b) Khung di chuyển cần trục.

Cần trục bao gồm khung di chuyển 1 di chuyển trên ray nhờ cơ cấu di chuyển 2. Bàn quay 3 tựa trên thiết bị tựa quay 4 và quay xung quanh trục quay của máy nhờ cơ cấu quay bố trí trên bàn quay. Trên bàn quay còn bố trí tháp 5, đối trọng 6 cùng cơ cấu nâng vật 7, nâng cần 8 và trang thiết bị điện. Cần 9 được nối một đầu với thân tháp bằng khớp bản lề 10, còn một đầu được treo bởi cáp neo 11 vòng qua cụm puly đổi hướng 12 bố trí trên đỉnh tháp. Cáp neo được nối với cụm puly di động của palăng nâng hạ cần 13. Cụm puly cố định của palăng nâng hạ cần được neo với bàn quay nhờ hệ thống thanh giằng 14. Vật nặng được nâng, hạ nhờ cáp nâng vật 15 vòng qua đỉnh tháp và đi xuống tới nâng vật đặt ở bàn quay. Tháp được đứng trên bàn quay nhờ chốt bản lề và hệ thống thanh giằng 16. Ở một số cần trục chân tháp được gấn lệch tâm, hơi lùi về phía sau so với đường trục đứng của tháp và cao hơn so với mặt bang của bàn quay. Kết cấu kiểu này đảm bảo ở trạng thái vận chuyển trên đường (lúc này tháp được gập xuống ở tư thế nằm ngang), tháp và bàn quay có cao độ tương đương nhau, do vậy giảm được chiều cao vận chuyển. Việc chọn chiều cao đỉnh tháp về phía trên chốt chân cần và độ lệch của đỉnh tháp về phía sau của trục tháp phụ thuộc vào độ lớn của lực căng cáp nâng cần và sức bền của tháp. Tháp thường được cấu tạo từ thép góc hoặc thép ống hàn lại thành dàn, với tiết diện ngang thân tháp là hình vuông hoặc ở một số cần trục nhỏ có dạng tam giác.

Thân tháp có thể chế tạo từ đoạn ống thép liền có tiết diện tròn. Để tiện cho việc vận chuyển và chế tạo, tháp được chia ra nhiều đoạn và liên kết với nhau bằng bulông. Với tháp có chiều cao lớn, tiết diện tháp được thay đổi nhỏ dần theo từng

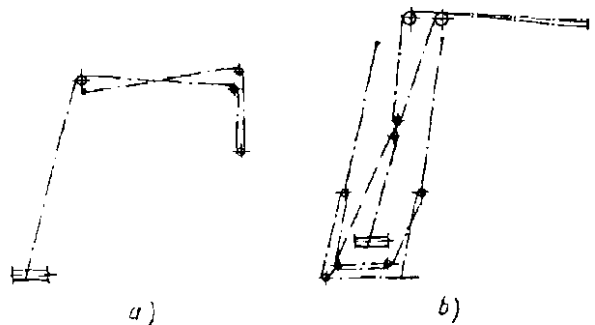


Hình 18.2. Vận chuyển và lắp dựng cần trục tháp loại tháp quay..

đoạn để tiết kiệm vật liệu, giảm trọng lượng cần trục hoặc có thể xếp lồng các đoạn tháp vào nhau.

Để đảm bảo vật nâng không bị thay đổi độ cao khi nâng hạ cần, trên nhiều cần trục, người ta sử dụng sơ đồ mắc cáp liên hợp (xem §9.1 và hình 9.4). Cơ cấu nâng cần không chỉ dùng để thay đổi tầm với mà nhiều khi được sử dụng để dựng tháp. Khi dựng tháp từ vị trí nằm ngang sang thẳng đứng, lúc này cần được ép sát vào thân tháp (hình 18.2). Chọn bội suất palang nâng cần ở trạng thái dựng lắp phải xuất phát từ lực kéo lớn nhất khi bắt đầu dựng tháp do mômen của trọng lượng tháp và cần gây ra đối với chốt chân tháp. Tuy nhiên với bội suất palang này khi nâng cần sẽ thừa lực kéo và gây cho cáp chống bị mòn vì bội suất quá lớn. Do vậy ở trạng thái làm việc bình thường (nâng hạ cần), một số nhánh cáp được loại bỏ khỏi palang. Biện pháp này được chỉ rõ trên hình 18.3. Cả hai đầu cáp của nhánh cáp trên được gắn với đầu cần. Một đầu của cáp cơ cấu nâng cần được gắn với bàn quay, còn một đầu cuốn lên tang cuốn cáp cơ cấu nâng cần. Khi nâng tháp, số nhánh cáp làm việc là sáu. Trạng thái làm việc nâng cần có hai nhánh. Trên một số cần trục, các nhánh cáp "thừa" này còn được tính toán xuất phát từ điều kiện cân bằng với mômen uốn tháp ở trạng thái làm việc và các nhánh cáp này được gọi là các nhánh cáp chống uốn tháp.

Để cần trục có thể di chuyển trên đoạn ray vòng, các cụm gối tựa của khung di chuyển có cấu tạo đảm bảo lác được quanh trục đứng. Mỗi cụm gối tựa có từ 1 đến 2 bánh xe (hình 18.1,b), các cụm gối tựa này không gắn trực tiếp với khung di chuyển mà thông qua bốn chân tựa. Các chân tựa này cũng có khả năng lác được quanh trục đứng. Nhờ các chân tựa này có khả năng gấp lại nên có thể



Hình 18.3. Sơ đồ mắc cáp nâng cần và dựng tháp:
a) Cáp nâng vật; b) Cáp nâng cần và dựng tháp.

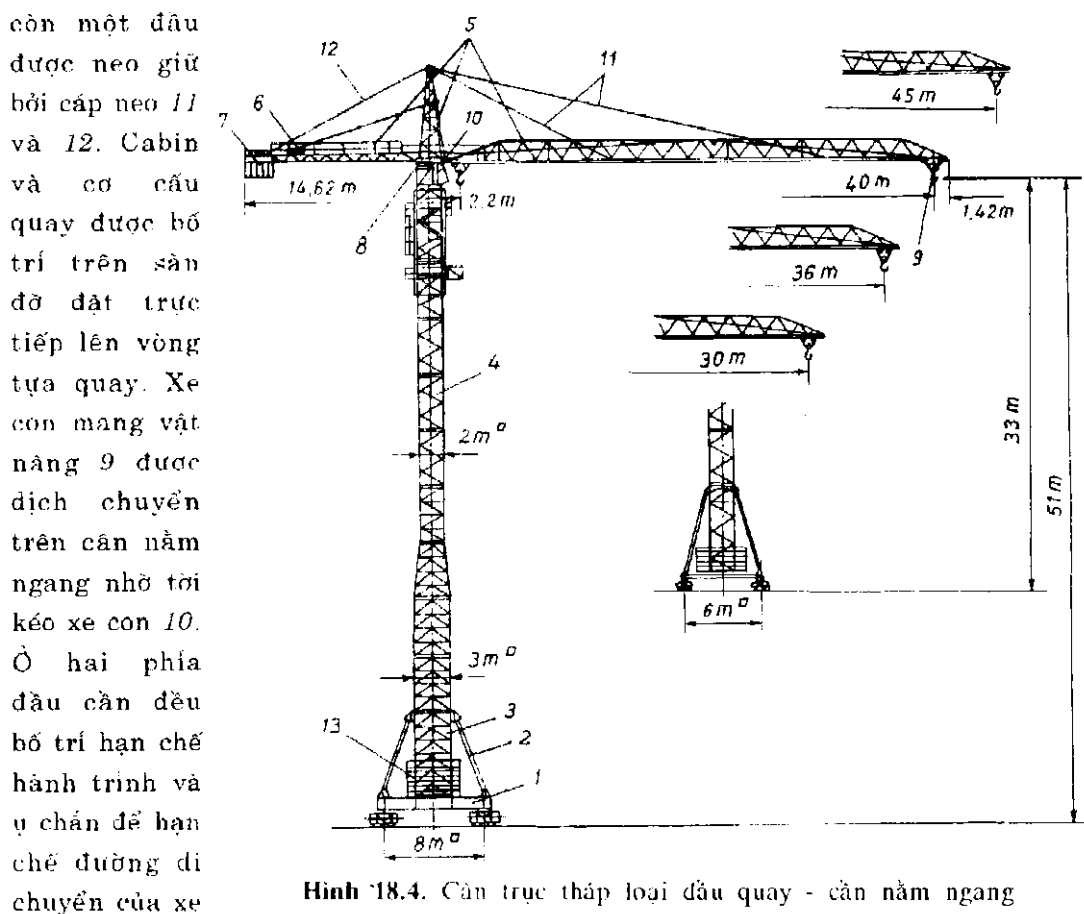
thu nhỏ kích thước chiều ngang khi vận chuyển máy trên đường. Để đảm bảo an toàn, giữa các chân tựa này được liên kết với nhau bằng hệ thống thanh giằng. Khi quay vòng, có thể tháo hệ thống giằng cho hai chân tựa

Trên bàn quay đối diện với tháp có bố trí đối trọng. Đối trọng có thể được chất bằng đá dăm trong thùng chứa hoặc bằng các khối bê tông, nhờ đó có thể tháo rời ra khỏi bàn quay khi vận chuyển máy hoặc thay đổi trọng lượng đối trọng ứng với từng trạng thái làm việc của cần trục. Cần trục tháp loại tháp quay thường được thiết kế sao cho lắp dựng nhanh, đơn giản và ít tốn kém. Trình tự dựng lắp được tiến hành như sau: cần trục được vận chuyển đến vị trí mới nhờ xe vận chuyển và xe mooc một trục trong tư thế nằm ngang (hình 18.2,a). Dùng cần trục khác nhấc đầu tháp rời khỏi sàn xe. Sau khi cho xe vận chuyển 1 rời đi, hạ đầu tháp tỳ lên

bệ đỡ bằng các thanh tà vẹt kê cao 0,6-0,7m hoặc tỳ lên các thanh chống 3. Palăng nâng cần kéo nghiêng khung di chuyển làm hai bánh trước của khung di chuyển cần trực tiếp xúc với đường ray (hình 18.2,b). Kẹp chặt hai bánh trước vào ray và tiếp tục kéo nghiêng khung di chuyển. Rút moóc ra, nhả cáp của palăng nâng cần để hạ khung di chuyển xuống cho đến khi hai bánh còn lại tiếp xúc với ray (hình 18.2,c). Đặt đối trọng lên bàn quay và dùng palăng nâng cần kéo thấp và cần lên vị trí thẳng đứng (hình 18.2,d). Quá trình tháo dỡ cần trực xảy ra ngược lại.

2. Cần trục tháp loại tháp đứng yên với cần nằm ngang (hình 18.4)

Loại cần trục này còn được gọi là cần trục tháp đầu quay. Trên khung di chuyển 1 đặt đoạn tháp cơ sở 3 được giữ bởi bốn thanh chống xiên 2. Khung xe có thể di chuyển trên đường thẳng hoặc quay vòng với hai cơ cấu dẫn động. Đoạn tháp trên 4 được tổ hợp bằng các đoạn tháp ngắn có tiết diện nhỏ hơn đoạn tháp cơ sở. Phần đầu quay 5 bao gồm đỉnh tháp, cần và cần côngxôn được tựa trên đầu tháp cố định thông qua vòng tựa quay 8. Trên cần côngxôn có bố trí đối trọng 7 và cơ cấu nâng 6. Cần và cần côngxôn được gắn với hệ quay bằng khớp bản lề ở một đầu, còn một đầu

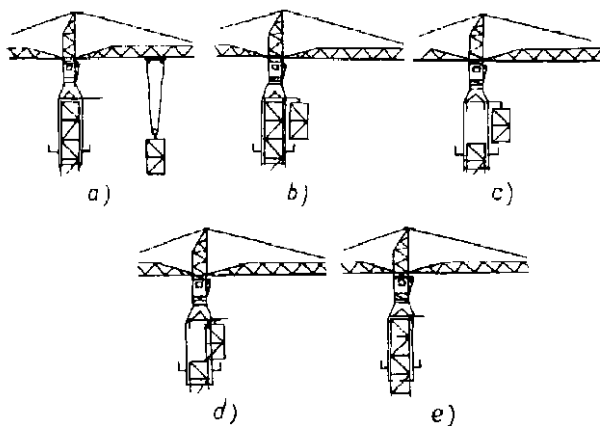


Hình 18.4. Cần trục tháp loại đầu quay - cần nằm ngang
(Kletterkran 150tm, Fa.J.Wolff và Co., Heilbronn BRD)

con. Để đảm bảo ổn định cho toàn bộ cần trục, trên khung di chuyển còn bố trí đôi trọng 13.

Cần trục tháp đầu quay - cần nằm ngang được sử dụng nhiều do có nhiều ưu điểm hơn so với cần trục tháp quay với cần nâng hạ. Cần trục có độ cứng vững cao hơn. Vật ít bị lắc hơn do chiều dài cáp treo vật nhỏ. Mặt khác khi sử dụng cần trục với cần nâng hạ, để đưa vật nâng vào các tọa độ nằm trong vùng có bán kính ứng với tầm với nhỏ nhất (vùng chết), phải sử dụng cơ cấu di chuyển để dời cần trục sang vị trí mới. Do tốc độ di chuyển cần trục tháp nhỏ (để đảm bảo vật nâng khi treo trên cáp có chiều dài lớn không bị lắc ngang nhiều) nên thời gian di chuyển máy lớn, ảnh hưởng đến năng suất máy. Loại cần nằm ngang có thể đưa xe con vào gần sát thân tháp nên không có nhược điểm này. Cũng xuất phát từ điều này, mà cứ 10 cần trục tháp loại đầu quay - cần nằm ngang chỉ có một được bố trí cơ cấu di chuyển. Khi xây dựng các công trình có chiều dài lớn, bố trí hai cần trục cố định vẫn kinh tế hơn so với bố trí một cần trục di chuyển, vì ở loại này phải lắp đặt đường ray cũng như chi phí thời gian cho di chuyển lớn.

Ưu điểm của cần trục tháp loại tháp quay - cần nâng hạ là di chuyển và tự dựng lắp, tháo dỡ nhanh, đơn giản. Tuy nhiên ngày nay việc vận chuyển toàn bộ cần trục trong thành phố ở trạng thái tổ hợp khó thực hiện. Mặt khác việc dựng lắp cần trục loại đầu quay có thể thực hiện nhờ các cần trục ô tô ở độ cao thấp sau đó tăng độ cao cần trục bằng cách nối dài tháp (hình 18.5).



Hình 18.5. Nối dài tháp cần trục loại đầu quay.

Tháp được nối dài nhờ các đoạn tháp nối. Đầu tiên đoạn tháp nối được nâng lên độ cao của đoạn tháp ngoài (còn gọi là khung trượt) nhờ cơ cấu nâng vật (hình 18.5,a), sau đó được treo vào ray trượt ngang (hình 18.5,b). Đầu quay cùng đoạn tháp ngoài được nâng lên nhờ cơ cấu nâng chuyên dùng. Cơ cấu này có thể là xylanh thủy lực hoặc dùng truyền động cơ khí như palăng cáp. Đoạn tháp ngoài được nâng lên theo sự dẫn hướng của thân tháp trong và nó sẽ tạo ra khoảng trống để lắp đoạn tháp nối (hình 18.5,c). Trượt ngang đoạn tháp nối đã được treo trên ray vào vị trí trong lòng đoạn tháp ngoài (hình 18.5,d) sau đó tiến hành liên kết đoạn tháp nối với thân tháp trong bằng bulông (hình 18.5,e).

3. Cần trục tháp tự nâng

Khi xây lắp các công trình có độ cao lớn 70-150m hoặc hơn nữa, phải dùng cần

trục tháp tự nâng. Cần trục tháp tự nâng có kết cấu cho phép tự nâng độ cao của cần trục theo sự phát triển chiều cao của công trình, ngoài ra nó có thể được tựa vào công trình đang xây dựng nên đạt được chiều cao nâng tương đối lớn. Theo nguyên tắc tự nâng có thể chia cần trục loại này ra làm hai nhóm:

- cần trục tự nâng nằm ngoài công trình, tăng độ cao bằng cách nối dài tháp. Chân tháp được cố định trên nền. Để tăng độ cứng vững và tăng khả năng chịu lực ngang, khi độ cao lớn, tháp được kẹp với công trình ở nhiều điểm khác nhau dọc theo thân tháp;

- cần trục tháp leo sàn, toàn bộ cần trục đứng trên công trình và tự nâng theo sự phát triển chiều cao của công trình. Tải trọng của cần trục được đỡ bởi công trình và truyền xuống nền.

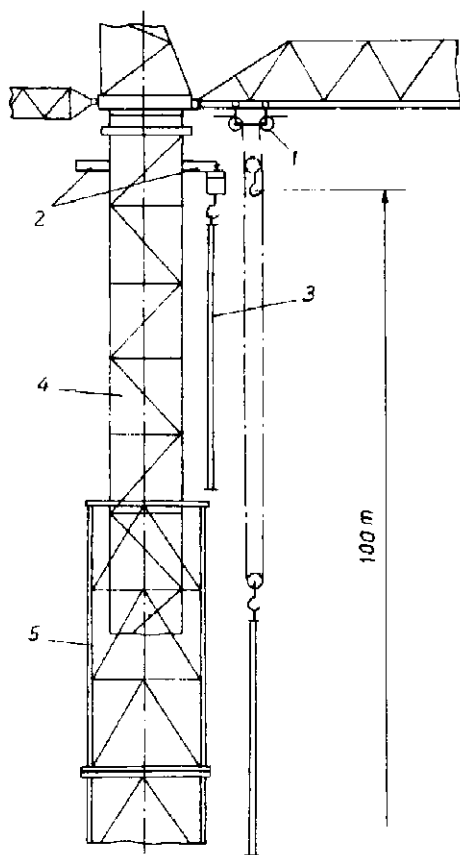
Cấu tạo chung của cần trục tháp tự nâng bao gồm tháp cố định (hình 18.7), đầu quay trên nó lắp cần, côngxôn đỡ trong, các cơ cấu công tác cùng trang bị điện. Phần lớn ở các cần trục này thay đổi tâm với bằng di chuyển xe con cáp kéo trên cần nằm ngang. Cá biệt có loại thay đổi tâm với bằng nâng hạ cần. Cần trục được điều khiển trong cabin, có thể điều khiển từ xa bằng vô tuyến. Để thay đổi chiều cao tháp, phổ biến sử dụng ba phương pháp sau:

a) Tăng chiều cao tháp từ phía trên bằng các đoạn nối

Đoạn tháp nối được nâng lên vị trí lắp ráp, sau đó được nối với đỉnh tháp, phần đầu quay được trượt trên đoạn tháp nối nhờ cơ cấu nâng vật hoặc một cơ cấu chuyên dùng được trang bị trên máy, có thể là cơ khí hoặc thủy lực (hình 18.6).

Ưu điểm của phương pháp này là trọng lượng bản thân phần được nâng (đầu quay) không đổi và tương đối nhỏ. Có thể sử dụng cơ cấu nâng vật hoặc nâng cần để thực hiện các thao tác nối dài tháp và trượt đầu quay. Cho phép kẹp chặt tháp với công trình ngay cả khi tiến hành nâng độ cao cần trục do phần tháp dưới luôn cố định.

Nhược điểm là tất cả các thao tác khi nâng cần trục đều diễn ra ở độ cao lớn,



Hình 18.6. Cần trục tháp tự nâng, nối dài tháp từ phía trên:

- 1- xe con cáp kéo; 2- ray vòng với cơ cấu nâng để lắp ráp các chi tiết của đoạn tháp nối 3; 4- thân tháp trong được nâng lên nhờ thiết bị nâng tháp; 5- thân tháp ngoài.

gây nguy hiểm khi thực hiện công việc, bắt buộc phải trang bị một cơ cấu hãm an toàn để phòng sự cố, ví dụ khi đứt cáp, toàn bộ phần được nâng của cần trục có thể bị rơi xuống. Chi phí cao về thời gian và nhân lực cho việc nâng đầu tháp.

b) Kéo dài tháp nhờ nâng đoạn tháp ngoài

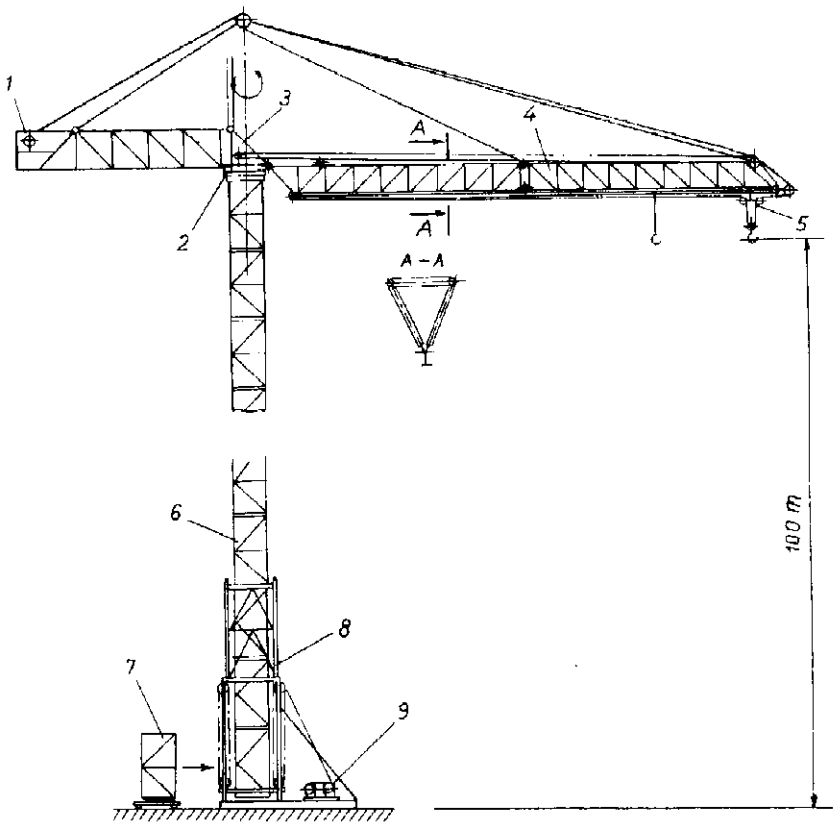
Ở cần trục này, tháp được cấu tạo bao gồm một đoạn tháp ngoài và thân tháp trong. Giữa tháp trong và đoạn tháp ngoài có khả năng trượt tương đối với nhau. Trình tự nối dài tháp có thể xem ở hình 18.5.

Ngoài ưu và nhược điểm đã nêu ở phương pháp (a) thì mức độ nguy hiểm của phương pháp này còn lớn hơn khi thực hiện các thao tác nối dài tháp ở trên cao. Để truyền lực ngang giữa các đoạn tháp trong và ngoài, đòi hỏi tại các vị trí liên kết phải có kết cấu phù hợp, thường là song trượt và các con lăn dẫn hướng. Các con lăn có thể được liên kết cứng hoặc liên kết đàn hồi. Các cụm con lăn có liên kết đàn hồi cho phép khắc phục được các khe hở do sai số khi chế tạo hoặc lắp ráp.

c) Nối dài tháp từ phía dưới

Tháp cùng với đầu quay được nâng từ dưới lên nhờ bàn nâng có khả năng trượt bên trong đoạn tháp lồng bên ngoài (hình 18.7). Sau khi đưa bàn nâng lên độ cao quy định nhờ hệ thống palăng cáp và cơ cấu nâng tháp, tiến hành đưa đoạn tháp nối vào để liên kết với thân tháp trong.

