

5
13143

146

Handwritten signature

P. T. S - TRẦN THỌ

MÁY NẮNG CHUYỂN

Thu Vien DHKTCN-TN



MGT07022799

TRƯỜNG ĐẠI HỌC KỸ THUẬT CÔNG NGHIỆP

- 1995 -

Handwritten scribble

Handwritten scribble

BÀI MỞ ĐẦU

I/ Nhiệm vụ và vị trí môn học

Máy nâng chuyển là một môn học kỹ thuật cơ sở kế cận các môn học chuyên môn, có vị trí quan trọng đối với ngành Cơ khí luyện kim - cán thép và nhiều ngành nghề khác

Nhiệm vụ chủ yếu của môn học này là cung cấp cho người học những kiến thức cơ bản về trang thiết bị nâng và vận chuyển các vật nặng, các sản phẩm rời có khối lượng lớn nhằm góp phần sử dụng và khai thác tốt các trang thiết bị đó. Đối với nhà máy luyện kim và cán thép, các máy nâng chuyển không còn là thiết bị phụ trợ mà đã tham gia trực tiếp vào dây chuyền công nghệ. Vì vậy môn học máy nâng chuyển càng trở nên quan trọng đối với các kỹ sư cơ khí luyện kim - cán thép

Khi nghiên cứu môn học này, người học cần nắm vững kiến thức về các chi tiết và cụm chi tiết đặc trưng của máy trục, hiểu được kết cấu, nguyên lý làm việc và cách tính toán những thông số cơ bản của một số máy trục và máy vận chuyển thông dụng

II/ Phân loại máy nâng chuyển

Theo tính chất làm việc máy nâng chuyển được chia làm hai loại chính:

1. Máy vận chuyển liên tục: ở các loại máy này vật phẩm được di chuyển thành dòng liên tục và ổn định. Có thể bốc dỡ ngay trong quá trình vận chuyển.

Máy vận chuyển liên tục được phân thành hai nhóm:

a. Máy vận chuyển liên tục có bộ phận kéo như băng tải, xích tải ...

b. Máy vận chuyển liên tục không có bộ phận kéo như hệ thống đường lăn, ống dẫn.

2. Máy vận chuyển theo chu kỳ: Đặc trưng của loại máy này là sự hoạt động có tính chất chu kỳ (luân phiên giữa thời kỳ làm việc và thời kỳ nghỉ) của cơ cấu và máy

Phần chủ yếu của máy vận chuyển theo chu kỳ là máy trục và là đối tượng chủ yếu được nghiên cứu trong giáo trình này. Máy trục là một loại máy nâng chuyển (hay trục chuyển) các vật nặng theo hướng thẳng đứng và hướng ngang, trong đó có cơ cấu nâng là cơ cấu chủ yếu. Chúng có thể làm việc trong nhà hoặc ngoài trời

Máy trục được chia thành ba nhóm lớn:

a. Máy trục đơn giản như kích, tời, pa lăng.

b. Máy trục thông dụng như cầu trục, cần cẩu.

c. Máy trục đặc chủng Đó là loại máy trục dùng riêng theo yêu cầu nào đó ví dụ thang máy, máy trục bến cảng...

Trong giáo trình này chủ yếu nghiên cứu về các loại máy trục thông dụng.

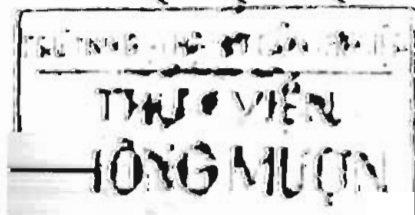
III/ Các thông số cơ bản của máy trục

Máy trục được đánh giá qua 5 thông số cơ bản:

1. Tải trọng nâng Q (tính bằng N, kN hoặc tấn), đây là thông số cơ bản nhất Q gồm trọng lượng vật nâng Q_v và trọng lượng bộ phận mang Q_m (trọng lượng của tất cả các chi tiết chuyển động tịnh tiến cùng với vật nâng như dây móc pu li)

$$Q = Q_v + Q_m$$

(0 1)



2. Chiều cao nâng H (tính bằng mét) : là khoảng cách từ mặt sàn làm việc hay đường ray ở chân cầu trục đến vị trí cao nhất của cơ cấu nâng.

3. Vận tốc nâng v (m /phút hay m /giây) : là vận tốc của vật nâng khi nâng hàng . Thông thường $v = 10 \div 30$ m /phút (trong khi vận tốc di chuyển của cầu $v_{cầu} = 50 \div 200$ m /ph, vận tốc của xe lăn $v_{xe} = 20 \div 30$ (m/ph).

4. Nhịp (hay khẩu độ) L (đối với cầu trục) (tính bằng mét). Đó là khoảng cách giữa hai đường tâm đường ray của cầu trục hay khoảng cách tâm của hai bánh xe cầu trục .

Tầm với R (đối với cần cầu tính bằng mét) : là khoảng cách từ đường tâm của móc hàng đến tâm quay của cần cầu .

5. Chế độ làm việc của máy trục : là thông số đánh giá mức độ làm việc của máy trục thông qua một số chỉ tiêu đặc trưng (sẽ được trình bày cụ thể hơn ở mục sau).

Ngoài ra còn một vài thông số bổ xung như :

- Trọng lượng máy và cơ cấu
- Tải nén bánh xe
- Kích thước phủ bì

IV / Các chỉ tiêu đặc trưng và chế độ làm việc của máy trục

1. Các chỉ tiêu đặc trưng : Chế độ làm việc của máy trục được đánh giá theo chế độ làm việc của cơ cấu nâng và dựa vào các chỉ tiêu sau đây :

a. Hệ số sử dụng tải của cơ cấu :

$$K_{sd} = \frac{Q_{tb}}{Q_{dm}} \quad (0 - 2)$$

Trong khi đó Q_{tb} là tải trọng làm việc trung bình trong một ca

Q_{dm} là tải trọng định mức (cũng là tải trọng nâng cho phép lớn nhất)

b. Hệ số sử dụng thời gian trong ngày
Số giờ làm việc trong một ngày đêm

$$K_{ng} = \frac{\text{Số giờ làm việc trong một ngày đêm}}{24 \text{ giờ}} \quad (0 - 3)$$

c. Hệ số sử dụng thời gian trong năm
Số ngày làm việc trong một năm

$$K_n = \frac{\text{Số ngày làm việc trong một năm}}{365 \text{ ngày}} \quad (0 - 4)$$

d. Cường độ làm việc của cơ cấu CB %

$$CB \% = \frac{t}{T} \cdot 100 \quad (0 - 5)$$

Trong đó t là thời gian chạy máy trong một chu kỳ làm việc (s)

T là thời gian một chu kỳ làm việc của cơ cấu (s)

Ngoài ra còn có một số chỉ tiêu bổ xung như:

Số lần mở máy trong một giờ

Số chu kỳ làm việc trong một giờ

- Nhiệt độ môi trường

2. Chế độ làm việc của máy trục

Dựa vào các chỉ tiêu trên người ta chia chế độ làm việc của máy trục thành 6 mức :

a. Chế độ làm việc rất nhẹ (R Nh): Nguồn động lực là sức người thời gian ngừng việc lâu, CĐ % nhỏ.

b. Chế độ làm việc nhẹ (Nh): Các hệ số sử dụng nhỏ CĐ % và vận tốc v đều nhỏ

c. Chế độ làm việc trung bình (T) : Các hệ số sử dụng và vận tốc v ở mức trung bình

d. Chế độ làm việc nặng (N) : $K_{sd} = 1$ $K_{ng} = \frac{2}{3}$ v lớn

e. Chế độ làm việc rất nặng (RN) : $K_{sd} = 1$ $K_{ng} = 1$ v lớn

f. Chế độ làm việc rất nặng liên tục (RNL): $S_{sd}=1, K_{ng}=1, v$ rất lớn nhiệt độ môi trường lên tới $65^{\circ}C$.

Bảng 0 - 1 chế độ làm việc của máy trục và các chỉ tiêu đánh giá.

Chế độ làm việc	Cường độ CĐ%	Hệ số sử dụng thời gian		Hệ số sử dụng tải trọng K_{sd}	Nhiệt độ môi trường $t^{\circ}C$
		K_{ng}	K_n		
Nhẹ (Nh)	15	0,33	0,25	0,55	25
Trung bình (T)	25	0,67	0,5	0,55	25
Nặng (N)	40	0,67	0,75	0,75	25
Rất nặng (RN)	40	1	1	1	45
(RNL) <i>1. Tải nặng liên tục</i>	60 ÷ 80	1	1	1	65

V/ Đặc điểm tính toán của máy trục.

Trong khi tính toán máy trục và các chi tiết trên đó cần được quan tâm đến các điểm sau:

1. Chế độ làm việc

Chế độ làm việc của máy trục với các chỉ tiêu đánh giá đã nêu ở trên có ảnh hưởng trực tiếp đến các nội dung tính toán thiết kế của máy (như tính toán động cơ dẫn động tính toán sức bền các chi tiết hệ số an toàn...)

2. Tải trọng tính toán

Khi xác định tải trọng tính toán phải phân biệt các cơ cấu có các chế độ chịu tải khác nhau đối với trạng thái làm việc (có tải nâng chuyên) hoặc trạng thái không làm việc (khi không có tải nâng chuyên)

Có thể chia ra hai trường hợp tải trọng tính toán.

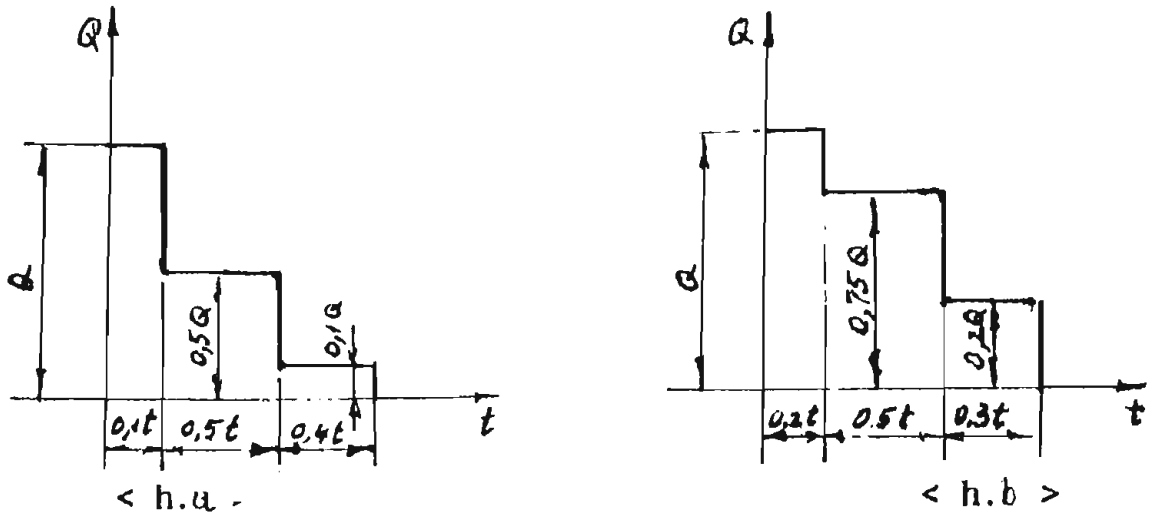
Trường hợp I. Tải trọng tính toán là tải trọng danh nghĩa hoặc tải trọng trung bình tương đương.

Trường hợp II. Tải trọng tính toán là tải trọng cực đại kể cả tải trọng quán tính và các tải trọng phụ khác

Phải xác lập cho được đồ thị tải trọng thực tế của cơ cấu.

Trong trường hợp không có đồ thị đó có thể dùng các đồ thị tải trọng trung bình đã được xây dựng theo kinh nghiệm ở những máy trục cùng loại (hình 0-1).

Đối với chế độ rất nặng và rất nặng liên tục tải trọng trên từng thời kỳ của chu kỳ làm việc được xem như không đổi ứng với tải trọng danh nghĩa trên từng thời kỳ đó



Hình 0 1 Đồ thị gia tải trung bình của máy trục
h.a : ở chế độ nhẹ và trung bình
h.b : ở chế độ nặng

3. Ứng suất cho phép

Các công thức và phương pháp xác định ứng suất cho phép dùng trong máy nâng chuyển, về cơ bản vẫn giống như trong giáo trình chi tiết máy ở đây cần lưu ý hệ số an toàn cho phép $[n]$ thông qua các hệ số thành phần n_1 n_2 n_3 được xác định như sau:

n_1 — hệ số an toàn phụ thuộc vào mức quan trọng của chi tiết và cơ cấu, trị số của nó cho trong bảng 0 - 2.

Bảng 0 -2 Hệ số an toàn n_1

Loại cơ cấu	Loại máy trục	Các trường hợp tính	
		I	II
Cơ cấu nâng	Máy trục quay tay	1,2	1,1
	Máy trục có móc treo	1,3	1,2
	Máy trục nam châm điện	1,2	1,1
	Máy trục luyện kim	1,5	1,3
Cơ cấu di chuyển máy trục và xe lăn	Cần trục chân công , cần trục nổi và các cầu lăn chuyên dùng	1,2	1,1
Cơ cấu quay	Cần trục chân công, cần trục nổi và các cầu lăn chuyên dùng	1,2	1,1
Cơ cấu thay đổi tầm với	Cần trục chân công, cần trục nổi	1,4	1,3
Tất cả các cơ cấu quay tay trừ cơ cấu nâng	Máy trục quay tay	1,0	1,0
Cơ cấu giảm xóc	Tất cả các máy trục và xe lăn		1,15

n_2 - hệ số tải trọng, tính đến chế độ làm việc của cơ cấu tải trọng quán tính khi mở máy và phanh tính chất tải trọng...
Bảng 0 -3 cho trị số n_2 khi tính theo trường hợp tải trọng I (còn khi tính theo trường hợp II thì $n_2 = 1,0$.)

Bảng 0 3 Hệ số an toàn n_2

Các chế độ làm việc của cơ cấu	n_2
Cơ cấu quay tay	1,0
Chế độ nhẹ (Nh)	1,0
Chế độ trung bình (T)	1,1
Chế độ nặng (N)	1,2
Chế độ rất nặng và rất nặng liên tục (RN và RNL)	1,3

n_3 - Hệ số tính đến ảnh hưởng các khuyết tật bên trong của vật liệu đến sức bền mỏi của chi tiết; đối với các vật đúc bằng thép $n_3=1.3$; vật cán hoặc rèn $n_3=1,1$, khi tính theo sức bền tĩnh $n_3 = 1.0$).

Hệ số an toàn cho phép đối với các chi tiết của các cơ cấu máy trục có móc dẫn động bằng máy được cho trong bảng 0 4 (không dùng cho dây cáp và xích của cơ cấu nâng),

Bảng 0 - 4: Hệ số an toàn cho phép của các chi tiết máy trục

Chế độ làm việc	Tính chất tải trọng	Hệ số an toàn n			
		Cơ cấu nâng (1) và cơ cấu thay đổi tầm với		Cơ cấu di chuyển và cơ cấu quay	
		Vật cán Vật rền	Vật đúc	Vật cán Vật rền	Vật đúc
Nhẹ	Làm việc	1,4	1,7	1,3	1,6
	Có giới hạn	1,3	1,6	1,2	1,4
Trung bình	Làm việc	1,6	1,9	1,5	1,7
	Có giới hạn	1,3	1,6	1,2	1,4
Nặng	Làm việc	1,7	2,0	1,6	1,0
	Có giới hạn	1,3	1,6	1,2	1,4
Rất nặng	Làm việc	1,9	2,2	1,7	2,0
	Có giới hạn	1,3	1,6	1,2	1,4

(1)-Đối với cơ cấu nâng ở máy trục chuyển kim loại lỏng hoặc nung nóng, hệ số an toàn cần tăng lên 10 %

4. Tính toán hiệu suất

Khi xác định các tải trọng tính toán theo xích động học của cơ cấu cần phải xác định các tổn thất do ma sát trong các khâu bằng cách đưa vào trị số hiệu suất của các bộ phận của nó .

Khi xác định tải trọng tác dụng lên bộ truyền ,khi chọn động cơ, cần xuất phát từ những trị số nhỏ nhất có thể của hiệu suất , còn khi xác định mô men phanh thì nên xuất phát từ những trị số lớn nhất có thể.

Trong bảng 0 5 cho các số liệu về hiệu suất các bộ phận chủ yếu của các cơ cấu máy trục

Bảng 0 5 Hiệu suất các bộ phận của các cơ cấu máy trục

CÁC BỘ PHẬN	Hiệu suất khi lắp	
	ở lăn	ở trượt
Ròng rọc cáp và tang	0,94 ÷ 0,96	0,96 ÷ 0,98
Các trục trung gian	0,95 ÷ 0,97	0,97 ÷ 0,99
Bộ truyền bánh răng trụ lắp cùng trục và ở		
- để hở	0,93 ÷ 0,95	0,95 ÷ 0,96
- có vỏ che ,bôi trơn bằng mỡ	0,93 ÷ 0,95	0,96 ÷ 0,98
- trong hộp kín ,có bể dầu	0,95 ÷ 0,97	0,97 ÷ 0,98
Bộ truyền bánh răng nón		
- để hở	0,92 ÷ 0,94	0,93 ÷ 0,95
- có vỏ che ,bôi trơn bằng mỡ	0,92 ÷ 0,94	0,94 ÷ 0,96
Bộ truyền trục vít		
- trục vít một mối ren	0,50 ÷ 0,75	
- trục vít hai mối ren	0,75 ÷ 0,80	
Khớp răng (có bôi trơn đầy đủ)	0,99	
Cơ cấu nâng		
- với bộ truyền bánh răng	0,75 0,80	0,80 ÷ 0,85
- với bộ truyền trục vít	0,65 ÷ 0,70	
Cơ cấu di chuyển xe và máy trục		
- với bộ truyền bánh răng	0,75 ÷ 0,85	0,80 ÷ 0,90
- với bộ truyền trục vít	0,65 0,75	
Cơ cấu quay		
- với bộ truyền bánh răng	0,70 ÷ 0,80	0,75 ÷ 0,85
- với bộ truyền trục vít	0,50 ÷ 0,70	

Hiệu suất của hệ thống tay đòn được tính bằng tích các hiệu suất của mỗi bản lề .Hiệu suất mỗi bản lề xác định theo công thức :

$$\eta = \frac{b(a - rf)}{a(b + rf)} \quad (0-6)$$

Trong đó:

- * r - bán kính bản lề
- * a - phần tay đòn dài
- * b - phần tay đòn ngắn
- * f - hệ số ma sát trong ở trượt ,lấy theo bảng 0-6

Bảng 0 - 6 Hệ số ma sát của ở trượt

Vật liệu	Ma sát khô (không bôi trơn)	Ma sát nửa khô	Ma sát nửa ướt
Thép trên thép	0,15	0,1	0,06
Thép trên gang	0,12	0,08	0,05
Thép trên đồng thanh	0,10	0,07	0,04

CHƯƠNG 1: NHỮNG LÝ THUYẾT CƠ BẢN VỀ CƠ CẤU NÂNG

§ 1-1. Sơ đồ cơ cấu nâng

Có thể nói cơ cấu nâng của máy trục hình thành và phát triển theo các dạng sơ đồ điển hình sau:

1./ Sơ đồ cơ cấu nâng loại I (hình 1 1a)

Đây là sơ đồ cơ cấu nâng đơn giản nhất. Nó chỉ gồm một tang quay trên đó quấn dây cáp hoặc xích trực tiếp nối với vật nâng, trục tang quay trực tiếp với tay quay.

Mô men phụ tải do vật nâng gây ra trên trục tang là :

$$M_v = S_0 \frac{D_0}{2} = Q \frac{D_0}{2} \quad (\text{Nmm})$$

Trong đó S_0 là lực căng dây lên tang

Q là trọng lượng vật nâng (N)

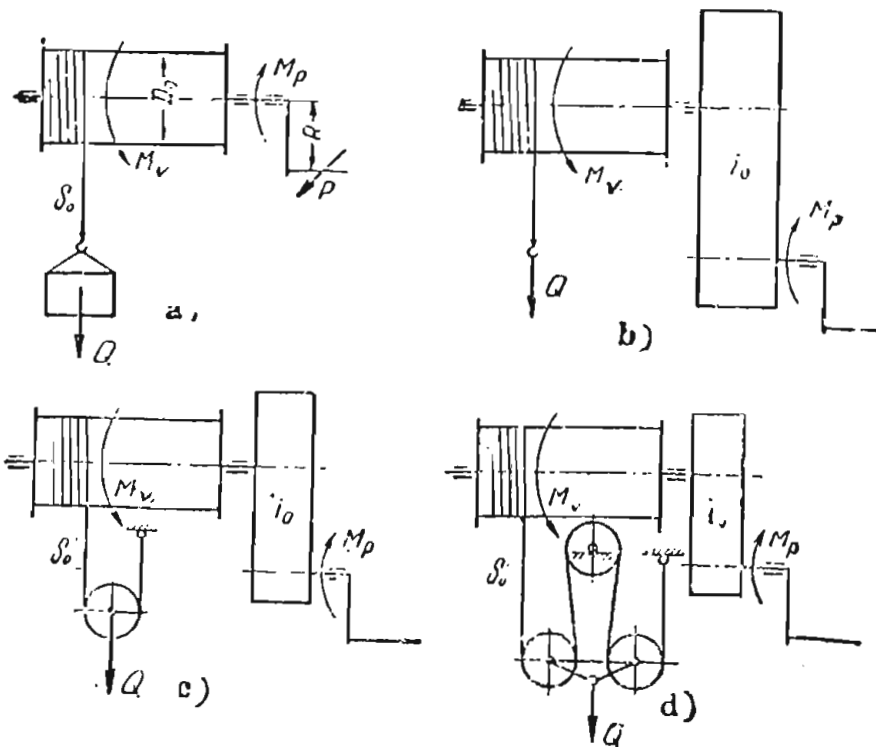
D_0 là đường kính tang (mm)

Mô men lực phát động lên trục tang là:

$$M_p = P R \quad (\text{Nmm})$$

Trong đó P là lực phát động (N)

R là cánh tay đòn của lực P (mm).



Hình 1 - 1: Các sơ đồ cơ cấu nâng.

Có thể viết phương trình chuyển động của cơ cấu (đối với trục tang)

$$M_v = M_p$$

$$\text{Hay } Q \frac{D_o}{2} = PR \quad \Rightarrow \quad Q = \frac{PR}{D_o/2} \quad (1-1)$$

2. Sơ đồ cơ cấu nâng loại II (hình 1-1b)

Trong sơ đồ cơ cấu này vật nâng vẫn móc trực tiếp với dây quấn quanh tang nhưng tay quay hay động cơ phải qua hộp giảm tốc (bộ truyền) mới truyền đến trục tang, ở đây ta có quan hệ:

$$Q \frac{D_o}{2} = PR i_o \quad \Rightarrow \quad Q = \frac{PR}{D_o/2} i_o \quad (1-2)$$

So sánh biểu thức (1-2) với (1-1) ta thấy khi đưa thêm bộ truyền vào cơ cấu khả năng nâng tải của cơ cấu tăng lên (tỉ lệ thuận với tỉ số truyền i_o). Tuy nhiên khi i_o càng tăng thì độ phức tạp của cơ cấu càng tăng, giá thành càng đắt. Vì thế người ta không thể tăng i_o quá giới hạn cho phép.

3. Sơ đồ cơ cấu nâng loại III (1-1c)

Ở sơ đồ này, vật nâng không móc trực tiếp với dây quấn lên tang mà thông qua hệ thống ròng rọc.

+. Nếu sử dụng một ròng rọc động (hình 1-1c) có hai nhánh cáp chịu tải lực căng ở nhánh cáp quấn lên tang là

$$S_o = \frac{Q}{2} \quad \Rightarrow \quad M_v = S_o \frac{D_o}{2} = \frac{1}{2} Q \frac{D_o}{2}$$

Theo phương trình chuyển động ta có quan hệ:

$$\frac{1}{2} Q \frac{D_o}{2} = PR i_o \quad \Rightarrow \quad Q = \frac{PR}{\frac{D_o}{2}} i_o \quad (1-3a)$$

So sánh (1-3a) và (1-2) ta thấy ở sơ đồ này khả năng tải tăng lên hai lần mà thực chất là giảm tải tác dụng vào tang xuống hai lần.

+. Nếu sử dụng hai ròng rọc động (hình 1-1d) có 4 nhánh cáp chịu tải, lực căng ở nhánh cáp lên tang là

$$S_o = \frac{Q}{4} \quad \Rightarrow \quad M_v = \frac{1}{4} Q \frac{D_o}{2}$$

$$\Rightarrow \quad Q = 4 \frac{PR}{\frac{D_o}{2}} i_o \quad (1-3b)$$

So sánh biểu thức (1-3b) với (1-2) ta thấy khả năng tải ở đây tăng lên 4 lần mà thực chất giảm tải ở tang 4 lần.

Nếu gọi a là hệ số giảm tải tác dụng lên tang (sau này cũng gọi là bội suất của cơ cấu nâng) ta có quan hệ cho cơ cấu loại III

$$Q = a \frac{PR}{D_0/2} i_0 \tag{1-3}$$

Khi a càng tăng thì khả năng tải càng lớn, nhưng số pu li (ròng rọc) tăng lên, cơ cấu càng phức tạp, công kênh tổn thất ma sát càng lớn, độ mòn của dây cũng tăng lên.

Như vậy, đưa vào cơ cấu nâng một bộ truyền giảm tốc (i_0) hoặc hệ ròng rọc (có hệ số giảm tải hay bội suất là a) đều làm cho khả năng tải của cơ cấu tăng lên. Vì thế khi thiết kế cơ cấu nâng phải chọn các trị số này một cách hợp lý.

4. Các bộ phận chủ yếu của cơ cấu nâng

Cơ cấu nâng thông thường bao gồm các bộ phận chủ yếu sau đây:

- a. Bộ phận dẫn động
- b. Bộ phận truyền động
- c. Tang
- d. Bộ phận mang giữ tải.
 - Thiết bị nhận vật nâng (như móc, gầu ngoạm...)
 - Dây
 - Pu li (ròng rọc).

Các pu li và dây thường tạo thành hệ ròng rọc

- e. Thiết bị giữ vật treo và điều chỉnh vận tốc
- Ngoài ra còn có thiết bị an toàn thiết bị điều khiển

§ 1-2. Hệ ròng rọc (palăng)

1. Đại cương

Hệ ròng rọc (hay còn gọi là palăng) là hệ các pu li và dây cuốn dùng trong cơ cấu nâng nhằm giảm bớt lực căng dây và mô men tác dụng lên tang

Theo số đầu dây cuốn lên tang, palăng được chia thành:

- Palăng đơn (hình 1-2): chỉ có một đầu dây cuốn lên tang.
- Palăng kép (hình 1-3): có hai đầu dây cuốn lên tang.

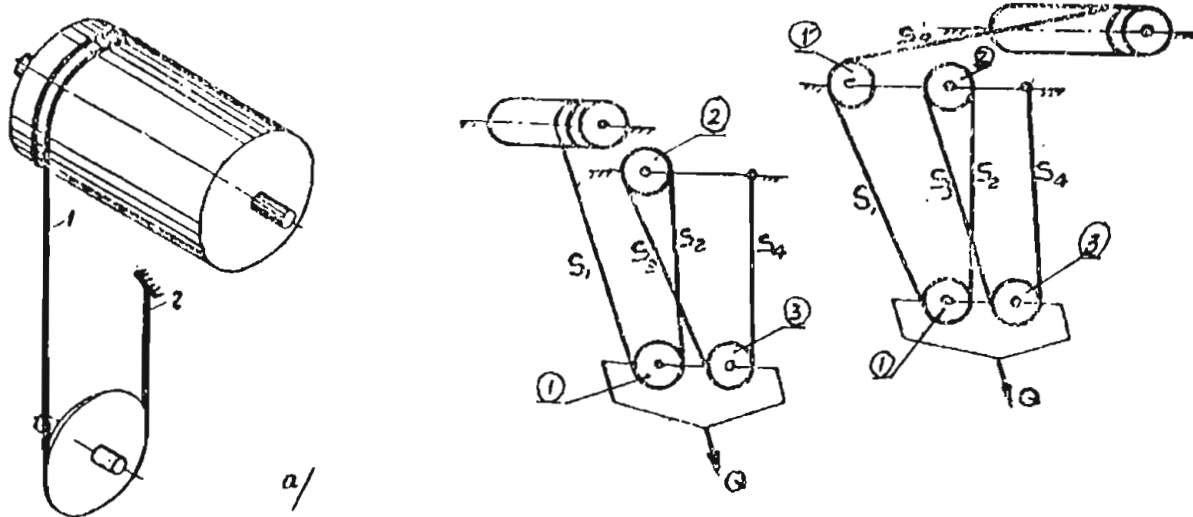
Pu li sử dụng trong máy trục được chia thành hai loại:

Pu li cố định: Là pu li có đường tâm trục cố định (ví dụ các pu li 2 trên hình 1-2b,c),

Pu li động: là pu li có đường tâm trục di động (ví dụ các pu li 2,3 trên hình 1-2b,c),

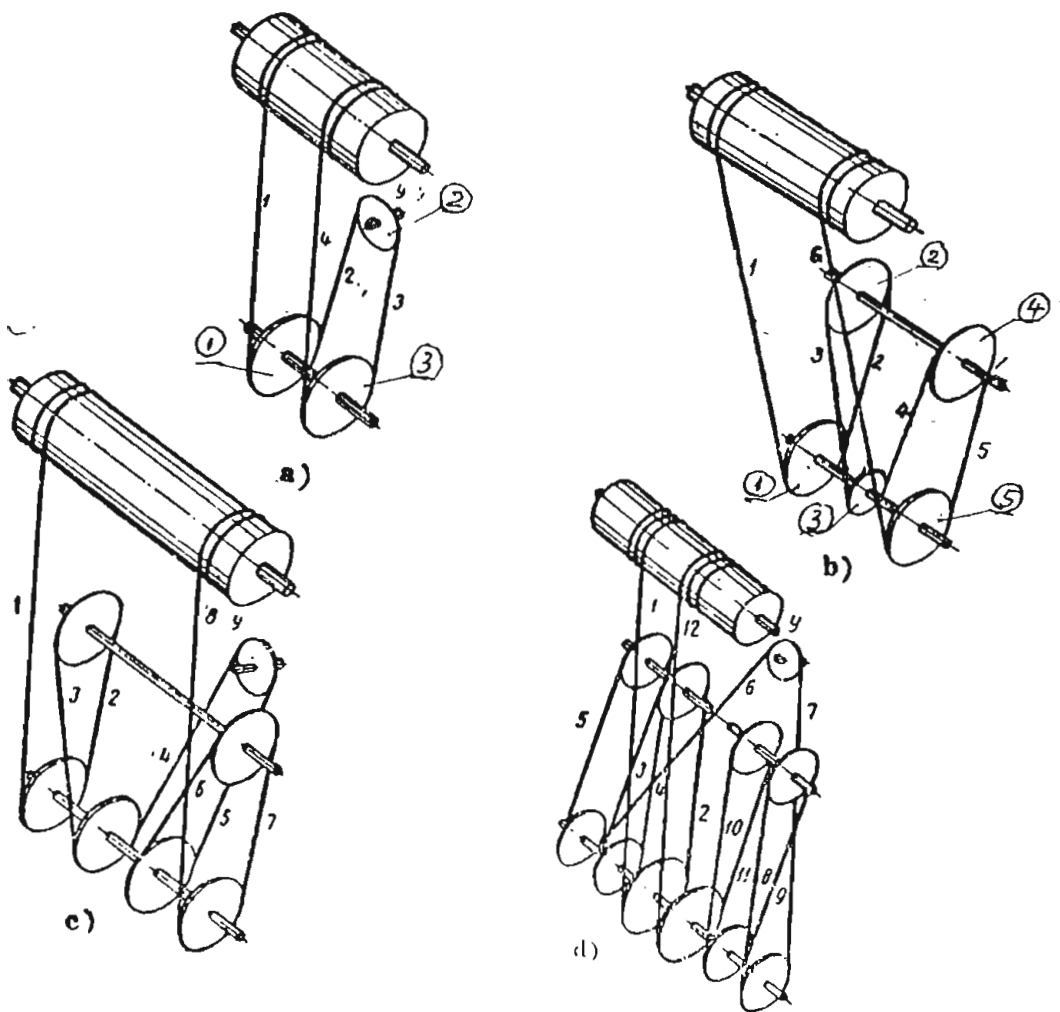
Pu li dẫn hướng: là pu li có tác dụng đổi hướng của dây nhưng không làm giảm tải của dây (ví dụ pu li 1 trên hình 1-2c),

- Pu li cân bằng: là pu li làm nhiệm vụ cân bằng lực và vận tốc hai đầu dây cáp. (ví dụ pu li 2 trên hình 1-3a, pu li 3 trên hình 1-3b).