Ưu điểm của phương pháp này là công việc lắp ráp và nâng tháp được tiến hành ở dưới thấp nên an toàn hơn so

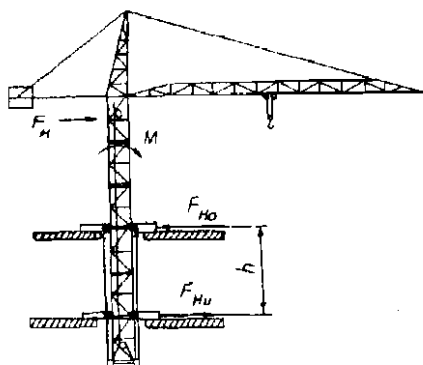


Hình 18.7. Cần trục tháp tự nâng - nối dài tháp từ bên dưới:
 1- cơ cấu nâng; 2- thiết bị tựa quay; 3- cơ cấu kéo xe con;
 4- cần; 5- xe con cáp kéo; 6- thân tháp trong được nối dài
 nhờ đoạn tháp nối 7; 8- thân tháp ngoài; 9- tời nâng tháp.

với hai phương pháp trên. Các công tác chuẩn bị cho việc nổi dài tháp có thể tiến hành đồng thời với khi cần trục đang làm việc nên rút ngắn được thời gian chết của máy. Phần đỉnh tháp có kết cấu nhỏ gọn do phần tự nâng bố trí ở chân tháp nên cơ cấu quay thường có công suất nhỏ. Không phải bố trí cơ cấu hãm an toàn do nếu xảy ra sự cố, ví dụ: đứt cáp thì cần trục chỉ bị rơi một đoạn lớn nhất bằng chiều dài đoạn tháp nổi.

Nhược điểm của phương pháp này là phải nâng cả cần trục khi kéo dài tháp. Trọng lượng này thay đổi theo độ cao của tháp do đó cơ cấu nâng tháp phải được tính toán ứng với mức tải lớn nhất. Khi đạt độ cao lớn, tháp phải kẹp vào công trình. Cơ cấu kẹp này phải có kết cấu cho phép tháp trượt được theo phương đứng.

Ngoài ba phương pháp để tăng chiều dài nổi trên, hiện nay để xây dựng các công trình có độ cao quá lớn, người ta dùng phương pháp nâng toàn bộ cần trục theo chiều cao công trình. Khi này tháp cần trục không thay đổi chiều dài mà toàn bộ cần trục được nâng lên lần lượt từ tầng thấp lên tầng cao hơn. Loại cần trục này gọi là cần trục leo sàn. Toàn bộ tải trọng của cần trục được truyền xuống công trình, vì vậy với cần trục có sức nâng và tầm với tương đối lớn, ví dụ $Q = 3 \div 5t$, tầm với lớn hơn 22m thì chỉ được phép làm việc trên các công trình xây dựng có khung bằng thép. Quá trình nâng được thực hiện nhờ cơ cấu nâng vật hoặc một cơ cấu chuyên dùng (loại cơ khí hoặc thủy lực). Tải trọng thẳng đứng và ngang được truyền xuống các gối tựa bao quanh tháp và từ đó xuống công trình (hình 18.8). Để giảm nhỏ lực ngang, có thể tăng khoảng cách giữa các gối. Cần trục tháp leo sàn về nguyên tắc có thể cho chiều cao nâng là vô hạn.



Hình 18.8. Cần trục tháp leo sàn.

Để hiểu rõ hơn cần trục này, hình 18.9 mô tả nguyên tắc làm việc của một loại cần trục tháp leo sàn do Pháp chế tạo. Cần trục tháp MD175-B41B. Cần trục này có chiều cao nâng 174m. Tầm với 60m. Sức nâng lớn nhất 10t. Sức nâng ở tầm với lớn nhất 1,4t. Lực tác dụng thẳng đứng lên công trình 65t. Lực tác dụng ngang 10t khi các gối đỡ tháp trên sàn cách nhau 15m.

Cần trục làm việc theo các bước sau

1. Dựng lắp cần trục trên nền, tiến hành xây dựng nền móng và các tầng từ 1 đến 9.
2. Lắp bệ đỡ ở sàn tầng 4 và 8. Lắp thiết bị đẩy (bơm và kích nâng thủy lực) vào bệ đỡ ở tầng 4, tháo tháp khỏi mặt nền.
3. Nâng dần cần trục lên nhờ kích thủy lực, sau khi kết thúc quá trình nâng,

khóa tháp với bộ đỡ ở sàn tầng 4 bằng chốt.

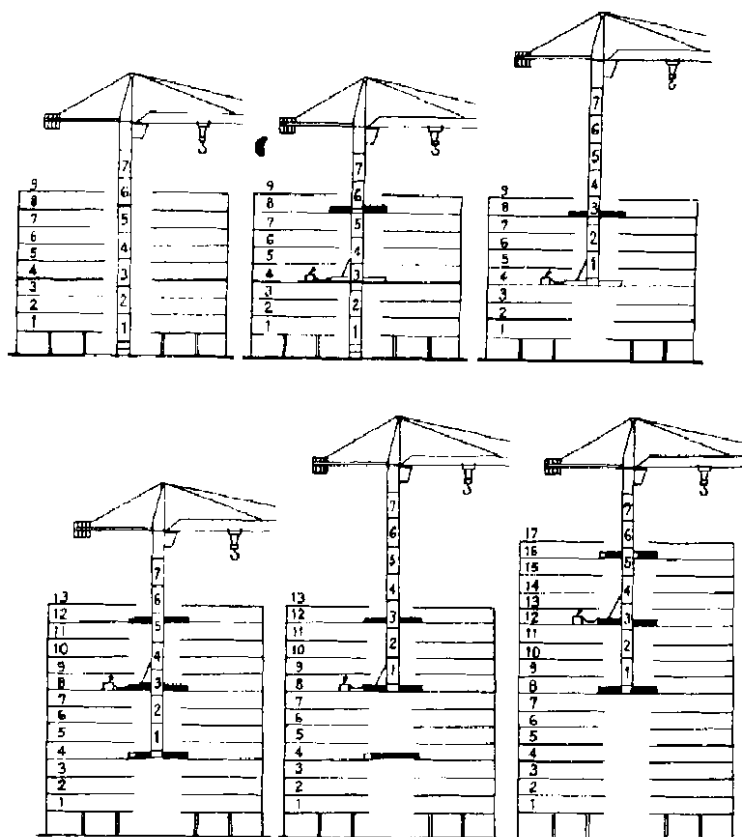
4. Tiến hành xây dựng tiếp từ tầng 10 đến tầng 13, khi xây xong tầng 13, lắp bộ đỡ thứ 3 vào tầng 12 và chuyển thiết bị đẩy về bộ đỡ tầng 8.

5. Nâng dần cần trục lên nhờ kích thủy lực đến vị trí làm việc, lúc này bộ đỡ tầng 4 không chịu lực.

6. Xây dựng tiếp từ tầng 14 đến 17. Khi đã xong tầng 17, dời bộ đỡ số 1 ở tầng 4 lên đặt ở tầng 16 và chuyển thiết bị đẩy lên tầng 12.

Quá trình nâng tháp lại tiếp tục sau khi đã xây dựng được 3 tầng tiếp theo.

Sau khi xây dựng xong công trình, cần trục được tháo rời thành từng phần và hạ xuống nhờ lời nâng vật qua giếng mà cần trục đã leo lên.



Hình 18.9. Nguyên tắc tự nâng của cần trục tháp leo sàn MD175-B41B-POTAIN (Pháp).

§18.3. ĐẶC ĐIỂM TÍNH TOÁN CẦN TRỤC THÁP

1. Yêu cầu chung đối với cần trục tháp

Khi thiết kế cần trục tháp, phải đảm bảo một số yêu cầu sau

1. Để tăng độ ổn định của cần trục khi mang tải thì trọng tâm của cần trục phải nằm ở vị trí thấp nhất trong điều kiện cho phép nhờ bố trí kết cấu hợp lý và bố trí thêm đối trọng ở bên dưới.

2. Kết cấu cần trục cho phép có thể thay đổi chiều cao nâng lớn nhất theo mức độ phát triển chiều cao của công trình nhờ việc tăng chiều dài tháp (dùng tháp lồng

hoặc đoạn tháp nổi). Yêu cầu này sẽ làm kết cấu trở nên phức tạp, do vậy ở một số căn trục loại mới người ta bỏ qua yêu cầu này.

3. Người lái cần trục có chỗ làm việc tốt, ở vị trí dễ quan sát. Thuận tiện, đơn giản và chính xác trong việc điều khiển sự làm việc của các cơ cấu nhờ hoàn thiện các sơ đồ điện. Để thay đổi tốc độ nâng trong phạm vi rộng có thể dùng tới nhiều tốc độ hoặc sử dụng các phương pháp điều khiển đã trình bày ở §6.2. Sơ đồ điều khiển điện cho phép công nhân lái máy kết hợp cùng một lúc nhiều chuyển động (nâng hạ vật, di chuyển, quay) để tăng năng suất nhờ rút ngắn thời gian làm việc chu kỳ của máy. Người lái không thể quan sát được mọi vị trí của bãi lắp ráp nên phải có mối liên hệ tốt giữa người lái và công nhân lắp ráp, móc tải. Điều khiển từ xa là phương pháp hiện đại và có hiệu quả. Ở đây điều khiển cần trục là công nhân đứng tại vị trí lắp ráp. Phổ biến nhất là kết hợp giữa người lái điều khiển chuyển động có tốc độ lớn từ cabin và công nhân đứng tại chỗ lắp ráp điều khiển các chuyển động có tốc độ thấp, đòi hỏi chính xác. Hiện nay nhiều cần trục tháp còn được trang bị hệ thống điều khiển tự động từ xa làm việc theo chương trình đã lập sẵn.

4. Đối với cần trục di chuyển nên thiết kế có khả năng quay vòng. Cần trục loại nhỏ đến 10tm có thể di chuyển trên đường nhờ bộ di chuyển bánh lốp. Khi làm việc, cần trục loại này đứng yên và được tựa trên chân tựa cứng.

5. Giảm nhẹ mức độ nâng nhọc và rút ngắn thời gian lắp dựng, vận chuyển cần trục khi thay đổi địa điểm làm việc. Việc vận chuyển trên đường đòi hỏi chiều dài vận chuyển không quá lớn (đài $\leq 25\text{m}$, cao và rộng $\leq 4\text{m}$) và đảm bảo có thể quay vòng được.

6. An toàn trong khi làm việc. Đảm bảo ổn định (không bị lật) ở trạng thái làm việc và không làm việc (Bãi toán ổn định §22.1). Để đảm bảo an toàn khi làm việc, cần trục tháp phải được trang bị các thiết bị an toàn sau

- Hạn chế mômen tải (chứ không phải hạn chế tải trọng nâng), tự động ngắt động cơ cơ cấu nâng khỏi mạch điện khi mômen tải vượt quá giới hạn cho phép. Có nghĩa là khi vật nặng vượt qua giới hạn cho phép ứng với mỗi tầm với. Quan hệ giữa tải trọng nâng cho phép và tầm với được biểu diễn bằng đường đặc tính tải trọng. Phương pháp xây dựng đường đặc tính tải trọng được trình bày ở §22.2.

- Thiết bị hạn chế chiều cao nâng, tự động ngắt động cơ cơ cấu nâng khỏi mạch điện khi móc treo lên quá cao, tỳ sát vào đầu cần.

- Thiết bị hạn chế hành trình di chuyển cần trục và hành trình di chuyển xe con trên cần. Đảm bảo cho cần trục và xe con không di chuyển vượt ra ngoài giới hạn cho phép.

Thiết bị hạn chế góc nghiêng lớn nhất của cần.

- Thiết bị đo tốc độ gió và tự động ngắt các cơ cấu khi lực gió vượt quá giới hạn cho phép. Thiết bị phòng gió lớn để kẹp chặt cần trục với đường ray ở trạng

thái không làm việc.

Ngoài các yêu cầu trên, cần trục chế tạo ra phải có giá thành thấp, phạm vi sử dụng rộng rãi bằng cách dễ dàng thay đổi kết cấu nhờ thêm bớt các cụm máy.

2. Trình tự tính toán cần trục tháp

Sau khi lựa chọn xong phương án kết cấu căn cứ các yêu cầu sử dụng đặt ra, tính toán cần trục tháp cần theo các bước cơ bản sau

1. Xác định sơ bộ các kích thước cơ bản của cần trục như chiều cao tháp, chiều dài đầu tháp, kích thước mặt cắt ngang thân tháp. Chiều dài cần, kích thước mặt cắt ngang cần, khoảng cách từ trục quay của máy đến trục tháp cho loại tháp quay. Bán kính quay vòng lớn nhất của bàn quay. Khoảng cách trục bánh xe và khẩu độ ray. Chiều rộng bàn quay. Vị trí bố trí các cơ cấu công tác, và một số các kích thước quan trọng khác. Việc xác định sơ bộ các kích thước này có thể dựa vào các công thức kinh nghiệm hoặc căn cứ vào các máy có tính năng tương tự đã có sẵn.

2. Xác định tải trọng và tổ hợp tải trọng tác dụng lên cần trục. Tải trọng do trọng lượng bản thân máy thường được xác định cho từng cụm lớn như: tháp, cần, cabin, bàn quay, khung di chuyển, đối trọng, các cơ cấu công tác, palăng cáp... và được coi như tải trọng tập trung đặt ở trọng tâm cụm đó. Có thể sử dụng các công thức kinh nghiệm hoặc căn cứ vào máy có sẵn để xác định sơ bộ trọng lượng bản thân máy và từng cụm máy.

Tùy theo mục đích của bài toán, tiến hành xác định các trường hợp tải trọng tính toán (§0.2) và các tổ hợp tải trọng tương ứng với mỗi trường hợp hợp tải trọng.

3. Tính toán thiết kế các cơ cấu công tác kể cả cơ cấu lắp dựng nếu có.

4. Tính toán kết cấu thép.

5. Xác định lại trọng lượng các cụm, bộ phận máy. Nếu có sai khác nhiều so với bước chọn sơ bộ, cần điều chỉnh và tính toán lại.

6. Kiểm tra ổn định, xây dựng đường đặc tính tải trọng.

7. Tính toán trang thiết bị điện và bố trí chúng trên máy.

CẦN TRỤC TỰ HÀNH

§19.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Cần trục tự hành là loại cần trục có tay cần, quay toàn vòng, tự di chuyển trong phạm vi rộng và được dùng phổ biến nhất trong các loại cần trục. Do tính di động cao nên nó được dùng nhiều để bốc xếp hàng hóa, vật liệu trên các kho bãi, nhà ga, bến cảng, lắp đặt máy móc, cấu kiện trong xây dựng dân dụng và công nghiệp.

Cấu tạo chung của cần trục tự hành gồm có tay cần, bàn quay, phần di chuyển, thiết bị tựa quay, các cơ cấu công tác như cơ cấu nâng hạ vật, nâng cần, cơ cấu quay, cabin và hệ thống điều khiển.

Theo phần di chuyển có thể phân cần trục tự hành ra các loại sau

- Cần trục đường sắt: di chuyển trên đường ray xe lửa. Nó được dùng để xếp dỡ hàng hóa ở các nhà ga, trên các công trình xây dựng.
- Cần trục bánh lốp và cần trục ô tô là loại cần trục có phần di chuyển chạy bằng bánh lốp hoặc là khung gầm của ô tô tải thông thường. Loại cần trục này có tính cơ động cao, tốc độ di chuyển trên đường lớn. Nó được sử dụng ở nơi có khối lượng công việc không nhiều, tại các địa điểm phân tán, ở nơi xa và thường phải thay đổi vị trí làm việc.
- Cần trục xích là loại cần trục có phần di chuyển bằng bánh xích, do vậy rất cơ động, linh hoạt, có thể di chuyển được cả trên mặt đường xấu và nền đất yếu, quãng đường di chuyển thường ngắn. Một số cần trục xích được trang bị cả các thiết bị xúc nên còn được gọi là cần trục - máy xúc hoặc cần trục xích vạn năng.
- Cần trục máy kéo: thiết bị nâng được lắp trên máy kéo xích. Loại này được dùng để lắp đặt đường ống.

Theo đặc điểm dẫn động các cơ cấu chính, phân thành cần trục tự hành dẫn động riêng và loại dẫn động chung

Ở những cần trục có dẫn động riêng, mỗi cơ cấu do một động cơ dẫn động. Thiết bị động lực thường là một trong các tổ hợp sau: "động cơ diesel-máy phát", "động cơ điện-máy phát điện" hoặc "động cơ diesel-bơm thủy lực".

Loại tổ hợp "động cơ diesel-máy phát" tạo ra dòng điện xoay chiều hoặc một

chiều cho động cơ của các cơ cấu.

Tổ hợp "động cơ diesel-bơm thủy lực" sử dụng bơm thủy lực thông qua hệ thống điều khiển truyền năng lượng đến động cơ thủy lực hoặc xy lanh thủy lực.

Ở cần trục tự hành có dẫn động chung, tất cả các cơ cấu do một hay một vài động cơ dẫn động. Thiết bị động lực là động cơ diesel hoặc động cơ điện thông qua hệ thống truyền động cơ khí, dẫn động các cơ cấu làm việc. Trong hệ thống truyền động này, ngoài truyền động cơ khí cũng có thể có thêm cả truyền động thủy lực cũng như sử dụng các thiết bị thủy lực khác như khớp nối thủy lực, biến tốc thủy lực.

Nhược điểm của dẫn động chung là sơ đồ phức tạp, khó khăn trong điều khiển, sửa chữa, bảo dưỡng máy do vậy ngày nay chỉ còn thấy rất ít trên các cần trục tự hành cỡ nhỏ.

Cấu tạo cần của cần trục tự hành thường làm theo kết cấu dàn, cũng có khi là dạng hộp. Tùy theo yêu cầu, tính chất của công việc mà có thể thay đổi dạng cần cho thích hợp. Thường cần trục được trang bị một đoạn cần chính hay còn gọi là đoạn cần cơ bản, để tang chiều dài cần, sử dụng các đoạn cần nối giữa. Trên đỉnh cần có thể lắp thêm mô cần phụ để tăng phạm vi làm việc của máy. Một số cần trục còn được trang bị thiết bị tháp cần.

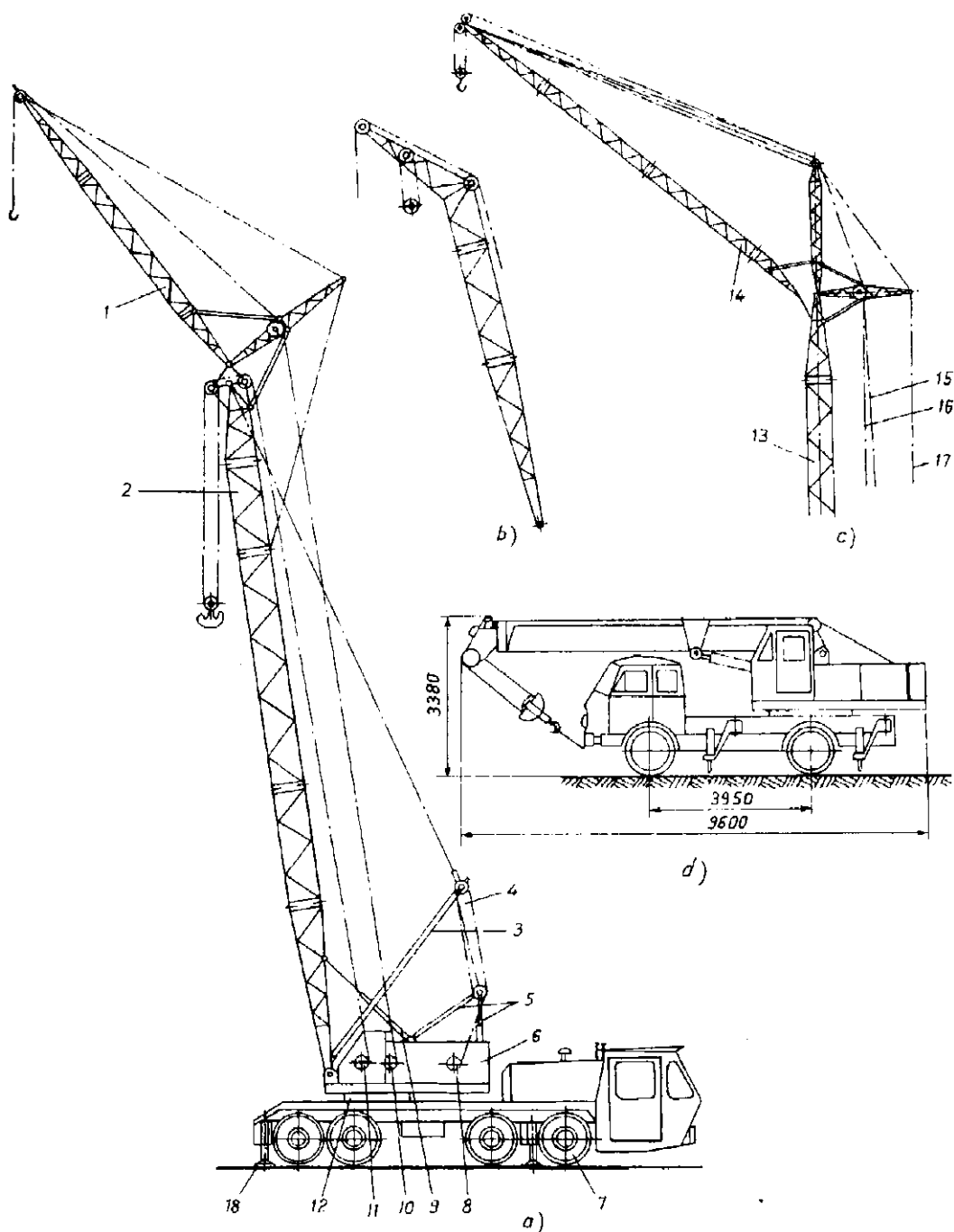
§19.2. CẤU TẠO CẦN TRỤC TỰ HÀNH

1. Cần trục ô tô (hình 19.1)

Cần trục ô tô có hai phần, phần quay và phần không quay, giữa chúng được liên kết với nhau bằng vòng tựa quay. Trên phần quay bố trí tay cần, các cơ cấu công tác như cơ cấu nâng vật, nâng cần, cơ cấu quay, đối trọng và các thiết bị điều khiển. Phần không quay là khung xe ô tô tải hoặc sát xi chuyên dùng kiểu ô tô tải được chế tạo đảm bảo theo các yêu cầu mà ngành giao thông quy định. Tùy theo sức nâng của cần trục mà phần khung di chuyển bố trí từ 2 đến 6 trục bánh xe. Nó có thể di chuyển trên đường với tốc độ từ 70 đến 90 km/h.

Cần trục ô tô bao giờ cũng có một cabin bố trí ở trên khung di chuyển để người lái điều khiển xe di chuyển trên đường. Trên phần quay có một cabin khác để điều khiển cần trục. Cần trục ô tô phần lớn có hai động cơ, một động cơ cho phần di chuyển và một động cơ nhỏ hơn bố trí trên phần quay để dẫn động các cơ cấu cần trục.

Một số cần trục ô tô loại nhỏ có thể bố trí chung một cabin ở khung di chuyển, khi này chỉ có một động cơ ở phần di chuyển dẫn động chung cho toàn máy.