Hình 1-2: Palăng đơn

- a. Bội suất 2;
- b. Bội suất 4 không có pu li dẫn hướng
- c. Bội suất 4 có pu li dẫn hướng



Hình 1-3: Palăng kép

- a. Bội suất 2
- b. Bội suất 3
- c. Bội suất 4
- d. Bội suất 6

2. Bội suất của palăng.

Palăng được đặc trưng bằng bội suất a. Đó là tỉ số giữa vận tốc đầu dây cuốn lên tang và vận tốc nâng vật.

$$a = \frac{v_{tg}}{v_{ng}} \quad (1-4a)$$

Đó cũng chính là thông số biểu thị khả năng giảm tải tác dụng lên tang. Trong thực tế, để giản đơn (bỏ qua hiện tượng trượt giữa dây và pu li, bỏ qua hiện tượng biến dạng không đều của cáp) người ta thường xác định bội suất của palăng bằng tỉ số giữa số đầu dây treo vật (n) hay còn gọi là số đầu dây chịu tải tĩnh và số đầu dây cuốn lên tang (m)

$$a = \frac{n}{m} \quad (1-4b)$$

Ví dụ: ở hình 1.2b, n = 4 m = 1 và a = $\frac{4}{1}$ = 4

ở hình 1.3a, n = 4 m = 2 và a = $\frac{4}{2}$ = 2

3. Lực cản và hiệu suất của palăng.

a. Lực cản và hiệu suất của pu li

Khi cáp hoặc xích cuốn qua pu li, lực căng ở nhánh vào S₁, ở nhánh ra S₂ không bằng nhau. Hiệu của hai lực đó chính là lực cản của pu li

$$W = S_2 - S_1 \quad (N) \quad (1-5)$$

Qua nghiên cứu, lực cản này được sinh ra từ hai thành phần: do độ cứng của dây W₁ và do ma sát giữa dây và pu li gây ra W₂.

$$W = W_1 + W_2 \quad (N) \quad (1-6)$$

*** Xác định thành phần lực W₁**

Do dây có độ cứng, nên lúc cuốn vào và nhả ra khỏi pu li, dây bị tách khỏi tiếp tuyến pu li (so với dây ôm pu li ở trạng thái tĩnh) khoảng cách nhỏ ∂₁ và ∂₂ (hình 1-4).

Từ điều kiện cân bằng mô men, ta có:

$$S_1 (R + \partial_1) = S_2 (R - \partial_2)$$

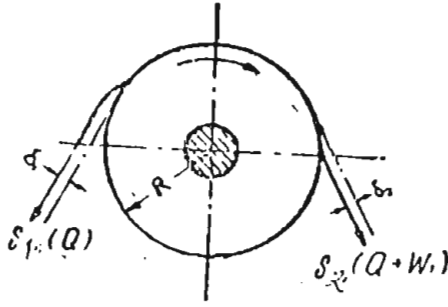
Hay $S_1 (R + \partial_1) = (S_1 + W_1) (R - \partial_2)$

Giả thiết $S_2 = S_1 + W \approx S_1 + W_1$

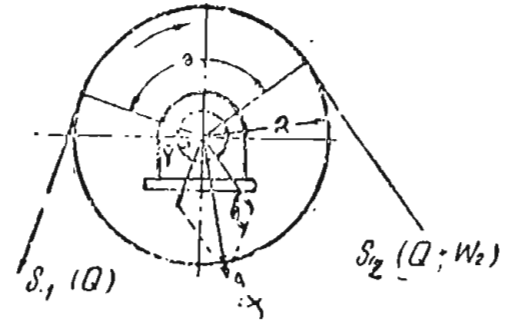
$$\Rightarrow W_1 = S_1 \frac{\partial_1 + \partial_2}{R - \partial_2} = S_1 \frac{\partial_1 + \partial_2}{R} \times \frac{1}{1 - \frac{\partial_2}{R}}$$

Vì ∂₂ << R nên $W_1 \approx S_1 \frac{\partial_1 + \partial_2}{R} = \beta S_1 \quad (1-7)$

Trong đó $\beta' = \frac{\partial_1 + \partial_2}{R}$



Hình 1-4 : Sơ đồ xác định lực cản của dây do độ cứng gây ra



Hình 1-5 : Sơ đồ xác định lực cản của dây do ma sát

* Xác định thành phần lực \$W_2\$

Khi làm việc puli gây ra áp suất lên trục. Bỏ qua trọng lượng bản thân pu li, hợp lực tác dụng lên trục pu li sẽ là :

$$\begin{array}{ccc} \rightarrow & \rightarrow & \rightarrow \\ A = S_1 + S_2 \end{array}$$

$$A = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 - 2S_1S_2 \cos \theta} \quad (N)$$

trong đó \$\theta\$ là góc ôm của cáp

Lực này gây nên mô men ma sát tại ổ trục

$$M_{ms} = A f \varphi$$

trong đó \$f\$ là hệ số ma sát ở ổ trục quay pu li.

$$\varphi \text{ là bán kính ma sát } \varphi = \frac{d}{2} \quad (mm)$$

Khi xác định mô men ma sát, thường xác định lực \$A\$ gần đúng với giả thiết

$$S_2 = S_1 \rightarrow A = 2S_1 \sin \frac{\theta}{2}$$

$$\Rightarrow M_{ms} = S_1 f d \sin \frac{\theta}{2}$$

Mô men này bằng mô men cản do \$W_2\$ gây ra ở tâm pu li

$$M_c = W_2 R \quad M_{ms} = S_1 f d \sin \frac{\theta}{2}$$

$$\Rightarrow W_2 = S_1 f \frac{d}{R} \sin \frac{\theta}{2} \quad (N) \quad (1-8)$$

$$\text{Vậy } W = W_1 + W_2 = S_1 \left[\beta' + f \frac{d}{R} \sin \frac{\theta}{2} \right] \quad (N) \quad (1-9)$$

* trở lại tính lực căng ở nhánh ra

$$S_2 = S_1 + W \quad S_1 \left[1 + \beta' + f \frac{d}{R} \sin \frac{\theta}{2} \right] \quad (N)$$

đặt $\beta \left[1 + \beta' + f \frac{d}{R} \sin \frac{\theta}{2} \right]$

là hệ số lực cản pu li

$$\Rightarrow S_2 = \beta S_1 \quad (N) \quad (1-10)$$

* Hiệu suất của pu li được xác định bằng tỉ số giữa lực căng ở nhánh vào (cũng là lực căng ở trạng thái tĩnh) và lực căng ở nhánh ra (cũng là lực căng có dây cản của pu li).

$$\eta = \frac{S_{vao}}{R_{ra}} = \frac{S_1}{S_2} = \frac{1}{\beta} \quad (1-11)$$

Hiệu suất của pu li được cho trong bảng 1-1

Bảng 1-1: Hiệu suất của pu li η

Ổ trượt	Bôi trơn không tốt , làm việc ở nhiệt độ cao	0,94
	Bôi trơn không thường xuyên	0,95
	Bôi trơn định kỳ bình thường	0,96
	Bôi trơn tự động	0,97
Ổ lăn	Bôi trơn không tốt , làm việc ở nhiệt độ cao	0,97
	Bôi trơn bằng mỡ tiêu chuẩn, ở nhiệt độ bình thường	0,98

b. Hiệu suất của palăng.

Trước hết hãy xem xét lực căng trên dây ở hình 1-2b ở trạng thái tĩnh:

$$S_1 = S_2 = S_3 = S_4 = \frac{Q}{4}$$

Ở trạng thái động:

$$S_1 \neq S_2 \neq S_3 \neq S_4$$

Nhưng $S_1 + S_2 + S_3 + S_4 = Q$

Như đã trình bày ở trên

$$\eta = \frac{S_{vao}}{R_{ra}} = \frac{S_2}{S_1} = \frac{S_3}{S_2} = \frac{S_4}{S_3}$$

$$S_2 = \eta S_1 \quad S_3 = \eta S_2 \quad S_4 = \eta S_3$$

$$\Rightarrow Q = S_1 + S_2 + S_3 + S_4 = S_1 (1 + \eta + \eta^2 + \eta^3)$$

$$S_1 = S_{max} = \frac{Q}{1 + \eta + \eta^2 + \eta^3}$$

Khi có một pu li dẫn hướng (hình 1-2c)

$$S_1 = \eta S_0$$

$$S_0 = S_{\max} = \frac{Q}{(1 + \eta + \eta^2 + \eta^3) \eta}$$

Để dàng suy luận tổng quát ở palăng có n đầu dây treo tải, m đầu dây cuốn lên tang, t pu li dẫn hướng thì lực căng ở đầu dây cuốn tang là cực đại được xác định theo quan hệ

$$S_{\max} = \frac{Q}{(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-1}) \eta^t m}$$

$$S_{\max} = \frac{Q}{(1 + \eta + \eta^2 + \dots + \eta^{a-1}) \eta^t m}$$

và có thể viết gọn hơn dưới dạng cấp số nhân

$S_{\max} = \frac{Q}{1 - \eta^a} \eta^t m = \frac{Q(1 - \eta)}{(1 - \eta^a) \eta^t m}$	(1-12)
--	--------

Hiệu suất của palăng được xác định bằng lực căng ở đầu dây cuốn lên tang khi treo tải tĩnh và lực căng khi nâng vật

$$\eta_p = \frac{S_t}{S_{\max}} = \frac{Q/n}{\frac{Q(1 - \eta)}{(1 - \eta^a) \eta^t m}} = \frac{(1 - \eta^a) \eta^t}{a(1 - \eta)}$$

$\eta_p = \frac{S_t}{S_{\max}} = \frac{(1 - \eta^a) \eta^t}{a(1 - \eta)}$	(1-13)
---	--------

Ví dụ : Tính lực căng lớn nhất của dây, bội suất và hiệu suất của palăng kép có sơ đồ như hình 1-3a, $Q_v = 10$ tấn, $Q_m = 2100\text{N}$, $\eta = 0,98$
 Giải: theo sơ đồ ta có $n = 4$, $m = 2$,

$$\text{Bội suất } a = \frac{n}{m} = \frac{4}{2} = 2$$

Lực căng lớn nhất

$$S_{\max} = \frac{Q(1-\eta^a)}{(1-\eta^a)\eta^t m}$$

Trong đó : $Q = Q_v + Q_m = 100000 + 102100 \quad \text{N}$

$$t = 0 = 1$$

$$S_{\max} = \frac{102100(1-0,98)}{(1-0,98^2) \cdot 1 \cdot 2} = 25800 \quad \text{N}$$

Cũng có thể tính hiệu suất của palăng η_p theo lực căng:

$$\eta_p = \frac{(1-\eta^a) \cdot \eta^t}{a(1-\eta)} = \frac{(1-0,98^2) \cdot 1}{2(1-0,98)} = 0,99$$

$$\eta_p = \frac{S_t}{S_{\max}} \quad \text{trong đó } S_t = \frac{Q}{n}$$

$$\eta_p = \frac{Q}{n \cdot S_{\max}} = \frac{102100}{4 \cdot 25800} = 0,99$$

§1-3 Tính toán lực và động lực học cơ cấu nâng

Các số liệu ban đầu :

- + Tải trọng Q_v (N)
- + Trọng lượng cơ cấu mang Q_m (N)
- + Vận tốc nâng V_n (m/s)
- + Chiều cao nâng H (m)
- + Cường độ làm việc $CĐ\%$
- + Sơ đồ cơ cấu nâng với những yêu cầu động học và kết cấu của nó ở đây dùng sơ đồ trên hình 1-4 để minh họa.

1. Tính toán cơ cấu nâng khi nâng vật.

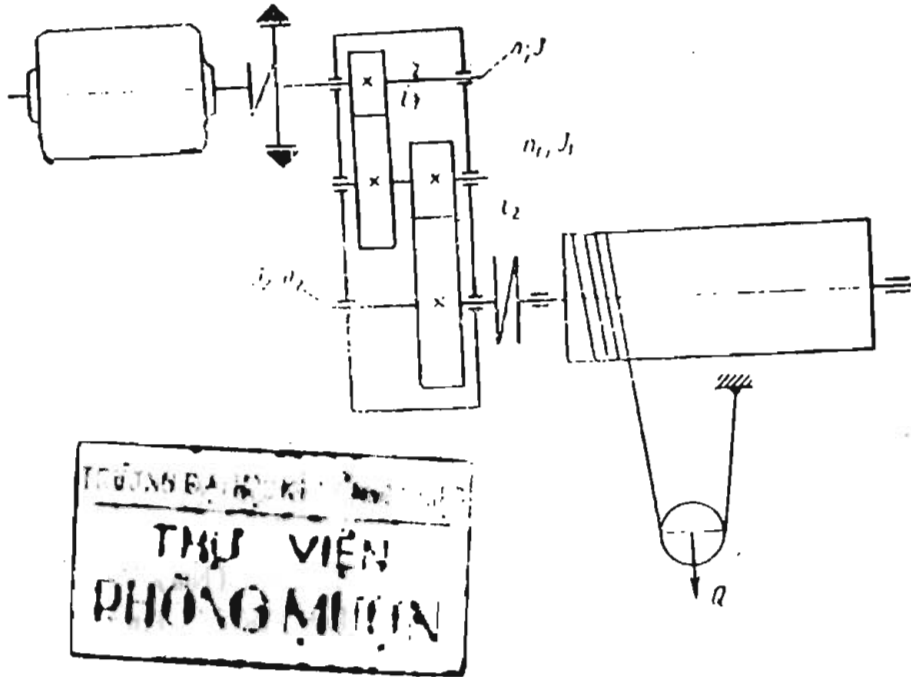
a. Thời kỳ mở máy khi nâng vật

Phương trình chuyển động của cơ cấu khi mở máy nâng vật và viết cho trục động cơ là

$$M_m = M_t + M_{d1} + M_{d2} \quad (\text{Nm}) \quad (1-14)$$

Trong đó M_m — mô men mở máy của động cơ (Nm)

M_t — mô men tĩnh trên trục động cơ để khắc phục trọng lượng vật nâng và vật mang(Nm).



Hình 1-4: Sơ đồ tính toán cơ cấu nâng.

M_{a1} — mô men động trên trục động cơ để tạo gia tốc cho vật nâng cùng với các chi tiết chuyển động tịnh tiến, (Nm)

M_{a2} — mô men động trên trục động cơ để tạo gia tốc cho các chi tiết quay, (Nm)

* Mô men tĩnh M_t xác định theo công thức

$$M_t = \frac{Q D_0}{2a i_0 \eta} \quad (\text{Nm}) \quad (1-15)$$

Trong đó $Q = Q_v + Q_m$ (N)

D_0 — đường kính tang (m)

a — bội suất của palăng

i_0 — tỉ số truyền từ động cơ đến trục tang.

η — hiệu suất của cơ cấu nâng.

* Mô men động M_{a1} : Giả thiết trong thời kỳ này chuyển động của cơ cấu theo quy luật biến đổi nhanh dần đều. Gia tốc trung bình của vật nâng V_n cho trước và thời gian mở máy nâng vật t_{mn} chọn trước (có thể lấy $t_{mn} = 1.5s$), nghĩa là

$$a_n = \frac{V_n}{t_{mn}} \quad (\text{m/s}^2) \quad (1-16)$$

Gia tốc này gây lên tải trọng động phụ G_p

$$G_p = m a_n = \frac{Q}{g} \frac{V_n}{t_{mn}} \quad (\text{N})$$

m là khối lượng chuyển động (kg)

g là gia tốc trọng trường (m/s²)

Mô men động cơ để khắc phục tải trọng này chính là M_{a1} và xác định theo quan hệ

$$M_{a1} = \frac{G_p D_0}{2a i_0} = \frac{Q}{g} \frac{V_n}{t_{mn}} \frac{D_0}{2a i_0}$$

$$\text{mà } V_n = \frac{\pi D_o n_t g}{60a} = \frac{\pi D_o}{60a} \frac{n_{dc}}{i_o}$$

$n_t g$ - số vòng quay của tang/1phút
 n_{dc} - số vòng quay của động cơ/1phút
 $Q D_o$

$$\Rightarrow M_{d1} = \frac{Q D_o}{g 2 a i_o} \Big| t_{mn} \times \frac{\pi D_o n_{dc}}{60 a i_o} \frac{Q D_o n_{dc}}{357 a^2 i_o^2 t_{mn}} \quad (1-17)$$

*. Mô men động M_{d2} :

M_{d2} là mô men trên trục động cơ để tạo gia tốc cho các chi tiết quay nó được xác định bằng mô men động trên các trục quay về trục động cơ.

$$M_{d2} = M_1 + M_{2/1} + M_{3/1} ; \quad (Nm) \quad (1-18)$$

M_1 mô men tạo gia tốc cho khối lượng trục I và các chi tiết quay trên đó ; (Nm)

$M_{2/1}$ mô men tạo gia tốc cho khối lượng trục II và các chi tiết quay trên đó về trục 1; (Nm)

$M_{3/1}$ mô men tạo gia tốc cho khối lượng trục III và các chi tiết quay trên đó về trục 1; (Nm)

Nếu trên trục 1 có một chi tiết quay, với mô men quán tính J_1

$$(\text{kgm}^2) \text{ gia tốc góc } \epsilon_1 \text{ (giả thiết } \epsilon_1 = \frac{\omega_1}{t_{mn}} = \frac{2\pi n_{dc}}{60 t_{mn}} \text{ 1/s}^2 \text{)}$$

thì mô men M_1 sẽ là $M_1 = J_1 \epsilon_1$

$$\text{trong đó } J = m_1 \rho_1^2 \frac{G_1}{g} \left[\frac{D_1}{2} \right]^2 = \frac{G_1 D_1^2}{4g} \quad (\text{kgm}^2)$$

$$\Rightarrow M_1 = \frac{G_1 D_1^2}{4g} \frac{GD^2}{2\pi n_{dc}} \frac{G_1 D_1 n_{dc}}{375 t_{mn}} \quad (Nm)$$

GD^2 mô men vô lăng của chi tiết quay, có thể tra cứu trong các sổ tay kỹ thuật

Nếu trên trục I có một i phần tử quay cùng trục thì

$$M_1 = \frac{\sum(G_i D_i^2)}{4g} \frac{2\pi n_{dc}}{60 t_{mn}} = \frac{\sum(G_i D_i^2) n_{dc}}{357 t_{mn}}, \quad (Nm) \quad (1-19)$$

Tương tự như trên mô men tạo gia tốc cho khối lượng các chi tiết trên trục II là

$$M_2 = \frac{\sum(G_i D_i^2) n_2}{375 t_{mn}} ; \quad (Nm)$$

Mô men này quy về trục I là

$$M_{2/1} = \frac{M_2}{i_1 \eta_1} \frac{\sum (G_i D_i^2) n_2}{375 i_1 \eta_1 t_{mn}} \frac{\sum (G_i D_i^2) n_{dc}}{375 i_1^2 \eta_1 t_{mn}} \quad (Nm) \quad (1-19)$$

Trong đó i_1 là tỉ số truyền giữa trục 1 và 2.

η_1 là hiệu suất truyền động trục 1 và 2.

Tương tự đối với trục 3:

$$M_{3/1} = \frac{\sum (G_i D_i^2) n_{dc}}{375 (i_1 i_2)^2 t_{mn} \eta_1 \eta_2} \quad (Nm) \quad (1-21)$$

Trong đó i_2 là tỉ số truyền giữa trục 1 và 2

η_2 là hiệu suất giữa trục 1 và 2

Trong thực tế vì $M_{3/1}$ rất nhỏ so với M_1 nên khi không yêu cầu độ chính xác cao trong thực tế chỉ tính M_1 rồi xác định M_{d2} theo quan hệ:

$$M_{d2} = \beta M_1 = \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) n_{dc}}{375 t_{mn}} \quad (Nm) \quad \text{với } \beta = 1,1 \quad 1,15 \quad (1-20)$$

Từ các hệ thức (1-15), (1-17) và (1-20), trở lại với phương trình (1-14) ta được

$$M_m = \frac{Q D_o}{2 a i_o \eta} + \frac{Q D_o^2 n_{dc}}{375 a^2 i_o^2 t_{mn} \eta} + \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) n_{dc}}{375 t_{mn}} \quad (1-22)$$

Thực nghiệm cho thấy gia tốc trong quá trình mở máy nâng vật không phải là hằng (vận tốc và vận tốc góc không biến đổi đều) nên mô men mở máy cực đại thực tế lớn hơn mô men mở máy lý thuyết theo quan hệ

$$M_{mmax} = 1,33 M_m \quad (1-23)$$

Vì vậy phải kiểm tra quá tải cho động cơ so với hệ số quá tải cho phép

$$\varphi \frac{M_{mmax}}{M_{dn}} \leq [\varphi] \quad (1-24)$$

M_{dn} — Mô men danh nghĩa tính theo công suất gọi của động cơ N_{dc}

$$M_{dn} = \frac{9550 N_{dc}}{n_{dc}} \quad (nm) \quad (1-25)$$

b. Thời kỳ phanh khi nâng vật

Phương trình chuyển động ở thời kỳ này là

$$M_{fn} = -M'_t + M'_{d1} + M'_{d2}, \quad (Nm) \quad (1-26)$$

M_{fn} — Mô men phanh thời kỳ nâng trên trục động cơ (Nm)

M'_t — Mô men tĩnh do trọng lượng vật nâng và vật mang gây nên trên trục động cơ. Lúc này nó có tác dụng giảm mô men phanh

$$M'_t = \frac{Q D_o \eta}{2 a i_o} \quad (Nm)$$

η' — là hiệu suất cơ cấu nâng theo chiều hạ vật

M'_{d1} — Mô men động do giảm tốc vật nâng và các chi tiết

chuyển động tịnh tiến quy về trục động cơ

$$M'_{d1} = \frac{Q D_0 n_{dc} \eta'}{375 a^2 i_0^2 t_{fn}} \quad (\text{Nm})$$

M'_{d2} - Mô men động do giảm tốc các chi tiết quay quy về trục động cơ

$$M'_{d2} = \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) n_{dc}}{375 t_{fn}} \quad (\text{Nm})$$

t_{fn} - thời gian phanh lúc nâng, xác định theo quan hệ

$$t_f = \frac{2 S_f}{v_f} \quad (\text{s})$$

S_f - quãng đường phanh (chọn theo CB%) (m)

v_f - vận tốc lúc bắt đầu phanh ($v_f > v_n$) (m/s)

Như vậy phương trình (1-26) sẽ trở thành:

$$M_{fn} = - \frac{Q D_0 \eta'}{2 a i_0} + \frac{Q D_0 n_{dc} \eta'}{375 a^2 i_0^2 t_{fn}} + \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) n_{dc}}{375 t_{fn}} \quad (1-27)$$

2. Tính toán cơ cấu nâng khi hạ vật

a. Thời kỳ mở máy khi hạ vật

Với cách suy luận tương tự như trên, ta viết được phương trình chuyển động trên trục động cơ khi mở máy hạ vật là

$$M_{mh} = M_t + M''_{d1} + M''_{d2}$$

$$= \frac{Q D_0}{2 a i_0 \eta'} = \frac{Q D_0^2 n_{dc}}{375 a^2 i_0^2 t_{mh} \eta'} + \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) n_{dc}}{375 t_{mh}} \quad (\text{Nm}) \quad (1-28)$$

b. Thời kỳ phanh khi hạ vật.

$$M_{fh} = M_t + M'_{d1} + M'_{d2}$$

$$= \frac{Q D_0}{2 a i_0} + \frac{Q D_0^2 n_{dc} \eta'}{375 a^2 i_0^2 t_{fh}} + \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) n_{dc}}{375 t_{fh}}, \quad (\text{Nm}) \quad (1-29)$$

Kiểm tra phanh theo hệ số an toàn.

$$\frac{M_f}{M_t} = n \geq [n] \quad (1-30)$$

Các bảng sau đây nêu ra những số liệu về hệ số an toàn của cơ cấu phanh cho các trường hợp.

Hệ số an toàn phanh, nên dùng khi đặt 1 phanh

Loại cơ cấu		n
Cơ cấu quay tay		1,5
Cơ cấu dẫn động bằng động cơ	Chế độ nhẹ	1,5
	Chế độ trung bình	1,75
	Chế độ nặng	2,0
	Chế độ rất nặng và rất nặng liên tục	2,5

Hệ số an toàn phanh khi đặt nhiều phanh

Đặc điểm cơ cấu nâng	n
Có một hay nhiều tang được dẫn động từ 1 động cơ với 2 phanh	1,25
Có hai hay nhiều tang được dẫn động từ 2 động cơ:	
- trên một khâu dẫn đặt một phanh	1,25
- trên một khâu dẫn đặt hai phanh-	1,1

Hệ số an toàn phanh khi dùng trọng vật cùng với phanh dừng.

Chế độ làm việc	n	
	Phanh trọng vật	Phanh dừng
Nhẹ	1,25	0,85
Trung bình	1,2	1,0
Nặng	1,15	1,15

CHƯƠNG 2

THIẾT BỊ DẪN ĐỘNG MÁY TRỰC

§ 2-1: Khái quát chung

1. Yêu cầu chung về dẫn động

Để dẫn động máy trực có thể dùng các nguồn động lực sau đây:

- Sức người .
- Động cơ hơi nước ,
- Động cơ đốt trong ,
- Động cơ thuỷ lực hoặc khí nén ,
- Động cơ điện .

Việc lựa chọn loại hình dẫn động của máy trực phải dựa vào các yếu tố sau:

- Đặc tính của máy về công suất, vận tốc, khả năng quá tải, khả năng đảo chiều hình dáng kích thước ...

Yêu cầu đặc điểm nơi sử dụng ; về nhiệt độ, độ ẩm, bụi bẩn cháy nổ...

2. Các loại hình dẫn động.

a. Dẫn động bằng sức người.

* Ưu điểm: Thiết bị dễ chế tạo, đơn giản, nhất là khi tải nhỏ, vận tốc thấp.

* Nhược điểm: Tốc độ làm việc thấp hành trình nhỏ, năng lượng tổn hao lớn, điều kiện an toàn lao động khó bảo đảm.

Phạm vi sử dụng: Có thể sử dụng khi tải nhỏ, vận tốc thấp, hành trình nhỏ, hoặc khi không còn cách bố trí loại hình dẫn động khác.

b. Dẫn động bằng máy hơi nước.

* Ưu điểm : Mô men phát động lớn, có khả năng đảo chiều, nguyên nhiên liệu dễ kiếm.

* Nhược điểm : Khó mở máy hiệu suất thấp, kích thước công kênh, nhả khói nhiều dễ ô nhiễm môi trường.

Phạm vi sử dụng : Hiện nay rất ít sử dụng, chỉ sử dụng ở những nơi không bố trí loại hình dẫn động khác, như trên tàu thuyền.

c. Dẫn động bằng động cơ đốt trong.

* Ưu điểm : Khối lượng và kích thước tương đối nhỏ gọn, hiệu suất khá cao, phạm vi thay đổi tốc độ lớn.

* Nhược điểm Không có khả năng trực tiếp đảo chiều, muốn đảo chiều phải có thiết bị trung gian khả năng quá tải kém, không khởi động được khi mang tải.

Phạm vi sử dụng : Thường dùng ở loại bánh lốp bánh xích (máy trực tự hành).

d. Dẫn động bằng điện:

- * Ưu điểm: Chất lượng truyền dẫn tốt
- Đóng mở máy, đảo chiều dễ dàng
- Mô men mở máy lớn
- Có khả năng truyền động độc lập
- Sử dụng tiện lợi, không nhả khói, ít gây ồn.

* Nhược điểm:

Phải có nguồn điện và hệ thống dây dẫn, khó thích hợp với máy tự hành.
Có thể phát sinh tia lửa điện, có thể gây cháy nổ.

Phạm vi sử dụng:

Đây là loại hình dẫn động sử dụng rộng rãi nhất trong máy trục, nhưng không sử dụng nơi dễ cháy nổ như hầm mỏ.

e. Dẫn động bằng khí ép và thuỷ lực.

* Ưu điểm:

làm việc êm, không phát sinh tia lửa,
Điều khiển thuận lợi nhẹ nhàng, dễ tự động hoá,
Phạm vi điều chỉnh tốc độ khá lớn.

* Nhược điểm:

Thiết bị phức tạp (vì động cơ thuỷ lực hoặc động cơ khí nén chỉ là loại động cơ thứ cấp, nhận năng lượng từ bơm, hoạt động nhờ động cơ khác)

* Phạm vi sử dụng:

Dùng nhiều trong máy tự hành vận chuyển ở hầm mỏ.

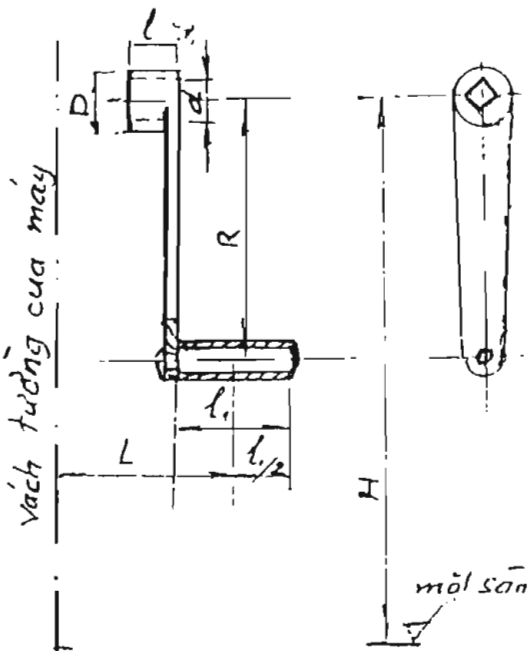
§2-2. Đặc điểm kết cấu và tính toán loại hình dẫn động bằng sức người

Để dẫn động bằng sức người trong máy trục thường phải dùng các cơ cấu như tay quay tay gạt, bánh xích, xích kéo, bàn đạp...