Hình 19.1. Cấu tạo chung cần trục ô tô:

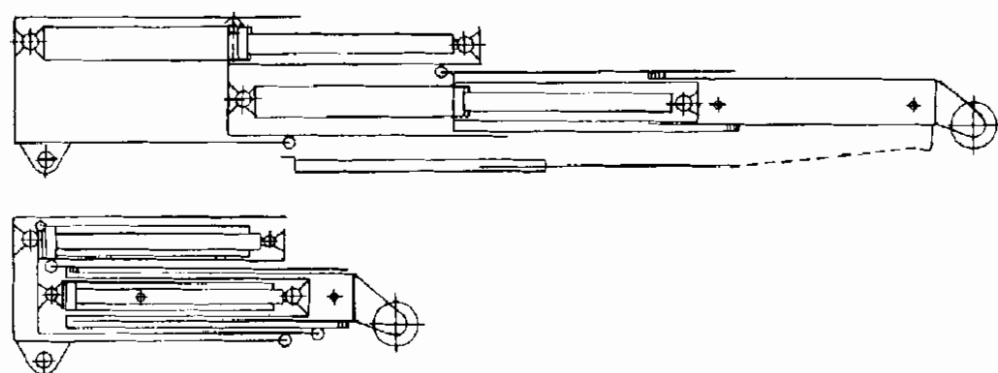
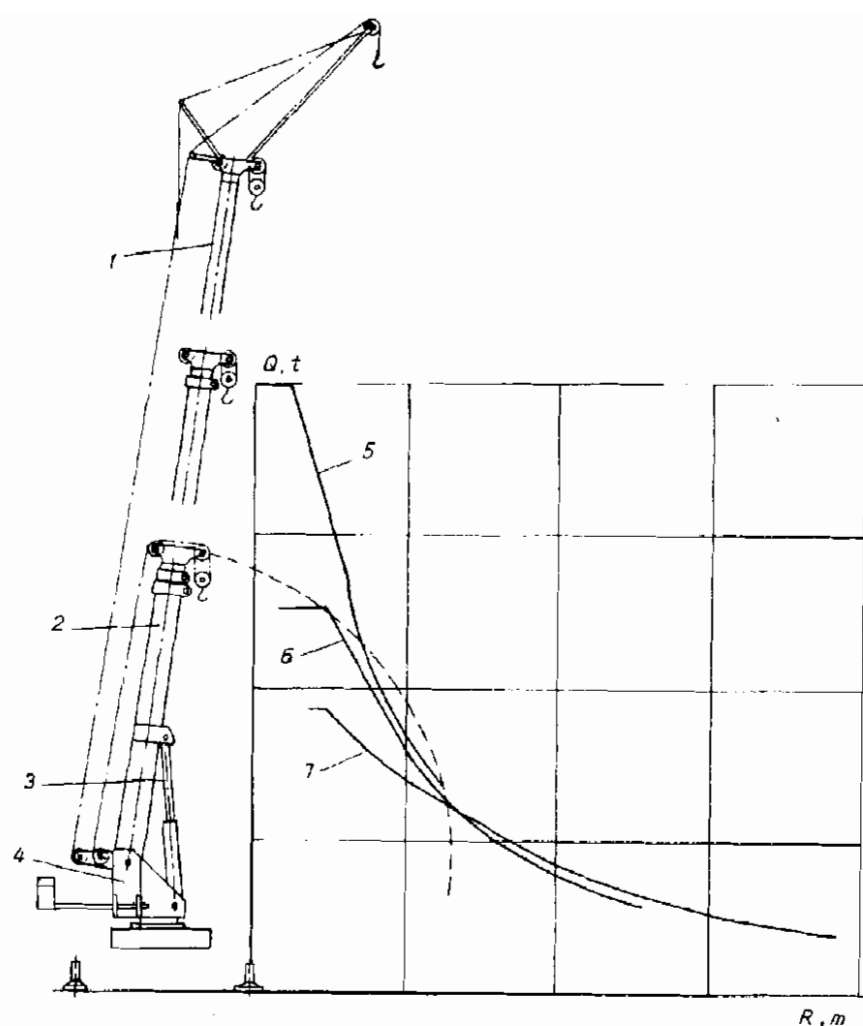
a) Cần với mỏ cần; b) Cần chính với đoạn gấp khúc;

c) Tháp cần; d) Cần trục ô tô kiểu cần hộp.

1- mỏ cần (được liên kết cứng với cần chính); 2- cần chính; 3- thanh chống dựng lắp;
4- palăng cáp nâng hạ cần; 5- cụm thanh chống; 6- bàn quay; 7- ô tô cơ sở; 8- cơ cấu
nâng hạ cần; 9- cơ cấu chống lật cần; 10. cơ cấu nâng phụ; 11- cơ cấu nâng chính;

12- thiết bị tựa quay; 13- tháp; 14- hệ thống cần cân bằng; 15- cáp nâng hạ cần;

16- cáp nâng vật; 17- cáp neo; 18- chân tựa.



Hình 19.2. Sơ đồ cấu tạo cần hộp loại ba đoạn cần và hai xylanh thủy lực:
 1- đoạn cần thô thụt; 2- đoạn cần gốc; 3- xylanh nâng hạ cần; 4- bàn quay cùng
 các cơ cấu công tác và đối trọng; 5, 6, 7- đường đặc tính tải trọng ở các trạng
 thái cần khác nhau.

Để truyền lực dẫn động đến các cơ cấu công tác, thường sử dụng một trong các loại truyền động sau: cơ khí, truyền động điện hoặc truyền động thủy lực. Phổ biến là các hệ truyền động điện và thủy lực.

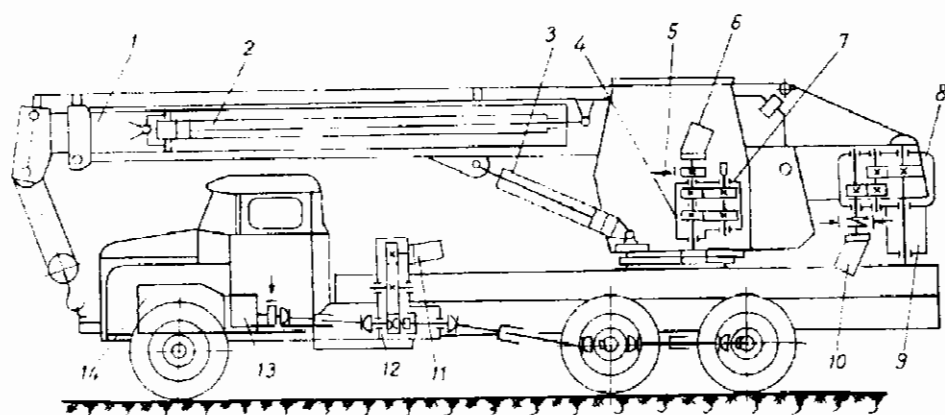
Cần của cần trục ô tô có kết cấu dạng dàn được chế tạo bằng thép ống hoặc thép góc định hình và được nâng hạ cần bằng tang cuốn cáp (hình 19.1). Cần có kết cấu hộp xếp lồng vào nhau có thể có tới bốn đoạn (hình 19.2). Các đoạn cần có khả năng duỗi dài ra hoặc co ngắn lại nhờ các xylanh thủy lực bố trí trong hộp cần. Nâng hạ cần cũng bằng xylanh thủy lực. Hình 19.2 mô tả cấu tạo của cần hộp với ba đoạn cần và hai xylanh thủy lực. Để giảm nhỏ trọng lượng riêng thường chế tạo hộp cần từ thép có cường độ cao. Ưu điểm của cần trục ô tô có cần loại hộp xếp lồng là: kết cấu gọn khi di chuyển, có thể làm việc ngay không cần phải nối thêm đoạn cần như ở loại cần dàn khi có yêu cầu độ cao và tầm với lớn. Nhược điểm là trọng lượng di chuyển trên đường lớn.

Để đảm bảo ổn định chống lật, khi làm việc, toàn bộ cần trục được tựa trên một hệ thống bao gồm bốn chân tựa có khả năng nâng toàn bộ xe cần trục lên nhờ kích vít hoặc kích thủy lực. Để tang khoảng cách giữa các điểm tựa, nhờ đó tang độ ổn định cần trục, các chân tựa có thể duỗi dài ra xa so với vị trí các vết bánh xe. Khi di chuyển trên đường, các chân tựa được co hoặc gấp lại đảm bảo kích thước nhỏ gọn. Trong nhiều trường hợp, cần trục ô tô có thể di chuyển chậm trong cự ly ngắn khi đang có vật treo trên móc, tuy nhiên sức nâng giảm xuống còn 20-30% so với khi làm việc với chân tựa. Và khi này đòi hỏi vị trí của cần phải để theo hướng dọc theo trục xe và quay về phía sau với chiều cao nâng vật không quá 0,5 m. Trên hình 19.1 mô tả cấu tạo của cần trục ô tô kiểu cần dàn, nâng hạ cần bằng hệ thống tang cuốn cáp. Móc cần 1 được gắn cứng với tay cần chính 2, cần được treo bởi cáp neo gắn trên thanh chống 3, palang cáp nâng cần 4 có hệ thống pully cố định nằm trên cum thanh chống 5, còn hệ thống pully di động gắn trên thanh chống dựng lợp 3. Trên bàn quay 6 bố trí các cơ cấu nâng vật 11, nâng cần 8 và nâng vật phụ 10, thiết bị an toàn chống lật cần về phía sau 9. Bàn quay được tựa trên khung di chuyển nhờ vòng tựa quay 12. Trên cơ sở đoạn cần chính, có thể thay đổi chiều dài cần bằng các đoạn cần nối, ví dụ có thể lắp thêm mô cần như hình 19.1,a, cũng có thể sử dụng đoạn cần gấp khúc như hình 19.1,b hoặc dùng ở dạng tháp cần như hình 19.1,c. Trên thiết bị tháp-cần có tháp 13, hệ thống cân cần bằng 14, cáp nâng hạ cần 15, cáp nâng vật 16 và cáp giàng 17. Cấu tạo và ưu nhược điểm của cần có kết cấu dạng cân bằng có thể tham khảo §20.1.

Hình 19.3 mô tả sơ đồ cấu tạo cần trục ô tô thủy lực-cần hộp. Động cơ ô tô 14 thông qua hộp số 13 và hộp phân phối công suất 12 dẫn động bơm thủy lực 11. Thông qua van phân phối và hệ thống đường ống, chất lỏng thủy lực từ bơm sẽ được dẫn đến các động cơ thủy lực 6 của cơ cấu quay, 10 của cơ cấu nâng vật và các xylanh thủy lực nâng hạ cần 3, co duỗi cần 2 làm cho các cơ cấu này hoạt động.

Trên cần trục ô tô cũng như cần trục bánh lốp, sức nâng của cần trục không những phụ thuộc vào tầm với mà còn phụ thuộc vào trạng thái làm việc của cần

trục như: loại thiết bị cân, có chân chống hay không v.v., do vậy với một cân trục ô tô sẽ có nhiều đường đặc tính tải trọng khác nhau.



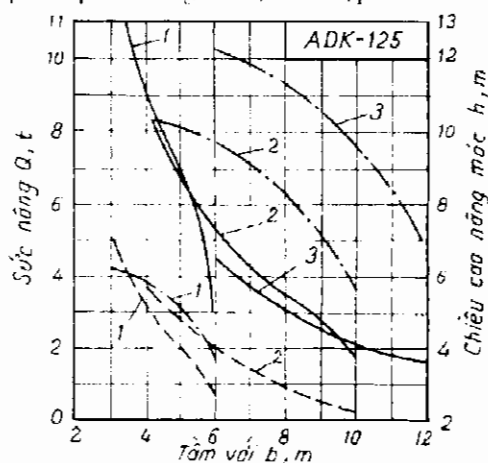
Hình 19.3. Sơ đồ cấu tạo cân trục ô tô thủy lực:

- 1- cân hộp; 2- xylanh thủy lực có đuôi cân; 3- xylanh thủy lực nâng hạ cân; 4- hộp giảm tốc cơ cấu quay; 5- phanh cơ cấu quay; 6- động cơ thủy lực cơ cấu quay; 7- cơ cấu quay; 8- cơ cấu nâng; 9- tang nâng vật; 10- động cơ thủy lực cơ cấu nâng; 11- bơm thủy lực; 12- hộp phân phối công suất; 13- hộp số; 14- động cơ ô tô.

Hình 19.4 cho thấy sự phụ thuộc của đường đặc tính tải trọng vào chiều dài của thiết bị cân.

Cân trục ô tô hiện nay được chế tạo với sức nâng từ 5 đến 125t đối với loại cân hộp và 40-500 (1000)t với loại cân dầm. Chiều cao nâng đến 75m loại cân hộp và 80-200m loại cân dầm. Tốc độ nâng từ 0,032 đến 0,32 m/s, với tải nhỏ đến 2m/s.

Tốc độ quay đến 1v/ph. Tốc độ di chuyển trên đường đạt từ 50 đến 90 km/h.



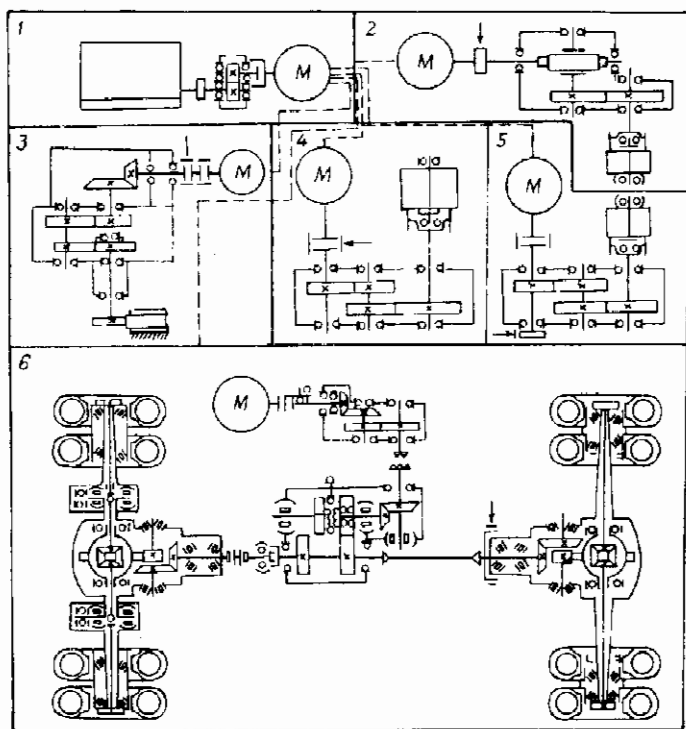
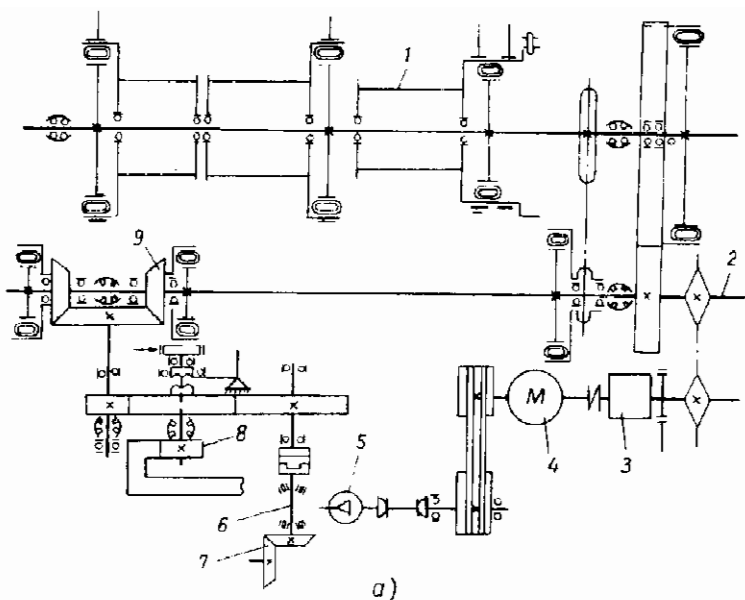
Hình 19.4. Đường đặc tính tải trọng cân trục ô tô ADK-125:

- sức nâng khi có chân chống;
 ---- sức nâng khi không có chân chống;
 -.-.- chiều cao nâng móc

1- khi cân 7,26m; 2- khi cân 11,26m; 3- khi cân 15,5m.

2. Cân trục bánh lốp

Cân trục bánh lốp dùng để nâng và vận chuyển hàng trên kho bãi. Nhờ có các



Hình 19.5a, b. Sơ đồ truyền động cần trục bánh lốp:

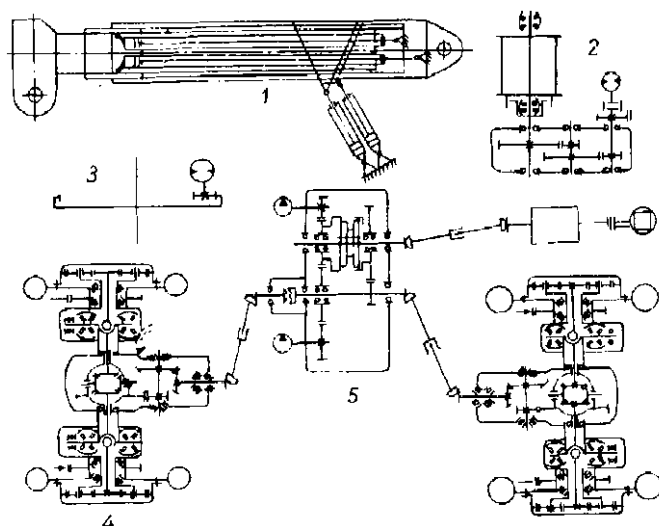
a) Diesel-cơ khí: 1- tời; 2- trục đảo chiều quay; 3- biến tốc thủy lực; 4- động cơ diesel; 5- máy nén khí; 6- trục dừng; 7- bánh răng côn truyền chuyển động cho cơ cấu di chuyển; 8- cơ cấu quay; 9- đảo chiều cho cơ cấu quay và di chuyển.

b) Diesel-điện: 1- trạm dẫn động; 2- tời cần; 3- cơ cấu quay; 4- tời nâng phụ; 5- tời nâng chính; 6- cơ cấu di chuyển.

thiết bị phụ như gầu, cơ cấu nâng phụ, các đoạn cần nối v.v. mà nó được sử dụng rộng rãi.

Cấu tạo phần quay của cần trục bánh lốp giống như cần trục ô tô. Phần khung bộ di chuyển là khung bộ chuyên dùng di chuyển bằng bánh lốp có từ 2 đến 4 trục. Tốc độ di chuyển trên đường thấp hơn so với cần trục ô tô. Hệ thống bánh xe được treo cứng do đó tốc độ giới hạn không lớn hơn 25 km/h. Khi hệ thống treo bố trí nửa cứng nửa cân bằng, tốc độ có thể đạt 60-70 km/h.

Cần trục bánh lốp được trang bị một động cơ diesel bố trí trên phần quay. Sử dụng hệ thống truyền động cơ khí, điện hoặc thủy lực để truyền động cho các cơ cấu công tác cần trục và cả di chuyển xe. Hình 19.5,a cho sơ đồ truyền động diesel-cơ khí; hình 19.5,b sơ đồ diesel-điện và hình 19.5,c sơ đồ diesel-thủy lực được sử dụng trên các cần trục bánh lốp. Các cơ cấu dẫn động và kiểu loại tay cần tương tự như cần trục ô tô. Điều khiển cần trục từ một cabin có lắp kính nhiều mặt do vậy có góc nhìn rộng, bao quát toàn bộ vùng làm việc. Trong cabin bố trí các thiết bị phục vụ cho cả di chuyển trên đường và thiết bị cần trục.



Hình 19.5c. Sơ đồ truyền động cần trục bánh lốp:

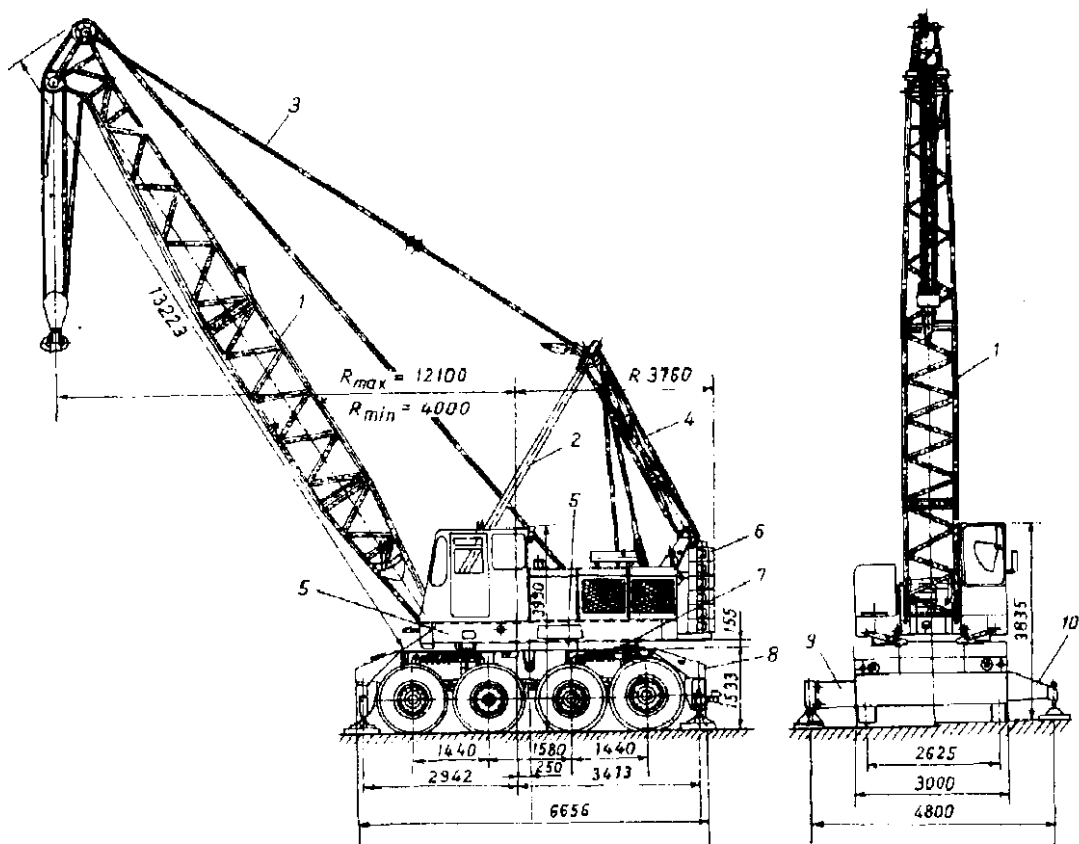
c) Diesel-thủy lực; 1- cần thô thụt; 2- lõi; 3- cơ cấu quay; 4- cầu xe;
5- hộp số phụ.

Cũng như cần trục ô tô, khi làm việc, cần trục bánh lốp sử dụng các chân chống để tăng cường sự ổn định của máy.

Trong sử dụng cần chú ý: các cần trục bánh lốp không được di chuyển tự do trên đường mà cần được kéo dắt, đồng thời có các biện pháp đảm bảo an toàn. Khi ở trạng thái vận chuyển cần trục có kích thước bao vượt quá quy định cần thiết phải chọn lộ trình di chuyển phù hợp cho chúng.

Cấu tạo chung cần trục bánh lốp được mô tả trên hình 19.6. Cần trục bánh lốp

được chế tạo với sức nâng từ 2,5 đến 400t, chiều cao nâng đến 100m (160m). Tốc độ nâng 0,032-0,32m/ph. Tốc độ quay 0-1(2) vg/ph. Di chuyển máy 12-70 km/h.



Hình 19.6. Cấu tạo chung cần trục bánh lốp:

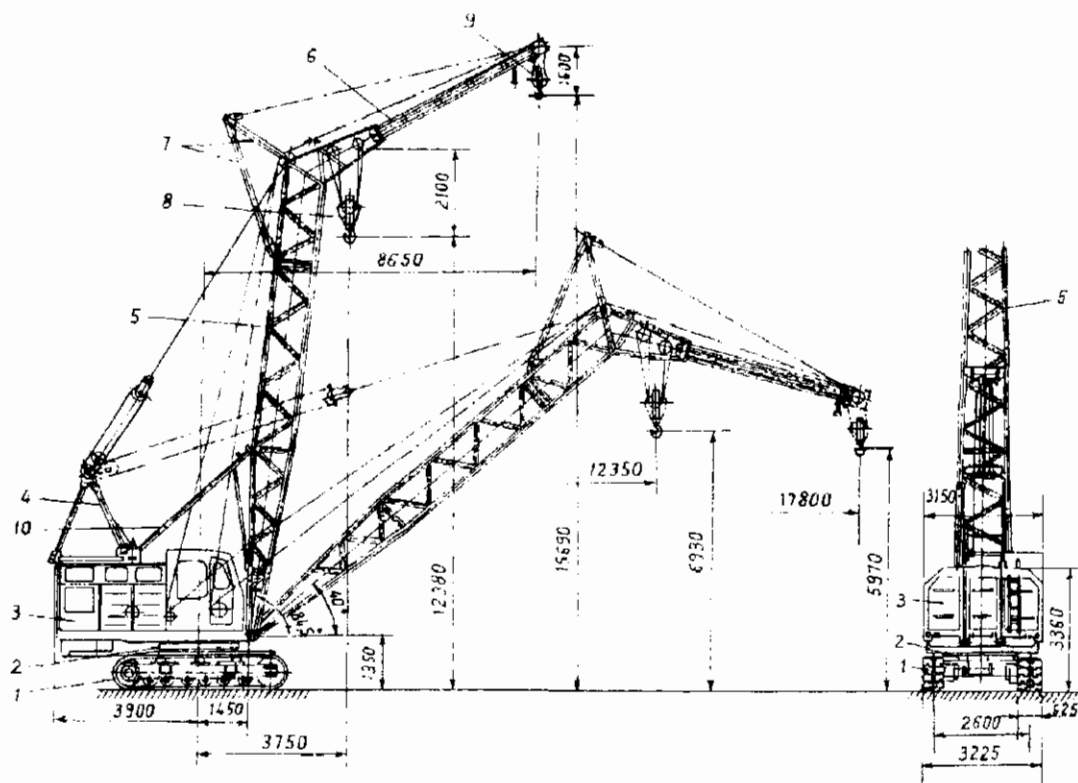
- 1- cần chính; 2- thanh nền; 3- cáp neo cần; 4- palăng cáp nâng cần; 5- bàn quay;
6- đối trọng; 7- thiết bị tựa quay; 8- khung bê di chuyển; 9- chân tựa (phương án
kích thủy lực); 10- chân tựa (phương án kích vít).