1. Tay quay

Đây là bộ phận tiếp nhận lực ở cánh tay người thợ tạo ra mô men xoắn trên trục quay. Điểm đặt lực phải thay đổi theo suốt vòng tròn của tay quay.

Tay quay được tạo bởi tay đòn 1, tay nắm 2, ống lót 3,



Các kích thước cơ bản của tay quay là bán kính tay quay R và chiều dài tay nắm l (xem bảng 2-1), vị trí thấp nhất so với sàn thao tác $H = 700 \pm 900\text{mm}$ (tùy theo chiều cao của người thợ); lúc có hai người làm việc nên bố trí góc lệch khoảng cách vị trí thao tác đến vách tường hoặc vách máy $L \geq 500\text{mm}$.

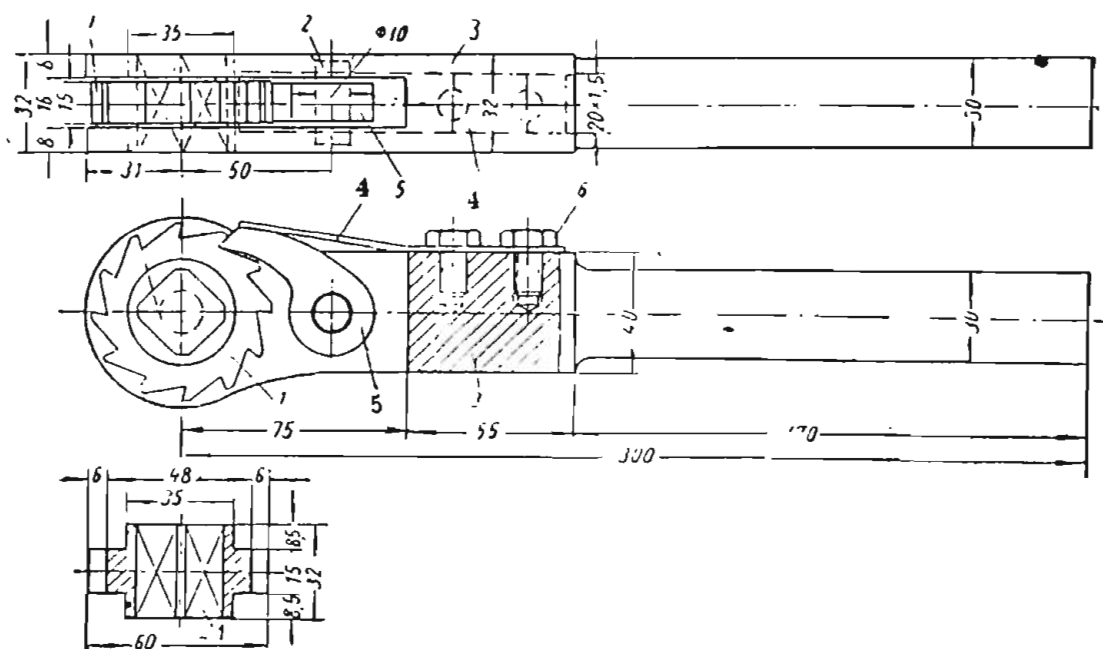
Bảng 2-1 Kích thước tay quay

Số lượng Công nhân	Kích thước tay quay (mm) (xem hình 2-1)			
	Đường kính D	Chiều dài l	Chiều dài tay nắm l ₁	Bán kính tay quay R
1	$(1,8 \pm 2,0)d$	$(1,0 \pm 1,5)d$	300 ± 350	250 ± 400
2	$(1,8 \pm 2,0)d$	$(1,0 \pm 1,5)d$	450 ± 500	250 ± 400

* d là đường kính trục chính gắn với cơ cấu nâng.

2. Tay gạt.

Do không gian bị hạn chế, có nơi không thể bố trí tay quay quay hết vòng 360° , mà chỉ quay một góc nào đó (thường nhỏ hơn 180°). Lúc đó tay quay được thay bằng tay gạt (hình 2-2), chiều dài tay gạt thường lấy trong khoảng $L = 300 \pm 1000 \text{mm}$.



Hình 2-2: Tay gạt

3. Bánh móc xích và xích kéo.

Cụm chi tiết máy để thay tay quay khi vị trí của trục dẫn ở cao hoặc xa vị trí thao tác của người thợ. kích thước cơ bản là bán kính móc xích R lấy như bán kính tay quay, kết cấu cụ thể được trình bày ở phần xích, bánh xích và palăng xích.

* Mô men trên trục dẫn (trục tay quay trục bánh xích) là.

$$M_p = mkPR \quad (\text{Nm}) \quad (2-1)$$

Trong đó: m - số công nhân (số thợ thao tác)

k - hệ số phối hợp thao tác

khi 1 công nhân k = 1

khi 2 công nhân k = 0,8

khi 4 công nhân k = 0,7.

P - lực của một công nhân trên tay quay (hoặc bánh móc xích)

R - Bán kính tay quay hoặc bánh móc xích.

* Vận tốc nâng

$$V_n = \frac{mPv_1 \eta}{Q} \quad (\text{m/ph}) \quad (2-2)$$

Trong đó :

v_1 - Vận tốc tay công nhân m/ph,

η - Hiệu suất toàn bộ cơ cấu,

Q - Trọng lượng vật nâng (N),

m, P - Như ở trên.

* Công suất thường lấy ở khoảng N 0,1÷0,3 kW
với số vòng quay của trục dẫn n 30 vg/ph.

§2-3 Đặc điểm dẫn động bằng điện.

1. Yêu cầu của máy trục đối với động cơ điện:

Có hai yêu cầu cơ bản:

Khi làm việc với chế độ ngắn hạn lặp lại với cường độ CB% cho trước, động cơ không được phát nóng quá mức cho phép để khỏi hỏng vật liệu cách điện trong động cơ.

Công suất động cơ phải đủ để mở máy với gia tốc cho trước.

Để dẫn động máy trục thường sử dụng các động cơ điện chuyên dùng.

2. Động cơ điện xoay chiều:

Trong máy trục dùng hai loại động cơ xoay chiều 3 pha

a/ Động cơ lồng sóc với đường đặc tính của động cơ như đường (1) trên hình 2-3; loại này thường dùng trong cơ cấu di chuyển có thể dùng cho cơ cấu nâng tải nhỏ không có yêu cầu cao về điều chỉnh vận tốc.

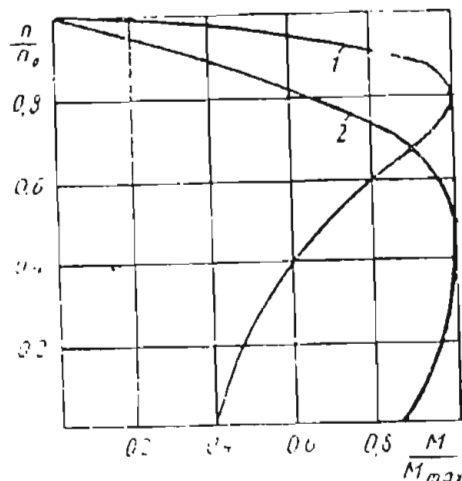
b/ Động cơ dây quấn :

Với đường đặc tính động cơ như đường (2) trên hình 2-3, loại này dùng rất phổ biến trong các máy trục thông dụng, có khả năng quá tải lớn.

3. Động cơ điện một chiều.

Trong máy trục có thể dùng ba loại động cơ điện một chiều.

a/ Động cơ điện một chiều kích thích nối tiếp,



Hình 2-3: Đường đặc tính của động cơ điện xoay chiều:
1 - kiểu lồng sóc; 2 kiểu dây cuốn.

với đường đặc tính như đường 1 trên hình 2-4, mô men rô to thay đổi tỉ lệ nghịch với số vòng quay khi số vòng quay nhỏ mô men tăng. Loại này thích hợp cho thời kỳ mở máy, tuy nhiên nó không thích hợp với các cơ cấu có mô men tải nhỏ vì khi đó số vòng quay có thể rất lớn để gây sự cố. Loại này thường được dùng trong máy trục cỡ lớn.

b/ Động cơ điện một chiều kích thích song song: đường đặc tính rất cứng (đường 2 trên hình 2-4) số vòng quay hầu như không phụ thuộc vào mô men. Loại này chỉ thích hợp cho cơ cấu nâng tải ít thay đổi (như thang máy)

c/ Động cơ điện một chiều kích thích hỗn hợp: Đây là loại động cơ kích thích nối tiếp nhưng được mắc thêm mạch rẽ vào cuộn dây của phần ứng điện để dung hoà đường đặc tính của hai động cơ trên.

Nói chung động cơ điện một chiều có khả năng điều chỉnh tốc độ trong phạm vi khá rộng nhưng giá thành khá đắt nên chúng chỉ được dùng ở những nơi có yêu cầu đặc biệt.

4. Tính toán kiểm nghiệm động cơ.

Vì động cơ phải thoả mãn hai yêu cầu đã trình bày ở trên nên trong tính toán thường tính theo công suất trung bình bình phương do động cơ phát ra trong suốt thời kỳ làm việc với chế độ ngắn hạn lặp lại. Công suất này phụ thuộc vào mô men trung bình bình phương.

$$M_{tb} = \sqrt{\frac{M^2 \sum t_m + \sum M_t t_v}{\sum t}} \quad (Nm) \quad (2-3)$$

Trong đó $\sum t$ - Toàn bộ thời gian động cơ làm việc trong một chu kỳ bao gồm thời gian làm việc và thời gian nghỉ, (s).

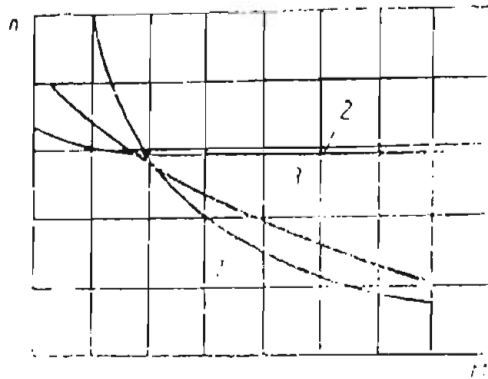
$\sum t_m$ Tổng thời gian làm việc trong các thời kỳ làm việc với các tải khác nhau (s).

M_t Mô men cân tĩnh tương ứng với tải trọng nhất định trong thời gian chuyển động ổn định với tải trọng, (Nm).

t_v Thời gian chuyển động với vận tốc nhất định khi làm việc với từng tải trọng xác định, (s).

M_m - Mô men mở máy của động cơ điện, (Nm).

Đối với từng động cơ nó có trị số xác định, nó không phụ thuộc tính chất công việc và có thể xác định theo đặc tính của từng loại động cơ.



Hình 2-4: Đường đặc tính của động cơ điện 1 chiều

- 1 kích thích nối tiếp;
- 2 kích thích song song;
- 3 kích thích hỗn hợp

Đối với động cơ xoay chiều kiểu lồng sóc

$$M_m = 0,85^2 M_{dn} K_{tb} \quad (Nm) \quad (2-4)$$

Trong đó M_{dn} là mô men danh nghĩa của động cơ, (Nm).
 $9550 N_{dc}$

$$M_{dn} = \frac{N_{dc}}{9550} \quad (Nm) \quad (2-5)$$

K_{tb} là hệ số mô men mở máy trung bình
 1

$$K_{tb} = \frac{1}{2} (K_m + K_{max}) \quad (2-6)$$

K_m là hệ số mô men mở máy
 K_{max} là hệ số mô men cực đại

- Đối với động cơ 3 pha dây quấn và động cơ 1 chiều

$$M_m = \frac{M_{max} + M_{min}}{2} \quad (2-7)$$

$$M_{max} = (1,8 \div 2,5) M_{dn}$$

$$M_{min} = 1,1 M_{dn}$$

Công suất trung bình bình phương sẽ là:

$$N_{tb} = \frac{M_{tb} \cdot n}{9550} \quad (kW) \quad (2-8)$$

Trong đó n là số vòng quay danh nghĩa của động cơ, v/ph.

Động cơ được chọn phải có công suất danh nghĩa

$$N_{dn} \geq N_{tb} \quad (\text{cùng } CB\%).$$

Nếu $CB\%$ thực khác với $CB\%$ danh nghĩa thì công suất trung bình xác định theo quan hệ

$$N_{tb} = N_{tbtt} \sqrt{\frac{CB_{tt}}{CB_{dn}}} \quad (2-9)$$

$N_{dn} > N_{tb}$ với cùng $CB\%$ danh nghĩa.

CHƯƠNG 3: BỘ PHẬN MANG GIỮ TẢI, DÂY VÀ CÁC CHI TIẾT CUỐN DÂY

§3-1. Khái niệm chung

Bộ phận mang giữ tải (hay còn gọi đồ mang) được dùng để treo vật phẩm vào cơ cấu nâng. Đồ mang được chia thành hai loại:

- Đồ mang vận năng: Dùng để vận chuyển các vật phẩm khác nhau về kích thước, khối lượng. Điển hình của loại này là móc (đôi khi còn kèm theo cáp chằng).

- Đồ mang chuyên dùng: Dùng để vận chuyển một số chủng loại vật phẩm nhất định giống nhau hoặc về kích thước, hoặc về tính chất. Tiêu biểu của loại đồ mang này là kim kẹp, vòng treo gầu ngoạm, nam châm điện từ.

Dây dùng trong máy nâng chuyển chủ yếu là cáp và xích với mục đích là nâng tải hoặc chằng, néo buộc riêng xích còn được dùng để chuyển động, chúng phải có khả năng uốn cong và cuốn được ít nhất trong mặt phẳng để cuốn qua puli hoặc quấn vào tang.

Trong khi nâng hạ vật phẩm, tang và các puli dẫn hướng, puli cân bằng chuyển động quanh trục cố định, còn hệ thống đồ mang, puli động dây cáp hoặc xích vừa chuyển động tịnh tiến vừa chuyển động quay quanh trục của nó. Trọng lượng của phần tham gia chuyển động tịnh tiến này gọi chung là trọng lượng đồ mang, (Qm).

§ 3-2. Móc

1. Cấu tạo và phân loại: Móc là loại đồ mang vận năng được dùng rất phổ biến trong máy trục. Hình dạng và kết cấu tất cả các loại móc nâng hàng đều được tiêu chuẩn hoá nhằm đảm bảo trọng lượng kích thước nhỏ nhất với sức bền đều ở hầu hết các tiết diện. Vật liệu chế tạo móc là thép 20, sau khi nhiệt luyện đạt độ cứng 95÷135 HB.

Theo hình dáng móc được chia thành:

Móc đơn: chỉ có 1 ngạnh treo vật (hình 3-1)

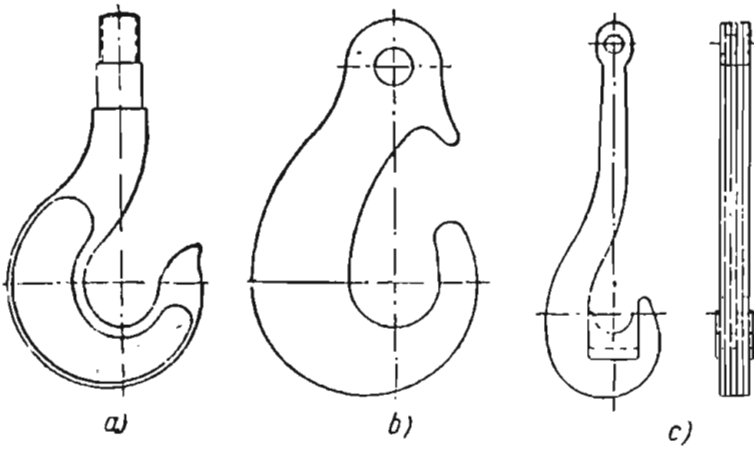
Móc kép: có 2 ngạnh treo vật (hình 3-2).

Theo phương pháp chế tạo móc được chia thành:

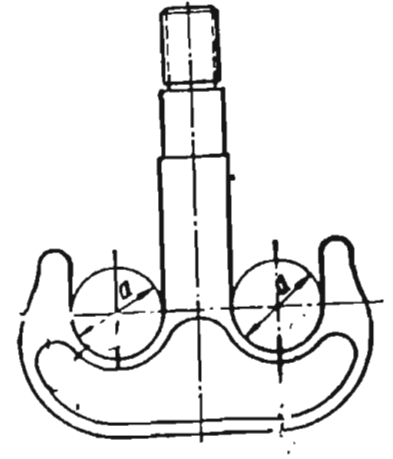
Móc đúc: ít dùng,

- Móc rèn đập: dùng phổ biến hơn cả.

- Móc tấm ghép: gồm những mảnh thép tấm ghép lại bằng đinh tán, ở miệng móc thường được gia cố thêm một tấm kim loại chịu mòn (hình 3-1c). Loại này chỉ dùng khi có những yêu cầu đặc biệt về chiều dài móc và trọng lượng nâng lớn (ví dụ như ở các thùng chứa kim loại lỏng, hoá chất lỏng...)



Hình 3-1 Móc đơn



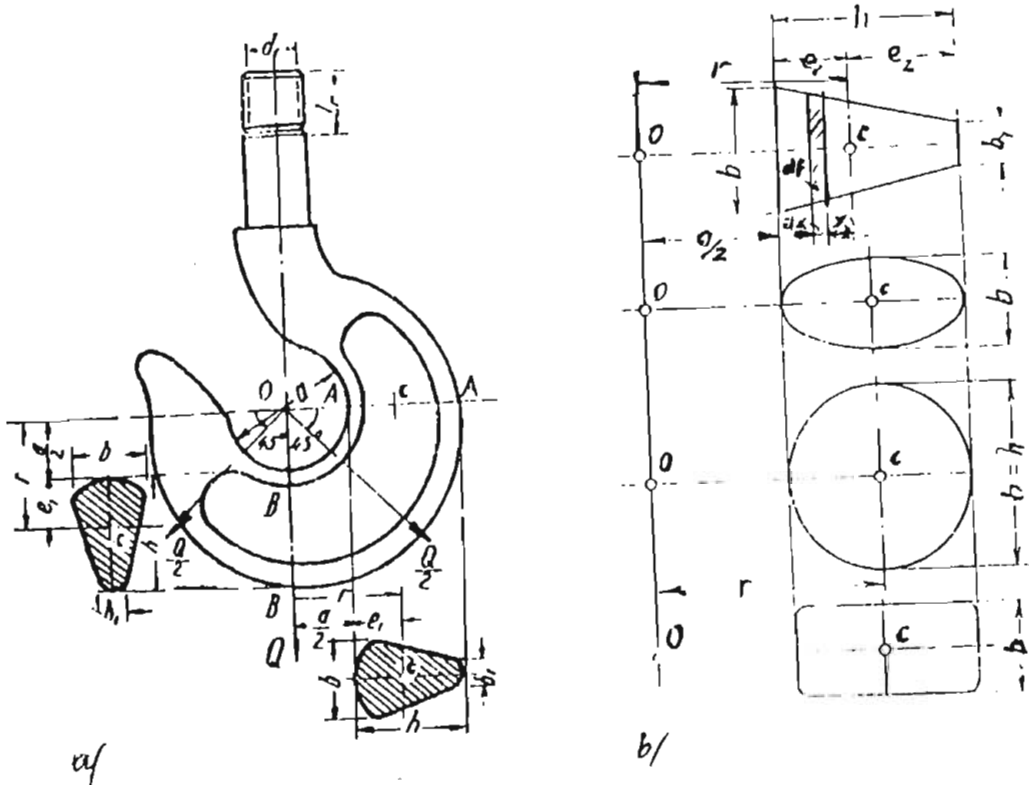
Hình 3-2 Móc kép

2. Móc đơn và sơ lược về đặc điểm tính toán móc đơn.

Trong máy trục móc đơn được dùng rộng rãi hơn cả. Nó thiết kế theo yêu cầu:

- Kích thước nhỏ gọn nhất,
- Trọng lượng bản thân nhẹ nhất,
- Có sức bền đều ở hầu hết các tiết diện,
- Để chế tạo.

Các yêu cầu này có quan hệ chặt chẽ với nhau nhưng có khi mâu thuẫn với nhau.



Hình 3-3 Sơ đồ tính toán móc đơn.

Kích thước xuất phát để tính móc là đường kính miệng móc a . Nó phải đủ để đặt hai tiết diện cáp khi treo vật bằng hai vòng dây. Kích thước a thường xác định theo quan hệ.

$$a = 40 \sqrt{Q} \quad (\text{cm}) \quad (3-1)$$

Trong đó Q là tải trọng nâng tính bằng tấn.

Vấn đề phức tạp nhất khi tính toán móc là việc xác định ứng suất và kích thước ở phần cong của nó. Dựa theo lý thuyết thanh cong, người ta xác định ứng suất pháp tổng cộng:

$$\sigma_x = \frac{Q}{F} + \frac{M_u}{F r} + \frac{M_u}{l' r} - \frac{1}{K} \frac{1}{x+r} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3-2)$$

Trong đó σ_x là ứng suất pháp tổng cộng ở thớ kim loại cách trục trọng tâm ở vị trí x ,

Q là lực pháp tuyến đặt tại trọng tâm của tiết diện, mang dấu dương khi tiết diện chịu kéo, âm khi nén (N),

F là diện tích tiết diện (mm^2),

M_u là mô men uốn ở tiết diện khảo sát, lấy dấu dương khi nó có xu hướng làm tăng độ cong, lấy dấu âm khi làm giảm độ cong (Nmm),

r là bán kính cong của trục trọng tâm tiết diện (mm),

x là khoảng cách từ thớ kim loại khảo sát đến trọng tâm của tiết diện, lấy dấu + khi thớ kim loại nằm ngoài trục trọng tâm và tâm cong, lấy dấu - khi thớ kim loại nằm kẹp giữa trục trọng tâm và tâm cong (mm).

k là hệ số tính toán xét đến hình dạng tiết diện và độ cong (hình 3-3b)

$$k = - \frac{1}{F} \int \frac{x}{x+r} dF \quad (3-3)$$

Với tiết diện chữ nhật:

$$k = 1 + \frac{r}{h} \ln \frac{r+h/2}{r-h/2},$$

Với tiết diện tròn và êlíp

$$k = \frac{1}{4} \left[\frac{h}{2r} \right]^2 + \frac{1}{8} \left[\frac{h}{2r} \right]^4 + \frac{5}{64} \left[\frac{h}{2r} \right]^6 + \dots,$$

Với tiết diện hình thang:

$$k = -1 + \frac{2r}{(b+b_1)h} \left[\left[b_1 + \frac{b-b_1}{h} (r+e_2) \right] \ln \frac{r+e_2}{r-e_1} (b-b_1) \right]$$

* Khi khảo sát tiết diện A-A, thay F bằng F_1 , Q mang dấu dương,

$M_u = -Q r = Q \left(\frac{a}{2} + e_1 \right)$, $x = e_1$, tại thớ trong cùng của tiết diện, ta có:

$$\sigma_1 = \frac{Q e_1}{F_1 h_1 \frac{a}{2}} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3-4)$$

Tại thớ ngoài cùng $x = e_2$, $F = F_2$

$$\sigma_2 = \frac{-Q e_2}{F_2 h_1 \left(h + \frac{a}{2} \right)} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3-5)$$

Muốn cho $|\sigma_1| = |\sigma_2|$ thì $e_2 \approx 3e_1$

* Khi khảo sát tiết diện B - B ta giả thiết vật được treo trên hai dây nghiêng với phương thẳng đứng một góc $\alpha = 45^\circ$ Trọng lượng vật nâng truyền vào móc qua hai lực:

$$Q_1 = \frac{Q}{2 \cos \alpha} \quad \text{và} \quad Q_2 = Q \tan \alpha.$$

_ Tại thớ trong cùng của tiết diện này $x = e_3$, $F = F_2$, $k = k_2$

$$\sigma_3 = \frac{Q \tan \alpha}{2 F_2 k_2} \frac{e_3}{a} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3-6)$$

_ Tại thớ ngoài cùng, $x = e_4$, $F = F_2$, $k = k_2$

$$\sigma_4 = \frac{Q \tan \alpha}{2 F_2 k_2} \frac{e_4}{\frac{a}{2} + h_2} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3-7)$$

Ngoài ứng suất pháp, tiết diện này còn chịu ứng suất tiếp do lực cắt $Q/2$ gây ra

$$\tau = \frac{Q}{2 F_2} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3-8)$$

Ứng suất tương đương lớn nhất tại thớ trong cùng:

$$\sigma_{td3} = \sqrt{\sigma_3^2 + 3 \tau^2} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3-9)$$

Ở thớ ngoài cùng:

$$\sigma_{td4} = \sqrt{\sigma_4^2 + 3 \tau^2} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (3-10)$$

Từ kết quả tính toán để đảm bảo các yêu cầu người ta thường chọn tiết diện phần cong của móc là hình thang, đáy lớn ở trong đáy

nhỏ ở ngoài (có góc lượn cần thiết).

Tiết diện cuống móc được tính toán theo ứng suất kéo với sự lưu ý về giảm thấp ứng suất cho phép khi xét tính chất không ổn định của tải:

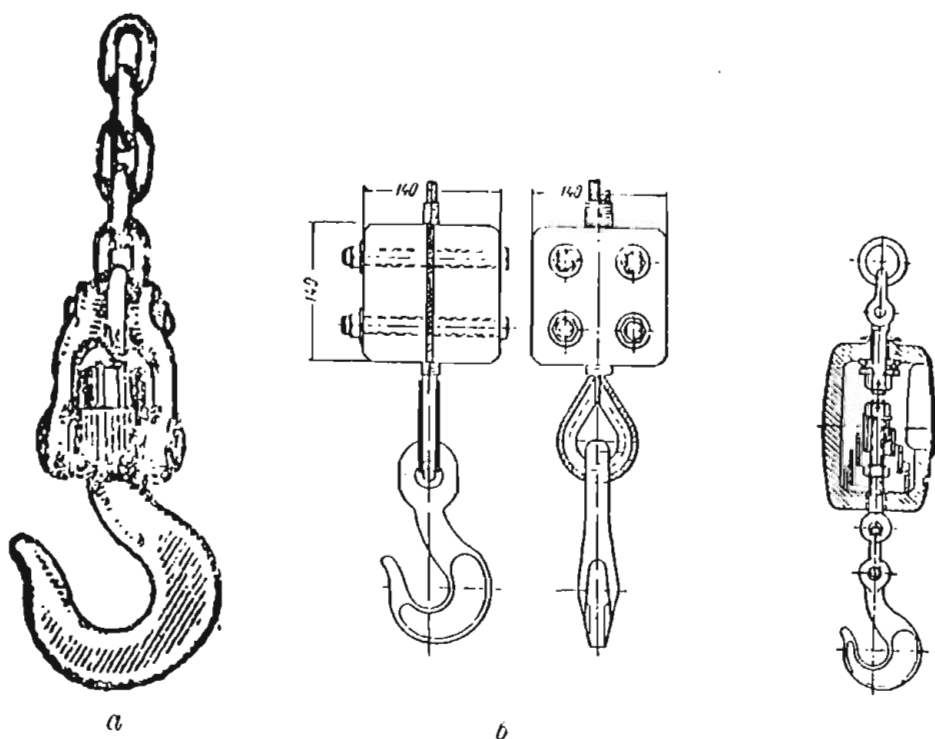
$$\sigma = \frac{Q}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]' \quad (N/mm^2) \quad (3-11)$$

Trong đó d_1 là đường kính trong của chân ren phần cổ trục.

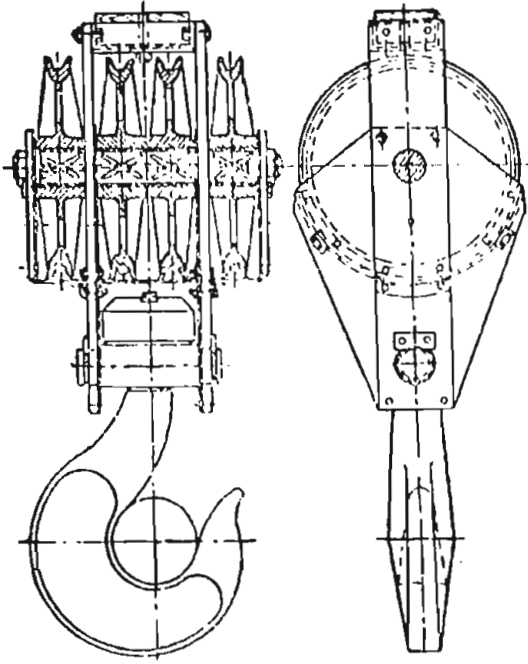
$[\sigma]'$ là ứng suất kéo cho phép (đã giảm thấp)

3. Khung treo móc.

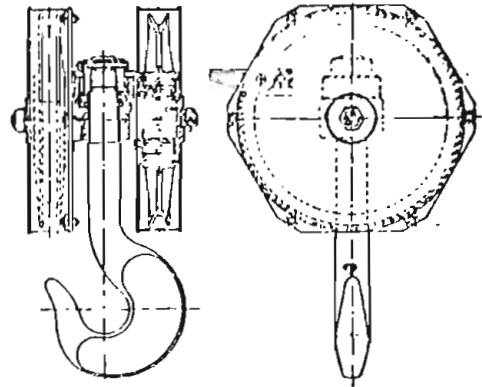
Ở máy trục dây cáp hoặc xích thường không trực tiếp buộc vào móc mà thông qua kết cấu khung. Ở cơ cấu nâng đơn giản (sơ đồ I hoặc II) không có hệ thống palăng người ta dùng dạng khung đơn giản (hình 3-5...). Khi sử dụng hệ thống pa lăng thường dùng hai loại khung treo móc: loại khung dài (hình 3-6...) và loại khung ngắn (hình 3-7...), trong đó loại khung ngắn giảm được chiều cao của móc và khung, nhưng kết cấu này chỉ dùng được khi số pu li chẵn.



Hình 3-5: Khung treo móc đơn giản.