3. Cần trục bánh xích

Là phương tiện được sử dụng trong công tác xếp dỡ, vận chuyển, xây lắp. Do diện tích bề mặt của dải xích lớn nên cho phép làm việc được cả với nền đất yếu, trên nền đất chưa được đầm chắc và làm phẳng. Ở trạng thái di chuyển có thể di chuyển trên nền có áp suất 15-20 N/cm² và ở trạng thái làm việc áp lực cho phép không nhỏ hơn 30 N/cm².

Cấu tạo chung cần trục xích cho trên hình 19.7.

Phần thiết bị cần trục về cơ bản giống như cần trục ô tô. Phần di chuyển bánh xích gồm có hai dải xích. Mỗi dải xích được vòng qua hai bánh sao trong đó có một là bánh chủ động và ít nhất có một là bánh căng. Để phù hợp với mặt bằng di chuyển không bằng phẳng, các con lăn tỷ thường bố trí theo từng cặp có chung một trục lăn.



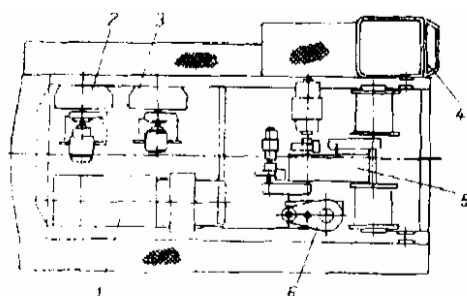
Hình 19.7. Cấu tạo chung cần trục bánh xích:

- 1- khung hệ di chuyển bánh xích; 2- thiết bị tựa quay; 3- phần quay cần trục; 4- cụm thanh giằng neo cần; 5- cần chính; 6- cần phụ; 7- cụm thanh giằng neo cần phụ; 8- móc chính; 9- móc phụ; 10- thanh chống lật cần.

Ở các cần trục xích có sức nâng nhỏ, sử dụng kiểu dẫn động chung. Mỗi dải xích sẽ có ly hợp và phanh riêng để ngắt chuyển động khi quay vòng xe. Cần trục xích có sức nâng $> 16t$ thường dùng tổ hợp diesel - máy phát (hình 19.8). Từng cơ cấu công tác sẽ được dẫn động bởi động cơ điện riêng, có thể là xoay chiều hoặc một chiều. Mỗi một dải xích di chuyển được trang bị một động cơ và một phanh. Cần trục xích có thiết bị động lực là dòng xoay chiều có thể làm việc với nguồn điện bên ngoài.

Một điểm khác biệt so với các cần trục bánh lốp là cần trục xích không cần sử

dụng chân chống khi nâng tải. do có kết cấu khung bê cứng, diện tích mặt tựa của hai dải xích trên nền lớn, đảm bảo áp lực tựa trong giới hạn cho phép cũng như ổn định cho toàn máy. Cần trục bánh xích được chế tạo với sức nâng từ 10 đến 150t, chiều cao nâng đến 100m, tốc độ di chuyển 3-8 km/h. Khi di chuyển với cự ly lớn, cần trục xích thường được đặt lên romooc để kéo đi. Lúc này thiết bị cần được tháo rời ra và được lắp lại tại nơi tập kết máy.



Hình 19.8. Bàn quay cần trục xích:

- 1- thiết bị động lực (Tổ hợp diesel - máy phát);
- 2- tời nâng phụ; 3- tời nâng cần; 4- cabin điều khiển;
- 5- tời nâng chính; 6- cơ cấu quay.

§19.3. TÍNH TOÁN CÁC CƠ CẤU CỦA CẦN TRỤC TỰ HÀNH

Tính toán các cơ cấu nâng, quay và thay đổi tầm với tương tự như tính toán các cơ cấu này ở các loại cần trục khác. Điều khác là cần trục ôtô, cần trục bánh lốp, cần trục xích di chuyển trên nền, vì vậy khi tính toán các cơ cấu di chuyển cần kể đến ảnh hưởng của nền và mặt đường như độ dốc, tính chất bề mặt và sức cản không khí đến lực cản di chuyển chung.

1. Tính cơ cấu di chuyển cần trục bánh lốp

Tổng lực cản di chuyển

$$W = f_0(G + Q)\cos\alpha \pm (G + Q)\sin\alpha \pm P_g + P_{qt}$$

trong đó: f_0 - hệ số cản di chuyển;

G - trọng lượng cần trục;

Q - trọng lượng vật nâng;

α - góc nghiêng nền đường;

P_g - lực cản gió;

P_{qt} - lực cản quán tính khi di chuyển.

Hệ số cản di chuyển phụ thuộc vào tính chất bề mặt nền hoặc mặt đường.

Đường atphan bê tông $f_0 = 0,015 \div 0,0128$.

Đường rải đá $f_0 = 0,035 \div 0,04$

Đường đất lầy lội $f_0 = 0,17 \div 0,25$

Mômen xoắn trên trục các bánh xe chủ động

$$M = 0,5W.D_{\text{bxx}}$$

Hệ số an toàn bám của bánh xe với nền

$$n = \frac{N(\mu_0 + f_0)}{W_{\text{max}} + P_{\text{qt}}} \geq 1,1 \div 1,2.$$

trong đó: N - lực tác dụng lên các bánh xe chủ động;

μ_0 - hệ số bám của các bánh xe chủ động với nền;

f_0 - giá trị nhỏ nhất của hệ số cản di chuyển;

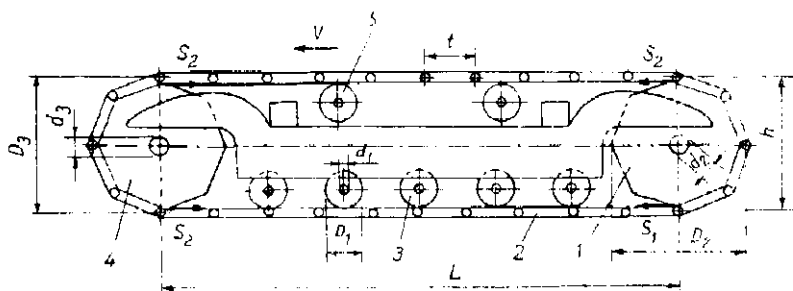
W_{max} - lực cản di chuyển lớn nhất khi di chuyển ngược chiều gió.

Giá trị μ_0 phụ thuộc vào tính chất mặt đường. Đường asphalt bê tông

$\mu_0 = 0,45 \div 0,55$; đường đất lầy $\mu_0 = 0,1$.

2. Tính toán cơ cấu di chuyển bánh xích

Cơ cấu di chuyển xích gồm có hệ thống khung đỡ và các dải xích, bánh xích chủ động 1 (hình 19.9), bánh xích căng 4, các con lăn tỳ 3, các con lăn đỡ 5. Các con lăn tỳ lăn trên các dải xích được coi là vô tận. Số lượng và đường kính của các con lăn tỳ có thể khác nhau cho từng cơ cấu di chuyển xích. Toàn bộ kết cấu cần trục được tựa trên khung đỡ hoặc trên trục các con lăn tỳ.



Hình 19.9. Sơ đồ cấu tạo cơ cấu di chuyển xích:

1- bánh xích chủ động; 2- xích; 3- con lăn tỳ; 4- bánh xích căng; 5- con lăn đỡ.

Áp lực riêng trung bình của xích trên nền cho phép trong khoảng 50-150MPa

Áp lực trung bình trên nền được tính như sau:

$$p_{\text{th}} = G/(b.L)$$

trong đó: G - tải trọng thẳng đứng, tác dụng lên dải xích;

b - chiều rộng dải xích;

L - chiều dài bề mặt tựa của xích trên nền.

Phân bố áp lực trên nền của xích thường là không đều do hợp lực theo phương đứng G không nằm giữa tâm giải xích (hình 19.10,a). Giả sử G có vị trí cách tâm

dài xích một khoảng là λ , từ điều kiện cân bằng mômen lực G và áp lực q có phương trình:

$$G.\lambda = 2q.L/3$$

trong đó $q = b^2.\Delta p/4$.

Suy ra $G.\lambda = b.L^2.\Delta p/6$ và

$$\Delta p = 6G.\lambda/(b.L^2).$$

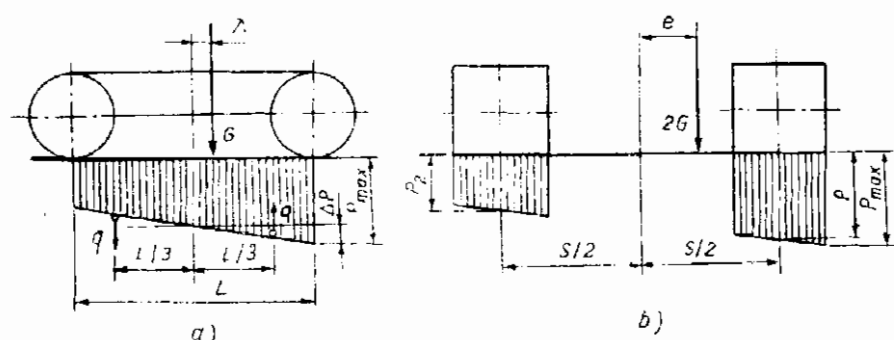
Áp lực lớn nhất trên nền

$$p_{\max} = p_{10} + \Delta p = G(1 + 6\lambda/L)/(b.L).$$

Nếu tải trọng thẳng đứng của cần trục $2G$ lệch sang phải một đoạn là e , thì lực G_p tác dụng lên dải xích bên phải sẽ là (hình 19.10,a)

$$2G(0.5.S + e) = G_p.S;$$

và $G_p = G(S + 2e)/S$.



Hình 19.10. Sơ đồ xác định áp lực trên nền của cần trục xích.

Áp lực cực đại trên nền ở nhánh xích phải sẽ là:

$$p_{\max} = \frac{G}{b.L} \left(1 + \frac{6\lambda}{L} \left(\frac{S + e}{S} \right) \right)$$

Khi cần trục di chuyển thẳng, tổng lực cản di chuyển

$$W = W_{ms} + W_b \pm W_d \pm F_g$$

trong đó: W_{ms} - lực cản ma sát;

W_b - lực cản do biến dạng nền;

W_d - lực cản do dốc nền đường;

F_g - lực cản gió.

- Khi cần trục xích di chuyển, cần phải khắc phục các lực cản ma sát trong các con lăn tỳ, ở các bánh xích chủ động, bánh xích căng và trong các chốt của dải xích. Các lực cản ma sát này được quy về một lực cản ma sát tập trung W_{ms} và được tính như sau

$$W_{ms} = (0.05 \div 0.07).2G.\cos\alpha.$$

Khi di chuyển có vật nâng, tải trọng thẳng đứng $2G = Q + G_0$, khi này góc dốc $\alpha = 3^\circ$.

Khi di chuyển không có vật nâng, lấy $2G = G_0$ và $\alpha = 20^\circ$

G_0 - trọng lượng cần trục;

α - góc dốc nền đường.

Lực cản di chuyển do biến dạng nền

$$W_b = f_b \cdot 2G \cdot \cos \alpha$$

f_b - hệ số cản, được xác định như sau:

- đường cát kết (sa thạch ẩm ướt): $f_b = 0,09 \div 0,12$

- cát rời : $f_b = 0,1 \div 0,15$

- đường với bề mặt đóng băng : $f_b = 0,03 \div 0,04$

- đường đá rải nhựa : $f_b = 0,05 \div 0,06$

Lực cản dốc

$$W_d = 2G \cdot \sin \alpha$$

Khi tính toán cơ cấu di chuyển của cần trục xích, cần phải kể đến trường hợp chuyển động quay vòng. Chuyển động quay vòng của cần trục xích có thể được thực hiện bằng ba cách sau: chuyển động của hai dải xích hai bên với tốc độ khác nhau (trường hợp có dẫn động riêng và có khả năng thay đổi mềm tốc độ di chuyển), phanh hãm một trong hai dải xích, chuyển động của hai dải xích ngược chiều nhau.

Trường hợp thứ nhất máy quay quanh tâm nằm ở phía bên hai dải xích. Trường hợp thứ hai máy quay tâm nằm ở trên một trong hai dải xích và trường hợp thứ ba quay quanh trục đứng nằm giữa các dải xích (quay tại chỗ).

Thực tế thường gặp trường hợp hai. Khi di chuyển quay vòng, cần trục quay quanh tâm không trùng với trục của nó. Sự quay vòng được thực hiện nhờ sự trượt của dải xích trên nền. Xuất hiện lực cản do ma sát trượt của xích với nền.

Phân bố lực cản ma sát trượt của xích theo hướng chuyển động của nó

$$dW_k = f \cdot p \cdot b \cdot dy$$

trong đó: f - hệ số ma sát giữa xích với nền;

p - áp lực trên nền;

b - chiều rộng một dải xích.

Mômen cản của lực ma sát đối với tâm quay khi máy quay vòng

$$M_{ms} = 2 \int_0^{L/2} f \cdot p \cdot b \cdot y \cdot dy = f \cdot b \cdot p \cdot L^2 / 4 = f \cdot G \cdot L / 4.$$

trong đó: G - tải trọng thẳng đứng của cần trục tác dụng lên một dải xích;

L - chiều dài dải xích nằm giữa hai đĩa xích chủ động và đĩa xích căng.

Lực cản di chuyển quay vòng khi quay xung quanh tâm nằm ở dải xích được phanh:

$$W_k = 2M_{ms}/B = 0,5f.G.L/B,$$

B - khoảng cách giữa các đường trục của hai dải xích.

Tổng lực cản di chuyển khi quay vòng của cần trục xích

$$W = 1,2W_{ms} + W_b \pm W_y + W_k \pm F_g.$$

Trong công thức trên, hệ số 1,2 kể đến ma sát ở mặt đầu của các con lăn tỳ với các mắt xích.

Công suất động cơ dẫn động cơ cấu di chuyển được tính toán theo các trường hợp sau:

I - chuyển động của cần trục có vật nâng trên đường thẳng;

II - chuyển động của cần trục không có vật nâng trên đường cong;

III - chuyển động của cần trục không có vật nâng, lên dốc với góc dốc $\alpha = 20^\circ$.

CẦN TRỤC CHÂN ĐẾ VÀ CẦN TRỤC NỔI

Cần trục chân đế và cần trục nổi với hệ thống cần cân bằng khi thay đổi tải với bằng cách nâng hạ cần đảm bảo trọng tâm của hệ thống cần cân bằng không phát sinh hiện tượng nâng lên hay hạ xuống trong suốt quá trình thay đổi tải với, đồng thời quỹ đạo chuyển động của vật nâng gần như một đường nằm ngang. Loại cần trục này thường được sử dụng để bốc xếp hàng hóa ở các bến cảng, trên kho bãi, phục vụ trong các nhà máy đóng tàu v.v... như cần trục cảng, cần trục phục vụ đóng tàu và sửa chữa tàu, cần trục bố trí trên tàu biển và cần trục bố trí trên các thiết bị nổi khác.

§20.1. HỆ THỐNG CẦN CÂN BẰNG

1. Hệ thống đảm bảo dịch chuyển ngang vật nâng (cân bằng tải trọng nâng)

Khi giáng tải với cần trục bằng cách nâng cần, vị trí đầu cần sẽ dịch gần vào tâm quay, đồng thời được nâng lên cao, vật nâng cũng được nâng lên một độ cao tương ứng (xem §9.1). Để đảm bảo khi nâng cần, vật nâng có quỹ đạo nằm ngang, cần trục cảng và cần trục nổi hiện nay thường sử dụng hai phương pháp :

- dùng cơ cấu bổ sung cáp;
- sử dụng hệ thống cần cân bằng kiểu cơ cấu bốn khâu bản lề.

a) Cơ cấu bổ sung cáp

Dựa vào đặc điểm khi nâng cần quỹ đạo chuyển động của pulley đầu cần là một cung tròn có tâm là chốt chân cần, người ta sử dụng palăng cáp bổ sung bố trí giữa tang nâng và palăng cáp nâng vật (hình 20.1), palăng này không có tác dụng tăng hoặc giảm lực kéo của cáp nâng vật mà chỉ có tác dụng bổ sung cáp cho vật nâng trong quá trình thay đổi tải với. Khi cần được nâng từ vị trí OA_1 đến vị trí OA_2 , một mặt vật nâng Q được nâng lên cao theo đầu cần A , mặt khác vật nâng Q được hạ xuống do chiều dài của palăng bổ sung cáp bị rút ngắn lại. Nếu lượng cáp bổ sung làm cho vật hạ xuống đúng bằng trị số chiều cao bị nâng lên do đầu cần gây ra thì vật nâng sẽ dịch chuyển trên đường thẳng nằm ngang.

Điều kiện làm việc sẽ là

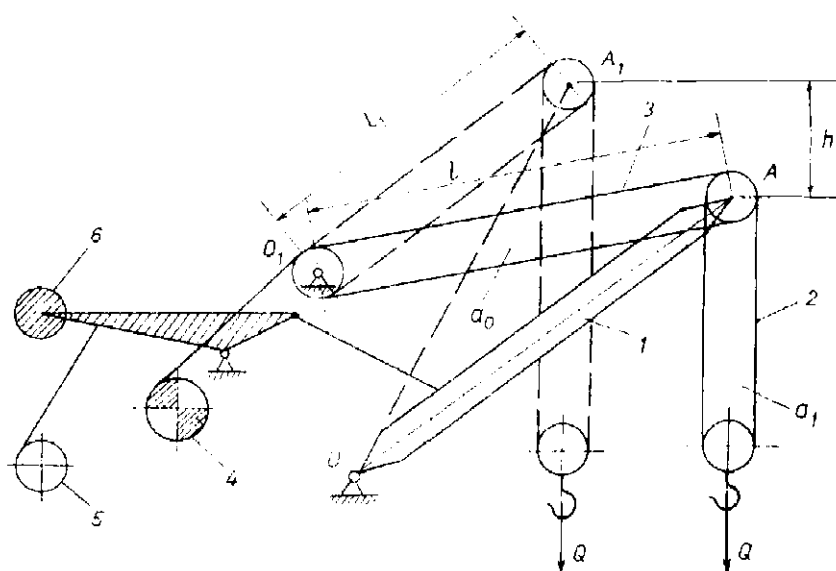
$$Q + l_1 a_0 = h a_1$$

Sau khi xác định sơ bộ chiều dài cần L , tâm với lớn nhất $r_{\max}$ và nhỏ nhất $r_{\min}$ bội suất palăng cáp bổ sung và palăng nâng vật để đảm bảo quỹ đạo của vật nâng là đường nằm ngang, vị trí thích hợp của các puli cố định đối hướng cáp O_1 được xác định sao cho hợp lực của palăng nâng vật và palăng bổ sung cáp phải đi qua chốt chân cần.

Chọn hai vị trí của cần (hình 20.2,a) tương ứng ở các vị trí bằng 1/4 và 3/4 quãng đường dịch chuyển ngang của vật, sau đó dựa vào nguyên tắc đã nói ở trên vẽ lực tác dụng lên palăng nâng vật là $P = Q$ và lực tác dụng lên palăng bổ sung cáp là $a_0 Q/a_1$. Hợp lực này phải đi qua tâm quay là chốt chân cần (tất nhiên chỉ có hai vị trí đã chọn trên, hợp lực mới qua chốt chân cần). Từ đó xác định được đường tâm

của palăng bổ sung cáp ở hai vị trí đã chọn. Giao điểm của chúng sẽ là vị trí của nhóm puli cố định mà chúng ta cần xác định. Trên hình 20.2,a ứng với trường hợp số nhánh

cáp bổ sung $a_0 = 3$ và số nhánh cáp treo vật $a_1 = 1$.



Hình 20.1. Palăng bổ sung cáp nâng vật:

1- dầm cần; 2- palăng nâng vật; 3- palăng bổ sung cáp; 4- tang nặng;

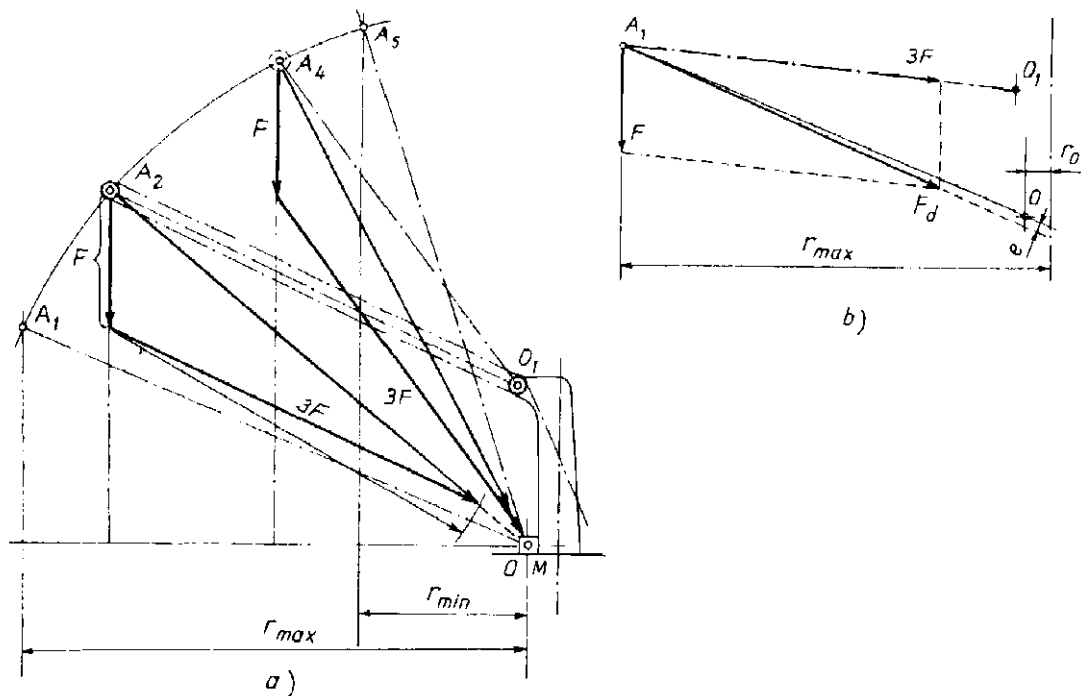
5- dẫn động thay đổi tam với; 6- đối trọng hoạt động.

Sau khi đã xác định sơ bộ vị trí của O_1 , ta có thể tiến hành kiểm tra các vị trí khác của cần trong quá trình thay đổi tam với để xác định sai lệch về độ cao của vật nâng so với đường thẳng nằm ngang. Nếu vượt quá mức cho phép thì phải điều chỉnh lại O_1 . Khi có sự sai lệch về độ cao, hợp lực không đi qua chốt chân cần, khi đó sẽ xuất hiện mômen gọi là mômen dư. Có thể xác định được cánh tay đòn của hợp lực trên đối với chốt chân cần ở các vị trí khác nhau của cần. Mômen dư M_d được xác định theo công thức sau

$$M_d = F_{\text{dư}} e$$

Giá trị mômen dư có thể âm hoặc dương tùy theo vị trí của cần (hình 20.2,b).