Hình 3-6 Khung dài

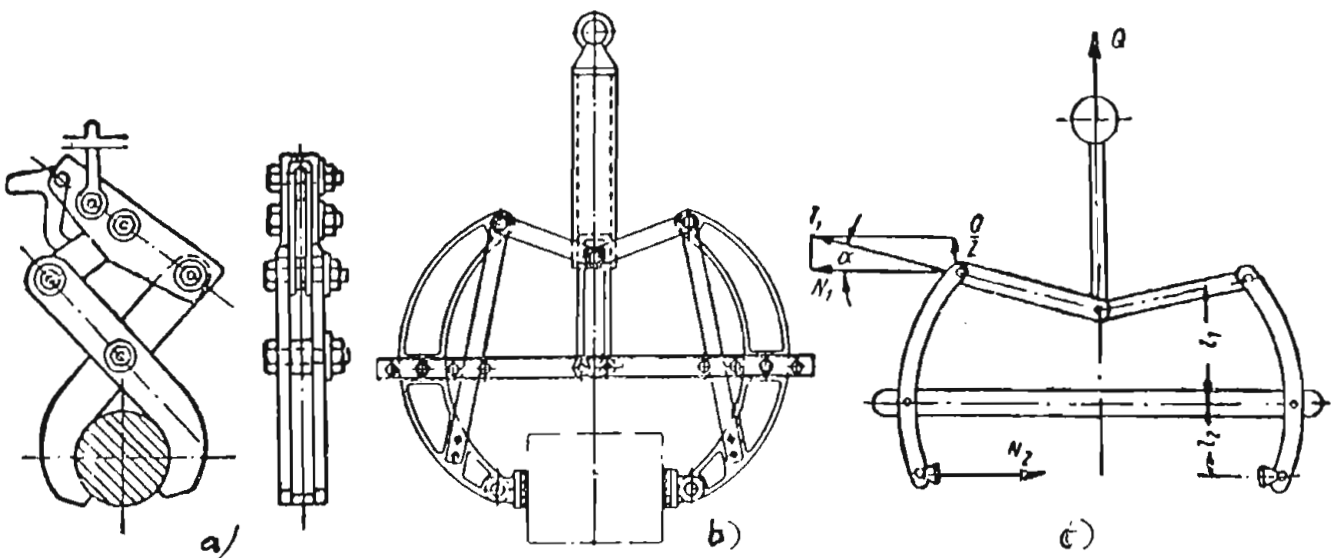


Hình 3-7 Khung ngắn

§3-3. Một số cơ cấu giữ tải chuyên dùng.

1. **Kìm cặp.** Đây là loại đồ mang để vận chuyển các vật phẩm dạng thỏi, dạng khối (như thỏi thép, hòm thùng...). Khi sử dụng đồ mang này không mất thời gian buộc chằng, do đó tăng được năng suất và có thể mang vật phẩm đang ở nhiệt độ cao. Vật phẩm chủ yếu được giữ bằng lực ma sát, ví dụ theo hình 3-8c.

$$F_{ms} = 2fN \quad Q \Rightarrow N = \frac{Q}{2f} \quad (2-12)$$



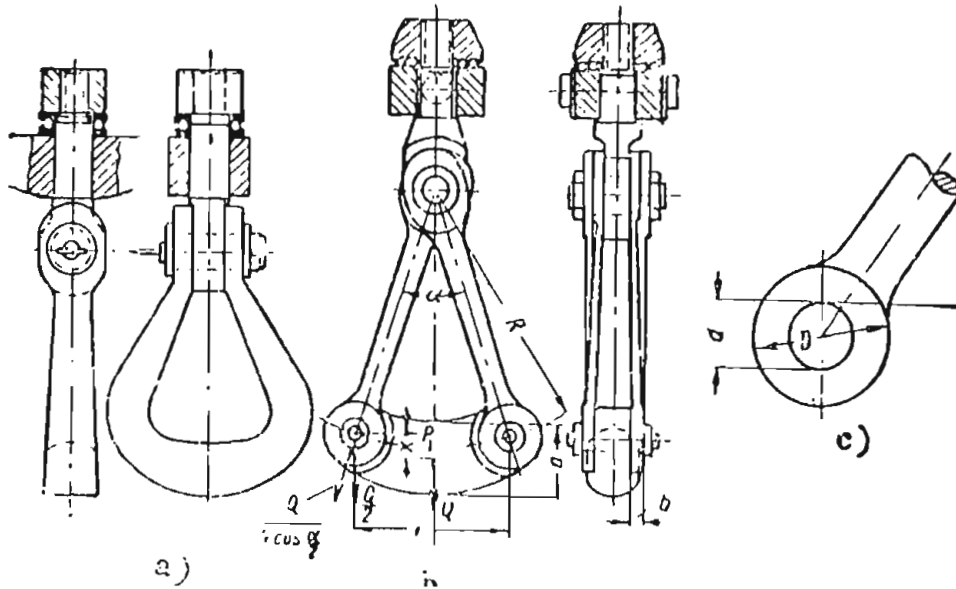
Hình 3-8: Một số kìm cặp giữ tải.

a/ Kìm ôm

b/ Kìm ma sát

c/ Sơ đồ tính toán kìm ma sát

2. Vòng treo: Vòng treo dùng để vận chuyển các vật phẩm dạng thanh dài bằng cách cho vật phẩm chui vào vòng. Vòng treo có thể được chế tạo thành vòng nguyên hình 3-9a, hoặc vòng chấp (hình 3-9b .)



Hình 3-9 Vòng treo

3. Gầu ngoạm:

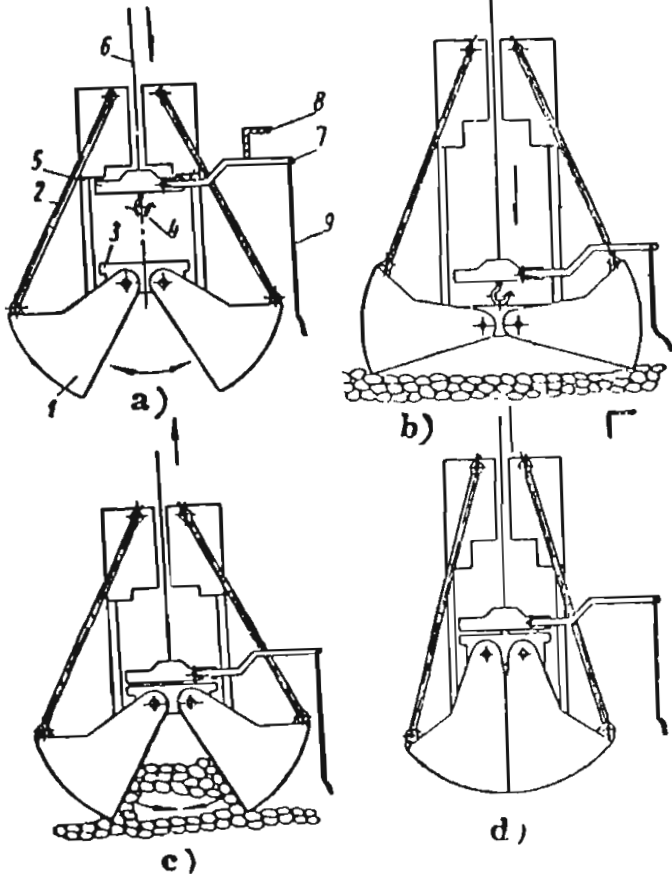
Gầu ngoạm là loại thùng chứa tự xúc và tự đổ vật phẩm rời như cát sỏi, than...

* Căn cứ vào kết cấu chia gầu ngoạm thành hai loại.

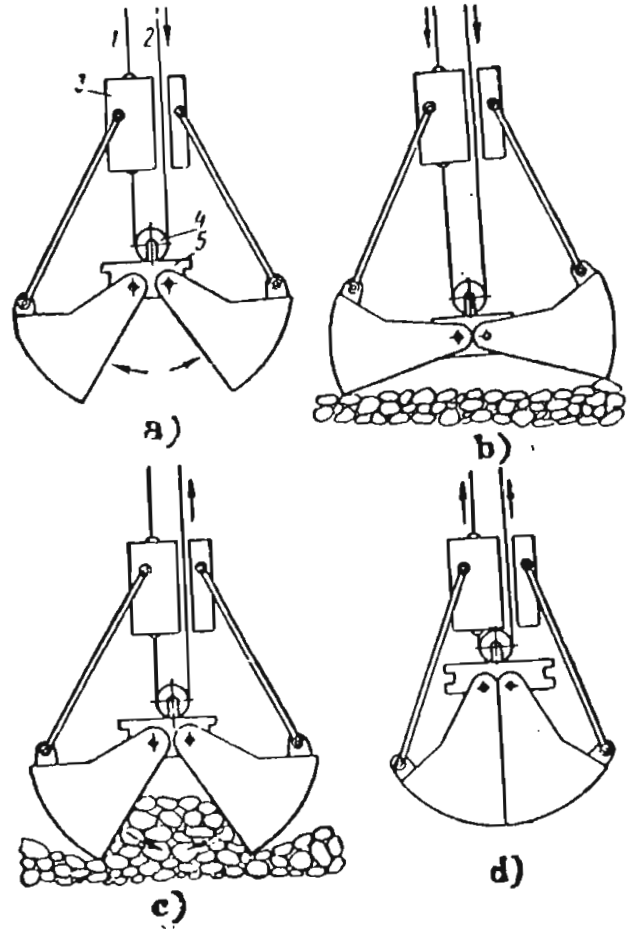
- Gầu ngoạm hai cánh: dùng để chuyển vật liệu hạt nhỏ
- Gầu ngoạm nhiều cánh: dùng để chuyển vật liệu cục lớn.

* Căn cứ vào sơ đồ điều chỉnh lại chia thành

- Gầu ngoạm một dây (hình 3-10) Có thể treo vào móc cầu trục thông dụng để làm việc năng suất thấp.
- Gầu ngoạm hai dây (hình 3-11.)
Phải có cơ cấu trục gầu ngoạm hay cơ cấu nâng riêng.



Hình 3-10: Sơ đồ làm việc của gầu ngoạm một dây



Hình 3-11: Sơ đồ làm việc của gầu ngoạm hai dây

Gầu ngoạm xúc được vật liệu nhờ vào trọng lượng bản thân. Phần cánh gầu ngấp vào đồng vật liệu với một động năng cần thiết thông qua khối lượng

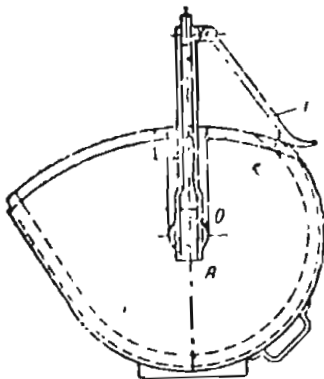
$$G = 0,8 \gamma q \quad (\text{kg}) \quad (3-13)$$

Trong đó q là dung tích gầu (m^3)

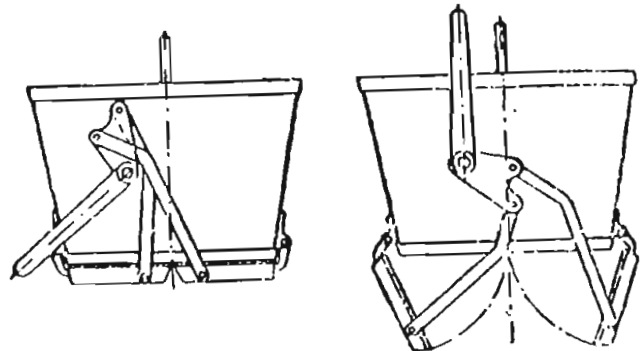
γ là khối lượng riêng vật liệu (kg/m^3)

4. Gầu tự đổ và thùng rót.

Đặc điểm của loại gầu này là phải có kết cấu để tháo, đổ, rót vật liệu trong gầu ra ngoài.



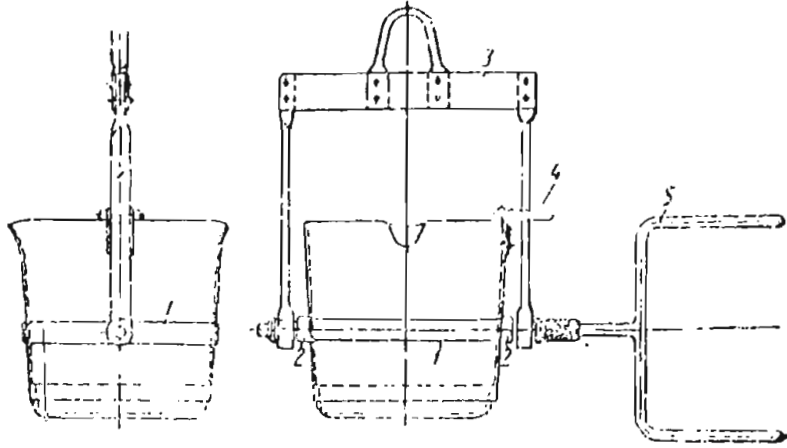
Hình 3-12 Gầu tự đổ (miệng)



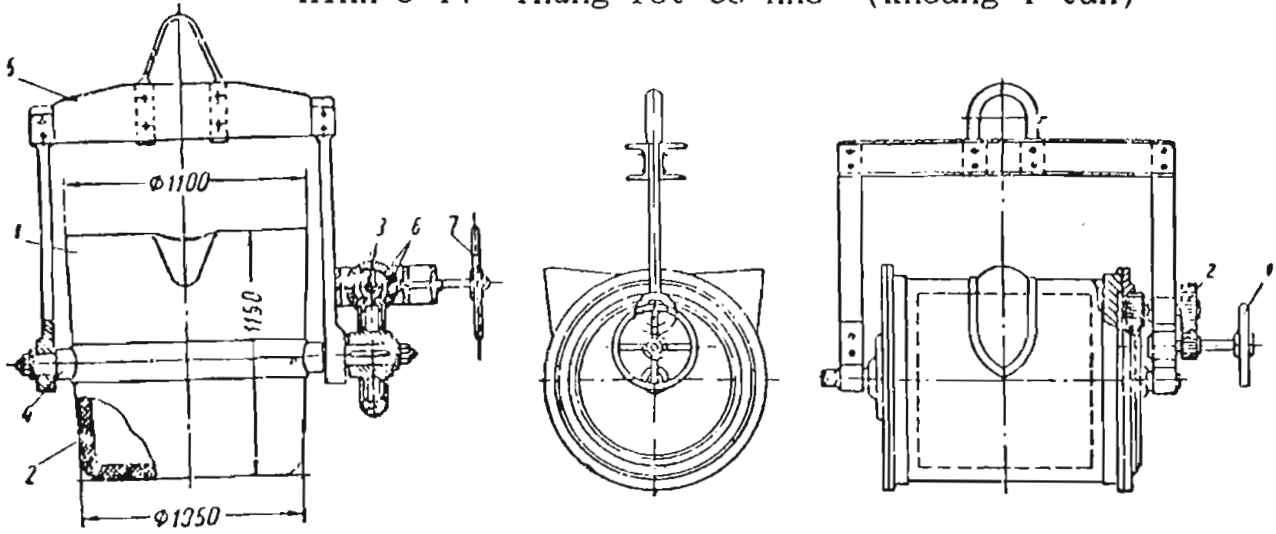
Hình 3-13 Gầu tự đổ (đáy)

Kết cấu dạng gầu ở hình 3-12 là gầu tự đổ bằng cách thay đổi vị trí trọng tâm, khi gầu rỗng có trọng tâm ở điểm A ở phía dưới kể gần điểm tựa O trên phương thẳng đứng, khi chất đầy tải, trọng tâm dịch đến điểm A' lúc đó nếu mở tấm chắn thì gầu sẽ lật và đổ tháo liệu ra ngoài, sau đó lại trở về vị trí cũ.

Loại gầu ở hình 3-13 đóng mở cửa máy nhờ vào cơ cấu thanh cong. Thùng gầu rót đúc gang hoặc thép khoảng 1 tấn có thể dùng kết cấu như hình 1-15 hoặc hình 3-16



Hình 3-14 Thùng rót cỡ nhỏ (khoảng 1 tấn)

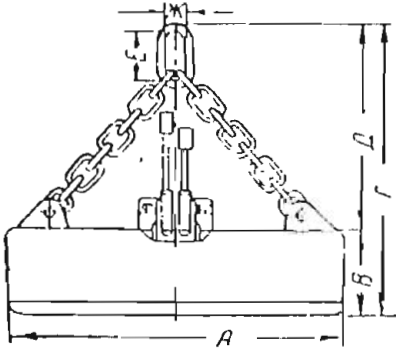


Hình 3-15 Thùng rót cỡ lớn
khoảng 5 tấn

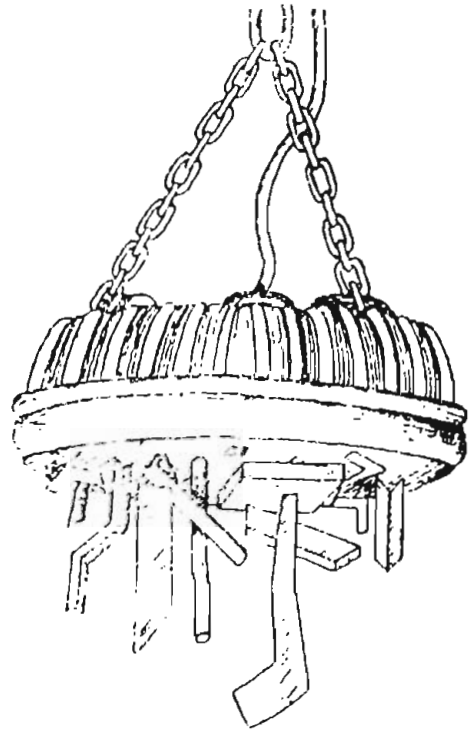
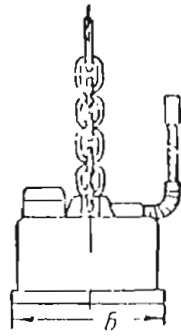
Hình 3-16 Thùng rót nằm ngang
(cỡ dưới 5 tấn)

5. Nam châm điện từ.

Bể móc giữ vận chuyển các vật liệu rời có từ tính như sắt thép phế người ta dùng nam châm điện. Ưu điểm nổi bật của nó là vật phẩm được móc vào và nhả ra nhanh chóng, hình thù vật phẩm khá đa dạng. Trên hình 3-17 và hình 3-18 là loại kết cấu thường dùng của nam châm điện dùng trong máy trục của nhà máy luyện kim.



Hình 3-17 Nam châm điện từ chữ nhật



Hình 3-18 Móc hàng bằng nam châm điện.

§3-4. Dây cáp

1. Cấu tạo và phân loại

Cáp dùng trong máy trục là loại dây được chế tạo từ sợi thép các bon cao (như thép 60, 65) có giới hạn bền được tăng lên rất cao (gấp 2 ÷ 3 lần) nhờ vật liệu được biến cứng trong quá trình chế tạo.

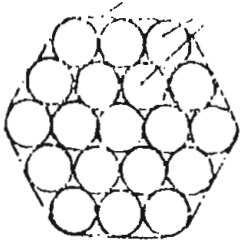
Kiểu loại và tên gọi của cáp rất đa dạng theo tiết diện có các loại:

Hình 6 cạnh: Các sợi thép cùng đường kính bện một lần, cùng bước xoắn giữa các sợi tiếp xúc đường, sợi này lọt vào khe của các sợi kia (hình 3-19) Loại này cứng khó uốn để đứt sợi ở góc và cào xước chi tiết cuộn \Rightarrow rất ít dùng

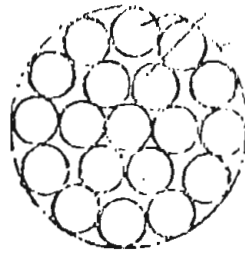
Hình tròn:

+ Dùng các sợi có đường kính như nhau bện cùng một chiều xoắn, nhưng giữa các lớp có bước xoắn khác nhau, giữa các sợi có tiếp xúc điểm nhưng lại có khe hở (khoảng trống) khá lớn (hình 3-20...) Loại này mềm hơn để uốn nhưng dễ tự lỏng các sợi thép Loại này dùng ở cơ cấu chỉ quấn quanh tang, không có palăng hoặc dùng để buộc.

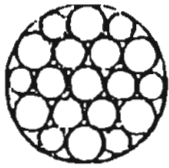
+ Dùng các sợi có đường kính khác nhau bện một lần có bước xoắn như nhau giữa các sợi có tiếp xúc đường khoảng giữa các sợi và các lớp rất ít (hình 3-21) Loại này có độ bền cao, độ bóng bề mặt khá tốt, nhưng cứng khó uốn, ít dùng trong cơ cấu nâng thường dùng để chằng néo hoặc dùng làm đường trượt hoặc "dây đay" Để tránh hỏng bề mặt cáp, ở vỏ ngoài được bọc một lớp cao su bảo vệ.



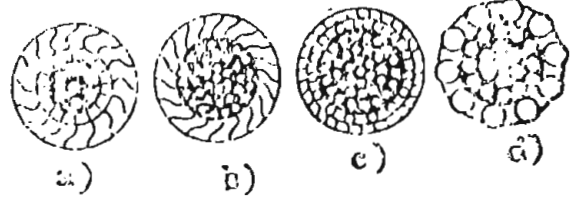
Hình 3-19: Cáp hình 6 cạnh tiếp xúc đường



Hình 3-20: Cáp tròn tiếp xúc điểm

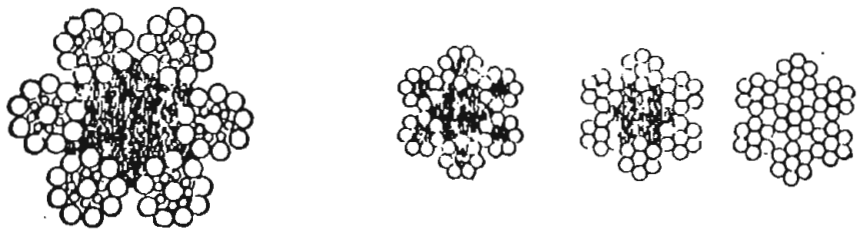


Hình 3-21: Cáp tròn tiếp xúc đường



Hình 3-22: Cáp tròn có bọc

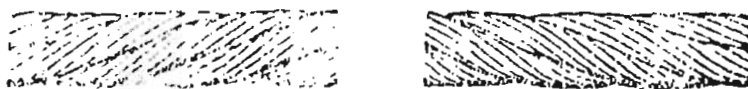
Hình cánh hoa: Cáp được bện qua ít nhất là hai bước. Đầu tiên dùng sợi thép bện thành các đánh, sau đó các đánh bện thành cáp có tiết diện như cánh hoa quanh lõi sợi thép hoặc sợi dây (sợi dây vừa có tác dụng để uốn vừa chứa được chất bôi trơn cáp). Tùy theo chiều bện của sợi thép trong đánh và chiều bện của các đánh, tùy theo sự lựa chọn đường kính sợi thép và cách bố trí các sợi trong đánh mà có các kiểu loại khác nhau.



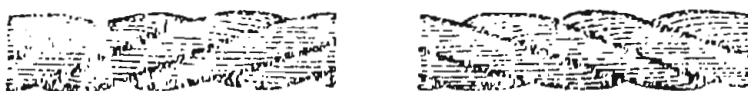
Hình 3-23: Cáp hình cánh hoa.

Theo chiều bện phân thành

Cáp bện xuôi (hình 3-24a) chiều bện của sợi cáp trong đánh cùng chiều với chiều bện của đánh. Loại này tiếp xúc đường, mềm để uốn, bề mặt có độ bóng cao nhưng dễ tự lỏng ra, chỉ dùng ở cơ cấu nâng không có palăng.



a)



b)



c)

Cáp bện chéo: (hình 3-24b) Chiều bện của sợi thép trong đánh ngược chiều với chiều bện của các đánh. Loại này có ưu điểm là lực đàn hồi theo hai hướng ngược chiều nhau trừ khử được nhau ít bị vặn khó tự lỏng ra tuy có nhược điểm là khá cứng (khó uốn) độ bóng bề mặt không cao, chóng mòn (vì tiếp xúc điểm). Loại chiều bện này được dùng nhiều nhất trong các cơ cấu nâng cỡ lớn và trung bình.

Hình 3-24: Các loại cáp phân theo chiều bện

Cáp bện hỗn hợp (Hình 3-24c) Hai đánh cáp kề nhau có chiều bện ngược chiều nhau. Loại này ít dùng trong máy trục.

2. Tính toán cáp.

Cáp được tính toán cho trường hợp chịu tải nặng nhất khi nó vòng qua puli hoặc quấn quanh tang. Như vậy ngoài chịu kéo nó còn chịu uốn.

$$\sigma = \sigma_k + \sigma_u = \frac{S}{F} + \alpha E \frac{d_k}{D} \quad \text{N/mm}^2 \quad (3-14)$$

Trong đó - S là lực căng dây cáp, (N)

- F là diện tích tiết diện cáp, khi có z sợi cùng đường kính

$$d_c \text{ thì } F = z \frac{\pi d_s^2}{4} \quad (\text{mm}^2)$$

- d_k là đường kính cáp.

D là đường kính puli hoặc tang. (mm)

E là mô đun đàn hồi của vật liệu E $2,15 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$

α là hệ số điều chỉnh kể đến độ cong của các sợi cáp bện

$$\text{kép, } \alpha = \frac{3}{8}$$

Vì cáp là chi tiết tiêu chuẩn nên trong thực tế chỉ tính toán để chọn cáp theo tải trọng kéo đứt.

$$S_d = S_{\max} \cdot k \quad (\text{N}) \quad (3-15)$$

Trong đó S_{\max} là lực căng cáp lớn nhất khi làm việc

k là hệ số an toàn bền.

3. Tuổi thọ của cáp.

Tuổi thọ của cáp phụ thuộc vào ứng suất mỗi tiếp xúc sinh ra khi cuốn cáp vào puli hoặc tang. Vì vậy người ta thường lấy số lần uốn tới hạn của cáp qua puli và tang cho tới khi sợi bị đứt vì mỗi để làm chỉ tiêu tính toán. Trong thực tế người ta quy định "báo phé" cáp bằng chỉ số sợi cáp bị đứt tối đa trong một bước xoắn cáp. Giới hạn này được cho trong các số tay. Nếu số sợi đứt chưa vượt quá trị số này thì cáp có thể làm việc an toàn. Ví dụ cáp 6x19 bên xuôi, số sợi đứt cho phép là 6, cáp 6x19 bên chéo số sợi đứt cho phép là 12.

§ 3-5 Xích

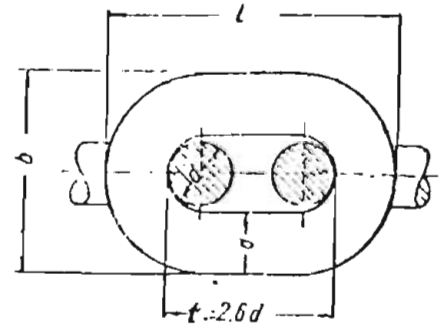
I/ Xích hàn.

1. Cấu tạo và phân loại :

Xích hàn gồm những mắt xích hình ô van chế tạo từ thép tròn uốn cong rồi hàn lại. Vật liệu chế tạo xích hàn thường là thép ít cacbon như CT34, CT38.

Theo kết cấu xích hàn được chia thành 2 loại:

- Xích mắt dài $L \geq 5d$, loại này ít dùng,
- Xích mắt ngắn $L < 5d$, loại này được dùng nhiều.



Hình 3-25 Xích hàn

Theo độ chính xác chế tạo, xích hàn được chia thành :

- Xích quy cách thô: Độ chính xác thấp ít dùng,
- Xích quy cách tinh: Độ chính xác cao, dùng phổ biến.

Xích hàn có cấu tạo đơn giản, giá thành thấp, dễ cuốn theo nhiều chiều, kết cấu đĩa xích nhỏ, dẫn tới cơ cấu nâng nhỏ gọn, nhưng có nhược điểm là trọng lượng bản thân lớn làm việc ồn, dễ đứt đột ngột.

Xích hàn dùng trong máy trục cũng được tiêu chuẩn hoá.

2. Tính toán xích hàn.

Ứng suất sinh ra trong tiết diện mắt xích chủ yếu là ứng suất kéo.

$$\sigma_k = \frac{S}{\frac{\pi d^2}{2} \cdot \frac{1}{4}} \quad (\text{N/mm}^2)$$

Ngoài ra khi quấn quanh tang hoặc cuốn qua puli, mắt xích còn chịu uốn. Vì vậy khi tính toán người ta đưa vào hệ số α ở phần ứng suất cho phép nghĩa là

$$\sigma_k = \frac{S}{\frac{\pi d^2}{2} \cdot \frac{1}{4}} \leq \alpha [\sigma_k] \quad \text{với } \alpha = 0,64$$

$$\Rightarrow S_{\max} = 2 \alpha [\sigma_k] \frac{\pi d^2}{4} \quad (N) \quad (3-16)$$

Khi chọn xích tiêu chuẩn người ta căn cứ vào tải trọng kéo đứt

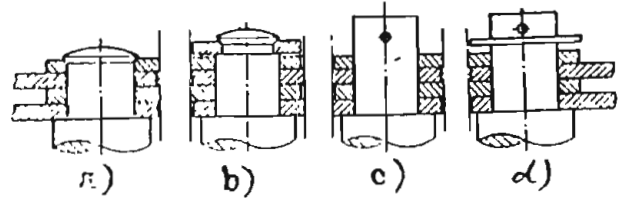
$$S_d = S_{\max} k \quad (N) \quad (3-15)$$

k là hệ số an toàn phụ thuộc vào điều kiện làm việc, $k = 4 \div 6$.

II/ Xích bản lề, so sánh xích và cáp.

1. Cấu tạo xích bản lề.

Xích bản lề được chế tạo từ nhiều dây các má xích nối với nhau bằng trục bản lề. Để phòng lỏng má xích có thể dùng các phương án như trên hình 3-26. Vật liệu chế tạo xích thường là thép 40, 45. Xích bản lề được tiêu chuẩn hoá.



Hình 3-26: Cấu tạo xích bản lề

So với xích hàn, xích bản lề có độ bền cao hơn, làm việc êm hơn nhưng chỉ uốn được trong mặt phẳng vuông góc với trục bản lề.

2. Tính toán và chọn xích bản lề.

Vì đây là chi tiết được tiêu chuẩn hoá nên thường chọn xích theo tải trọng kéo đứt:

$$S_d = S_{\max} k \quad (N) \quad (3-15)$$

S_{\max} là lực kéo cực đại

k là hệ số an toàn, phụ thuộc vào vận tốc và điều kiện làm việc $k = 6 \div 8$.

Ngoài ra còn cần kiểm nghiệm độ bền cắt của trục bản lề.

3. So sánh ưu nhược điểm giữa xích và cáp.

a/ + Cáp có trọng lượng trên đơn vị chiều dài nhỏ nhất

+ Cáp có thể uốn được trên tất cả các phương, điều này dẫn tới chi tiết cuốn cáp tương đối đơn giản.

+ Cáp có độ bền lâu khá cao, để kiểm tra để tránh đứt đột ngột.

+ Cáp làm việc êm, không ồn ở mọi vận tốc.

- Cáp có nhược điểm phải uốn với bán kính cong khá lớn. Điều này dẫn tới kích thước cơ cấu công kênh.

b/ + Xích hàn có ưu điểm dễ gấp theo tất cả các phương, có thể uốn ở bán kính cong khá nhỏ, dẫn tới chi tiết cuốn xích và toàn bộ cơ cấu nhỏ gọn.

+ Chế tạo xích hàn đơn giản giá thành hạ (đặc biệt là ở cơ cấu chịu tải nhỏ, vận tốc thấp, thao tác bằng tay).

- Nhược điểm cơ bản của xích hàn là trọng lượng bản thân lớn.

- Kết cấu từng mắt xích xen kẽ vuông góc với nhau dẫn tới chi tiết cuốn phức tạp

- Làm việc ồn, không thể làm việc ở vận tốc cao

- Khó kiểm tra độ bền, dễ đứt đột ngột, độ tin cậy thấp.

c/ + Xích bản lề có ưu điểm là độ bền khá cao truyền lực tốt và dễ uốn (trong mặt phẳng vuông góc với trục bản lề), dẫn tới chi tiết cuốn xích và toàn bộ cơ cấu nhỏ gọn.