Ưu điểm của phương pháp này là cấu tạo đơn giản, tình trạng chịu lực của dàn cần là có lợi vì cần chủ yếu chịu nén, mômen uốn nhỏ. Nhược điểm chính là chiều dài cáp nâng lớn, cáp nâng bị mài mòn nhanh, khó đảm bảo vật nâng dịch chuyển hoàn toàn trong mặt phẳng ngang. Mặt khác do vị trí của cụm pully cố định không thể nằm quá xa trục quay của máy cũng như quá cao nên việc đảm bảo các điều kiện ở trên là việc khó thực hiện.



Hình 20.2. Xác định vị trí của nhóm pully cố định đối hướng cáp O_1 .

Cơ cấu nâng cần có hệ thống bổ sung cáp được dùng nhiều ở các cần trục có sức nâng nhỏ. Thường chọn $a_1 \leq 2$ và $a_0 \leq 3$.

b) Hệ thống dàn cần kiểu cơ cấu bốn khâu bản lề

Hệ thống cần cân bằng loại này gồm cần chính 1, cần phụ 2 và thanh giằng 3 (hình 20.3)

Các quan hệ kích thước hình học của cơ cấu này được xác định sao cho khi cần chính là khâu dẫn quay quanh chốt chân cần thì phần mở đầu cần phụ vạch một đường thẳng song song với mặt phẳng ngang. Trên hình 20.3 mô tả cách xác định chúng. Xuất phát từ tâm với nhỏ nhất, chiều cao nâng lớn nhất xác định vị trí chốt chân cần M . Chọn chiều dài và góc nghiêng của cần chính, góc nghiêng và chiều dài của đoạn mở cần $\overline{AC}$. Vị trí của khớp xoay mở cần ứng với tâm với lớn nhất là giao điểm của hai cung tròn. Một có tâm là M và bán kính $\overline{MA}$, cung tròn còn lại có tâm là C_1 và bán kính $\overline{AC}$. Vật nâng ở các điểm C_1, C_2, C_3 đều có độ cao bằng nhau. Sau khi chọn vị trí khớp xoay B , ta có các vị trí của B_1, B_2, B_3 . Lúc này cần xác định khớp xoay N của thanh kéo ở chân chống trên mâm quay. Thông qua ba

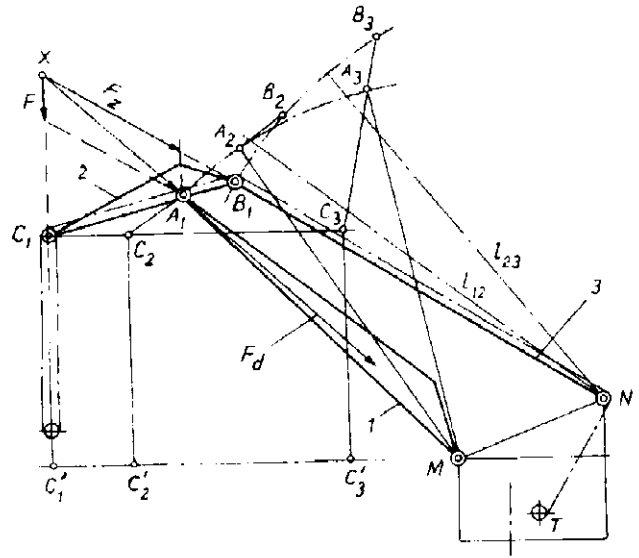
điểm đã biết B_1, B_2, B_3 ta vẽ được một cung tròn và tâm của nó chính là điểm N . Các đường trung trực của các đoạn B_1B_2 và B_2B_3 sẽ cắt nhau tại N . Từ đó ta cũng xác định được chiều dài thanh kéo NB .

Mômen dư (M_d) do trọng lượng vật nâng gây ra ở một số vị trí của cần được xác định như sau: từ điều kiện cân bằng của mô cần đòi hỏi lực F sẽ cùng hai lực đi qua A và B gặp nhau ở điểm X . Vị trí của X được xác định nhờ phương của lực trong thanh kéo đã biết.

Cần chính chịu tải trọng đi qua X và A (cần chịu nén), nó có cánh tay đòn là e so với chốt chân cần M . Mômen dư sẽ là

$$M_d = e.F_{11}.$$

Hệ thống cân cân bằng kiểu bốn khâu bản lề được dùng nhiều cho các cần trục sử dụng gầu ngoạm và loại có tải trọng nặng hơn 5 t. Trong quá trình làm việc, hệ thống cáp (đường nét đứt ở hình 20.3) không bị dịch chuyển dọc theo đường trục của nó do vậy khi sử dụng gầu ngoạm hai dây vẫn đảm bảo gầu không bị tự mở trong quá trình nâng hạ cần. Ưu điểm của hệ thống này là vật nâng ít bị lắc do có chiều dài cáp treo vật nhỏ. Nhược điểm là khối lượng của hệ thống lớn.



Hình 20.3. Hệ thống cân kiểu có cấu bốn khâu bản lề.

2. Hệ thống cân bằng trọng lượng bản thân dàn cần

Việc thay đổi độ cao của trọng tâm hệ thống dàn cần khi thay đổi tầm với sẽ dẫn đến tổn hao công suất khá lớn cũng như việc điều khiển gặp nhiều khó khăn. Ngoài các biện pháp đảm bảo cho vật nâng dịch chuyển ngang thì việc đảm bảo trọng tâm của dàn cần luôn giữ ở một điểm cố định nào đó hoặc có quỹ đạo gần như một đường nằm ngang trong suốt quá trình thay đổi tầm với là rất cần thiết, đặc biệt ở các cần trục có cường độ làm việc lớn, tải trọng và hệ thống dàn cần lớn như các cần trục cảng, cần trục nổi.

Có các biện pháp cân bằng trọng lượng bản thân dàn cần như sau

- Sử dụng đối trọng động làm cho trọng tâm của hệ thống dàn cần luôn giữ ở một điểm cố định nào đó trong mặt phẳng chuyển động của dàn cần hoặc di động

trên một quỹ đạo gần như một đường nằm ngang.

Dựa vào đặc điểm cấu tạo của hệ thống dãn cần làm cho trọng tâm dãn cần di động trên một đường thẳng nằm ngang.

a) Phương pháp thêm đối trọng ở đuôi dãn cần (hình 20.4)

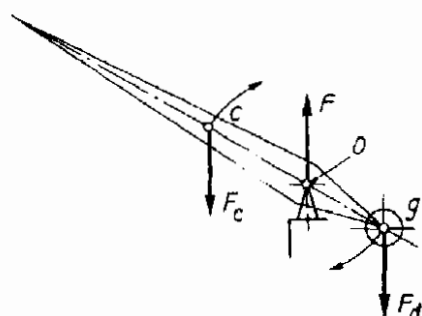
Phương pháp này làm cho trọng tâm dãn cần luôn nằm ở trục đi qua O . Trọng lượng đối trọng sẽ là

$$F_d = F_c \cdot \frac{r_c}{r_d}$$

Trong đó: r_c , r_d - khoảng cách từ trọng tâm cần và đối trọng đến tâm quay O .

Ngoài ra trọng tâm c , O , g đòi hỏi phải nằm trên một đường thẳng.

Phương pháp này có ưu điểm là cấu tạo đơn giản, làm việc tin cậy, bán kính quay của đuôi máy nhỏ. Nhược điểm là chiều dài r_d bị hạn chế nên trọng lượng đối trọng khá lớn.



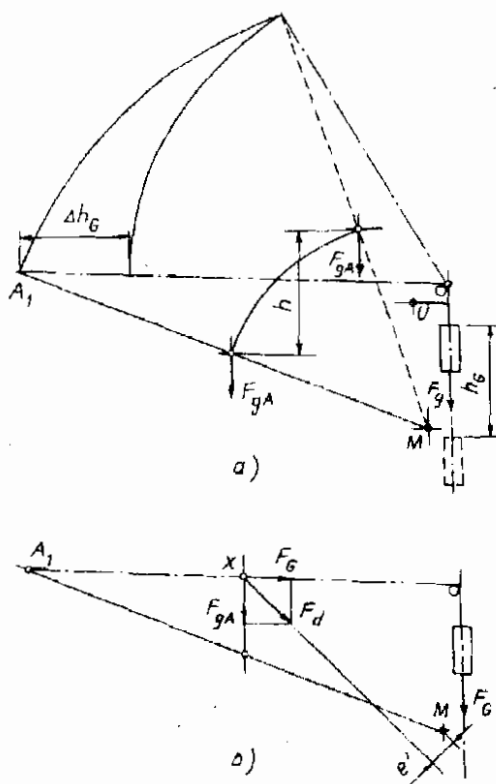
Hình 20.4. Thêm đối trọng ở đuôi dãn cần.

b) Sử dụng đối trọng hoạt động di chuyển theo phương đứng (hình 20.5)

Đối trọng được treo trên một pully cân bằng và cả hai đầu được dãn qua pully đối hướng sau đó được kẹp cố định vào đầu cần. Điều kiện xác định trọng lượng đối trọng là công do trọng lượng của dãn cần và công do trọng lượng đối trọng trên toàn bộ chuyển động của hệ thống là bằng nhau. Bỏ qua các tiêu hao do ma sát ở các khâu khớp và các pully đối hướng, ta có

$$F_{gA} \cdot h = F_G \cdot h_G$$

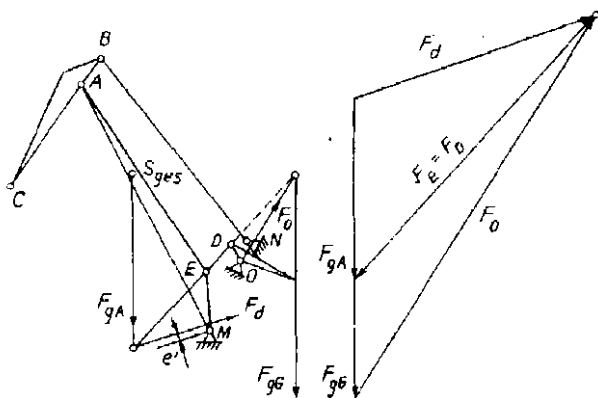
Mômen dư M_d phát sinh từ cân bằng lực có thể được xác định một cách đơn giản bằng sơ đồ lực ở hình 20.5,b. Lực căng cáp F_G từ trọng lượng đối trọng hợp với trọng lượng cần F_{gA} tại điểm X và hợp lực của nó F_d sẽ có khoảng cách đến tâm M một khoảng là c' . Mômen dư sẽ là $M_d = c' \cdot F_d$.



Hình 20.5. Phương pháp dùng đối trọng hoạt động di chuyển theo phương đứng.

c) Phương pháp dùng tay đòn đối trọng (hình 20.6)

Hệ thống dãn cần được liên kết với tay đòn có mang đối trọng thông qua thanh kéo. Tay đòn mang đối trọng có thể quay quanh trục đi qua O. Nguyên tắc tính toán cũng giống như các trường hợp trên. Trước tiên xác định trọng tâm của hệ thống dãn cần cho hai vị trí ứng với tầm với lớn nhất và nhỏ nhất. Khi thay đổi tầm với từ lớn nhất đến nhỏ nhất, trọng tâm của dãn cần và đối trọng sẽ thay đổi độ cao là h , h_G . Phương trình cân bằng sẽ là



Hình 20.6. Phương pháp dùng tay đòn đối trọng.

$$F_{gA} \cdot h = F_{gG} \cdot h_G$$

Để xác định mômen dư ở một vị trí bất kỳ của hệ thống dãn cần, trước tiên phải xác định lực kéo trong thanh ED. Lực này được xác định sau khi đã biết F_{gG} ở phương trình cân bằng trên (hình 20.6). Hợp lực của lực này với trọng lượng bản thân của hệ thống dãn cần sẽ cho hợp lực F_d , lực này cách trục quay M một khoảng e' .

Mômen dư sẽ là

$$M_d = e' F_d$$

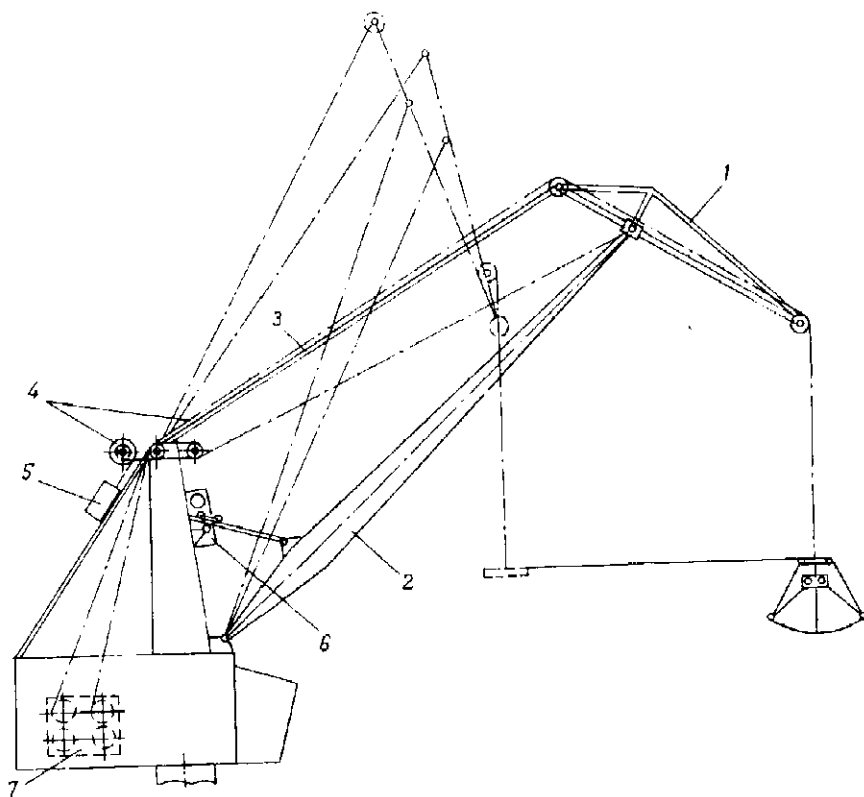
§20.2. CƠ CẤU NÂNG HẠ CẦN TRONG HỆ THỐNG CẦN CÂN BẰNG

1. Cấu tạo

Như đã trình bày ở §20.1, mômen dư M_d phát sinh khi cân bằng tải trọng nâng và hệ thống dãn cần thay đổi giá trị và cả đổi dấu theo vị trí của cần. Tải trọng gió tác dụng lên vật nâng và toàn bộ hệ thống cần cũng thay đổi cả trị số và chiều tác dụng. Do vậy tổng mômen tác dụng lên cơ cấu nâng hạ cần trong một số trường hợp có thể gây ra lực nén lên hệ thống palang cáp nâng cần. Do palang cáp chỉ chịu lực kéo, vì vậy bắt buộc phải sử dụng cơ cấu nâng hạ cần kiểu cứng (hình 20.7).

Thanh răng của cơ cấu nâng hạ 6 có khả năng vừa chuyển động tịnh tiến, vừa chuyển động quay. Một đầu của nó được gắn với cần thông qua chốt bản lề, còn

một đầu kia được liên kết với ổ có cấu tạo đặc biệt. Điểm liên kết trên cần sẽ ảnh hưởng đến độ lớn của lực tác dụng trong thanh răng.



Hình 20.7. Cơ cấu nâng hạ cần kiểu cứng:

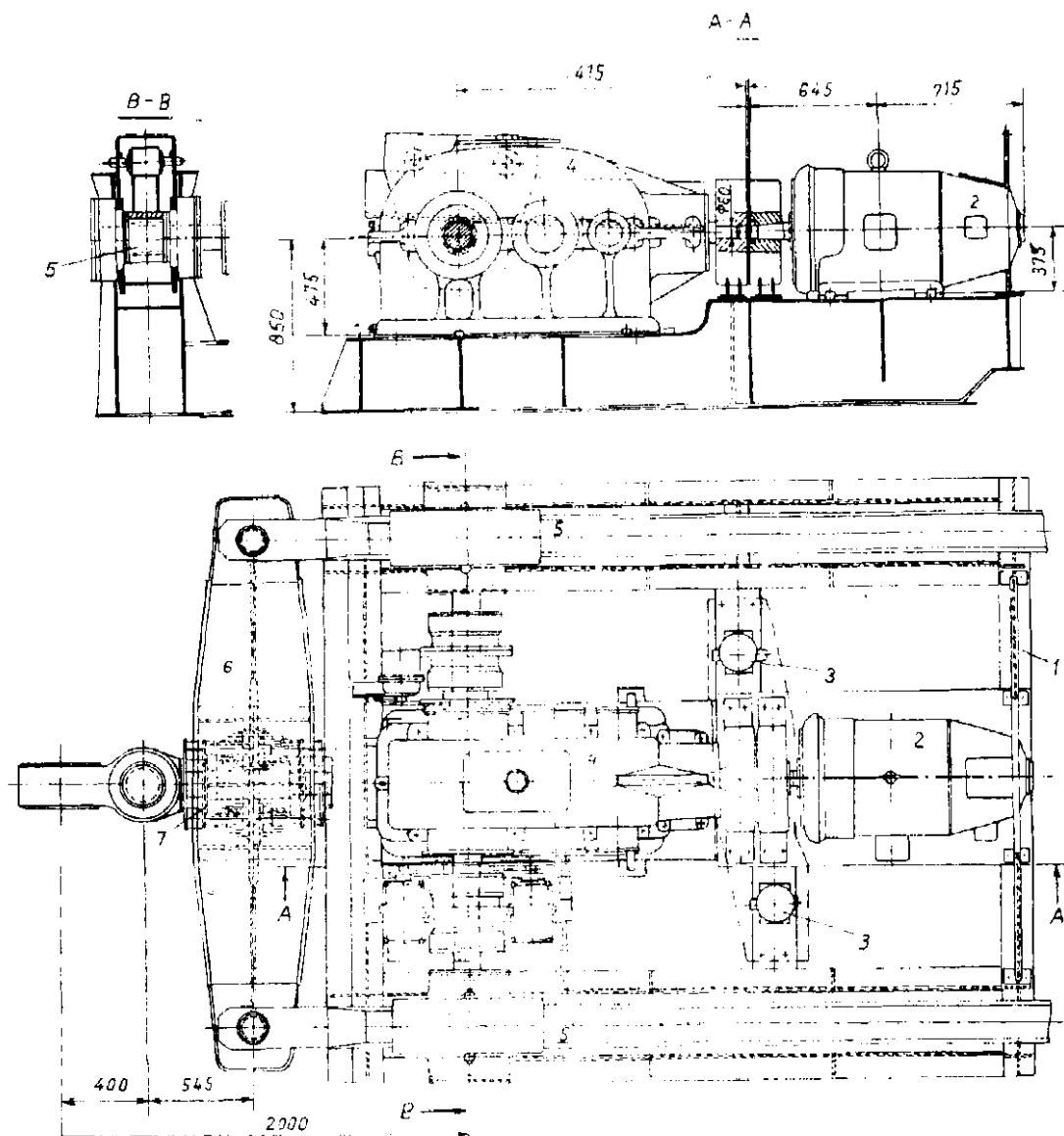
- 1- mỏ cần; 2- cần chỉnh; 3- thanh giằng; 4- cáp treo đối trọng cân bằng;
5- đối trọng; 6- cơ cấu nâng hạ cần kiểu cứng (thanh răng); 7- cơ cấu nâng.

Nếu khoảng cách giữa thanh răng và chốt quay chân cần lớn thì lực sẽ nhỏ song đòi hỏi quang đường di chuyển của thanh răng lại lớn và do đó dễ gây mất ổn định khi thanh răng chịu nén. Có thể thay thanh răng bằng trục ren vít hoặc xylanh thủy lực. Ngày nay người ta sử dụng chủ yếu loại truyền động bánh răng thanh răng hoặc bánh răng chốt. Tùy theo tải trọng mà có thể bố trí một hoặc hai thanh răng trên một cơ cấu (hình 20.8).

Mỗi một thanh răng sẽ được dẫn động bởi một bánh răng con nằm phía dưới. Để đảm bảo an khớp tốt, người ta sử dụng ổ đỡ kiểu yên ngựa. Ổ đỡ này có khả năng lắc được quanh trục dẫn động của bánh răng con. Nó dẫn hướng cho thanh răng nhờ hai con lăn với khoảng cách giữa hai con lăn thích hợp. Trong cơ cấu dẫn động này bắt buộc phải sử dụng hai phanh. Một phanh để dừng chuyển động, còn một phanh sẽ đóng sau đó chừng 5s. Nó đóng vai trò như là một phanh an toàn. Để giảm chấn cũng như đảm bảo chuyển động êm khi mở máy cơ cấu dẫn động, sử dụng giảm chấn lò xo. Hạn chế hành trình chuyển động nâng hạ cần nhờ công tác hành trình bố trí trên cơ cấu.

Ngoài cơ cấu nâng hạ cần kiểu cứng như đã mô tả ở trên, ở một số cần trục

trang bị trên tàu thủy, còn sử dụng cơ cấu nâng hạ cần kiểu cáp treo thông thường. Trường hợp này khi có gió bão cần không được phép dựng lên.



Hình 20.8. Cơ cấu nâng kiểu cứng với hai thanh răng:

1- khung bệ; 2- động cơ điện; 3- phanh (hai chiếc); 4- hộp giảm tốc; 5- bánh răng con ăn khớp với thanh răng; 6- giá treo cần; 7- hạn chế cuối hành trình.

2. Tính toán cơ cấu nâng hạ cần kiểu cứng

Khi tốc độ của thanh răng (trục vin) hay của cần pittông không đổi thì tốc độ góc của cần ω_A quay quanh chốt chân cần sẽ thay đổi.

Tốc độ góc ω_A có thể xác định được tương tự như cơ cấu nâng cần kiểu mềm

Figure 1 consists of two diagrams, (a) and (b), illustrating the kinematics and forces of a crane mechanism.

Diagram (a) is a kinematic diagram showing the crane's geometry. It includes the jib, trolley, and hook. Key dimensions and forces are labeled:

- F_W : Wind force.
- $F_W = F_{W1} + F_{W2}$: Total wind force.
- S : Distance from the base to the trolley.
- F_G : Gravity force.
- M_d : Drive moment.
- r_0 : Radius of the base.
- α : Angle of the jib.
- β : Angle of the trolley.
- $L/2$ and L_{2A} : Lengths of the jib segments.
- F_{2A} : Force at the trolley.
- F_{WA} and F_{gA} : Forces at the hook.
- ω_A : Angular velocity of the jib.
- V_W : Wind velocity.
- V : Hook velocity.
- V_G : Gravity velocity.
- $F_G V_G / g 60 t_A$: A term related to gravity and time.
- $F_{WL} + F_{2L}$ and $g t_A$: Forces at the top of the jib.
- F and ψF : Forces at the hook.

Diagram (b) is a force diagram showing the distribution of forces along the crane's structure. It includes the jib, trolley, and hook. Key dimensions and forces are labeled:

- V_W : Wind velocity.
- ω_A : Angular velocity of the jib.
- $S \omega_A$: Force at the trolley.
- V : Hook velocity.
- $S \omega_A$: Force at the hook.
- θ : Angle of the hook.
- S : Distance from the base to the trolley.
- γ : Angle of the jib.
- V_G : Gravity velocity.

341

Lực trong thanh rang F_w , thay đổi phụ thuộc vào góc nghiêng cần φ , nó đạt giá trị lớn nhất khi cần ở vị trí dốc đứng. Lúc này lực gió tác dụng lên cần là lớn nhất và tải trọng gió cùng các lực quán tính đều có cánh tay đòn so với chốt chân cần cũng là lớn nhất. Vị trí này dùng để kiểm tra khả năng quá tải của động cơ. Nếu chọn động cơ theo công suất trung bình bình phương thì lực F_w phải được xác định phụ thuộc vào góc φ cho suốt vùng làm việc của cơ cấu (từ tầm với lớn nhất đến tầm với nhỏ nhất). Có thể tham khảo qua một ví dụ tính F_w cho cơ cấu nâng hạ cần kiểu cứng cho ở hình 20.9. Hệ thống cân bằng này có sử dụng đối trọng chuyển động theo phương đứng.

Phương trình cân bằng mômen đối với điểm M ở thời kỳ chuyển động ổn định là:

$$\begin{aligned} F_{Wl}.S &= (F_{Wl} + F_{Zl}).l.\sin\varphi + F_{WA}.l/2.\sin\varphi + F_{ZA}.l_{ZA}.\sin\varphi + M_d = \\ &= [F_{Wl} + \frac{F_{\omega_0^2}}{g} (l.\cos\varphi + r_0)]l.\sin\varphi + F_{WA} \frac{l}{2}.\sin\varphi + \\ &+ \frac{F_{gA}.\omega_0^2}{g} (\frac{l}{2}.\cos\varphi + r_0).l_{ZA}.\sin\varphi + M_d \end{aligned}$$

trong đó: F_{WA} , F_{Wl} - tải trọng gió tác dụng lên cần và vật nâng;

F_{ZA} , F_{Zl} - lực quán tính ly tâm tác dụng lên cần và vật nâng;

M_d - mômen dư.

Mômen dư có thể xác định trực tiếp từ các lực căng cáp nâng vật, mômen do trọng lượng cần và lực căng cáp treo đối trọng gây ra đối với chốt chân cần.

Trong thời kỳ mở máy của cơ cấu nâng hạ cần, nếu coi gia tốc là hằng số thì tốc độ dịch chuyển ngang của vật sẽ là $l.\omega_A.\sin\varphi$ và gia tốc sẽ là

$$a = l \cdot \frac{\omega_A}{t_A} \sin\varphi.$$

trong đó: t_A - thời gian mở máy;

ω_A - tốc độ góc của cần.

Lập phương trình cân bằng mômen đối với điểm M , ta có thể xác định được lực động trong thanh rang, F_{Wl}^d .

$$F_{Wl}^d.S = \frac{F}{g} \cdot \frac{l.\omega_A.\sin\varphi}{t_A} .l.\sin\varphi + \frac{J_{MA}}{9.81} \cdot \frac{\omega_A}{t_A} + \frac{F_G.V_G}{g.60.t_A} .l.\sin\varphi.$$

trong đó: $\frac{J_{MA}}{9.81}$ - mômen quán tính của cần đối với chốt chân cần, kg.m.s^2 ;

đối với cần có dạng như hình 20.9 thì $\frac{J_{MA}}{9.81} = \frac{F_{gA}.l^2}{3g}$. Ở đây coi cần có khối lượng phân bố đều;

F_G - trọng lượng đối trọng, kG;

V_G - tốc độ chuyển động của cáp mang đối trọng, m/ph.

Tốc độ V_G , có thể xác định từ họa đồ vận tốc cho ở hình 20.9,b.

$$V_G = l \cdot \sin \varphi \cdot \omega_A \cdot 60.$$

Cuối cùng công suất động cơ sẽ là:

Công suất cần tính
$$N_t = \frac{F_w \cdot V_w}{60 \cdot 1000 \eta}, \text{ kW};$$

Công suất động
$$N_d = \frac{F_w^d \cdot V_w}{60 \cdot 1000 \eta} + \frac{1,1 \cdot G_1 \cdot D_1^2 \cdot n_1}{375 \cdot t_A} \cdot \frac{n_1}{9550}$$

trong đó: F_w và F_w^d được tính là N;

$G_1 D_1^2$ - mômen vôlang của các tiết máy quay trên trục động cơ, Nm^2 ;

n_1 - tốc độ quay trục động cơ, vg/ph;

V_w - tốc độ chuyển động của thanh rang, m/ph;

t_A - thời gian mở máy của động cơ, s.

Chọn động cơ theo công suất

$$N = \frac{N_t + N_d}{1,7 \div 2}, \text{ kW}.$$

Để chọn động cơ một cách hợp lý, cần phải xác định công suất trung bình bình phương của các vị trí khác nhau của cần.

§20.3. CẤU TẠO CẦN TRỤC CẢNG VÀ CẦN TRỤC NỔI

1. Cần trục cảng (cần trục chân đế)

Cần trục cảng được sử dụng để phục vụ công tác bốc xếp hàng hóa trên các bến cảng hoặc kho bãi. Ví dụ bốc hàng từ tàu biển chuyển sang tàu sông, sang các phương tiện vận tải bộ như xe tải, tàu hỏa, lên bến bãi hoặc ngược lại. Ở một số cần trục cảng cỡ lớn, tàu hỏa có thể chui lọt qua chân đế của nó. Cường độ làm việc của cần trục thường rất cao. Do tính chất công việc như trên nên cấu tạo của cần trục cảng phải đáp ứng được một số yêu cầu sau:

- diện tích bao của máy không quá lớn, bán kính quay phía sau của phân quay phải nhỏ. Khoảng cách giữa các bánh xe nhỏ;

- cho phép các phương tiện vận tải có thể di chuyển qua chân đế cần trục theo mọi hướng;

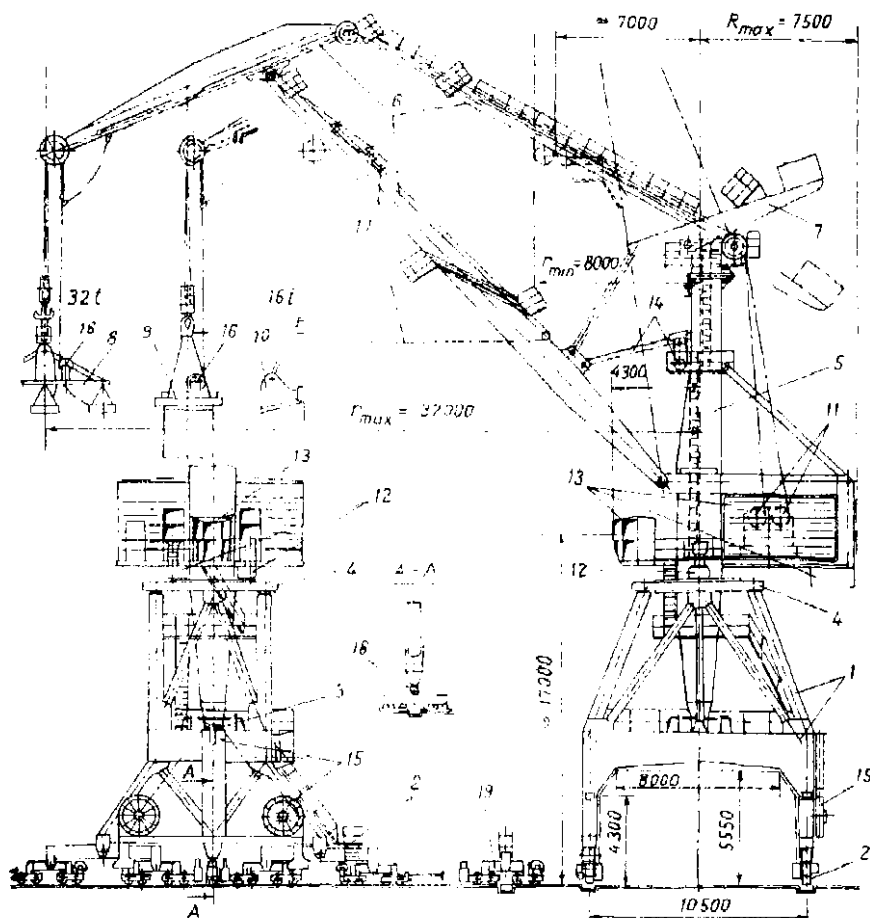
- có cơ cấu đảm bảo dịch chuyển vật trong mặt phẳng ngang và cân bằng hệ

thống cần khi thay đổi tầm với (sử dụng hệ thống cân cân bằng);

- có thể thay đổi tốc độ nâng vật, tốc độ khi hạ và đặt hàng phải nhỏ ($< 8\text{m/ph}$);

- thuận tiện trong điều khiển, đảm bảo công nhân dễ dàng quan sát.

Cần trục cảng thường được chế tạo với sức nâng 3,2 đến 40t; chiều cao nâng 40-60m; tốc độ di chuyển 20-25m/ph; tốc độ dịch chuyển vật theo phương ngang 40-90m/ph; tốc độ quay 1-2vòng/ph; tốc độ nâng 40-63m/ph đối với móc treo và 40-80m/ph đối với gầu ngoạm.



Hình 20.10. Cần trục cảng 40t:

1- chân đế; 2- các cụm bánh xe di chuyển (1/4 là các bánh chủ động); 3- ổ đỡ dưới; 4- vòng đỡ (tiếp nhận các lực ngang phía trên) và vành răng ăn khớp trong; 5- cột quay; 6- hệ thống cân cân bằng kiểu cơ cấu bốn khâu bản lề; 7- hệ thống tay đòn đối trọng; 8- đòn treo với thiết bị mang kiểu nam châm điện; 9- côngtenno trên móc treo; 10- gầu ngoạm hai dây 16t; 11- hai cơ cấu dẫn động gầu ngoạm; 12- cơ cấu quay; 13- cabin, gian máy và đối trọng; 14- cơ cấu nâng hạ kiểu liên kết cứng; 15- tang cuốn dây điện kiểu đối trọng của hệ thống dây dẫn cấp điện cho cần trục; 16- tang cuốn dây điện kiểu đối trọng cấp điện cho 8 và 9; 17- đối trọng chống lật cho 8 và 9; 18- kích thủy lực 200t để nâng cần trục khi sửa chữa (thay các cụm di chuyển); 19- một cụm di chuyển ở trạng thái sửa chữa.

Ổ cần trục cỡ nhỏ có thể sử dụng chân đế với ba điểm tựa trên ray. Chân đế có khẩu độ ray nhỏ (ví dụ 6m) hoặc khi tải trọng nâng lớn bắt buộc phải dùng bốn điểm tựa. Dẫn động cho cần trục sử dụng động cơ điện xoay chiều, đôi khi cả một chiều. Sử dụng hệ thống cân cân bằng đảm bảo dịch chuyển vật nâng trong mặt phẳng ngang bằng bộ phận bổ sung cấp hoặc cơ cấu bốn khâu bản lề, cân bằng trọng lượng bản thân hệ thống cân bằng đối trọng.

Hình 20.10 mô tả một cần trục chân đế loại lớn có sức nâng 40t, tầm với đến 32m. Sử dụng cả gầu ngoạm và móc treo. Hệ thống cân bằng theo nguyên tắc cơ cấu bốn khâu bản lề và tay đòn đối trọng. Công việc bảo dưỡng máy được tiến hành chỉ ở tầm với nhỏ. Cơ cấu gầu ngoạm sử dụng hệ thống truyền động hành tinh và làm việc gần như tự động hoàn toàn. Khi sửa chữa cần trục có thể cho cần trục di chuyển trên đường ray đặt ngang có cùng khẩu độ đối với đường ray di chuyển làm việc, nhờ vậy không gây cản trở đến đường đi lại của bờ cảng. Khi này có thể nâng cần trục nhờ kích thủy lực.

2. Cần trục nổi

Là cần trục được đặt trên thiết bị nổi, có khả năng di chuyển trên sông, biển, có tính cơ động cao.

Hình 20.11 mô tả cấu tạo chung của một cần trục nổi có sức nâng 60t dùng để bốc xếp hàng.

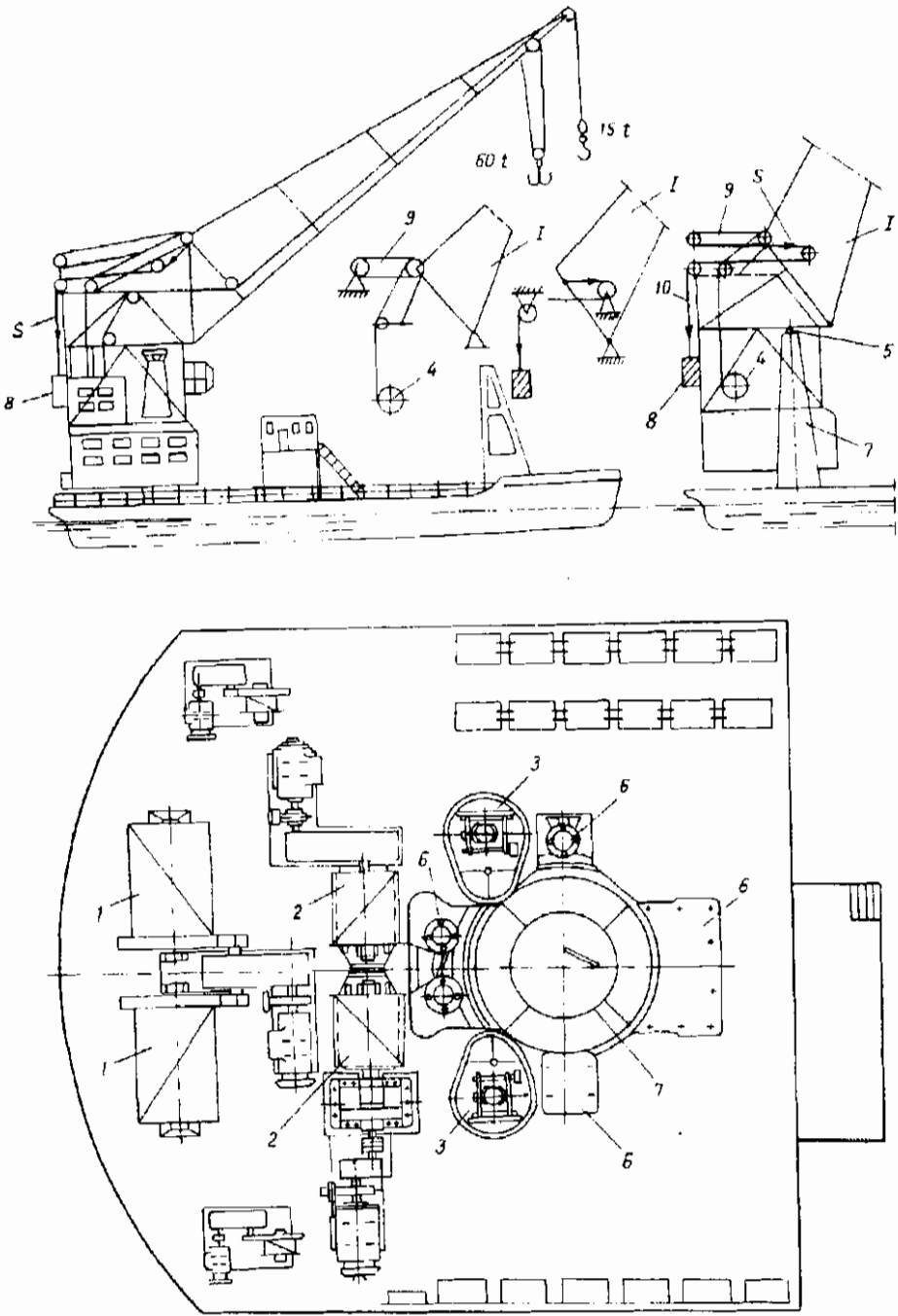
Cần trục bố trí trên thiết bị nổi thỏa mãn các quy định trong ngành tàu biển, ngoài ra phải đảm bảo ổn định. Độ nghiêng ngang và dọc của thiết bị nổi khi có tải không vượt quá 3° . Mặt trên mặt nước khi có tải và gió phải lớn hơn 300mm. Để đảm bảo thiết bị ít chòng chành, trọng tâm cần trục phải thấp. Kích thước kết cấu và phân bố trọng lượng trên thiết bị nổi cần đảm bảo: độ lệch lớn nhất về phía trước khi treo tải, có kể đến lực quán tính, gió ở trạng thái làm việc, thì bằng độ lệch về phía sau khi không tải với gió lớn nhất. Vị trí cần trục trên thiết bị nổi được bố trí lệch về một phía theo hướng dọc, nhờ vậy mà nó có ba mặt tự do để làm việc, còn sàn thiết bị là nơi xếp hàng.

Liên kết thiết bị nổi với sàn thông qua vòng tựa quay kiểu con lăn hoặc bi hoặc nhờ hệ thống ổ tựa và các con lăn đỡ như hình 20.11.

Cơ cấu thay đổi tầm với có thể sử dụng loại cáp nâng thông thường hoặc dùng hệ thống cân cân bằng. Khi sử dụng đối trọng cân bằng, nó được bố trí ở vị trí thấp nhất trong điều kiện có thể. Dẫn động cần trục là hệ điêzen-điện với dòng điện xoay chiều hoặc một chiều. Tính toán cơ cấu nâng hạ cần và cơ cấu quay phải kể đến tổn hao công suất khi thiết bị nổi bị lệch. Dẫn động cho thiết bị nổi di chuyển nhờ hai động cơ điêzen.

Cần trục nổi có sức nâng 5-32t dùng để bốc xếp hàng rời hoặc khối, đôi khi được bố trí cả gầu ngoạm. Nó thường dùng để bổ sung phương tiện khi các cần

trục trên bến cảng không đáp ứng được yêu cầu công việc hoặc để bốc xếp chuyển hàng giữa các tàu biển, tàu sông với nhau. Nó còn được dùng để phục vụ công tác lắp ráp, sửa chữa. Cần trục nổi có sức nâng 50-250t (cá biệt 800t) được sử dụng để bốc xếp hàng khối, phục vụ đóng và sửa chữa tàu, xây dựng cảng và cầu, trục vớt trên biển.



Hình 20.11. Cấu tạo chung cần trục nổi 60t:

- 1- tời nâng chính; 2- tời nâng phụ; 3- cơ cấu quay; 4- tời nâng cần; 5- ổ chặn;
- 6- các con lăn đỡ dưới; 7- cột; 8- đối trọng; 9- cáp nâng cần; 10- cáp đối trọng.

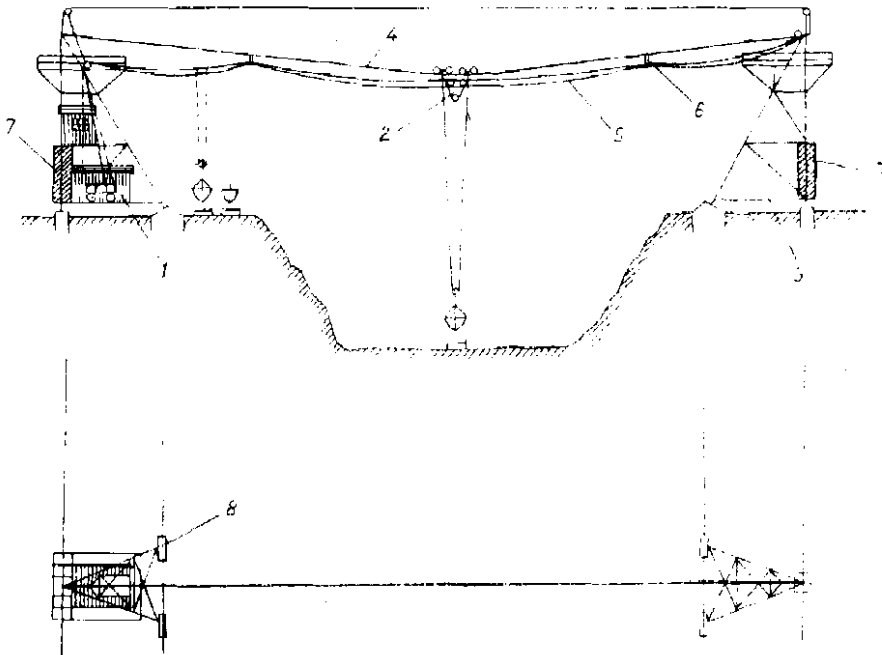
§21.1. CẤU TẠO CẦN TRỤC CÁP

Cần trục cáp dùng để nâng và vận chuyển hàng hóa, vật liệu dạng rời hoặc khối trên các mặt bằng làm việc rộng, điều kiện địa hình phức tạp như các bãi khai thác quặng, gỗ, các công trường xây dựng nhà máy điện, cầu, đập nước, cảng v.v.. Đôi khi người ta còn dùng nó để vận chuyển hàng qua sông.

1. Cấu tạo chung

Hình 21.1 mô tả cấu tạo chung của cần trục cáp.

Cáp treo 4 (có thể là một hoặc nhiều nhánh) được căng giữa hai tháp. Trên cáp



Hình 21.1. Cấu tạo chung cần trục cáp

- 1- tháp di chuyển trên ray và phòng máy; 2- xe con
3- tháp đỡ cáp; 4- cáp treo; 5- cáp công tác; 6- thiết bị đỡ cáp;
7- đối trọng; 8- cơ cấu di chuyển.

treo có xe con 2 mang tải di chuyển nhờ tời kéo. Tời nâng và tời kéo xe con đều được bố trí cố định trên tháp. Tùy theo yêu cầu công việc mà cần trục cáp có các loại khác nhau

- Cần trục cáp loại tháp cố định, vùng phục vụ của cần trục là một đường thẳng.

- Cần trục cáp di động, loại này gồm có hai dàn tháp di chuyển trên ray. Phạm vi phục vụ của nó là một hình chữ nhật. Trong nhiều trường hợp, người ta còn bố trí một tháp cố định, còn một tháp di chuyển trên ray là một cung tròn hay cả đường tròn, khi này vùng làm việc sẽ là một hình quạt hoặc cả hình tròn.

- Cần trục cáp loại tháp nghiêng có tháp đứng yên tại chỗ và có thể nghiêng sang hai phía với góc nghiêng mỗi bên $< 8^\circ$. Loại này có vùng làm việc là một hình chữ nhật hẹp.

- Cần trục cáp kiểu cổng có cáp treo kẹp vào dàn cầu của cần trục cổng. Loại này cho phép giảm nhỏ được trọng lượng dàn cầu. Dàn cầu chỉ chịu uốn do trọng lượng bản thân và chịu nén do lực kéo của cáp treo sinh ra. Mômen uốn do lực căng cáp sẽ cân bằng với mômen uốn do trọng lượng cần nếu bố trí vị trí kẹp cáp một cách hợp lý. Loại cần trục này thường được thiết kế khi có khẩu độ 80-150m.

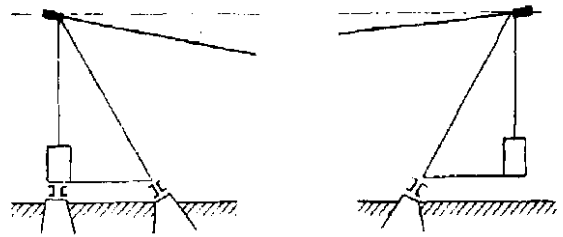
Cần trục cáp được chế tạo với khẩu độ (khoảng cách giữa hai điểm cố định của cáp treo ở trên tháp) từ 150 đến 1000m. Số chu kỳ làm việc trong một giờ nằm trong khoảng 10-25. Tốc độ làm việc được chọn tùy thuộc vào chiều cao nâng, sức nâng, khẩu độ và năng suất yêu cầu. Tốc độ nâng hạ từ 30 đến 120 m/ph. Tốc độ di chuyển xe con 80-450m/ph, khi khẩu độ lớn có thể lên đến 700m/ph. Do cần trục cáp ít di chuyển nên tốc độ di chuyển tháp thường từ 6,3 đến 12,5 m/ph, cần trục trên kho bãi có thể đạt 25 m/ph. Sức nâng của cần trục cáp từ 3 đến 25t, cá biệt người ta đã chế tạo loại có sức nâng đến 175t. Chiều cao nâng tùy theo yêu cầu và phụ thuộc vào điều kiện mặt bằng, có thể đạt đến 200m. Chiều cao tháp đạt đến 75m.