- + Có độ tin cậy cao hơn so với xích hàn, nhưng vẫn kém hơn so với cáp,
- + Vu đập nhẹ hơn so với xích hàn, có thể làm việc ở vận tốc khá cao.
- Trọng lượng bản thân vẫn lớn hơn so với cáp,
- Chỉ cuốn được trong mặt phẳng, không cuốn được quanh tang.

Bảng 3-1: Giới thiệu ứng suất cho phép và tỉ trọng tương đối giữa một số loại dây dùng trong máy trục.

Bảng 3-1: So sánh ứng suất cho phép và tỉ trọng các loại dây.

Loại dây	ứng suất cho phép N/mm^2	Tỉ trọng đơn vị chiều dài khi cùng tải trọng kéo đứt
Cáp	150 ÷ 350	1
Xích hàn	30 ÷ 65	7 ÷ 11
Xích bản lề	80 ÷ 120	9 ÷ 13
Dây đay	7,5 ÷ 10	2 ÷ 3

§ 3-6. Các chi tiết cuốn cáp

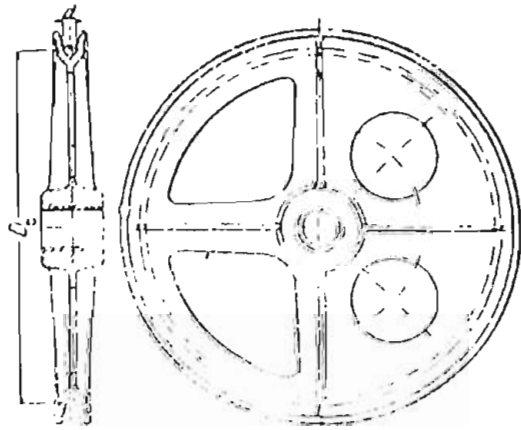
I/ Puli cáp (hình 3-27)

Puli cáp là chi tiết dạng đĩa có rãnh với đường kính danh nghĩa D_0 được chế tạo bằng gang hoặc thép đúc, rãnh được gia công cơ. Đường kính D_0 được quy định để cáp không bị uốn quá mức cho phép.

$$D_0 \geq (16 \div 30) d_k, (3-17)$$

Trong đó :

d_k là đường kính cáp



Hình 3-27 Puli cáp

II/ Tang cuốn cáp.

1. Cấu tạo và phân loại Tang là chi tiết dùng trong cơ cấu nâng biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến nâng hạ vật.

Tang được đúc từ gang xám GX 15-32 hay thép 20, hoặc có lúc hàn từ thép tấm.

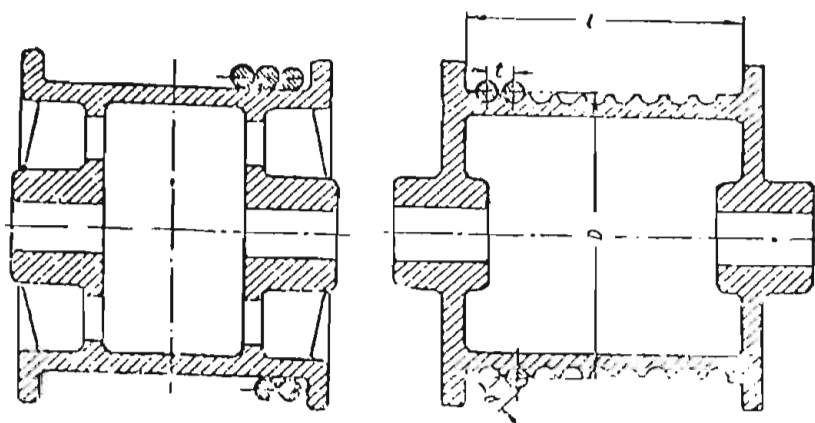
Tang hình trụ (hình 3-28) được dùng phổ biến nhất. Ở một số cơ cấu nâng tải nhỏ, vận tốc thấp có thể dùng tang ma sát đứng (hình 3-29) thường dùng để kéo vật nặng ở độ dốc thấp.

Bề mặt tang có thể trơn (hình a) hoặc rãnh xoắn nhằm làm giảm áp suất giữa cáp và tang đồng thời giảm ma sát giữa cáp với nhau (hình b).

Có hai loại rãnh : rãnh nông (hình c) dùng phổ biến, rãnh sâu (hình d) ít dùng

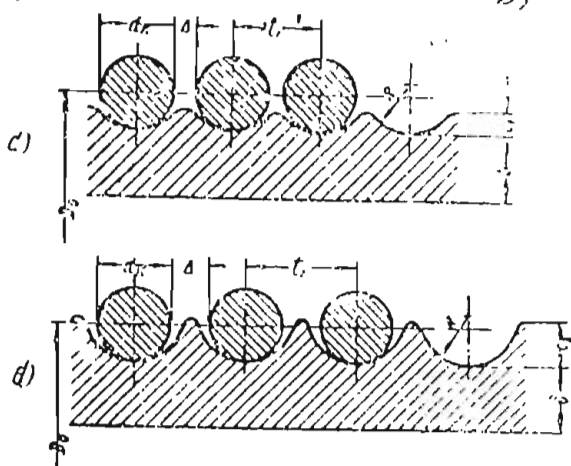
2. Các kích thước cơ bản của tang (hình trụ)

Tang được xác định với 3 kích thước cơ bản là đường kính tang D , chiều dài tang L và chiều dày thành tang δ .



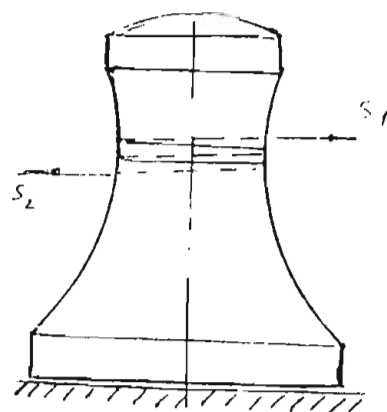
a)

b)



c)

d)



Hình 3-28: Tang hình trụ và bề mặt tang

Hình 3-29 : Tang ma sát đứng

a. Đường kính tang D .

Đối với tang trơn, D là đường kính ngoài; đối với tang có rãnh, D là đường kính đáy rãnh cáp. Có thể tính sơ bộ đường kính D theo đường kính danh nghĩa D_0 khi quấn cáp:

$$D \approx D_0 = (16 \sim 30) d_k \text{ hoặc } D_0 \geq d_k(e-1), \quad (3-18)$$

Trong đó d_k là đường kính cáp.

e là hệ số thực nghiệm phụ thuộc vào loại máy và chế độ làm việc.

Bảng 3-2

Hệ số e (giá trị nhỏ nhất)

Loại hình máy trục	Hình thức dẫn động, chế độ làm việc	Hệ số e
Các loại cầu trục	Dẫn động bằng tay	18
	Dẫn động bằng máy Nh	20
	T	25
	N, RN, RNL	30
Cần cầu thay đổi tầm với	Dẫn động bằng tay	16
	Dẫn động bằng máy Nh	16
	T	18
	N, RN, RNL	20
Palăng điện		20
Cầu trục gầu ngoạm		30
Cần cầu gầu ngoạm		20
Palăng gầu ngoạm		18
Các loại tời dẫn động bằng tay		16

b. Chiều dài tang (quấn một lớp cáp)

* */ Ở palăng đơn một đầu cáp quấn lên tang (hình 3-30), Chiều dài tang xác định theo quan hệ.

$$L = l_0 + l_1 + l_2 \quad (3-19)$$

Trong đó

l_1 là phần tang để kẹp đầu cáp

l_2 là phần tang để làm thành bên

l_0 là chiều dài có ích của tang, định theo dung lượng cáp

quấn lên tang sao cho khi

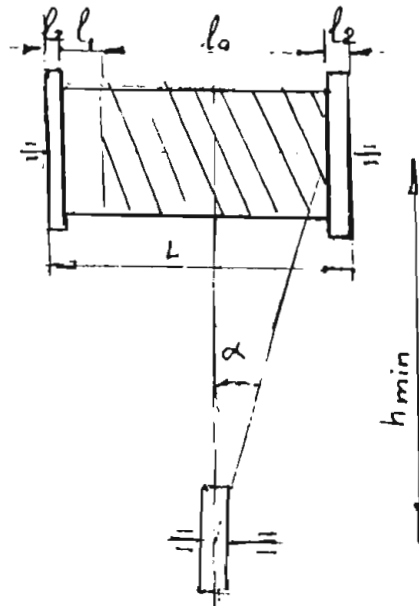
hạ vật xuống vị trí thấp nhất (khi đó số vòng cáp nhả ra khỏi tang là z_1), trên tang vẫn còn một số vòng cáp bổ xung không bao giờ mở (để giảm bớt lực kẹp lên tang), không kể những vòng nằm trong phần tang để kẹp cáp, $z_{bs} = 2 \div 3$ vòng.

Như vậy:

$$l_0 = (z_1 + z_{bs})t \quad (3-20)$$

t là bước quấn cáp.

Vì số vòng cáp z_1 phụ thuộc vào chiều dài dây cáp quấn vào



Hình 3-30: Sơ đồ tính chiều dài tang đơn

tang l_c theo quan hệ.

$$z_1 = \frac{l_c}{\pi(D + d_k)} \quad (3-21)$$

mà l_c quyết định bởi độ cao nâng cực đại H_{\max} và bội suất palăng a .

$$l_c = H_{\max} \cdot a \quad (3-22)$$

$$\Rightarrow z_1 = \frac{H_{\max} \cdot a}{\pi(D + d_k)} \quad (3-21)'$$

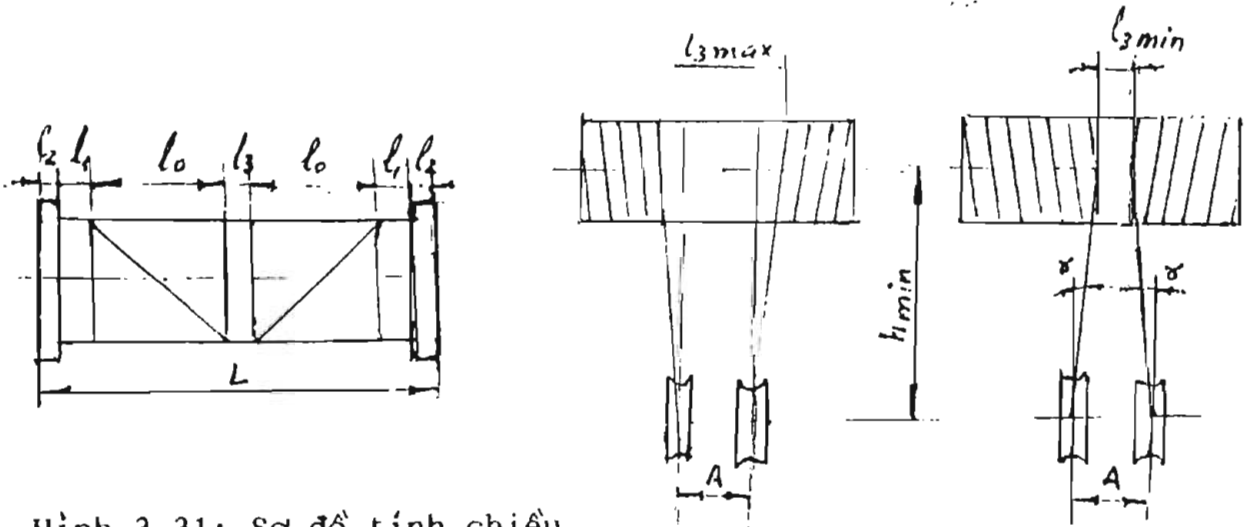
$$\text{và } l_o = \left[\frac{H_{\max} \cdot a}{\pi(D + d_k)} + z_{bs} \right] t \quad (2-20)'$$

Để tránh cáp tuột khỏi rãnh puli, cần quy định góc lệch cực đại của dây cáp khi quán hết rãnh cáp trên tang so với phương thẳng đứng (lúc đó ứng với độ cao h_{\min} hình 3-31b) theo quan hệ

$$\frac{l_o/2}{h_{\min}} = \operatorname{tg} \alpha \leq \frac{1}{40} \quad (\text{hay } h_{\min} \geq 20 l_o) \text{ đối với tang trơn,}$$

$$\frac{l_o/2}{h_{\min}} = \operatorname{tg} \alpha \leq \frac{1}{10} \quad (\text{hay } h_{\min} \geq 5 l_o) \text{ đối với tang có rãnh.}$$

*/ Ở palăng kép hai đầu dây cáp quán lên tang (hình 3-31)



Hình 3-31: Sơ đồ tính chiều dài tang kép

Chiều dài tang tính theo quan hệ:

$$L = 2l_o + 2l_1 + 2l_2 + l_3. \quad (3-23)$$

Trong đó l_o, l_1, l_2 , được xác định như đã trình bày ở trên còn l_3 là chiều dài phần tang không cắt rãnh ở chính giữa tang

$$l_3 = A \pm 2h_{\min} \operatorname{tg} \alpha \quad (3-24)$$

Trong đó A là khoảng cách giữa hai ròng rọc ngoài cùng của ổ treo móc h_{\min} là khoảng cách nhỏ nhất (hình 3-31b).

c. Chiều dày thành tang δ
 Chiều dày thành tang có thể
 xác định sơ bộ theo công thức kinh
 nghiệm :

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

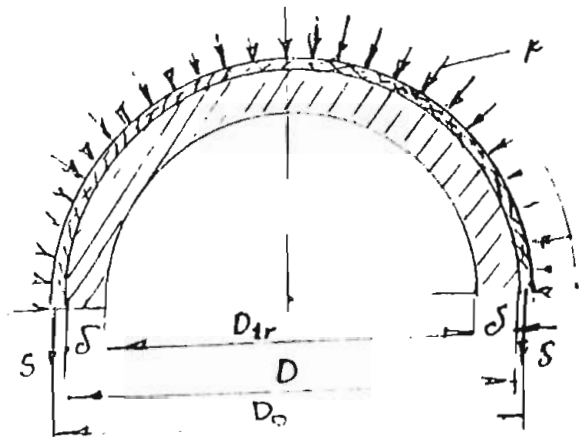
Hoặc $\delta = 1,2 d_k$

Trong đó D là đường kính tang (mm)

d_k là đường kính cáp.

Khi tính toán chính xác về sức bền
 thì đây là bài toán ống vỏ dày (bài
 toán Lamé) hình 3-32 Ứng suất
 sinh ra trong tang được đặc trưng
 bởi ứng suất của một vành chịu áp
 lực ngoài với trị số

$$p = \frac{S}{\frac{D_o}{2} - t} \quad (\text{N/mm}^2)$$



Hình 3-32: Sơ đồ tính
 chiều dày tang

Trong đó D_o là đường kính danh nghĩa của tang (mm)

S là lực căng cáp (N)

t là bước quấn cáp (mm).

Kết quả bài toán tìm ra ứng suất lớn nhất sinh ra ở thớ trong
 cùng của thành tang là ứng suất nén

$$\sigma_{nmax} = p \frac{2D_o^2}{D_o^2 - D_{tr}^2} \leq [\sigma_n] \quad (3-25)$$

Trong đó D_{tr} là đường kính trong của tang

$[\sigma_n]$ là ứng suất nén cho phép của vật liệu làm tang.

Vì $\delta = \frac{D_o - D_{tr}}{2}$
 $\frac{D_o + D_{tr}}{2} \approx D_o$

Thay vào (3-25)
 và biến đổi

Ta được

$$\sigma_{nmax} = \frac{S}{t \delta} \leq [\sigma_n] \Rightarrow \delta \geq \frac{S}{t [\sigma_n]} \quad (3-26)$$

Trong thực tế, đối với các vật liệu khác nhau, ứng suất có
 giảm xuống và khi số lớp cáp quấn lên tang thay đổi công thức tính
 toán được điều chỉnh thành:

$$\delta_{min} = \frac{K \varphi S}{t [\sigma_n]} \quad (\text{mm}) \quad (3-27)$$

Trong đó K là hệ số phụ thuộc số lớp cáp quấn lên tang.

Số lớp cáp	1	2	3	≥ 4
Hệ số K	1	1,4	1,8	2

φ là hệ số phụ thuộc vật liệu làm tang

đối với gang $\varphi = 0,8$

đối với thép $\varphi = 0,7$

$[\sigma_n]$ ứng suất cho phép vật liệu làm tang

Vật liệu gang $[\sigma_n] = \frac{\sigma_{bn}}{5}$ σ_{bn} là ứng suất bền nén.

Vật liệu thép $[\sigma_n] = \frac{\sigma_{ch}}{2}$ σ_{ch} là ứng suất chảy

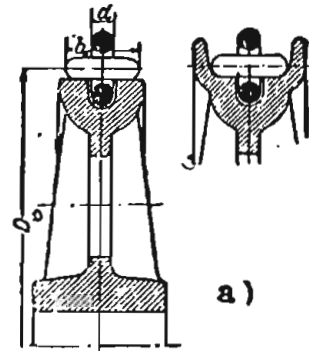
§3-7 Các chi tiết cuộn xích

1. Puli xích. (Ròng rọc xích)

(Hình 3-33)

Puli xích là chi tiết dạng đĩa được đúc bằng gang hoặc thép. Bề mặt rãnh qua gia công cơ tạo thành những hốc rãnh chứa xích với hai gờ cạnh hoặc hai mặt nón.

Khi làm việc mắt xích sẽ tì vào bề mặt puli tại hai điểm hoặc hai đoạn thẳng ngắn. Vì vậy xích và đĩa xích rất chóng mòn.



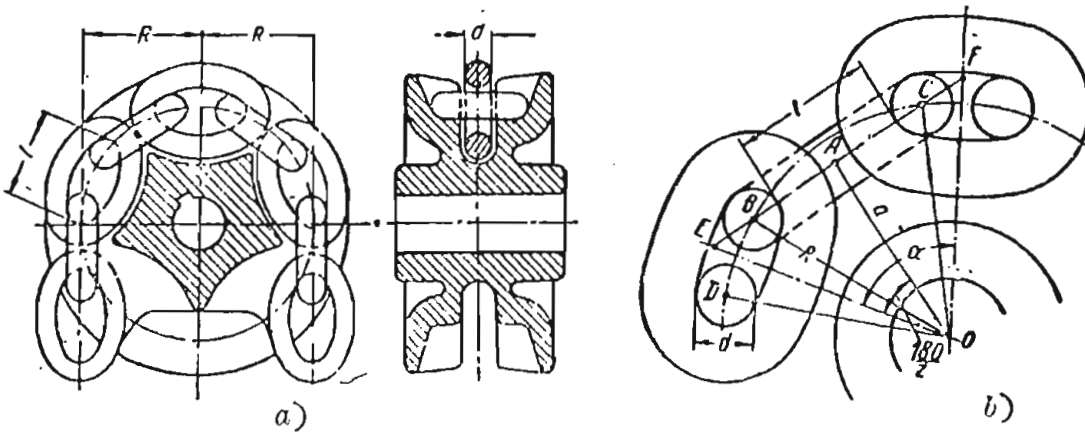
Hình 3-33 Puli xích

2. Đĩa xích.

Đĩa xích dùng trong cơ cấu nâng thường có tác dụng thay tang nhưng không cuốn được hết cả chu vi của nó.

a. Đĩa xích dùng cho xích hàn (hình 3-34).

Đó là puli có tác dụng đặc biệt, trên vành có gia công các răng và các hốc để mắt xích lọt vào. Giữa xích và đĩa không phải tiếp xúc điểm mà tiếp xúc đường hoặc tiếp xúc mặt. Số răng đĩa xích có thể ít, đường kính đĩa xích vì thế có thể nhỏ.



Hình 3-34 Đĩa xích xích hàn

Kích thước quan trọng nhất của đĩa xích là đường kính $D_o = 2R$. Nó được xác định theo bước xích t , số hốc trên đĩa xích z và đường kính dây xích.

$$D_o = \sqrt{\left(\frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos \frac{90^\circ}{z}}\right)^2} \quad (\text{mm}) \quad (3-28)$$

Khi đường kính dây xích nhỏ ($d \leq 16 \text{ mm}$), số hốc xích $z \geq 9$, có thể lấy

$$D_o = \frac{t}{\sin \frac{90^\circ}{z}} \quad (\text{mm}) \quad (3-28)'$$

Để giảm mô men tải, kết cấu nhỏ gọn khi thiết kế đĩa xích thường chọn số răng tối thiểu $z = 5 \div 6$

b. Đĩa xích dùng cho đĩa xích bản lề.

Đĩa xích bản lề giống như bánh răng mà phần chốt bản lề nằm lọt vào phần rãnh răng (hình 3-35).

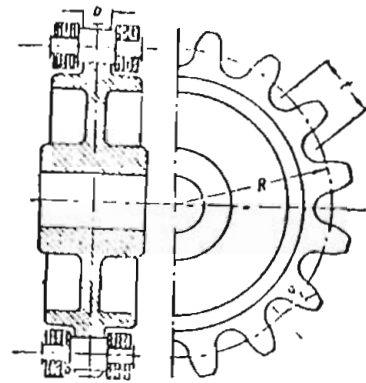
Đường kính danh nghĩa của đĩa là D_o qua tâm chốt xác định theo:

$$D_o = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} \quad (3-29)$$

Trong đó t là bước răng (cũng là bước xích)

z là số răng.

Để giảm đường kính có thể lấy $z_{\min} = 5 \div 7$



Hình 3-35 Đĩa xích Xích bản lề

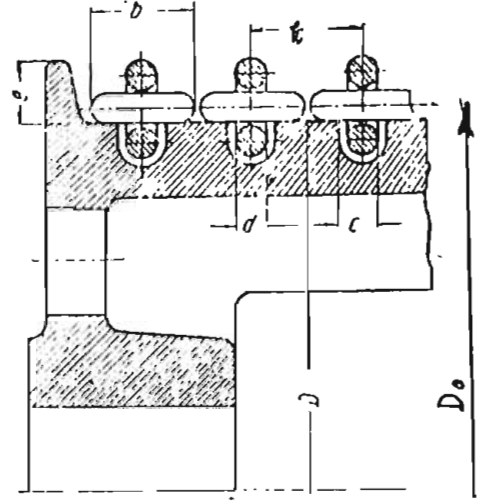
3. Tang quấn xích (hình 3-36)

Tang quấn xích chỉ dùng cho xích hàn (không thể có tang dùng cho xích bản lề). Tang được chế tạo thành dạng trụ trơn hoặc có rãnh xoắn. Đường kính danh nghĩa của tang D_0 tính theo đường kính dây xích

$D_0 \geq 20d$ (dẫn động bằng tay)

$D_0 \geq 30d$ (dẫn động bằng máy).

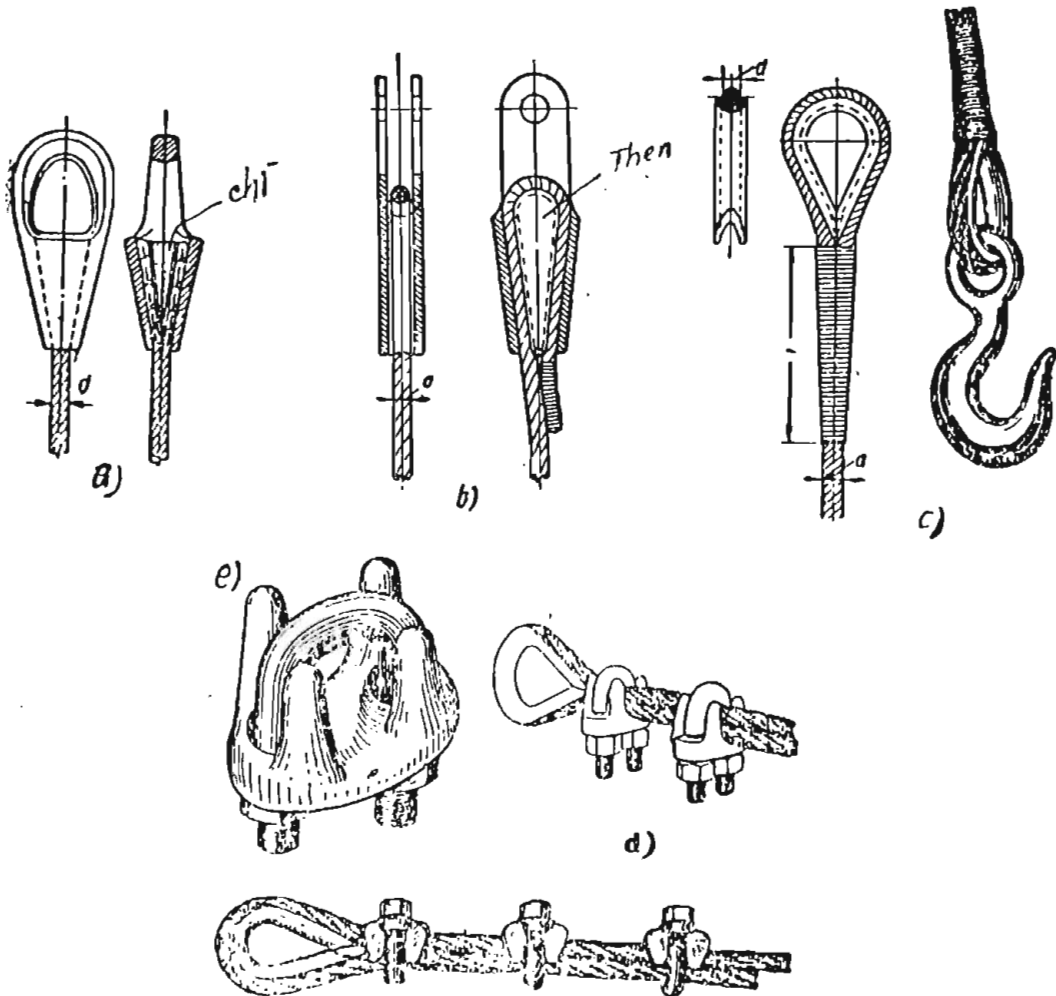
Chiều dài và chiều dày thành tang được xác định như tang quấn cáp.



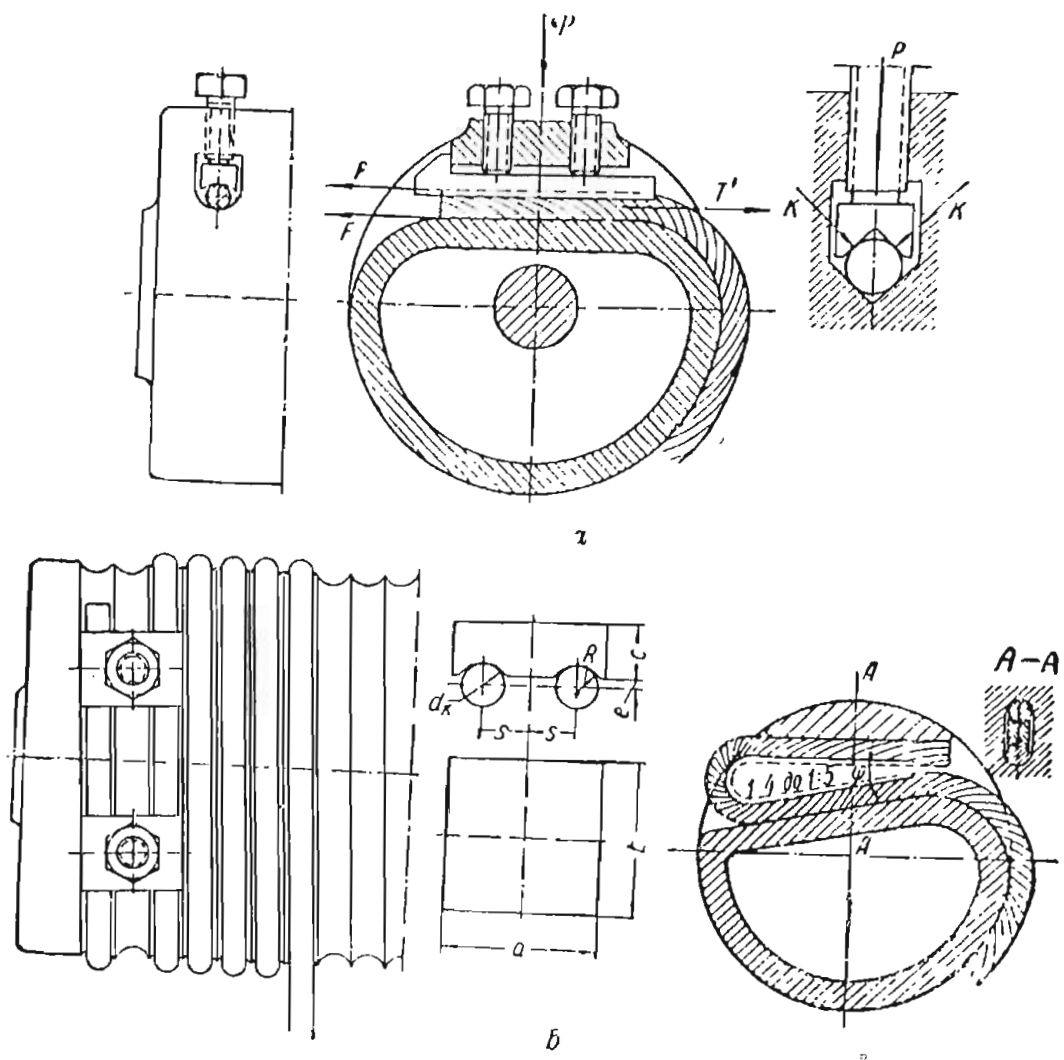
Hình 3-36: Kết cấu tang quấn xích có rãnh

§3-8. Kết cấu kẹp đầu cáp và xích.

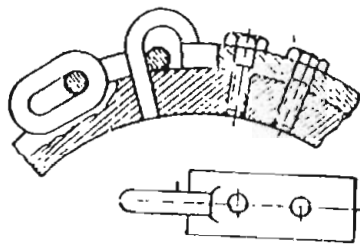
1. Kết cấu kẹp đầu cáp để rời được giới thiệu trên hình 3-37.
2. Kết cấu kẹp đầu cáp vào tang được giới thiệu trên hình 3-38.
3. Kết cấu cố định xích hàn vào tang được giới thiệu trên hình 3-39.