2. Cấu tạo một số bộ phận chủ yếu cần trục cáp

a) Cáp treo

Cáp treo là bộ phận quan trọng của cần trục cáp. Nó thường là loại cáp kín, có bề mặt trơn, đảm bảo các bánh xe lăn trên đó êm và ít bị mài mòn. Cáp có khả năng chịu tải ngang lớn đồng thời biến dạng theo phương ngang của cáp lại nhỏ. Đầu cáp được neo giữ với tháp nhờ các chi tiết kẹp cáp kiểu nêm. Có hai cách neo giữ đầu cáp. Ở cách thứ nhất, một đầu cáp treo được kẹp chặt trên tháp có khả năng lác nghiêng (hình 21.2). Cáp treo sẽ dịch chuyển với tháp đến vị trí cân bằng mới khi có sự thay đổi về tải. Khi này lực kéo ngang sẽ không đổi với mọi vị trí của xe con và tải trọng. Do có sự thay đổi vị trí của đầu cáp nên độ võng cáp thay đổi khá lớn, vì vậy không thích hợp khi sử dụng gầu ngoạm. Ở cách neo cáp thứ

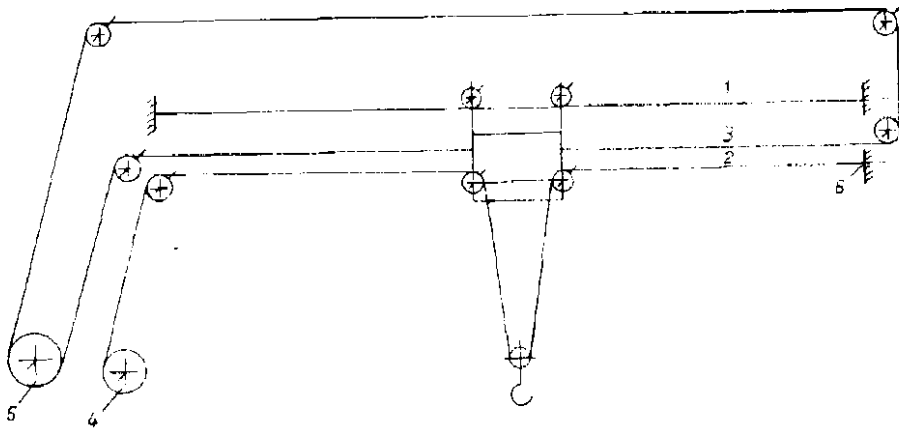
hai, cả hai đầu cáp được kẹp trên tháp không có khả năng lắc nghiêng, do vậy lực kéo ngang do cáp treo gây ra sẽ thay đổi theo tải trọng và vị trí của xe con. Cách neo cáp này đơn giản và độ tin cậy cao. Độ võng của cáp treo bị thay đổi chỉ do độ đàn dài của cáp, do vậy dao động của hệ thống sẽ nhỏ. Cách neo cáp này được sử dụng phổ biến trên cầu trục cáp. Trên cầu trục cáp sử dụng một hoặc hai cáp treo cho một xe con.



Hình 21.2. Cáp treo với tháp có khả năng lắc nghiêng.

b) Cáp công tác

Cáp công tác bao gồm cáp nâng và cáp kéo xe con. Cáp kéo xe con có hai đầu được kẹp với xe con. Một nhánh đi từ xe con qua puly đổi hướng bố trí trên tháp đi đến tời kéo. Nhánh cáp thứ hai cũng qua các puly đổi hướng cáp ở tháp phía đối diện sau đó đi về tời kéo xe con (hình 21.3). Tùy theo chiều quay của tang mà xe con sẽ được di chuyển từ trái qua phải hoặc ngược lại.



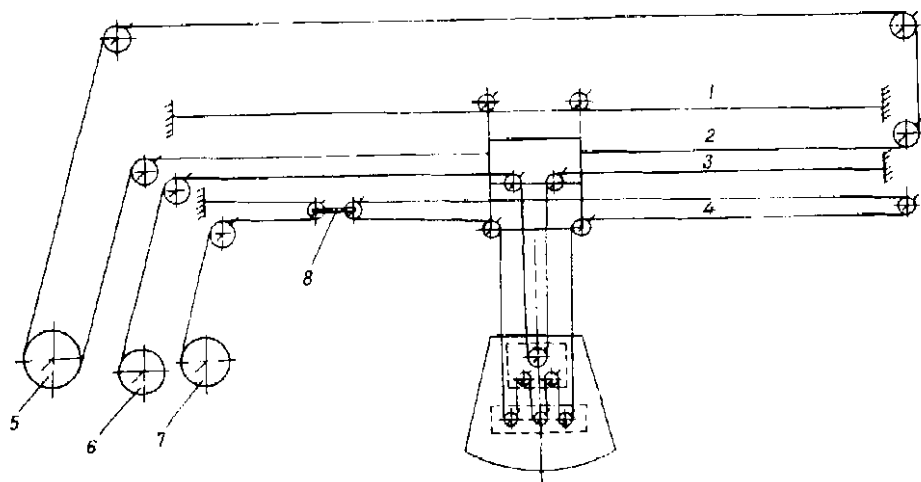
Hình 21.3. Sơ đồ cáp nâng và cáp kéo xe con khi sử dụng móc treo:

- 1- cáp treo; 2- cáp nâng; 3- cáp kéo xe con; 4- tời nâng;
- 5- tời kéo xe con; 6- cổ định đầu cáp nâng.

Cáp nâng vật được bố trí theo hai cách sau. Ở cách thứ nhất cáp đi từ tời nâng vật qua puly đổi hướng đến xe con, sau khi luồn qua hệ thống puly của palang cáp nâng vật, nó được dẫn đến tháp đối diện và cố định đầu cáp ở đó (hình 21.3). Cách mắc dây này khi xe con di chuyển thì vật nâng không bị thay đổi độ cao.

Cách mắc cáp thứ hai là một đầu cáp nâng được kẹp chặt trên xe con chứ không phải cố định trên tháp như trường hợp trên. Khi xe con di chuyển thì vật nâng sẽ bị thay đổi độ cao ngoài ý muốn, đồng thời còn gây ra lực cản di chuyển xe con khá lớn khi xe con di chuyển về phía tháp không có cáp nâng dẫn đến. Trên

hình 21.4 cho sơ đồ mắc cáp nâng và cáp đóng mở gầu khi sử dụng gầu ngoạm hai dây trên cần trục cáp. Khi nâng hoặc hạ gầu, cả tang nâng và tang đóng mở gầu cùng làm việc. Khi đóng hoặc mở gầu, chỉ có tang đóng mở gầu làm việc. Tổng chiều cao nâng cần trục và hành trình đóng mở gầu sẽ là quãng đường dịch chuyển của cụm puly neo 8.



Hình 21.4. Sơ đồ cáp công tác khi sử dụng gầu ngoạm hai dây:

- 1- cáp treo; 2- cáp kéo xe con; 3- cáp nâng hạ gầu; 4- cáp đóng mở gầu;
5- tời kéo xe con; 6- tời nâng hạ gầu; 7- tời đóng mở gầu; 8- cụm puly neo.

c) Thiết bị đỡ cáp

Các nhánh cáp làm việc thường bị võng do trọng lượng bản thân của chúng gây ra. Độ võng quá lớn sẽ dẫn đến việc hạ cụm móc treo khi không tải là không thể thực hiện được, do lúc này lực căng của nhánh cáp treo móc nhỏ hơn lực căng của nhánh cáp bị võng. Nếu sử dụng gầu ngoạm thì trong trường hợp này cũng không có khả năng mở gầu được.

Để giảm độ võng của các nhánh cáp làm việc trong các cần trục cáp có khẩu độ lớn ($> 80\text{m}$), người ta thường sử dụng thiết bị đỡ cáp phân bố đều trên đường cáp treo.

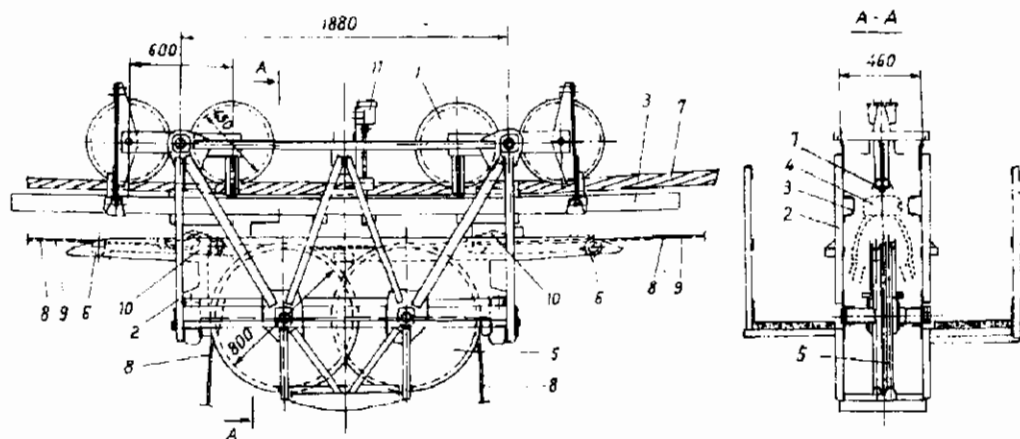
Hình 21.5 mô tả nguyên tắc làm việc của một thiết bị đỡ cáp. Xe con có cấu tạo đặc biệt để có thể di chuyển vượt qua thiết bị đỡ cáp mà không bị nó cản lại. Khi xe con di chuyển đến vị trí của thiết bị đỡ cáp, má kẹp của thiết bị đỡ cáp được mở ra do các con lăn bị tác động bởi đường ray 3 bố trí trên xe con. Lúc này các puly dẫn cáp trên xe con dễ dàng vượt qua thiết bị đỡ cáp.

Sau khi xe con đi qua, các má kẹp quay về vị trí ban đầu để tiếp tục đỡ các nhánh cáp công tác.

Ở các xe con có tốc độ $> 280\text{m/ph}$ không sử dụng thiết bị đỡ cáp kiểu này do lực quán tính khi mở thiết bị đỡ cáp quá lớn.

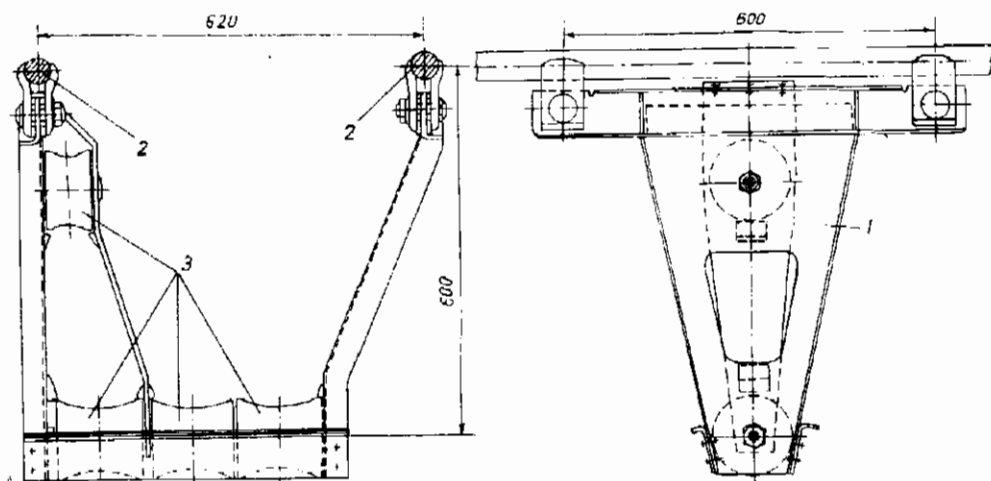
Trên hình 21.6 mô tả một loại thiết bị đỡ cáp khác có cấu tạo đơn giản hơn

song chỉ sử dụng ở loại xe con di chuyển trên hai nhánh cáp treo. Thiết bị đỡ cáp được treo nhờ các vòng kẹp ôm khoảng 70% chu vi của cáp treo, nhờ vậy các con lăn của xe con vẫn có thể qua lại một cách dễ dàng. Để xe con không bị cản lại bởi thiết bị đỡ cáp, các nhánh cáp nâng trên xe con được bố trí nằm giữa hai nhánh cáp treo, trong khi đó các nhánh cáp đi xuống móc treo phải nằm ngoài các nhánh cáp treo. Cách bố trí này đòi hỏi phải có bốn puly đối hướng cáp nâng được bố trí trên xe con.



Hình 21.5. Thiết bị đỡ cáp kiểu má kẹp:

1- con lăn di chuyển xe con; 2- khung xe con; 3- ray mờ má kẹp; 4- má kẹp; 5- puly cáp nâng; 6- con lăn đỡ cáp nâng và cáp kéo xe con; 7- cáp treo; 8- cáp nâng; 9- cáp kéo xe con; 10- kẹp cáp kéo xe con; 11- bình dầu bôi trơn cáp treo.



Hình 21.6. Thiết bị đỡ cáp khi sử dụng hai cáp treo:

1- khung đỡ; 2- cáp treo; 3- các con lăn đỡ cáp công tác.

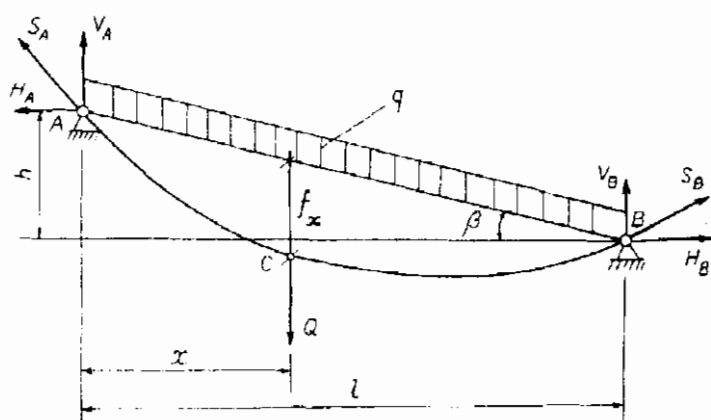
Các xe con trên cần trục cáp thường có số bánh xe từ 2 đến 16 và áp lực khoảng 1-2t. Để phân bố tải đều lên các bánh xe, sử dụng hệ thống cầu cân bằng. Đường kính bánh xe từ 250 đến 450mm.

d) Tời kéo xe con

Tời kéo xe con có kết cấu kiểu tang cuốn. Khi khẩu độ cần trục lớn dùng loại puly ma sát. Để đảm bảo khả năng truyền lực giữa puly và cáp, sử dụng đối trọng để kéo căng cáp. Thiết bị kéo căng được bố trí ngay ở đoạn dẫn động. Rãnh của puly ma sát được lót cao su hoặc chất dẻo. Hệ số ma sát $\mu = 0,22 \div 0,3$. Để tang góc ôm của cáp sử dụng hai puly ma sát.

§21.2. TÍNH TOÁN CÁP TREO

Cáp treo trong cần trục cáp là một dây mềm được căng giữa hai tháp bằng thép. Nó chịu tải trọng bản thân phân bố đều và tải trọng tập trung do trọng lượng xe con và vật nâng. Một cách gần đúng có thể coi dây cáp bị võng theo đường cong parabol và khi này trọng lượng bản thân của nó được coi như phân bố đều trên dây cung AB (hình 21.7).



Hình 21.7. Sơ đồ tính cáp treo

1. Xác định lực căng cáp treo (hình 21.7)

Xét trường hợp tải trọng tập trung Q cách gối A một đoạn là x . Độ võng của cáp tại C là f_x . Phản lực tại A và B là $S_A(V_A, H_A)$, $S_B(V_B, H_B)$. Viết phương trình cân bằng mômen đối với A và B, có

$$\sum M_A = V_B \cdot l + H_B \cdot h - \frac{ql^2}{2 \cdot \cos \beta} - Q \cdot x = 0$$

$$\sum M_B = V_A \cdot l - H_A \cdot h - \frac{ql^2}{2 \cdot \cos \beta} - Q(L - x) = 0.$$

Từ hình 21.7 có thể thấy rõ

$$H_A = H_B = H.$$

Từ hai phương trình trên rút ra

$$V_A = \frac{ql}{2 \cos \beta} + Q \frac{l-x}{l} + H \operatorname{tg} \beta; \quad (21.1)$$

$$V_B = \frac{ql}{2 \cos \beta} + \frac{Qx}{l} - H \operatorname{tg} \beta. \quad (21.2)$$

Để xác định độ võng f_x của cáp tại điểm có Q tác dụng (điểm C) xét cân bằng đoạn cáp AC sau đó lấy mômen đối với C có

$$\sum M_C = V_A x - H(f_x + x \operatorname{tg} \beta) - \frac{qx^2}{2 \cos \beta} = 0$$

Thay giá trị V_A từ (21.1) vào phương trình trên và rút ra

$$f_x = x \left(\frac{ql}{2H \cos \beta} + \frac{Q}{H} \right) - x^2 \left(\frac{q}{2H \cos \beta} + \frac{Q}{Hl} \right). \quad (21.3)$$

Lấy đạo hàm (21.3) và cho bằng không, được vị trí có độ võng cáp lớn nhất là $x = \frac{l}{2}$ và giá trị độ võng lớn nhất

$$f_{\max} = \frac{l^2}{8H} \left(\frac{q}{\cos \beta} + \frac{2Q}{l} \right). \quad (21.4)$$

Theo kinh nghiệm, độ võng lớn nhất cho phép của cáp $f_{\max} = (0,035 \div 0,05)l$. Để cáp không bị trùng quá mức cho phép khi có tải, lực ngang tác dụng lên các gối A và B phải đạt giá trị rút ra từ (21.4).

$$H = \frac{l^2}{8f_{\max}} \left(\frac{q}{\cos \beta} + \frac{2Q}{l} \right). \quad (21.5)$$

Thay H theo (21.5) vào (21.1) và (21.2), xác định được giá trị của các phản lực tựa V_A, V_B .

Tổng lực căng dây cáp tại các điểm A và B là

$$S_A = \sqrt{V_A^2 + H^2} \text{ và} \\ S_B = \sqrt{V_B^2 + H^2}$$

Tiến hành chọn cáp theo lực căng S với hệ số an toàn $n = 3 \div 3,5$.

2. Tính chiều dài cáp treo

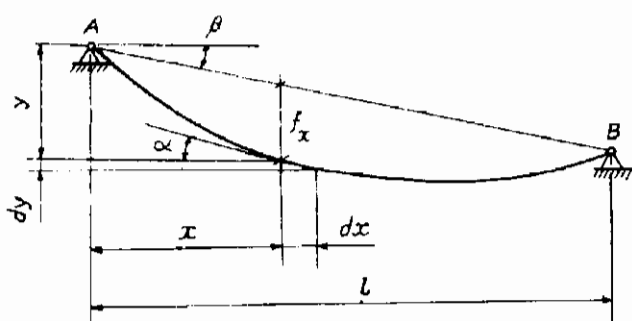
Trên đoạn chiều dài vô cùng nhỏ ds của dây cáp treo (hình 21.8) có thể viết

$$dL = \sqrt{dx^2 + dy^2} = \sqrt{1 + \left(\frac{dy}{dx}\right)^2} dx \quad (21.6)$$

Góc nghiêng của đường cong dây cáp so với đường nằm ngang tại điểm có tọa độ x là α và

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{dy}{dx} \quad (21.7)$$

Khai triển chuỗi Taylo (21.6), giữ lại hai số hạng đầu, bỏ qua các số hạng còn lại do có giá trị vô cùng bé, cuối cùng có:



Hình 21.8. Sơ đồ xác định chiều dài cáp treo.

$$dL = \left[1 + \frac{1}{2} \left(\frac{dy}{dx} \right)^2 \right] dx. \quad (21.8)$$

Phương trình đường cong dây cáp được viết:

$$y = x \operatorname{tg} \beta + f_x. \quad (21.9)$$

Thay giá trị của f_x từ (21.3) vào (21.9) và lấy đạo hàm theo x ,

$$\frac{dy}{dx} = \operatorname{tg} \alpha = \operatorname{tg} \beta + \frac{ql}{2H \cos \beta} + \frac{Q}{H} - \frac{qx}{H \cos \beta} - \frac{2Qx}{Hl}. \quad (21.10)$$

Thay giá trị $\frac{dy}{dx}$ từ (21.10) vào (21.8) và lấy tích phân, với x biến thiên từ 0 đến l , có chiều dài cáp treo khi không có vật nặng ($Q = 0$)

$$L = \int_0^l dL = l + \frac{1}{2} \operatorname{tg}^2 \beta \cdot l + \frac{q^2 l^3}{24 H^2 \cos^2 \beta}.$$

Khi trên cáp treo tồn tại vật nặng, tổng chiều dài cáp treo là tổng chiều dài của hai đoạn cáp AC và CB , có thể xác định L như sau:

$$L = \int_0^{x_c} dL + \int_{x_c}^l dL$$

Cuối cùng có thể viết chiều dài cáp treo khi có tải

$$L = l + \frac{x_c^2}{2l} + \frac{l^3 q^2}{24 H^2 \cos^2 \beta} + \frac{(l - x_c) x_c}{2l H^2} \left(Q^2 + \frac{Qql}{\cos \beta} \right).$$

ỔN ĐỊNH VÀ ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH TẢI TRỌNG

§22.1. ỔN ĐỊNH CẦN TRỤC

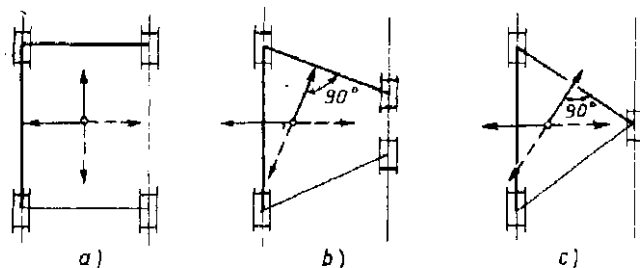
1. Những quy định chung

Khi cần trục đứng trên nền, dưới tác động của ngoại lực như trọng lượng vật nâng, gió, các lực quán tính phát sinh khi các cơ cấu của máy làm việc, ảnh hưởng của độ dốc nền v.v. cần trục có thể ở trạng thái bị lật hoặc bị lật đổ. Khi này nói cần trục bị mất ổn định. Cần trục phải đảm bảo ổn định cả ở hai trạng thái: làm việc (còn gọi là ổn định có tải) và không làm việc (ổn định không tải). Ổn định cần trục phải được kiểm tra bằng tính toán thông qua hệ số ổn định k cho cả hai trạng thái.

Hệ số ổn định có tải là tỷ số giữa mômen của trọng lượng các bộ phận cần trục có tính đến tất cả các lực phụ (gió, quán tính mở máy hoặc phanh các cơ cấu) và ảnh hưởng của góc nghiêng cho phép lớn nhất khi làm việc, đối với trục lật và mômen do tải trọng nâng Q gây ra đối với trục lật đổ.

Hệ số ổn định không tải được xác định bằng tỷ số giữa mômen của trọng lượng các bộ phận cần trục có tính đến góc nghiêng mặt nền về phía lật, đối với trục lật và mômen của lực gió đối với trục lật.

Trên hình 22.1 dẫn ra các vị trí của cần (đường mũi tên liền nét) và trục lật (đường nét đậm) để tính toán ổn định có tải khi bố trí các bánh xe tựa của cần trục có dạng khác nhau. Dạng vuông góc (hình 22.1,a), dạng thang (hình 22.1,b) và dạng tam giác (hình 22.1,c). Tính toán ổn định không tải, cần trục có vị trí hướng ngược lại so với khi kiểm tra ổn định có tải (đường mũi tên đứt nét). Nếu diện tích chắn gió của phần quay cần trục trong mặt phẳng chứa cần lớn hơn so với diện tích chắn gió trong mặt phẳng vuông góc với cần thì tiến hành kiểm tra ổn định bổ sung khi cần có vị trí song song với trục lật.



Hình 22.1. Vị trí của cần và trục lật khi kiểm tra ổn định cần trục.

Trị số của hệ số ổn định có tải phải được xác định khi

hướng của cần vuông góc với trục lật và khi hướng của cần tạo với trục lật một góc 45° , khi này có tính đến lực quán tính tiếp tuyến xuất hiện khi phanh cơ cấu quay. Theo TCVN 4244-86, trị số này không được nhỏ hơn 1,15.

Trị số của hệ số ổn định có tải xác định khi không tính đến các lực phụ và không tính đến ảnh hưởng độ nghiêng mặt nền không được nhỏ hơn 1,4. Hệ số ổn định này còn được gọi là hệ số ổn định tĩnh khi có tải.

Trị số của hệ số ổn định khi không tải được xác định khi cần trục ở vị trí bất lợi nhất đối với tác dụng của lực gió ở trạng thái không làm việc. Với cần trục thay đổi tầm với bằng nâng hạ cần, hệ số ổn định khi không tải xác định khi cần ở vị trí làm việc thấp nhất. Cần kiểm tra cả khi cần ở vị trí cao nhất dưới tác dụng của lực gió ở trạng thái làm việc.

Đối với cần trục thay đổi tầm với không dùng cơ cấu nâng hạ cần, hệ số ổn định không tải xác định khi cần trục ở tầm với nhỏ nhất chịu tác động của tải trọng gió ở trạng thái không làm việc.

2. Hệ số ổn định cần trục quay

a) Hệ số ổn định khi có tải

Hình 22.2 mô tả sơ đồ tính toán hệ số ổn định cần trục khi có tải. Cần trục nằm trên mặt phẳng nghiêng về phía trục lật với góc dốc α , chịu tải gió và quán tính có chiều giảm mômen giữ. Mômen giữ là mômen có chiều ngược với chiều lật cần trục, nó được tạo ra chủ yếu do trọng lượng bản thân cần trục.

Khi cần nằm vuông góc với trục lật AB hoặc CD , hệ số ổn định động khi có tải sẽ là

$$k_1' = \frac{1}{Q(a - 0,5S)} \{ G[(0,5S + e) - h_1 \sin \alpha] - \frac{Qn^2 r_{\max} h_3}{900 - n^2 h_4} - \frac{Qv_1}{gt_1} (a - 0,5S) - \frac{Qv_2}{gt_2} h_3 - \frac{Gv_2}{gt_2} h_1 - \frac{(Q + G_0')v_3'}{gt_3} h_3 - \frac{(Q + G_0'')v_3''}{gt_3} (a - 0,5S) - P_g h_2 - P_{g0} h_3 \} \geq 1,15 \quad (22.1)$$

Khi cần có hướng tạo với trục lật một góc 45° , hệ số ổn định động sẽ là

$$k_1'' = \frac{1}{0,7Q(a - 0,5S)} \{ G[0,7(0,5S + e) - h_1 \sin \alpha] - \frac{0,7Qn^2 r_{\max} h_3}{900 - n^2 h_4} - \frac{66(Q + G_0'')nr_{\max} h_3}{(900 - n^2 h_4)gt_4} - 0,7 \frac{Qv_1}{gt_1} (a - 0,5S) - \frac{Qv_2}{gt_2} h_3 - \frac{Gv_2}{gt_2} h_1 - 0,7 \frac{(Q + G_0')v_3'}{gt_3} h_3 - 0,7 \frac{(Q + G_0'')v_3''}{gt_3} (a - 0,5S) - P_g h_2 - P_{g0} h_3 \} \geq 1,15 \quad (22.2)$$

Hệ số ổn định tĩnh khi có tải được xác định khi góc dốc $\alpha = 0$; không kể đến tải trọng gió và quán tính:

$$k_1''' = \frac{G(0,5S + e)}{Q(a - 0,5S)} \geq 1,4. \quad (22.3)$$

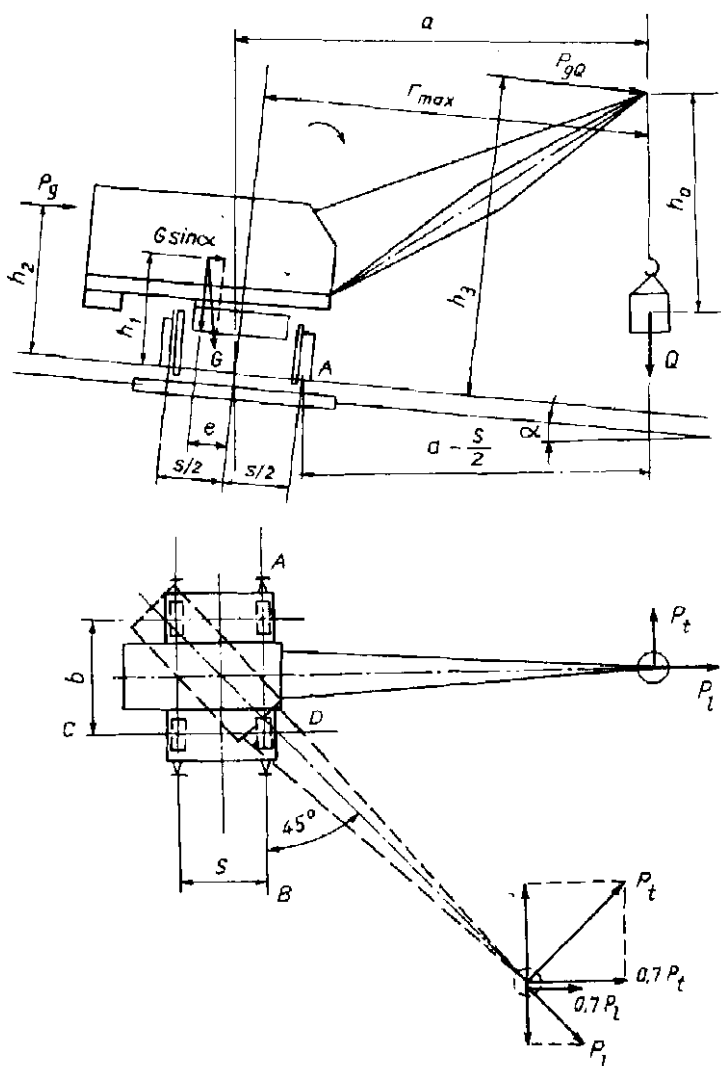
Trong hai công thức (22.1) và (22.2), đã coi gần đúng $\cos\alpha = 1$ trong đó: Q - trọng lượng vật nâng lớn nhất ứng với tầm với được xác định theo đường đặc tính tải trọng, kG;

G - trọng lượng cần trục, kG;

G_0 - trọng lượng của cần quy về đầu cần, kG;

$r_{\max}$ - tầm với lớn nhất tương ứng với tải trọng nâng tính toán Q , m;

$0,5S$ - khoảng cách từ trục quay cần trục đến trục lật, m;



Hình 22.2. Sơ đồ tính toán ổn định cần trục khi có tải.

e - khoảng cách từ trục quay đến trọng tâm cần trục, m;

v_1, v_2 - tốc độ nâng hạ vật và di chuyển cần trục, m/s; khi hạ tự do, tốc độ hạ vật áp dụng bằng 1,5 tốc độ nâng vật;

n - tốc độ quay cần trục, vòng/ph;

P_g, p_{g0} - lực gió tác dụng lên cần trục và vật nâng ở trạng thái làm việc, hướng gió vuông góc với trục lật, kG;

v_3', v_3'' - tốc độ dịch chuyển ngang và đứng của đầu cần khi cơ cấu thay đổi tầm với làm việc, m/s;

t_1, t_2, t_3, t_4 - thời gian phanh (hoặc mở máy) cơ cấu nâng, di chuyển, thay đổi tầm với và quay cần trục, s;

Với các cần trục có thiết bị đảm bảo dịch chuyển ngang vật nâng khi thay đổi

tầm với, trong công thức (22.1) và (22.2) thành phần $\frac{(Q + G_0'')v_3''}{gt_3}$ ($a = 0,5S$) được tính với $Q = 0$.

Các thành phần $\frac{Qv_2}{gt_2} h_3$ và $\frac{Gv_2}{gt_2} h_1$ chỉ được kể đến khi kiểm tra ổn định

có tải theo hướng di chuyển cần trục, nếu cần trục thiết kế có khả năng di chuyển khi có tải. Trọng lượng quy dẫn của cần trục quy về đầu cần được xác định từ điều kiện cân bằng động năng tính ở thời điểm bắt đầu quá trình hoặc cuối quá trình phanh hoặc cuối quá trình mở máy cơ cấu thay đổi tầm với G_0' và cơ cấu quay G_0'' .

Với cần thẳng có thể áp dụng

$$G_0' = G_0'' = \frac{G_c}{3}$$

Với hệ thống cần cân bằng trong cần trục chân đế và cần trục nổi

$$G_0' = G_0'' = 0,6G_p + 0,5(G_c + G_k).$$

trong đó: G_c - trọng lượng cần và thiết bị trên đó;

G_p - trọng lượng cần phụ;

G_k - trọng lượng thanh giằng.

b) Hệ số ổn định khi không tải

Cần ở vị trí có tầm với nhỏ nhất. Cần trục có xu hướng lật quanh trục đi qua B dưới tác dụng của lực gió bất lợi ở trạng thái không làm việc và độ dốc của nền nơi máy đứng (hình 22.3)

Hệ số ổn định không tải

$$k_2 = \frac{G[(0,5S - e) - h_1 \sin \alpha]}{P_g h_2} \geq 1,15 \quad (22.4)$$

P_g - lực gió ở trạng thái không làm việc tác dụng lên cần trục.

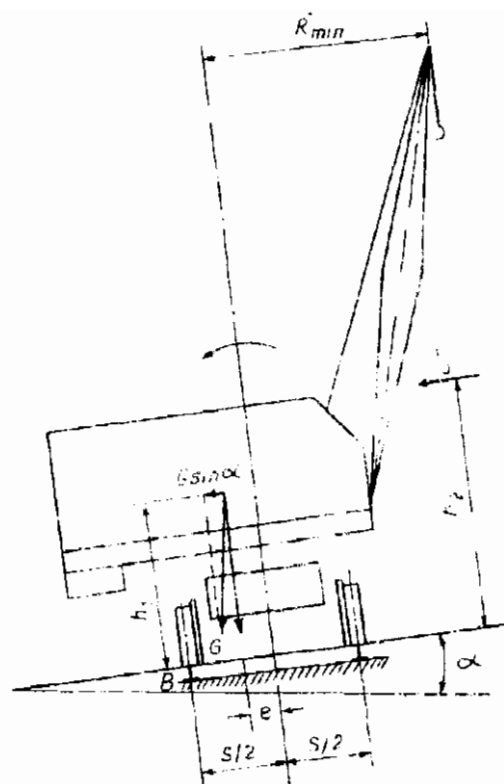
Ở các cần trục có cơ cấu thay đổi tâm với kiểu nâng hạ cần bằng palăng cáp, cho phép xác định hệ số ổn định khi không tải khi cần ở vị trí làm việc thấp nhất nếu như điều kiện sử dụng thực tế cho phép. Khi này cần kiểm tra bổ sung ổn định không tải khi cần ở vị trí có tâm với nhỏ nhất và gió được lấy trị số ứng với trạng thái làm việc.

Khi kiểm tra ổn định không tải không được kể đến ảnh hưởng của thiết bị kẹp ray.

Góc nghiêng của nền đường khi kiểm tra ổn định cho cả hai trường hợp có tải và không tải đều lấy như sau:

- cần trục đường sắt, cần trục ô tô, cần trục bánh xích khi làm việc không có chân chống phụ $\alpha = 3^\circ$ khi có chân chống $\alpha = 1,5^\circ$;

- cần trục làm việc trên nền đường tạm (công trường) $\alpha = 2^\circ$, cần trục lắp đặt $\alpha = 2^\circ$.



Hình 22.3. Sơ đồ tính toán ổn định cần trục khi không tải.

§22.2. ĐƯỜNG ĐẶC TÍNH TẢI TRỌNG

Ở các cần trục thay đổi tâm với để đảm bảo ổn định, tải trọng khi nâng vật nặng khi làm việc tăng. Sự phụ thuộc giữa tải trọng nâng và tâm trục thanh cần được biểu diễn thành đồ thị hoặc dưới dạng bảng biểu. Đường tiêu chuẩn mà người ta gọi là tải trọng nâng và tâm với gọi là đường đặc tính tải trọng.

Với các cần trục có sử dụng chân chống phụ, hoặc trạng thái chệch tải cần trục đổi khi sử dụng, thì ứng với mỗi trường hợp có đường đặc tính tải trọng riêng.

Như đã nêu trong §22.1, tất cả các ảnh hưởng do vật nặng và các tải trọng khác ở vị trí bất lợi nhất, có trị số lớn nhất, không làm cho cần trục bị lật. Trường hợp bất lợi nhất xảy ra khi cần trục đang quay, cần ở vị trí vuông góc với hướng di chuyển.

đồng thời phanh khi đang hạ vật. Nếu khoảng cách trục bánh xe nhỏ hơn khoảng cách vết bánh xe, vị trí nguy hiểm xảy ra khi cần song song với hướng di chuyển, khi đó phải kể thêm đến ảnh hưởng của quá trình phanh cơ cấu di chuyển.

Hình 22.4 mô tả sơ đồ tính khi cần ở vị trí vuông góc với hướng di chuyển. Trị số mômen đối với trục lật k khi cần có góc nghiêng φ so với mặt phẳng ngang ở mọi vị trí của cần phải đảm bảo không đổi và cân bằng với mômen giữ M_k :

$$\left(k_1 Q + \frac{Qv_1}{gt_1}\right)(c + l \cos \varphi) + (P_{gQ} + P_{lQ})(h_{lc} + l \sin \varphi) + G_c(c + \frac{l}{2} \cos \varphi) + P_{lc}(h_{lc} + l \sin \varphi) + P_{gc}(h_{lc} + \frac{l}{2} \sin \varphi) = M_k = \text{const} \quad (22.5)$$

trong đó: k_1 - hệ số ổn định;

$\frac{Qv_1}{gt_1}$ - lực quán tính tác dụng lên vật nặng khi phanh hạ vật;

P_{gQ} - tải trọng gió tác dụng lên vật nặng;

G_c - trọng lượng cần;

P_{gc} - tải trọng gió tác dụng lên cần;

M_k - mômen giữ (mômen chống lật);

P_{lQ} - lực quán tính ly tâm vật nặng khi cơ cấu quay làm việc;

$$P_{lQ} = \frac{Q}{g} (r_0 + l \cos \varphi) \omega^2 \quad (22.6)$$

P_{lc} - lực quán tính ly tâm do khối lượng cần gây ra,

$$P_{lc} = \frac{G_c}{g} (r_0 + \frac{l}{2} \cos \varphi) \omega^2 \quad (22.7)$$

Trong công thức (22.6) đã bỏ qua giá trị tăng thêm của tầm với do vật nặng bị văng ra khi quay với tốc độ góc ω .

l_{lc} - khoảng cách giữa điểm đặt lực quán tính ly tâm cần đến chốt chân cần. Nếu coi cần có khối lượng phân bố đều, lấy mômen của các lực quán tính ly tâm của các phần tử đối với chốt chân cần,

$$\frac{G_c}{g} (r_0 + \frac{l}{2} \cos \varphi) \omega^2 l_{lc} \sin \varphi = \frac{G_c \omega^2}{gl} \int_0^l (r_0 + Z \cos \varphi) Z \sin \varphi dZ$$

từ đó có

$$l_{lc} = \frac{l}{2} \cdot \frac{r_0 + \frac{2}{3} l \cos \varphi}{r_0 + \frac{1}{2} l \cos \varphi} \quad (22.8)$$

Đối với mỗi một góc nghiêng cần φ và tầm với tương ứng là $r_0 + l \cos \varphi$ có thể xác định được tải trọng nâng Q theo (22.5). Để đơn giản phương trình của đường đặc tính tải trọng, có thể bỏ qua các thành phần lực nằm ngang và đặt:

Đường cong $F = f(x)$ được xác định bằng cách đẩy trục x một đoạn là $G/2$ lên phía trên (công thức 22.9). Đường cong được xác định là giới hạn trên của vùng làm việc và dưới nó là đường đặc tính tải trọng thực khi có kể đến các lực tác dụng ngang.

Thông thường đại lượng đặc trưng cho cần trục là mômen tải M_O được xác định bằng tích số giữa tải trọng nâng nhỏ nhất và tầm với lớn nhất. Nếu như giữ cho mômen tải M_O không thay đổi ở mọi tầm với r_x , thì cũng có thể xác định được đường đặc tính tải trọng $F^* = \frac{M_O}{r_x}$ có dạng hypecbôn với gốc tọa độ tại O và có trục đứng trùng với trục quay của máy. Ở các cần trục tháp, do các lực ngang có cánh tay đòn lớn nên đường cong tải trọng còn nằm dưới nửa của đường cong hypecbôn này. Việc sử dụng đường đặc tính tải trọng theo mômen tải là chưa thật chính xác.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. **Đào Trọng Thường, Nguyễn Đăng Hiếu, Trần Doãn Thường, Võ Quang Phiến**
Máy nâng chuyển tập 1, 2, 3
Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật. Hà Nội - 1986
2. **Huỳnh Văn Hoàng, Đào Trọng Thường**
Tính toán máy trục
Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật. Hà Nội - 1975
3. **Александров М.П.**
Грузоподъемные машины. Москва "Высшая школа" - 1973
4. **Александров М.П.**
Подъемно-Транспортные машины. Москва "Машиностроение" - 1973
5. **Вайнсон А.А.**
Строительные краны
Москва - 1969
6. **ВНИИПТМАШ.**
Расчёты крановых Механизмов и их деталей.
Москва "Машиностроение" - 1971
7. **Иванченко ф.К., Бондарев В.С., Колесник Н.П., Барабанов В.Я.**
Расчеты грузоподъемных и Транспортирующих Машин. Киев "Вишья школа" - 1978.
8. **Петухов П.З., Ксюнин Г.П., Серлин Л.Г.**
Специальные краны. Москва "Машиностроение" - 1985
9. **Станевский В.П., Моисеенко В.Г., Колесник Н.П. Кожушко В.В.**
Строительные краны справочник.
Киев "Бугибельник" - 1984
10. **Штремель Г.Х.**
Грузоподъемные Машины.
Москва "Высшая школа" - 1980
11. **Райков Е.И. Грузинов Е.В.**
Справочник молодого Монтажника лифтов.
Москва "вышья школа" - 1990
12. **Kurth F. Scheffler M.**
Grundlagen der Fördertechnik - VEB Verlag Technik Berlin - 1987
13. **Pajer G., Scheffler M., Kielhorn H., Adam G, Kurth F.**
Unstetigförderer 1
VEB Verlag Technik Berlin 1978.

MỤC LỤC

	Trang
<i>Lời nói đầu</i>	3
<i>Phần mở đầu. NHỮNG KHÁI NIỆM CHUNG</i>	
§0.1. Khái niệm chung về máy nâng chuyển	5
§0.2. Chế độ làm việc và những vấn đề tính toán chung của máy nâng	7
<i>Phần I. CÁC CHI TIẾT VÀ CỤM CHI TIẾT CỦA THIẾT BỊ CƠ KHÍ TRÊN MÁY NÂNG</i>	
<i>Chương 1. Cáp thép và các chi tiết của truyền động cáp</i>	19
§1.1. Cáp thép	19
§1.2. Các chi tiết của truyền động cáp	26
<i>Chương 2. Xích và các chi tiết của truyền động xích</i>	53
§2.1. Các loại xích	53
§2.2. Các chi tiết của truyền động xích	56
<i>Chương 3. Thiết bị mang vật</i>	60
§3.1. Móc treo, vòng treo và cụm móc treo	60
§3.2. Thiết bị cặp vật	72
§3.3. Gầu ngoạm	79
§3.4. Thiết bị mang tải bằng nam châm điện và chân không	84
<i>Chương 4. Thiết bị dừng và phanh</i>	87
§4.1. Thiết bị dừng	88
§4.2. Phanh má	91
§4.3. Phanh đai	98
§4.4. Phanh nón và phanh đĩa	105
§4.5. Phanh tự động	108
<i>Chương 5. Bánh xe và ray</i>	114
§5.1. Cấu tạo chung của bánh xe, cụm bánh xe và ray	114
§5.2. Tính toán bánh xe và ray	118
<i>Phần II. CÁC CƠ CẤU CÔNG TÁC MÁY NÂNG</i>	
<i>Chương 6. Dẫn và truyền động các cơ cấu máy nâng</i>	121
§6.1. Cấu tạo và nguyên tắc làm việc các cơ cấu máy nâng	121
§6.2. Động cơ và các phương pháp điều khiển động cơ	125
<i>Chương 7. Cơ sở tính toán các cơ cấu công tác</i>	143
§7.1. Đặc trưng động học của một cơ cấu	143
§7.2. Các mômen quay trong cơ cấu	147

Chương 8. Cơ cấu nâng	154
§8.1. Tời cáp	154
§8.2. Cơ cấu nâng nhiều tốc độ	157
§8.3. Cơ cấu nâng dùng cho gầu ngoạm hai dây	158
§8.4. Trình tự tính toán thiết kế cơ cấu nâng	162
Chương 9. Cơ cấu nâng hạ cần	164
§9.1. Cấu tạo chung cơ cấu nâng hạ cần	164
§9.2. Mômen cần tại chốt chân cần	168
§9.3. Tính toán cơ cấu nâng hạ cần	173
Chương 10. Cơ cấu di chuyển	179
§10.1. Cấu tạo chung cơ cấu di chuyển trên ray	179
§10.2. Tính toán chung cơ cấu di chuyển	182
§10.3. Cơ cấu di chuyển quay vòng	192
§10.4. Cơ cấu di chuyển bằng cáp kéo	197
Chương 11. Cơ cấu quay	200
§11.1. Thiết bị tựa quay	200
§11.2. Cấu tạo và tính toán cơ cấu quay	208
Phần III. CÁC MÁY NÂNG THÔNG DỤNG	
Chương 12. Máy nâng đơn giản	220
§12.1. Kịch	220
§12.2. Tời	225
§12.3. Palang	228
§12.4. Vận thang xây dựng	233
Chương 13. Thang máy	236
§13.1. Khái niệm chung	236
§13.2. Hệ thống cân bằng của thang máy	245
§13.3. Khả năng kéo của pully ma sát	249
§13.4. Quá trình chuyển động không ổn định của cabin	254
§13.5. Thiết bị an toàn cơ khí	257
Chương 14. Cầu trục	264
§14.1. Công dụng, phân loại	264
§14.2. Cấu tạo chung cầu trục	265
§14.3. Đặc điểm tính toán cầu trục	271
Chương 15. Cổng trục	277
§15.1. Cấu tạo cổng trục	277
§15.2. Đặc điểm tính toán cổng trục	286
Chương 16. Cần trục cột buồm	289
§16.1. Cần trục cột buồm kiểu cáp chằng	289
§16.2. Cần trục cột buồm kiểu chân cứng	294

Chương 17. Cần trục quay tĩnh tại	295
§17.1. Cần trục cột quay	295
§17.2. Cần trục cột cố định	299
Chương 18. Cần trục tháp	305
§18.1. Khái niệm chung	305
§18.2. Cấu tạo cần trục tháp	306
§18.3. Đặc điểm tính toán cần trục tháp	315
Chương 19. Cần trục tự hành	318
§19.1. Khái niệm chung	318
§19.2. Cấu tạo cần trục tự hành	319
§19.3. Tính toán các cơ cấu cần trục tự hành	328
Chương 20. Cần trục chân đế và cần trục nổi	333
§20.1. Hệ thống cần cân bằng	333
§20.2. Cơ cấu nâng hạ cần trong hệ thống cần cân bằng	338
§20.3. Cấu tạo cần trục cẩu và cần trục nổi	343
Chương 21. Cần trục cáp	347
§21.1. Cấu tạo cần trục cáp	347
§21.2. Tính toán cáp treo	352
Chương 22. Ổn định và đường đặc tính tải trọng	355
§22.1. Ổn định cần trục	355
§22.2. Đường đặc tính tải trọng	359
Tài liệu tham khảo	363

Pt's. TRƯỜNG QUỐC THÀNH (Chủ biên)

Pt's. PHẠM QUANG DŨNG

MÁY VÀ THIẾT BỊ NÂNG

Chịu trách nhiệm xuất bản :

Pgs. Pts. TÔ ĐĂNG HẢI

Biên tập :

NGUYỄN THỊ KHOÁI

LÊ THANH ĐỊNH

Sửa chế bản :

NGUYỄN THỊ KHOÁI

Trình bày bìa :

HƯƠNG LAN

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