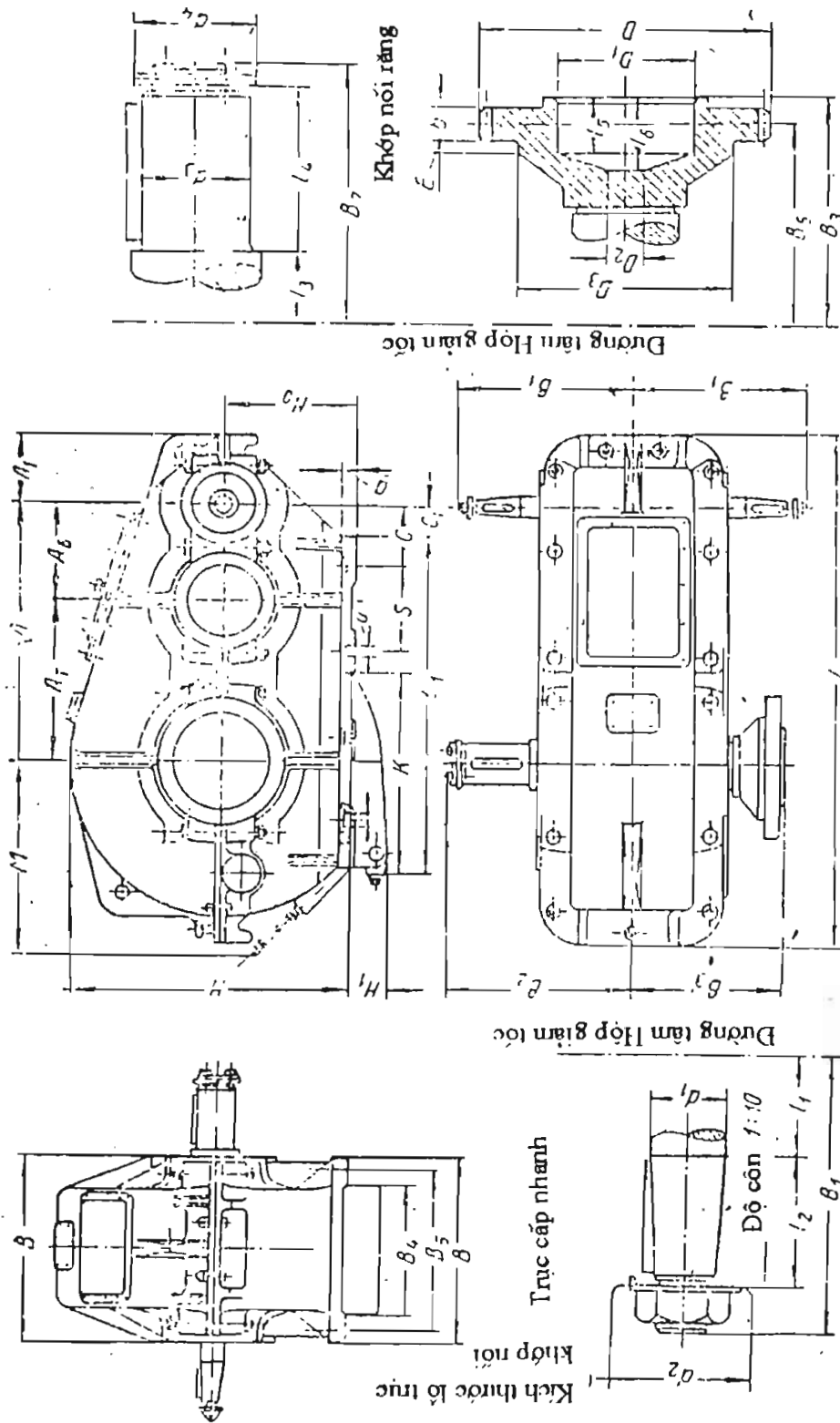
Hình 3-37 Kết cấu kẹp đầu cáp rời



Hình 3-38 Phương pháp kẹp đầu cáp vào tang



Hình 3-39 Phương pháp cố định xích vào tang.



Kiểu loại	d	d _h	d _l	L	A ₁	B	f ₁	f ₂	B ₃	B ₄	B ₅	M ₀	M	L ₀	L ₁	L ₂	g	Bulông lỗ		M	k	M	Trọng Lượng (Kg)	
																		Số Lg	Bước ren d					
PM-250	270	100	170	540	101	220	150	150	170	170	190	160	224	17	28	20	20	80	215	17	—	—	245	192
PM-300	320	110	200	720	131	280	200	200	210	210	250	210	310	27	39	30	30	100	270	17	—	—	280	172
PM-400	410	150	270	816	161	310	250	250	260	260	310	250	400	36	50	40	40	110	310	17	—	—	375	250
PM-500	500	180	360	980	181	400	300	300	310	310	310	300	500	45	60	50	50	120	340	17	—	—	420	310
PM-670	670	220	450	1278	221	470	350	350	360	360	360	350	600	54	70	60	60	140	400	17	—	—	480	370
PM-750	750	250	500	1475	267	510	400	400	410	410	410	400	700	63	80	70	70	150	450	17	—	—	535	450

Kích thước chủ yếu của Hộp giảm tốc 2 cấp kiểu PM dùng trong máy trục

CHƯƠNG 4: CÁC THIẾT BỊ DỪNG VÀ ĐIỀU CHỈNH VẬN TỐC

Điều kiện làm việc của cơ cấu nâng đòi hỏi phải có thiết bị giữ vật treo cũng như điều chỉnh vận tốc nâng hạ một cách thích hợp. Các cơ cấu khác như cơ cấu di chuyển, cơ cấu quay cơ cấu thay đổi tầm với cũng đòi hỏi các thiết bị phanh hãm. Các thiết bị này được chia làm hai nhóm.

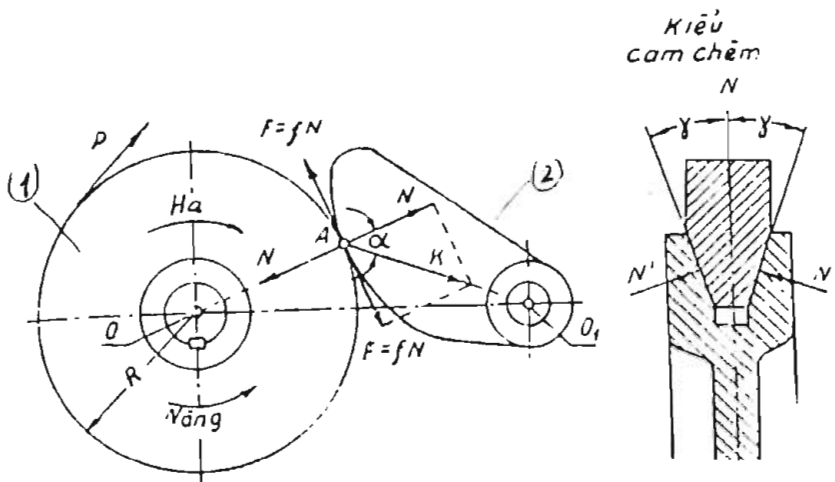
* Thiết bị giữ vật treo: như các loại khoá dừng, bánh cóc.

* Thiết bị liên hợp dừng và điều chỉnh vận tốc: gồm các loại phanh.

§4-1 Thiết bị giữ vật treo.

1. Khoá dừng ma sát.

Khoá dừng ma sát gồm bánh ma sát 1 (có thể là trục có rãnh) lắp trên một trục O của cơ cấu nâng và cam lệch tâm 2 quay tự do quanh một trục cố định O_1 . Cam 2 luôn áp sát bề mặt của bánh 1 nhờ vào trọng lượng bản thân hoặc lò xo, chỉ cho phép bánh 1 quay theo chiều nâng (chiều ngược chiều kim đồng hồ trên hình 4-1), khi quay ngược lại bánh sẽ bị ép chặt vào cam.



Hình 4-1: Khoá dừng ma sát.

Giả sử dưới tác dụng của mô men M làm bánh 1 quay theo chiều cần hãm (chiều hạ), lực vòng tương ứng là:

$$P = \frac{M}{R} \tag{4-1}$$

Muốn giữ bánh 1 đứng yên lực ma sát phải cân bằng với lực vòng

$$F = P \quad \text{hay} \quad fN = P$$

Mặt khác:

$$P = N \operatorname{tg} \alpha$$

nên $\operatorname{tg} \alpha = f$

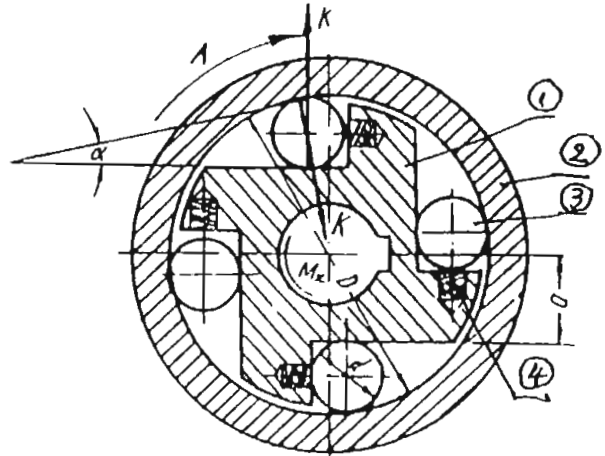
thông thường hệ số ma sát $f \leq 0,1$ nên α khá nhỏ. Như vậy điểm tiếp xúc A rất gần đường nối tâm OO_1 . Khi cơ cấu bị mòn hoặc biến dạng, cam rất dễ bị lật sang bên kia đường OO_1 . Do đó cơ cấu khoá ma sát làm việc không an toàn và ít được dùng trong thực tế.

2. Khoá dùng con lăn (cơ cấu hãm con lăn) Hình 4-2.

Thiết bị này chỉ cho phép quay một chiều và thường được áp dụng trong cơ cấu nâng hạ cần của cần trục hoặc cần của máy xúc nhằm hạn chế tốc độ quay của tời nâng hạ cần và giữ cho cần không bị rơi tự do khi có sự cố.

a. Cấu tạo

Nó gồm đĩa 1 có hình đa giác đều (6 cạnh, 5 cạnh hoặc 4 cạnh) có cạnh vát vuông góc với nhau được lồng vào vành tang 2 của cơ cấu nâng. Ở mỗi cạnh có lắp con lăn 3 và lò xo 4 luôn nén vào khe hẹp giữa đĩa 1 và vành 2.



Hình 4-2: Cơ cấu hãm con lăn.

b. Nguyên lý làm việc.

Khi đĩa 1 quay ngược chiều kim đồng hồ, mà vành 2 quay theo chiều kim đồng hồ hoặc đứng yên thì do ma sát giữa mặt trong vành tang với con lăn, con lăn ép lò xo đi vào chỗ trống, được giải phóng rời ra khỏi đĩa 1, lúc đó tang 2 sẽ quay tự do đối với trục và đĩa 1.

Khi đĩa 1 và trục quay cùng chiều kim đồng hồ còn vành 2 đứng yên hoặc có xu hướng quay ngược chiều kim đồng hồ thì lực đẩy của lò xo 4 dồn ép con lăn 3 vào khe hẹp. Lúc này bắt buộc phải quay vành 2 cùng tốc độ với đĩa 1 hoặc đứng yên theo đĩa, và muốn nâng cần (hoặc nâng vật) thì phải cho tang quay theo chiều kim đồng hồ, muốn giữ cần (vật nâng) cần ở độ cao cần thiết thì phải hãm tang 2. Muốn hạ cần (vật) phải cho tang quay ngược lại một cách từ từ. Tốc độ quay của tang 2 không thể vượt quá tốc độ quay của trục và đĩa 1.

c. Tính toán

Áp lực K trên con lăn bằng:

$$K = \frac{2M_x}{fZD} \quad (\text{N}) \quad (4-2)$$

M_x - Mô men xoắn trên trục đặt cơ cấu hãm.

f Hệ số ma sát của con lăn vành tang vì hai chi tiết được mài nhẵn nên $f = 0,06$.

Z Số con lăn.

D - Đường kính trong của vành.

Tiếp tuyến của hai bề mặt tiếp xúc trên con lăn với vành tang và con lăn với đĩa tạo nên góc α . Góc này được tính theo quan hệ:

$$* \text{ Về hình học : } \cos \alpha = \frac{2a + d}{D \cdot d}$$

$$* \text{ Về ma sát : } \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} < \operatorname{tg} \varphi - f.$$

Chiều dài con lăn lấy theo quan hệ

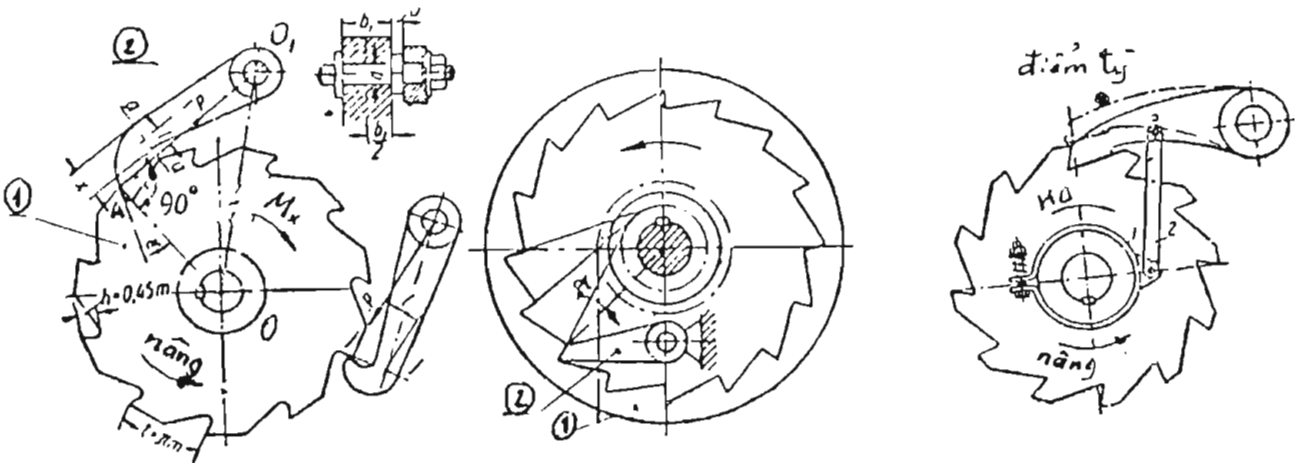
$$l = (1+2) d.$$

Ứng suất đập vành tang tại chỗ tiếp xúc với con lăn

$$\sigma_a = 0,59 \sqrt{\frac{N}{l} \cdot E \cdot \frac{D}{D \cdot d}} \leq [\sigma]_a \quad (4-3)$$

3. Cơ cấu bánh cóc (hình 4-3).

Cơ cấu bánh cóc gồm bánh răng cóc 1, có các răng hình dạng không đối xứng, con cóc 2 tì vào bánh cóc nhờ vào trọng lượng bản thân hoặc lò xo. Bánh cóc được lắp vào trục của cơ cấu nâng và chỉ quay được một chiều (chiều nâng), muốn quay theo chiều ngược lại phải tách con cóc ra khỏi bánh cóc (kể cả ăn khớp ngoài (hình .a) và ăn khớp trong (hình. b)).



Hình 4-3: Cơ cấu bánh cóc

a. Ăn khớp ngoài; b. Ăn khớp trong; c. Cơ cấu bánh cóc giảm tiếng ồn

Vị trí tương đối của trục bánh cóc (tâm O), vị trí tâm quay con cóc (O_1) và chiều dài con cóc (O_1A) để có $\widehat{AO_1O} = 90^\circ$. Khi đó lực tác dụng lên bánh cóc và con cóc là nhỏ nhất và bằng lực vòng

$$P = \frac{M_x}{R} \quad \text{trong đó } M_x \text{ là mô men trên trục bánh cóc,}$$

$$R \text{ là bán kính vòng chia bánh cóc}$$

$$(R = OA).$$

Bề mặt làm việc của bánh cóc làm với đường kính đi qua đầu

răng bánh cóc một góc $\alpha = 20^\circ$ để đảm bảo để gài vào bánh cóc một cách chắc chắn (ở đây đã sử dụng hệ số ma sát $f = 0,25 \div 0,3$).

Để tăng thêm độ tin cậy cho cơ cấu, có thể bố trí hai con cóc sao cho các con cóc không tì đồng thời vào răng bánh cóc mà lệch đi khoảng $1/3$ bước răng.

Cơ cấu bánh cóc có khuyết điểm lớn là dễ gây va đập phát tiếng ồn. Để khắc phục nhược điểm này người ta đã đưa vào sử dụng cơ cấu bánh cóc giảm tiếng ồn (hình 4-3c). Khi bánh cóc vừa mới bắt đầu quay theo chiều hạ vật, vòng đàn hồi 1 sẽ kéo con cóc về vị trí làm việc con cóc tì vào bánh răng cóc và dừng cơ cấu lại.

Vật liệu chế tạo bánh cóc thường là GX12 28, GX15 - 32, C35, C45, CT38, vật liệu làm con cóc là thép 45, 40Cr, vật liệu làm trục bánh cóc và con cóc là thép 35, thép 45.

§4-2. Thiết bị phanh hãm.

I/ Công dụng và phân loại.

Trong máy trục phanh không những được dùng để giữ vật treo, điều chỉnh vận tốc hạ mà còn được sử dụng phổ biến ở những cơ cấu khác như cơ cấu dịch chuyển cơ cấu quay, cơ cấu thay đổi tầm với. Cần chú ý rằng có những loại phanh chỉ điều chỉnh được tốc độ mà không giữ được vật treo.

Dựa theo kết cấu của phần tử tiếp xúc phanh được chia thành:

- * Phanh má (một má và hai má).
- * Phanh đai.
- * Phanh côn hoặc phanh đĩa.

Dựa theo công dụng chia thành:

- * Phanh dừng.
- * Phanh thả.

Dựa vào nguyên lý tác dụng chia phanh thành:

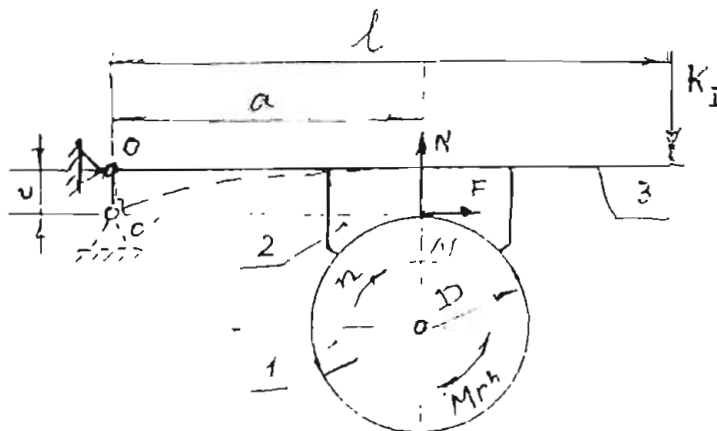
- * Kiểu hở (thường mở).
- * Kiểu kín (thường đóng).

Dựa vào phương pháp thao tác phanh chia thành:

- * Phanh tay, * Phanh điện từ.
- * Phanh điện. * Phanh thuỷ lực.

II/ Phanh một má.

1. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc (hình 4-4)



Hình 4-4: Phanh một má

Phanh gồm bánh phanh (đĩa) 1, má phanh 2, áp vào đĩa nhờ tay đòn 3. Phanh làm việc nhờ vào lực ma sát sinh ra giữa bề mặt tiếp xúc giữa đĩa má và má phanh.

2. Tính toán lực phanh K, nhận xét và cải tiến.

Đây là bài toán cho trước sơ đồ cơ cấu (với các kích thước D, l, a, c,) hệ số ma sát f, mô men phanh M_{ph} (có chiều ngược với chiều quay n của trục bánh phanh khi đang chịu mô men M).

* Khi M_{ph} ngược chiều kim đồng hồ các lực tác dụng trên tay đòn được thể hiện trên hình vẽ.

Từ điều kiện đã cho xác định được lực vòng :

$$P = \frac{2M_{ph}}{D} \tag{4-4}$$

Lực ma sát sinh ra trên bánh phanh F chính là lực vòng P của mô men phanh.

$$F = P = \frac{2M_{ph}}{D} \tag{4-4}'$$

$$\text{Hay } N \cdot f \cdot \frac{2M_{ph}}{D} \Rightarrow N \cdot \frac{2M_{ph}}{fD} \tag{4-5}$$

Viết phương trình cân bằng tay đòn sẽ là:

$$K_1 l - N \cdot a - P \cdot c = 0 \tag{4-6}$$

$$K_1 = \frac{N \cdot a + P \cdot c}{l} \tag{4-7}$$

* Khi M_{ph} cùng chiều kim đồng hồ tương tự ta đã tìm được

$$K_{11} = \frac{N \cdot a - P \cdot c}{l} \tag{4-7}'$$

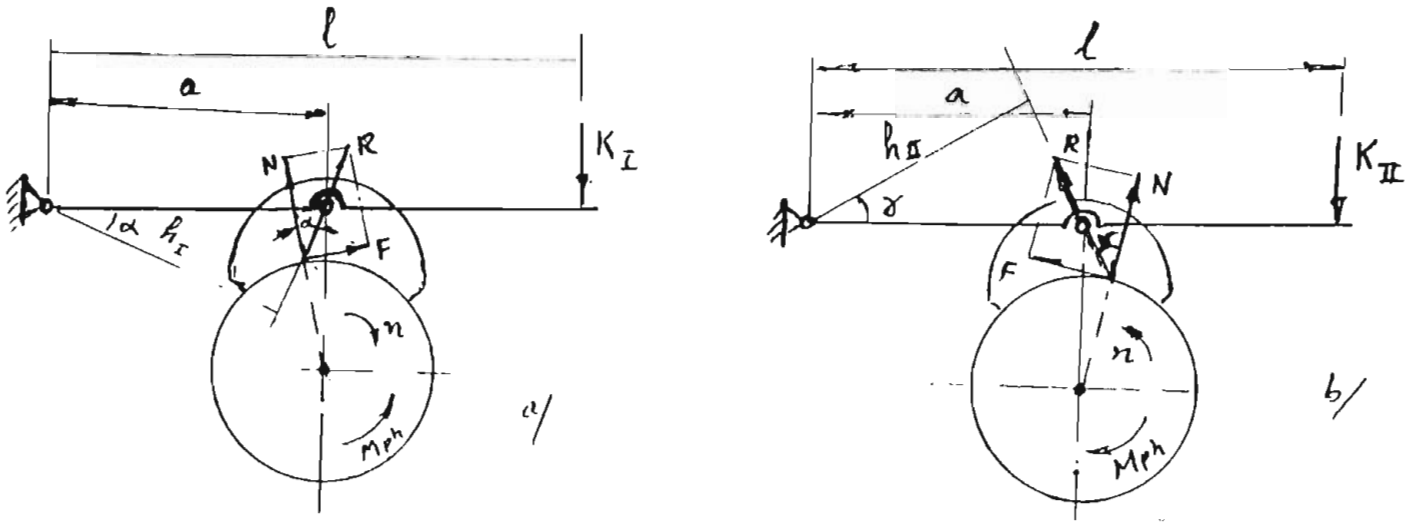
Như vậy lực phanh K phụ thuộc vào trị số và chiều của mô men phanh M_{ph}

#. Để khắc phục sự phụ thuộc vào chiều của mô men phanh dùng hai biện pháp:

- Biện pháp I: Đưa tâm quay o về o' tức là làm cong tay đòn phanh để có C o. Lúc đó lực phanh là

$$K = \frac{N \cdot a}{l} \tag{4-8}$$

- Biện pháp II: Không ghép cứng má phanh với càng phanh mà thay bằng mối ghép bản lề (hình 4-5). Làm như vậy má phanh tiếp xúc tốt với bánh phanh kể cả khi đảo chiều



Hình 4-5: Phanh một má ghép bản lề.

Vì hợp lực R (của lực pháp tuyến N và lực ma sát F) đi qua tâm chốt bản lề và cách tâm quay của càng phanh một khoảng h Khi M_{ph} ngược chiều kim đồng hồ (hình a) thì

$$K_I = \frac{R_1 h_I}{l}$$

Khi M_{ph} thuận chiều kim đồng hồ (hình b) thì

$$K_{II} = \frac{R_2 h_{II}}{l}$$

Với chú ý cả hai trường hợp đều thoả mãn hệ thức (4-4) và (3-4), do đó.

$$R_1 = R_2 = R \cdot \frac{N}{\cos \alpha}$$

$$h_I = h_{II} = h \cdot \frac{a \cos \alpha}{N a}$$

$$\text{Vì thế } K_I = K_{II} \Rightarrow \frac{N}{l} \quad (4-8)$$

Tóm lại phanh một má đơn giản để chế tạo sử dụng nhưng có nhược điểm cơ bản là gây ra lực hướng tâm bánh phanh lớn để làm cong trục và phá vỡ ổ trục bánh phanh Vì vậy nó chỉ được dùng khi M_{ph} nhỏ.

III/ Phanh hai má.

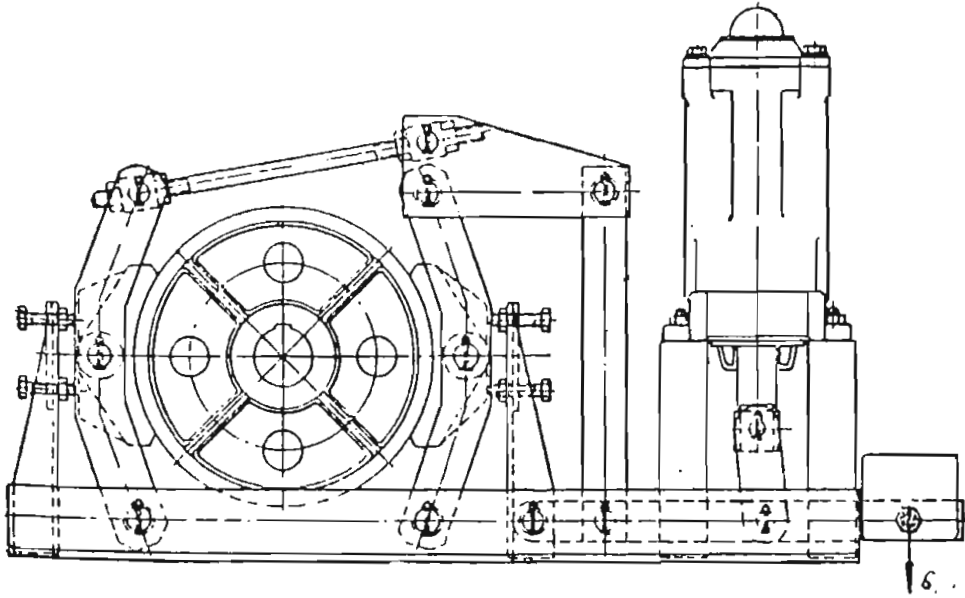
Để khắc phục nhược điểm của phanh một má, người ta đã chế tạo ra phanh hai má. Thực chất của nó là ghép hai phanh một má với nhau bằng những thanh liên kết. Do sự khác nhau về cách liên kết và cách tạo các lực đóng mở phanh dẫn tới phanh hai má có rất nhiều kiểu

loại.

1. Phan hai má hành trình dài.

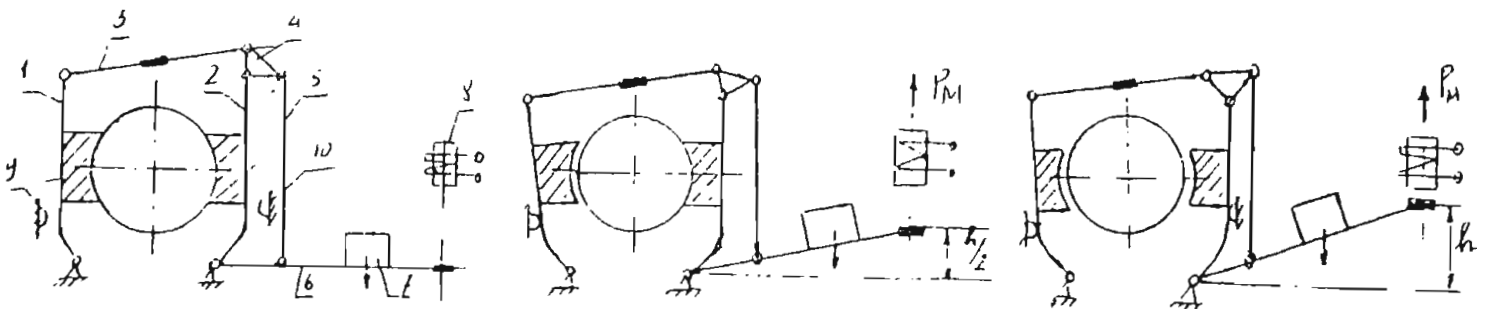
a. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc: trên hình 4-6 là kết cấu của một phan hai má hành trình dài, trên hình 4-7 biểu thị nguyên lý làm việc của phan này.

Nó gồm hai phan đơn giản 1 và 2 nối với nhau bằng thanh kéo 3 (trên đó thường bố trí ốc điều chỉnh chiều dài) và đòn tam giác 4, thanh kéo 5 một đầu được ghép bản lề với đòn tam giác 4, còn đầu kia ghép bản lề với tay đòn.



Hình 4-6: Cấu tạo phan hai má hành trình dài.

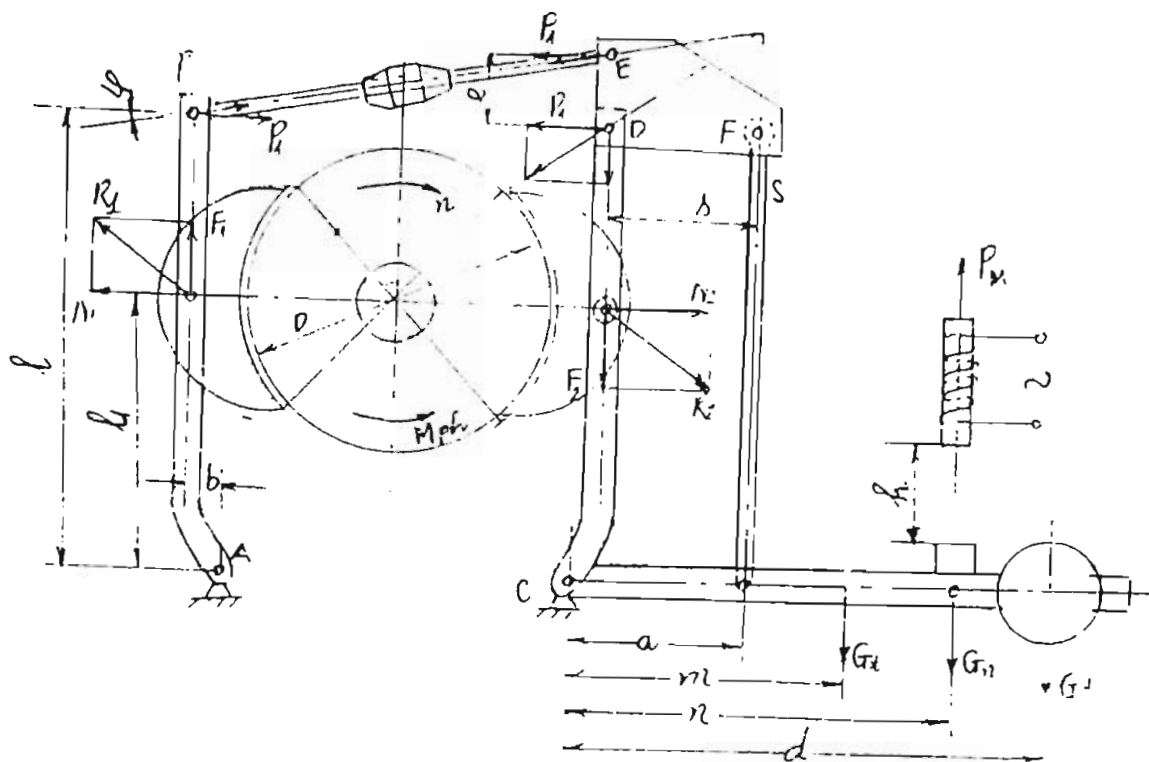
Phan thường đóng nhờ đối trọng 7. Muốn mở phan phải cho dòng điện vào nam châm điện 8, lõi từ bị hút thông qua các thanh liên kết để hai càng phan lần lượt tì vào điểm tì 9 và 10 (khi càng trái tì vào 9 thì hành trình của lõi sắt từ là $h/2$, dòng điện vẫn tiếp tục đi qua cuộn dây cho đến khi càng bên phải nhả phan rồi tì vào điểm tì 10).



Hình 4-7: Cấu tạo và nguyên lý làm việc của phan hành trình dài.

b. Tính toán lực phanh, nhận xét và cải tiến.

Trên hình 4-8 trình bày sơ đồ tính toán phanh hai má hành trình dài ép phanh nhờ đối trọng G_H , nhả phanh nhờ lực điện từ P_M , hành trình nam châm điện từ h ứng với khe hở má phanh ϵ , cho trước mô men phanh M_{ph} , hệ số ma sát giữa bánh phanh và má phanh là f hiệu suất khớp nối bản lề.



Hình 4-8: Sơ đồ tính phanh hai má hành trình dài.

Từ mô men phanh có thể tính được lực vòng $P = \frac{2 M_{ph}}{D}$ (4-4)

Để tạo ra mô men phanh trên hai má phanh các lực ma sát T_1 , T_2 phải thoả mãn điều kiện:

$$F_1 + F_2 = \frac{2 M_{ph}}{D} \quad (N) \quad (4-9)$$

Trong đó: $F_1 = fN_1$; $F_2 = fN_2$, (N). (4-10)

Trên thanh dẫn hai lực kéo ở hai đầu bản lề là như nhau, nên hình chiếu của chúng trên phương ngang bằng nhau và bằng P_1 . Từ đó có thể viết phương trình mô men đối với tâm quay của càng phanh như sau:

$$\text{Ở càng phanh trái: } P_1 \cdot l_1 = N_1 l_1 - f N_1 b \quad (4-11)$$

$$\text{Ở càng phanh phải: } P_1 l_1 = N_2 l_2 - f N_2 b \quad (4-12)$$

Kết hợp các hệ thức (4-9) + (4-12) có thể tìm được

$$N_1 = \frac{M_{ph} (l_1 + fb)}{f \cdot D \cdot l_1} \quad (4-13)$$

$$N_2 = \frac{M_{ph} (l_1 + fb)}{f \cdot D \cdot l_1} \quad (4-14)$$

Thay hệ thức (4-13) vào (4-11) ta được:

$$P_1 = \frac{M_{ph}}{fD} \frac{l^2_1 - f^2 t^2}{l \cdot l_1} \quad (4-15)$$

Giữa lực P_1 và lực kéo S có quan hệ

$$P_1 e - S s$$

Hay $S = P_1 \frac{e}{s}$ (4-16)

Cuối cùng để tìm được phanh (trọng lượng G_M) viết phương trình mô men đối với điểm C có xét tới hiệu suất khớp bản lề:

$$(G_M \cdot d + G_n \cdot n + G_t \cdot m) \eta = S \cdot a \quad (4-17)$$

Trong đó G_M trọng lượng đối trọng,
 G_n trọng lượng nam châm điện từ,
 G_t trọng lượng tay phanh.

Các kích thước $a, b, l, l_1, e, h, s, d, m, n$ xem trên hình 4-8

$$\Rightarrow G_d = \frac{S \cdot a}{\eta d} - G_n \frac{n}{d} - G_t \frac{m}{d}$$

Hay $G_d = \frac{P_1 a e}{\eta d s} - G_n \frac{n}{d} - G_t \frac{m}{d}$ (4-18)

Để tính toán lực nhả phanh, phải chọn được cuộn dây và lõi sắt từ theo nguyên lý công của lực hút lõi sắt từ trên hành trình h bằng công của các lực pháp tuyến N trên khe hở giữa má phanh và bánh phanh (ϵ)

$$P_M h K \eta = N_1 \epsilon + N_2 \epsilon \quad (4-19)$$

Ở đây có kể đến hiệu suất của cuộn dây lõi từ K (thông thường $K = 0,6 \div 0,7$), và hiệu suất của khớp bản lề

$$\text{Vì } fN_1 + fN_2 = \frac{2M_{ph}}{D}$$

và $N_1 \approx N_2 = N$

$$\text{nên } N = \frac{M_{ph}}{fD} \quad (4-20)$$

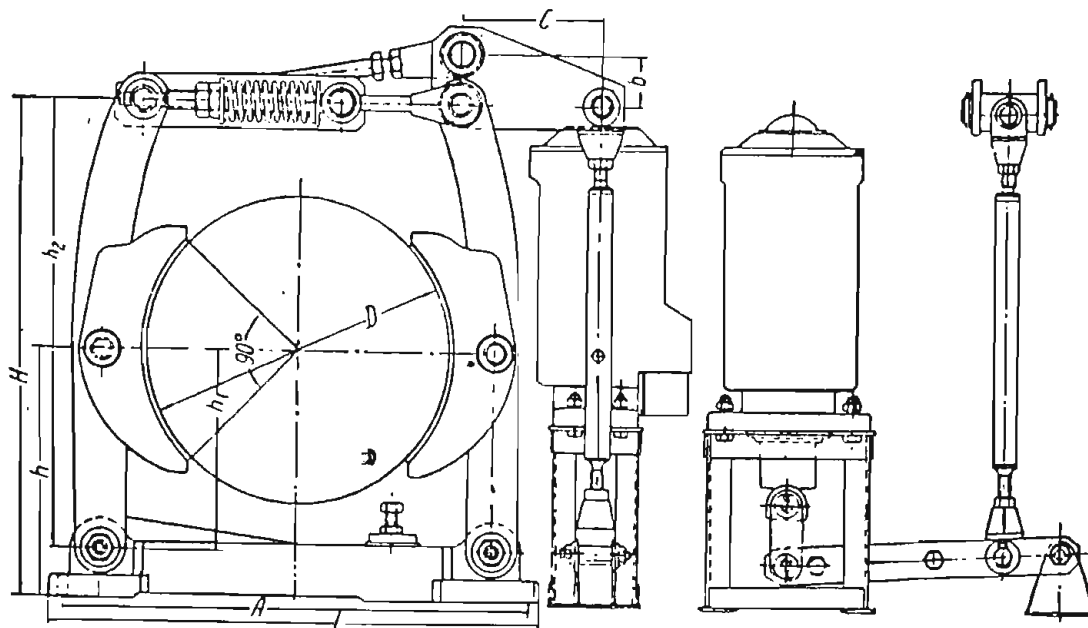
Thay (4-20) vào (4-19) ta xác định được

$$P_M h = \frac{2M_{ph} \epsilon}{fD \eta K} \quad (N_m) \quad (4-21)$$

Tóm lại loại phanh hai má hành trình dài tuy trực bánh phanh không chịu uốn nhưng vì kết cấu khá rườm rà (nhiều khớp loại thấp dễ bị biến dạng) độ nhạy kém nên ít dùng.

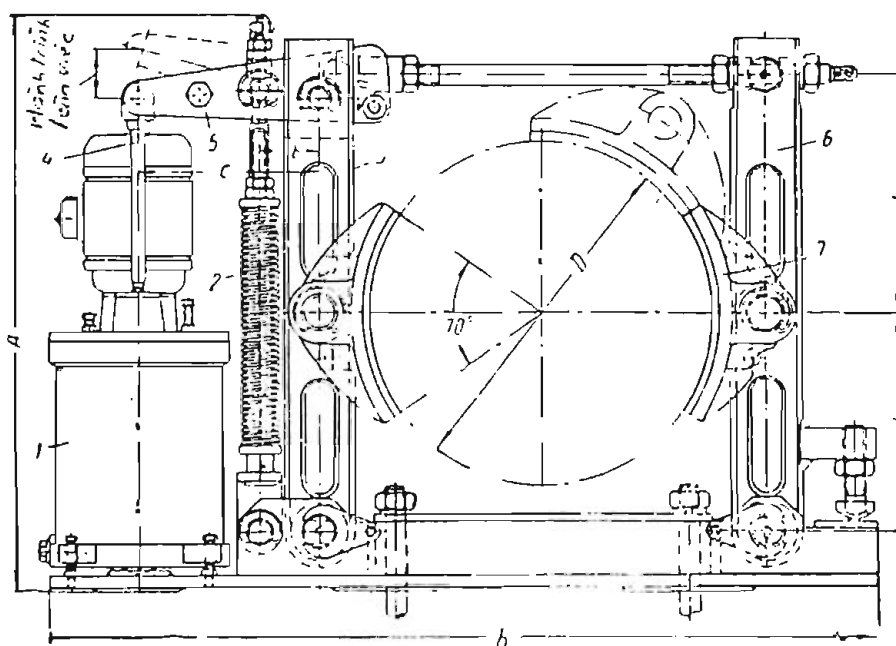
Để khắc phục những nhược điểm trên người ta đã giải quyết theo ba hướng.

Một là không dùng đối trọng ép phanh mà dùng lò xo ép phanh (hình 4-9).



Hình 4-9: phanh hai má hành trình dài lò xo ép phanh.

Hai là không dùng điện từ mở phanh mà dùng thủy lực mở phanh, (hình 4-10).

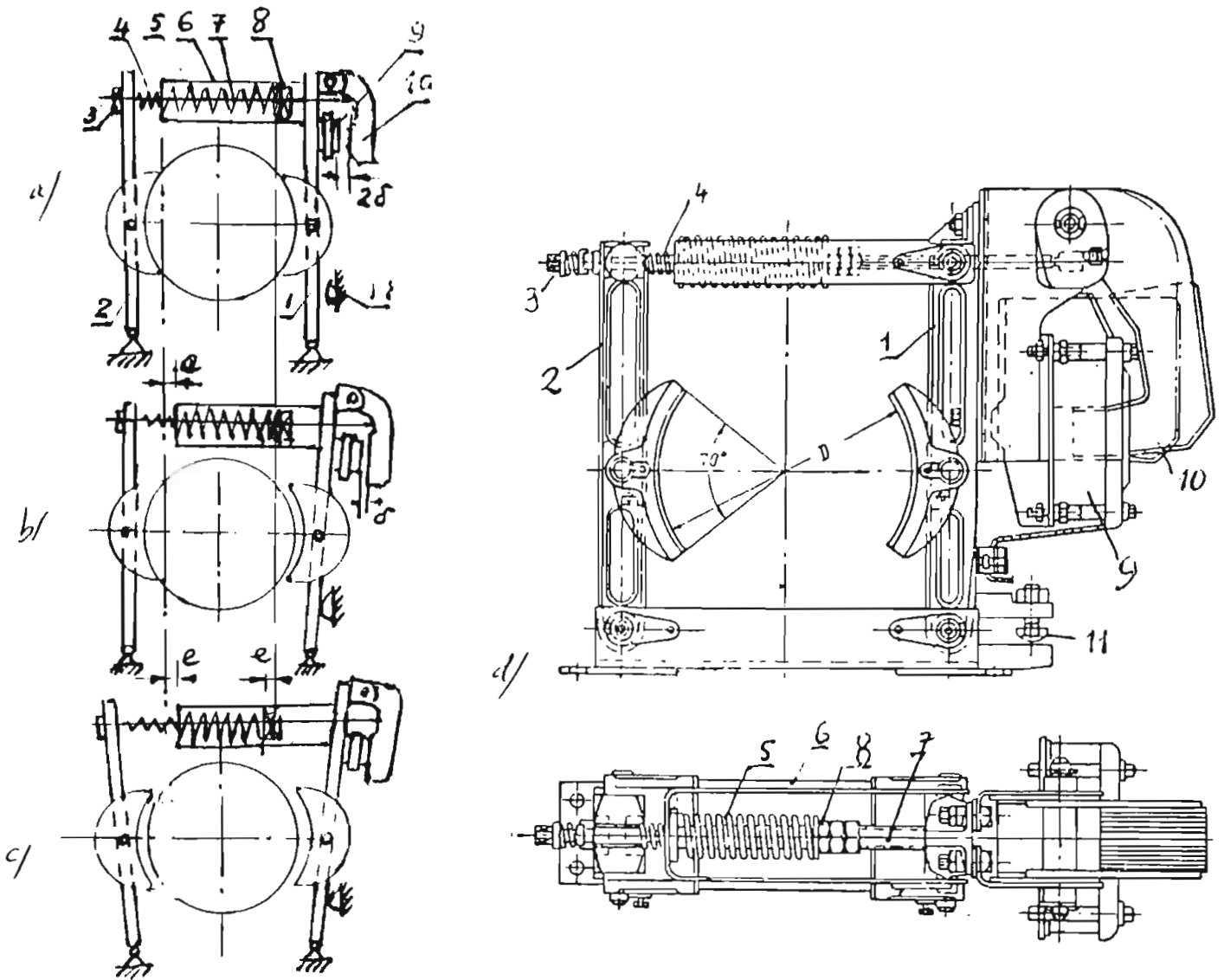


Hình 4-10: phanh hai má thủy lực mở phanh.

Ba là giảm bớt hành trình của lõi điện từ (phanh hai má hành trình ngắn) (hình 4-11) Sau đây sẽ nghiên cứu kỹ hơn loại phanh này.

2. Phanh hai má hành trình ngắn (phanhTK)

a. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc (hình 4-11, 4-12)



Hình 4-11: phanh hai má hành trình ngắn
a,b,c - nguyên lý làm việc d cấu tạo

Ở loại phanh này nam châm điện được đặt trên càng phanh 1, đối trọng G_a được thay bằng lò xo 5 lắp trực tiếp trên thanh 7 với giá đỡ 6, đai ốc 8.

Phanh thường đóng nhờ lực nén lò xo 5, thông qua giá kẹp 6 đai ốc 8 và thanh 7 kéo càng phanh 1 và 2 ép má phanh vào bánh phanh. Lò xo 4 có tác dụng phụ giúp cho quá trình mở phanh được êm hơn. Đai ốc 3 có tác dụng cố định và điều chỉnh thanh 7 ở vị trí thích hợp; khi đóng phanh đầu kia của thanh 7 phải tì vào mặt trong của thanh 10.

Muốn mở phanh phải cho dòng điện vào cuộn dây 9; lúc đó thanh cong 10 và tay phanh 1 bị hút vào nhau mở má phanh phía phải cho đến khi càng phanh 1 tiếp xúc với điểm tì 11. Lúc đó lõi từ thực hiện được hành trình θ . Dòng điện vẫn tiếp tục đi qua cuộn dây, thanh 7 đẩy càng phanh 2 sang trái mở má phanh trái cho đến khi lõi sắt từ thực hiện hết hành trình 2θ .

b. Tính toán lực phanh (hình 4-12)

Từ mô men phanh M_{ph} đường kính bánh phanh D , ta xác định được lực vòng.

$$P = \frac{M_{ph}}{D/2} \quad (4-4)$$

*

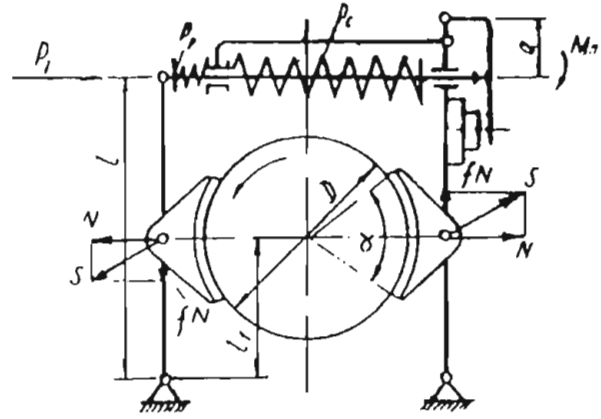
Lực pháp tuyến tác dụng ở hai má phanh

$$N_1 \quad N_2 \quad N = \frac{P}{2f}$$

$$\Rightarrow N = \frac{2M_{ph}}{2D \cdot f} = \frac{M_{ph}}{D \cdot f} \quad (4-20)$$

Lực đóng phanh cần có ở đầu càng phanh là

$$P_1 = \frac{N l_1}{1} = \frac{M_{ph} l_1}{D f l} \quad (4-22)$$



Hình 4-12: Sơ đồ tính phanh Lò xo kiểu TK

Lực nén lò xo chính là

$$P_c = P_1 + P_p + \frac{M_n}{a}$$

Trong đó

P_p - lực lò xo phụ, tùy theo kích thước $P_p = 20 \div 80$ N,

M_n - Mô men trọng lượng nam châm (thanh cong),

a - Khoảng cách từ tâm quay nam châm đến thanh kéo dây,

Cũng có thể tính gần đúng lực lò xo chính theo quan hệ

$$P_c = (1,1 \div 1,15) P \quad (4-24)$$

Còn lực điện từ mở phanh được tính tương tự như ở phanh hành trình dài, với chú ý khe hở lớn nhất giữa bánh phanh và má phanh là

$$\epsilon = \frac{h_1}{2} \cdot \frac{l_1}{l} \quad (\text{mm}) \quad (4-25)$$

Trong đó $h_1 = (0,8 \div 0,85) h_n$ là hành trình thực tế của lõi sắt từ h_n là khe hở giữa thanh ngang nam châm với lõi sắt từ.

IV/ Phanh đai.

1. Cấu tạo và phân loại.

Phanh đai có 3 bộ phận cơ bản là bánh phanh đai phanh, và càng phanh. Ngoài ra còn có bộ phận tạo lực đóng mở phanh, bộ phận điều chỉnh khe hở giữa đai và bánh phanh bộ phận che chắn bảo vệ. Đây là loại phanh thường đóng

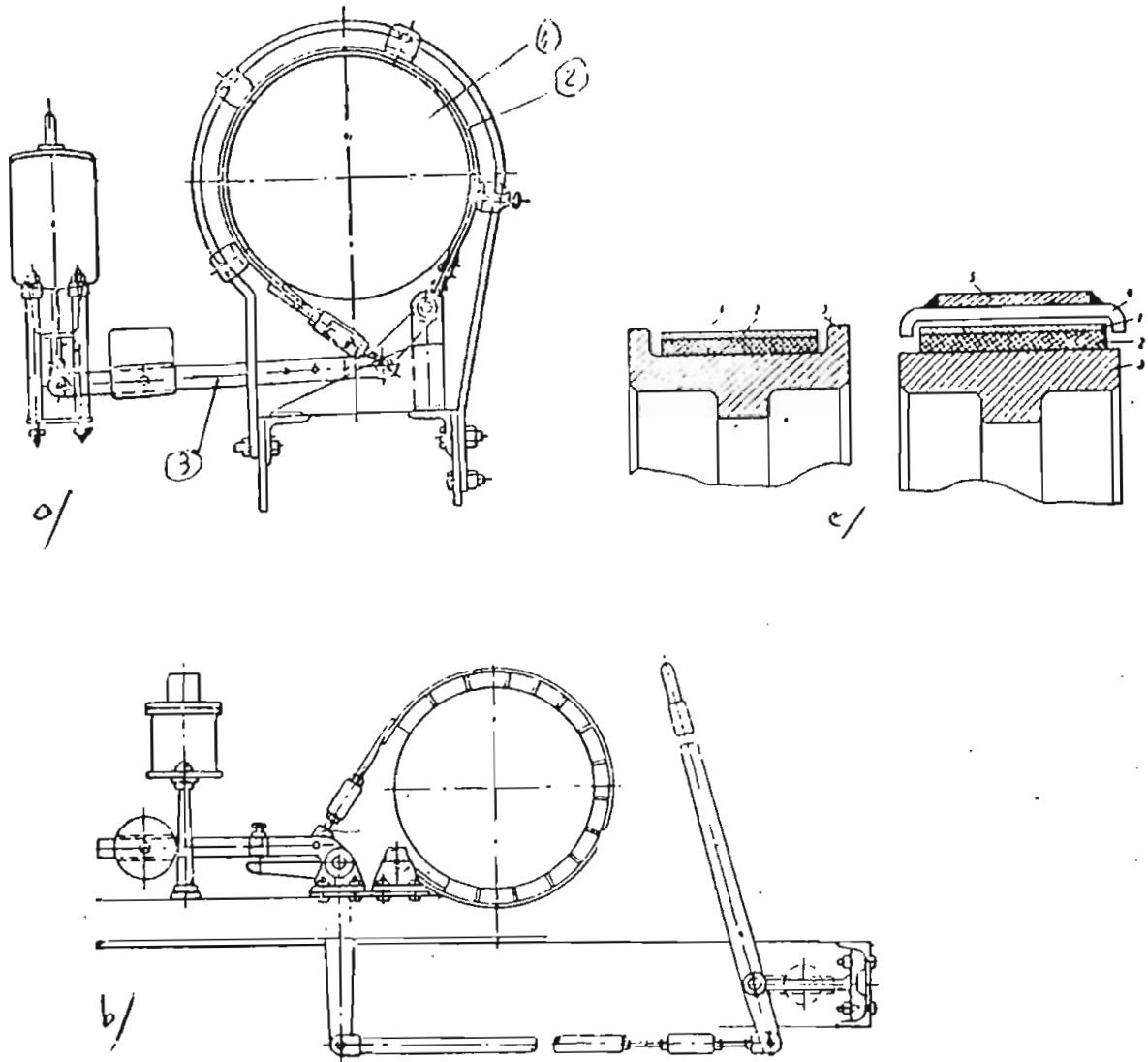
Lực mở phanh, khi tải nhỏ có thể dùng sức người, ở tải lớn hơn có thể dùng đối trọng ở tải nặng thường dùng lực lò xo, thủy lực.

Lực mở phanh ở tải nhỏ có thể dùng sức người ở tải không lớn

lưu ý thường dùng cuộn dây điện từ khi tải lớn thường dùng điện từ hành trình ngắn hoặc thủy lực.

Bánh phanh thường được chế tạo từ thép đúc 30, 40, có thể tạo thành gờ. Đai phanh thường được chế tạo bằng thép có độ dày $\delta = 2-5$ mm và được lót một lớp amiăng (liên kết với đai bằng vít chìm hoặc đinh tán chìm).

Trên hình 4-13... là hai ví dụ về cấu tạo của phanh đai.



Hình 4-13: Phanh đai.

- a. Phanh đai đơn giản đối trọng đóng phanh, điện từ mở phanh
- b. Phanh đai đơn giản đối trọng đóng phanh, điện từ mở phanh điều khiển bằng tay gạt
- c. Kết cấu bánh phanh và đai

2. Tính toán phanh đai.

a. Phanh đai đơn giản:

Một đầu đai cùng càng phanh ghép bản lề với giá còn đầu kia của đai ghép bản lề với càng phanh tạo thành góc ôm α .

Đây là bài toán cho trước mô men phanh M_{ph} (ngược chiều quay n) hệ số ma sát f , cùng các kích thước (D, a, l, α); xác định lực đóng phanh K .

Tương tự như ở phanh 1 má khi đóng phanh lực ma sát F coi như tập trung tại 1 điểm tiếp xúc với bánh phanh tạo ra lực vòng P , nghĩa là

$$F = P \frac{2M_{ph}}{D}; \quad (4-4)$$

Xét điều kiện cân bằng lực của đai ta có quan hệ:

$$T_1 = T_2 + F, \quad (4-26)$$

Trong đó

T_1 - lực căng ở nhánh căng

T_2 - lực căng ở nhánh chùng

Theo công thức $e^{f\alpha}$

$$T_1 = T_2 e^{f\alpha} \quad (4-27)$$

Thay (4-27) và (4-4) vào (3-36) ta được

$$T_1 = \frac{Pe^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad (4-28)$$

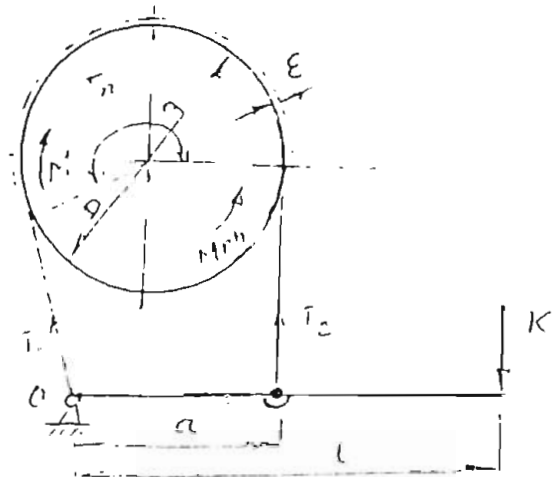
$$T_2 = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1}$$

Xét điều kiện cân bằng mô men của càng phanh đối với tâm O ta được lực đóng phanh

$$K \frac{T_2 a}{l} = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1} \cdot \frac{a}{l} \quad (4-29)$$

* Nếu muốn tính lực mở phanh cũng có thể dùng phương pháp tương tự như ở phanh hai má (ở đây không trình bày lại).

Khi đổi chiều quay lực nhánh căng và nhánh chùng đổi chỗ cho nhau, khi đó lực phanh K tăng lên $e^{f\alpha}$ lần. Vì vậy phanh đơn giản chỉ dùng cho phanh một chiều.



Hình 4-14: Sơ đồ tính toán phanh đai đơn giản.

b. Phanh đai vi sai.

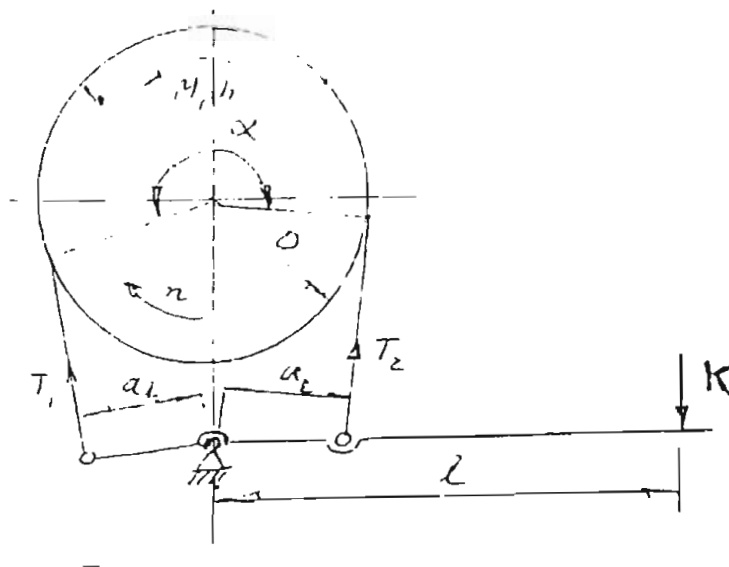
Hai nhánh đai được nối với càng phanh ở hai phía so với tâm quay của càng phanh.

Với cách tính toán tương tự như trên, lực đóng phanh xác định theo phương trình

$$Kl = T_1 a_1 - T_2 a_2 = 0$$

$$K = \frac{T_2 a_2 - T_2 a_1 e^{f\alpha}}{l}$$

$$K = \frac{T_2 (a_2 - a_1 e^{f\alpha})}{l} \quad (4-30)$$



Hình 4-15: Sơ đồ tính phanh vi sai

Nhận xét

* So sánh biểu thức (4-29) và (4-30) ta thấy khi cùng một điều kiện tải như nhau cùng các yếu tố D, l, α, f như nhau thì lực phanh K ở phanh vi sai luôn luôn nhỏ hơn ở phanh đơn giản.

* Vì hệ số ma sát f không ổn định và khi quan hệ $a_2 - a_1 e^{f\alpha} < 0$ thì $K < 0$. Lúc đó phanh ở trạng thái tự đóng hoặc không điều khiển được. Đó là một nhược điểm của phanh đai vi sai.

c. Phanh đai tổng hợp.

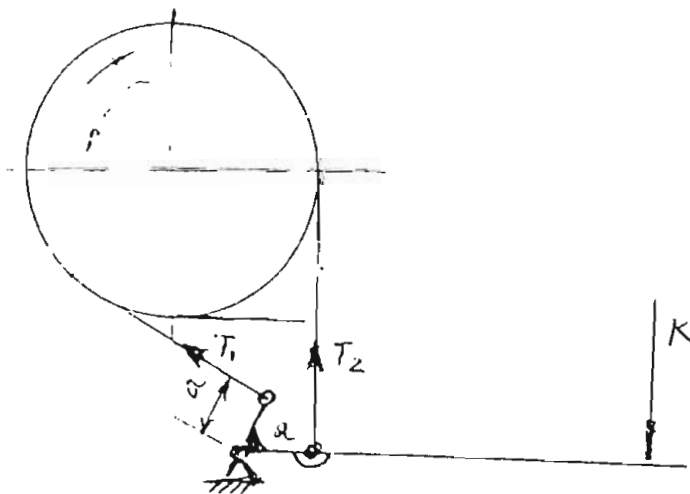
Hai nhánh đai được nối trên tay đòn sao cho các lực căng T_1 tạo nên mô men cùng chiều (cùng dấu) đối với tay đòn.

Nếu hai cánh tay đòn của hai lực T_1 và T_2 bằng nhau và bằng a thì

$$Kl - T_1 a - T_2 a = 0$$

$$K = \frac{(T_1 + T_2)a}{l}$$

$$K = \frac{P(e^{f\alpha} + 1)a}{(e^{f\alpha} - 1)l}, \quad (4-31)$$



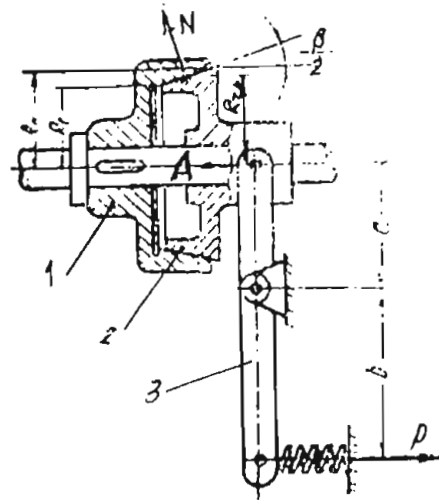
Hình 4-16: Sơ đồ tính phanh tổng hợp

V/ Phanh áp trực.

1. Phanh nón (phanh côn)

Cấu tạo và nguyên lý làm việc

Đĩa 1 có mặt côn trong (góc nón β) lắp chặt hoặc then với trục của cơ cấu nâng (hoặc trục quay nào đó). Đĩa 2 có mặt côn ngoài (cùng góc nón β) lắp lỏng trên trục ấy và nối bản lề với càng 3 để nhận được lực dọc trục A từ lực phanh P (hình 4-17). Lực dọc trục A hướng vào bề mặt côn gây ra lực ma sát trên đó và tạo thành mô men ma sát (chính là mô men phanh) chống lại mô men xoắn M_x trên trục



Hình 4-17: Sơ đồ tính phanh nón

$$M_{ms} = M_{ph} = f \frac{A}{\sin \frac{\beta}{2}} \cdot R_{tb} \quad (Nm) \quad (4-32)$$

Trong đó:

f - hệ số ma sát bề mặt côn

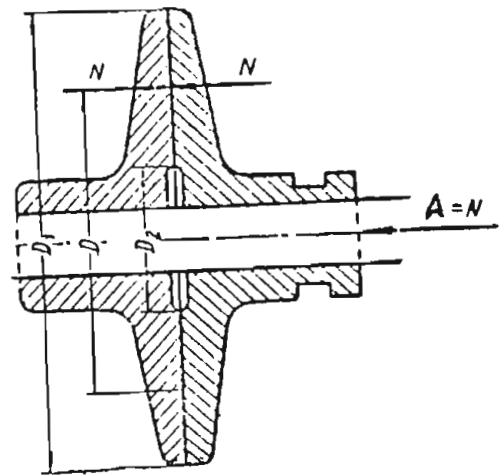
A - lực dọc trục

β - góc nón bề mặt côn

$$R_{tb} = \frac{R_n + R_t}{2}$$

là bán kính trung bình của đĩa ma sát.

Để đảm bảo an toàn, mô men phanh phải có quan hệ.



Hình 4-18 Phanh đĩa

$$M_{ph} = f \frac{A}{\sin \frac{\beta}{2}} R_{tb} = kM_x \quad (4-33)$$

Trong đó :

k là hệ số an toàn.

Muốn tăng mô men phanh có thể tăng f, A, R_{tb} và giảm β , nhưng đều có hạn chế riêng góc β phải chọn không nhỏ hơn 15° để tránh dính bề mặt côn.

2. phanh đĩa. (hình 4-18)

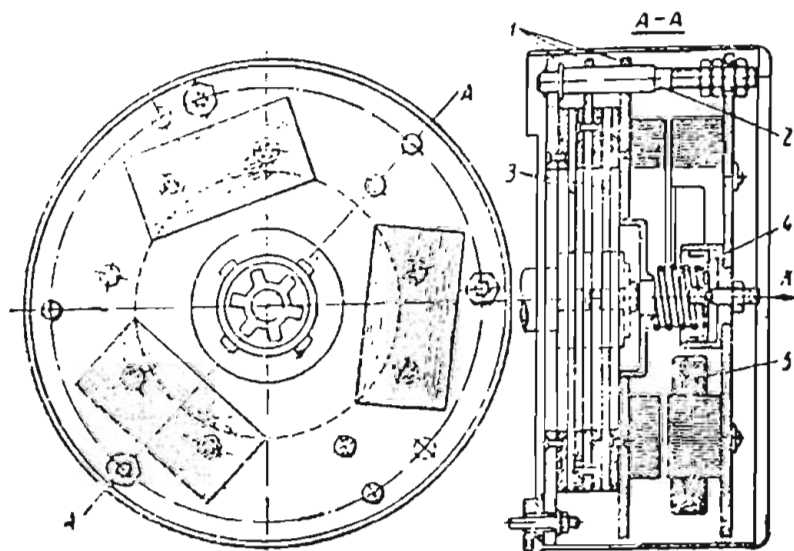
Về cấu tạo và nguyên lý làm việc phanh đĩa giống như phanh côn chỉ khác ở đây $\beta = 180^\circ$ (mặt phẳng đĩa thay cho độ côn)

$$M_{ph} = ZfAR_{tb} = kM_x$$

Để tăng khả năng phanh, người ta tăng số bề mặt ma sát bằng cách dùng phanh nhiều đĩa (hình 4-19), lúc đó

$$M_{ph} = ZAfR_{tb} = kM_x$$

z là số bề mặt ma sát



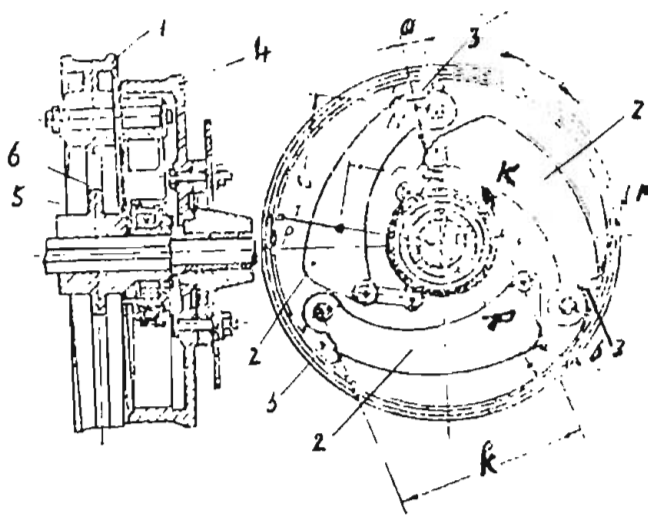
Hình 4-19 : Phanh nhiều đĩa.

VI/ Phanh ly tâm điều chỉnh tốc độ ^{Bổ} - √ điều chỉnh vận tốc.

1. Phanh ly tâm má.

Cấu tạo và nguyên lý làm việc (hình 4-20) mô tả cấu tạo và nguyên lý làm việc của loại phanh này. Đĩa 1 lắp then với 1 trong các trục của cơ cấu nâng. Trên đĩa lắp các má 2 (hay còn gọi là quả nặng) bằng bản lề có đệm 3. Khi trục quay, lực ly tâm tác dụng lên các má (quả nặng) ép các đệm má vào mặt trong của ống trụ 4. Trên may ơ của đĩa đặt lò xo 5 một đầu cố định vào đĩa 1 còn đầu kia lắp vào bạc 6 quay tự do.

Lò xo này nhờ bạc 6 và các thanh 7 để kéo má 2 không cho tiếp xúc với thân 4.



Hình 4-20: Phanh ly tâm má.

Với cấu tạo và nguyên lý làm việc như trên, loại phanh này chỉ hạn chế tốc độ khi trục vượt quá tốc độ quy định nào đó chứ không thể giữ được vật treo cũng không điều chỉnh được vận tốc hạ. Vì vậy nói chính xác hơn đây là một bộ điều chỉnh vận tốc. Muốn giữ được vật nâng ở độ cao xác định thường phải dùng kết hợp với loại phanh khác.

Để đảm bảo vận tốc hạ được một cách điều hoà số vòng quay của trục phanh không nên thấp hơn 150vg/ph, quan hệ giữa kích thước tay đòn nên lấy trong khoảng

$$\frac{a}{c} = \frac{b}{c} \frac{1}{8} + \frac{1}{12} \text{ và } \frac{k}{c} = \frac{3}{2}$$

Lực chung của lò xo xoắn (3K) thường lấy trong khoảng 150÷250N
 Trọng lượng quả nặng cần có để đảm bảo vận tốc quay của trục không vượt quá trị số n vg/ ph được xác định theo.

$$G = \left[\frac{30}{\pi n} \right]^2 \frac{g}{r} \left[\frac{M}{3Rf} \left(\frac{a}{c} + \frac{fb}{c} \right) + K \frac{k}{c} \right]; \text{ (N)} \quad (4-34)$$

g là gia tốc trọng trường, (m/s²)

r là khoảng cách từ trọng tâm quả nặng đến tâm phanh (mm)

R là bán kính mặt ma sát, (mm)

K là lực do lò xo gây nên để kéo một quả nặng (N)

f là hệ số ma sát giữa má phanh và mặt trong của ống trụ

Với phanh sẵn có có thể tính được số vòng quay tối đa của trục phanh

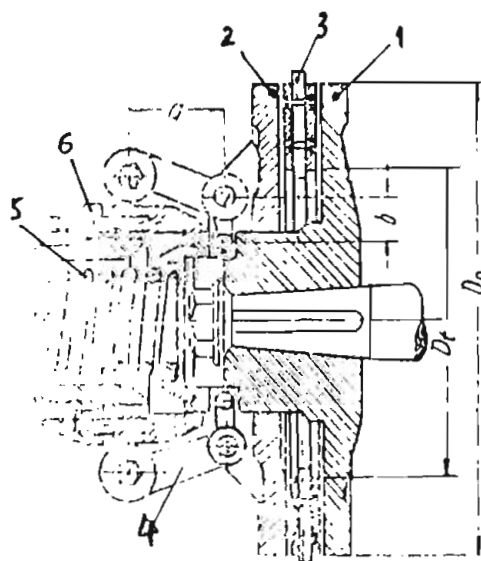
$$n = \frac{30}{n} \sqrt{\frac{g}{Grc} \left[\frac{M}{3R} \left(\frac{a}{f} + b \right) + Kk \right]}; \text{ (vg/ph)} \quad (4-35)$$

2. Phanh ly tâm đĩa (phanh đĩa áp trục)

Hình 4-21 mô tả cấu tạo và nguyên lý làm việc của loại phanh này đĩa 1 và 2 ép hai mặt đĩa 3 (có lót amiăng) đòn khuỷu 4 có đối trọng G ở một đầu, lò xo 5 điều chỉnh được lượng nén nhờ bu lông êcu 6

Số lượng quả nặng trong phanh này thường lấy Z = 2÷6

Trọng lượng một quả nặng cần có để đảm bảo vận tốc quay của trục không vượt quá n vg/ph được xác định theo công thức:



$$G = \left[\frac{3}{\pi n} \right]^2 \frac{g}{zr} \frac{b}{a} \left[\frac{2M}{(D_n + D_t) f i} + K \right]$$

(N) (4-36)

r - khoảng cách từ tâm quả nặng đến tâm trục phanh, (mm)

i - số đôi mặt ma sát

K - lực lò xo, (N)

Các kí hiệu còn lại giống như trong phanh ly tâm má và trên

Hình 4-21: Phanh ly tâm đĩa

Với phanh sẵn có có thể tính được số vòng quay tối đa của trục phanh

$$n = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{ZGr} \frac{b}{a} \left[\frac{2M}{(D_n + D_t) f_i} + K \right]} ; (\text{vg/ph}) \quad (4-37)$$

Áp suất trên bề mặt ma sát được kiểm tra theo công thức

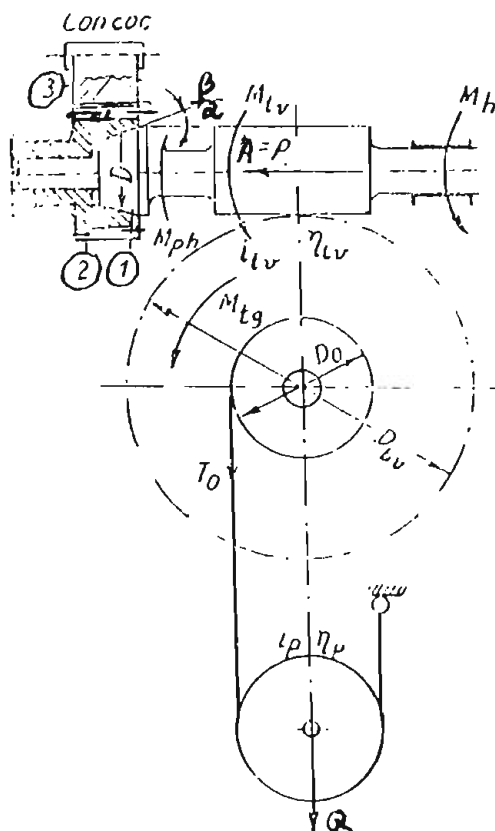
$$p = \frac{4}{\pi} \frac{zG(n/30)^2 r \frac{a}{b} - K}{D_n^2 - D_t^2} \leq [p]; (\text{N/mm}^2) \quad (4-38)$$

§4-3. Thiết bị liên hợp để dừng và hãm phanh

1. Kiểu trục vít mang tải (cơ cấu phanh tự điều chỉnh có mặt ma sát không tách rời)

a. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc (hình 4-22)

Phanh gồm bánh côn 1 chế tạo liền với trục vít bánh cóc 2 có mặt côn trong và con cóc 3. Chiều răng bánh cóc chọn sao cho bánh cóc có thể quay tự do theo chiều nâng vật, còn chiều ren trục vít phải chọn sao cho luôn sinh ra lực dọc trục hướng về phía mặt côn.



Hình 4-22: Phanh áp trục tự điều chỉnh có mặt ma sát không tách rời

Khi nâng vật : Cho trục vít quay theo chiều nâng vật chuyển động sẽ chuyển tới tang thông qua bộ truyền trục vít sẽ ép hai bề mặt côn với nhau , bánh cóc 2 sẽ quay cùng trục vít theo chiều nâng vật.

Kết thúc quá trình nâng vật có xu hướng hạ xuống do trọng lượng làm quay bánh vít theo chiều hạ. Lực vòng trên bánh vít sẽ ép mặt côn vào bánh cóc làm bánh cóc có xu hướng quay cùng trục vít theo chiều hạ vật. Nhưng lúc này con cóc đã tì vào giữ bánh cóc lại , vật không thể hạ. Muốn hạ vật phải quay trục vít theo chiều hạ vật thắng được mô men ma sát dư trong bề mặt côn ma sát vật hạ xuống

b. Tính toán phanh

Cho trước trọng lượng Q, đường kính tang D_0 hiệu suất palăng η_p , bội suất palăng a, tỉ số truyền trục vít bánh vít i_{tv} hiệu suất trục vít η_{tv} .

Lực căng cáp cuốn lên tang khi hạ vật là $T_0 = \frac{Q}{a} \eta_p$

Mô men do vật nâng tác dụng lên bánh vít từ mô men tang

$$M_{tv} = M_{tg} = \frac{T_0 D_0}{2} \eta_{tg} = \frac{Q D_0}{2a} \eta_p \eta_{tg} \quad (4-39)$$

Mô men trục vít

$$M_{tv} = \frac{M_{bv}}{i_{tv}} \eta_{tv} = \frac{Q D_0}{2a i_{tv}} \eta_p \eta_{tg} \quad (4-40)$$

Mô men phanh tính toán lấy theo quan hệ

$$M_{ph} = k M_{tv} \quad (4-41)$$

Trong đó k là hệ số an toàn thông thường $k = 1,2+1,3$.

Lực phanh A chính là lực dọc trục của trục vít có giá trị bằng lực vòng P của bánh vít:

$$A = P = \frac{2M_{bv}}{D_{bv}} = \frac{2M_{tg}}{D_{bv}} = \frac{Q D_0}{D_{bv} a} \eta_p \eta_{tg} \quad (4-42)$$

Nhìn vào biểu thức tính A ta thấy

- Lực phanh A tỉ lệ thuận với trọng lượng vật nâng
- Đó chính là tính chất tự điều chỉnh của phanh.
- Chiều lực phanh A khi nâng và hạ vật không thay đổi vì thế bề mặt côn phanh luôn áp sát vào nhau không tách rời.
- Phải tiêu hao năng lượng khi hạ vật để khắc phục mô men dư.

$$M_h \quad M_{ph} - M_{tv} = M_{tv}(k - 1). \quad (4-43)$$

Để phanh làm việc đủ độ tin cậy còn phải tính kiểm nghiệm

* Kiểm nghiệm điều kiện phanh

$$\frac{fD/2}{\sin \beta/2} > k \frac{d_{tb}}{2} \operatorname{tg}(\lambda - \rho) \quad (4-44)$$

* Kiểm nghiệm điều kiện áp suất

$$P = \frac{A}{\pi D B \sin \beta/2} \leq [p] \quad (4-45)$$

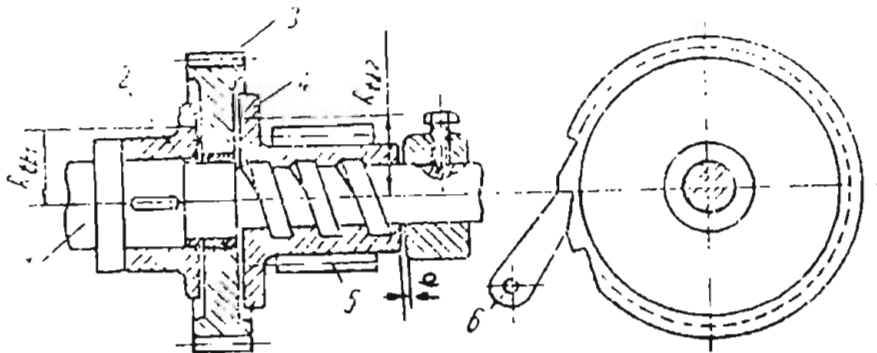
Trong đó:

- f hệ số ma sát
- D đường kính trung bình mặt côn
- d_{tr} đường kính trung bình ren trục vít
- λ góc nâng ren vít
- φ góc ma sát tương đương ren vít
- k hệ số an toàn
- B chiều rộng mặt côn
- [p] áp suất cho phép

2. Phanh áp trục tự điều chỉnh có mặt ma sát tách rời (cơ cấu phanh kiểu vít me)

a. Sơ đồ cấu tạo và nguyên lý làm việc

Ở một đầu của trục vít me 1, lắp cố định đĩa 2 và lắp lồng bánh cóc 3, có chiều răng sao cho con cóc 6 không hạn chế bánh cóc quay theo chiều nâng vật; một mặt bên của bánh cóc tiếp xúc ma sát với đĩa 2 còn mặt kia tiếp xúc ma sát với đĩa 4 mà đĩa này chế tạo liền khối với bánh răng 5. Bánh răng này vừa quay vừa tịnh tiến theo ren trong chuyển động với trục vít me. (Chiều ren của trục vít me phải bố trí sao cho khi quay nó theo chiều nâng vật luôn luôn đẩy bánh răng 5 cùng đĩa 4 đi về phía bánh cóc). Đầu kia của trục vít me có lắp đai ốc 7 và vít 8 để cố định khoảng hở e (khoảng tịnh tiến tối đa của đĩa 4).



Hình 4-19: Phanh áp trục tự điều chỉnh có mặt ma sát tách rời

* Khi nâng vật : cho vít me quay theo chiều nâng vật trên bánh răng 5 bắt đầu xuất hiện mô men xoắn làm nó dịch chuyển sang trái ép vào bánh cóc sau đó bị ép sẽ quay theo cùng trục vít me vật được nâng lên .
cả hai

Kết thúc quá trình nâng mô men nâng triệt tiêu vật bắt đầu có xu hướng đi xuống do trọng lượng bản thân làm quay bánh răng 5 theo chiều hạ, do đó cũng làm bánh cóc 3 muốn quay theo nhưng lúc này con cóc 6 đã tì vào răng bánh cóc không cho bánh cóc quay vật không hạ xuống được.

* Muốn hạ vật phải cho trục vít me quay theo chiều hạ, lúc đầu bánh răng 5 đứng yên nên trục vít me quay tương đối với nó làm triệt tiêu lực ma sát và bề mặt phanh tách ra, vật hạ xuống theo trạng thái

tự do có gia tốc. Gia tốc này truyền đến các khâu chuyển động. Trong thời gian ngắn bánh răng 5 sẽ quay nhanh hơn trục vít làm cho bánh răng 5 chuyển động sang trái ép vào bánh cóc phanh đóng lại, vật ngừng rơi.

Nhưng trục vẫn tiếp tục quay theo chiều hạ vật làm bánh răng 5 lại chuyển động sang phải quá trình trên lặp lại từ đầu. Như vậy quá trình hạ vật ở đây bao gồm hàng loạt chu kỳ vật rơi tự do và dừng lại luân phiên nhau. Vì đây là một "quá trình động" khá nguy hiểm phụ thuộc vào khoảng cách e vì vậy người ta phải điều chỉnh khoảng cách này phù hợp để giảm bớt sự thay đổi vận tốc không đều khi hạ vật.

b. Tính toán phanh

- Đường kính trong của trục vít me lấy theo điều kiện sức bền của trục.

- Số đầu mối ren trục vít me là $z = 2 \div 4$

Góc nâng của ren thường lấy $\alpha = 15^\circ \div 20^\circ$

Bán kính trong của đĩa ma sát R_t chọn theo yêu cầu kết cấu bán kính ngoài $R_n = (1,2 \div 1,6)R_t$.

Lực ép của đĩa theo chiều trục khi phanh :

$$A = \frac{M}{r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + f R_{tb}} \quad (4-46)$$

Trong đó:

M mô men do vật nâng gây ra trên trục phanh, (Nmm)

r bán kính trung bình của ren, (mm)

α Góc nâng của ren (độ) thường thường $\alpha = 15^\circ \div 20^\circ$

φ - góc ma sát trong ren, khi làm việc có dầu $\varphi = 2^\circ \div 3^\circ$

f hệ số ma sát giữa các đĩa.

R_{tb} - bán kính trung bình của lực ma sát (mm), nếu bán kính trung bình ở các đĩa ma sát không bằng nhau thì lấy R_{tb2} .

Mô men phanh có thể tạo ra được

$$M_{ph} = f A R_{tb} \quad (4-47)$$

Phanh giữ được vật an toàn nếu đảm bảo điều kiện

$$f_1 R_{tb1} + f_2 R_{tb2} \geq [r \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + f_1 R_{tb2}] \quad (4-48)$$

f_1 và f_2 hệ số ma sát trên các mặt ma sát tương ứng với các bán kính ma sát R_{tb1} và R_{tb2}

η hiệu suất phần cơ cấu từ động cơ đến phanh.

Khi hạ vật các mặt ma sát sẽ tách rời và quá trình hạ sẽ điều hoà nếu mô men ma sát M_2 của đĩa ứng với bán kính R_{tb2} có trị số khoảng $0,7 \div 0,8M$. Khe hở lớn nhất giữa các đĩa ma sát $e < 0,5 \div 0,8$ mm

Điều kiện dừng được vật đang hạ là

$$rtg(\alpha + \varphi) = \frac{Rtb \cdot f}{k} \quad (4-49)$$

k là hệ số an toàn phanh trong cơ cấu nâng, thông thường ở đây k = 1,2÷1,3.

$$P = \frac{A}{\pi(R_{\text{m}}^2 - R_{\text{t}}^2)} \leq [p] \quad (4-50)$$

Kiểm tra áp suất trên bề mặt ren:

$$p_r = \frac{4A}{\pi(d_{\text{e}}^2 - d_{\text{i}}^2)n} \leq [p_r] \quad (4-51)$$

d_o, d_i - đường kính ngoài và đường kính trong của ren

$[p_r]$ - áp suất cho phép trên bề mặt ren, với vít bằng thép đai ốc bằng gang lấy $[p_r] = 5N/mm^2$ với đai ốc bằng đồng thanh lấy $[p_r] = 8N/mm^2$

n - số vòng ren trong đai ốc.

**Nhận xét: So với loại phanh mặt ma sát không tách rời loại phanh này có ưu điểm:*

Không phải tiêu hao năng lượng để khắc phục mô men dư khi hạ vật,

- Bề mặt ma sát có thể lấy lớn hơn.

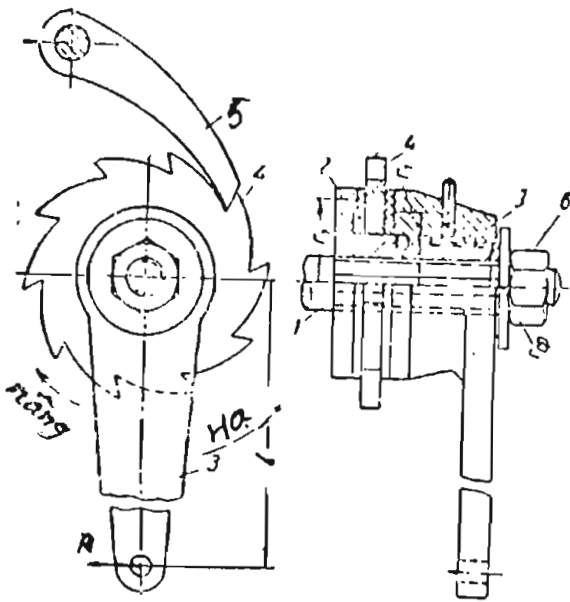
Cả hai loại phanh này đều có đặc điểm mô men phanh tự điều chỉnh theo trọng lượng vật nâng do đó hệ số an toàn có thể lấy khá nhỏ (k = 1,2÷1,3).

3. Tay quay an toàn

Thông thường các tay quay chỉ truyền mô men xoắn cho trục. Trong qui trình sử dụng cơ cấu nâng, người ta không cho phép dùng loại tay quay thông thường ấy, vì nếu cắt bỏ lực ở tay quay thì vật nâng tự rơi xuống.

Loại tay quay vừa truyền được mô men xoắn vừa khống chế được vị trí góc quay của trục (tức là vị trí của vật nâng) khi cắt bỏ lực tác động trên tay quay được gọi là tay quay an toàn.

Nếu gắn tay quay thông thường vào trục vít 1 trên hình 4-18 hoặc trục vít me 1 trên hình 4-19 ta được các tay quay an toàn. Trên hình 4-20 cũng là một kiểu tay quay an toàn mặt ma sát tách rời. Các



Hình 4-20: Tay quay an toàn cường bức hạ vật

Tay quay 3 ghép bản lề với bánh cóc 1 lắp cố định với bánh cóc còn đầu kia thông qua càng tay quay ép đai vào bánh phanh (phanh thường đóng). Một đầu đai phanh ghép bản lề 7 với bánh cóc, còn đầu kia ghép bản lề với càng tay quay

Khi quay tay quay cùng chiều nâng, con cóc 6 không cản trở bánh cóc quay, lò xo nhíp 4 nhờ lực ép gây ma sát giữa đai và bánh phanh dẫn động bánh phanh 2 làm trục chính quay theo chiều nâng vật đi lên.

Lúc không tác dụng lực vào tay quay, tay trọng vật muốn kéo đi xuống nhưng vì cóc giữ bánh cóc lại vật không đi xuống được.

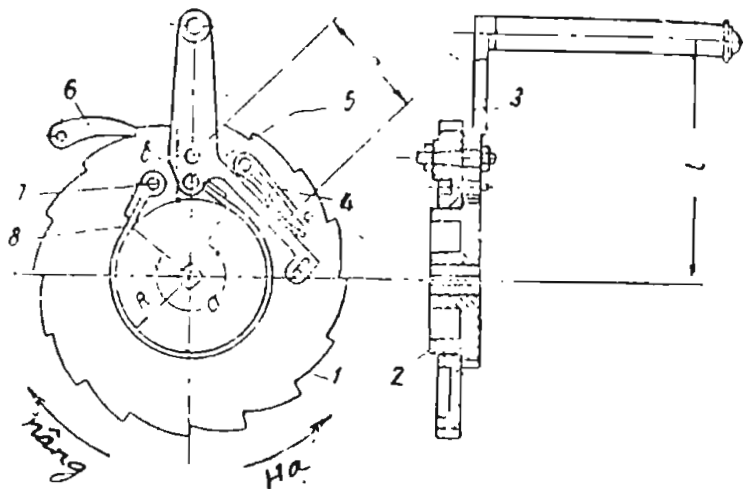
Lúc muốn hạ vật, phải ấn vào tay quay theo chiều hạ để giảm tải lò xo nhíp 4 mở phanh, trọng vật tự hạ xuống, (kéo theo bánh phanh quay còn đai và bánh cóc cùng tay quay đứng yên).

loại tay quay này đều có một đặc điểm chung là phải tác dụng lực tay một chiều theo vòng liên tục kể cả khi hạ vật. Vì vậy chúng có tên gọi là tay quay an toàn cường bức hạ. Người thao tác thường chóng mặt mệt mỗi khi sử dụng loại tay quay này

Sau đây xin giới thiệu hai kiểu tay quay an toàn tự trọng hạ vật (chỉ cần ấn không cần quay tay quay khi hạ).

a. Tay quay an toàn tự trọng hạ vật kiểu phanh đai.

Nó gồm bánh cóc 1 lắp lỏng với may ơ của bánh phanh 2 bánh phanh này nối cứng với trục cơ cấu nâng.



Hình 4-21: Tay quay an toàn tự trọng hạ vật kiểu phanh đai.

Nhận xét : Cơ cấu kiểu này so với cơ cấu cưỡng chế nói trên có ưu điểm:

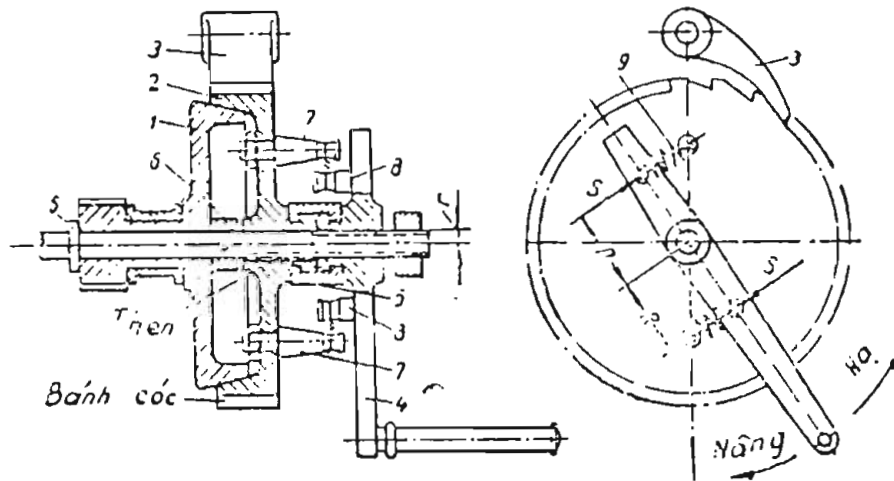
- Chỉ cần ấn hoặc kéo tay quay khi hạ.
- Tốc độ hạ vật có thể nhanh hơn.

Nhược điểm :

- Khó khống chế vị trí chính xác lúc hạ
- Đễ gây va đập.

b. Tay quay an toàn tự trọng hạ vật kiểu ma sát không tách rời.

Nó gồm bánh côn 1 được chế tạo liền với bánh răng dẫn của cơ cấu bánh răng 2 có mặt côn trong, con cóc 3 tay quay 4 lắp trên đoạn công xôn của trục làm việc và bạc nối 5. Bánh răng - bánh côn 1 được giữ không cho di chuyển theo chiều trục nhờ vòng chặn 6. Trên mặt mút của bánh 2 và tay quay 4 có đặt các chốt 7 và 8 liên kết với nhau từng đôi một bằng lò xo 9, có xu hướng di chuyển tay quay 4 trên ren về phía trái quay theo chiều nâng vật,



Hình 4-22: Tay quay an toàn.

phía trái và tạo thành lực ép trên bề mặt côn của phanh.

Khi quay tay quay theo chiều nâng vật, các chi tiết 4, 2 và 1 cũng quay theo, lúc đó con cóc không ngăn trở chuyển động này.

Khi kết thúc thời kỳ nâng, bánh răng - bánh cóc 1 bắt đầu quay theo chiều hạ vật dưới tác dụng của trọng vật và kéo bánh cóc 2 cùng quay theo, nhưng bánh cóc 2 bị con cóc giữ lại. Sự hạ vật bị ngăn lại nếu mô men ma sát M_m trên mặt côn của phanh lớn hơn mô men bánh răng M . Muốn hạ vật không phải quay tay quay mà chỉ cần đè vào tay quay để làm giảm áp lực trên bề mặt làm việc của phanh và làm giảm mô men ma sát trên đó chỉ tới khi $M_{ms} \leq M$.

Kiểu phanh này có ưu điểm là phạm vi điều chỉnh tốc độ khá lớn khi hạ vật mà không phải quay tay quay. Nhược điểm chính là độ tin cậy không cao vì lò xo bị yếu hoặc dễ gãy đột ngột.

Cách tính toán hai kiểu tay quay an toàn này tương tự như tính toán phanh đai và phanh áp trực có mặt ma sát không tách rời.

4. Một số vấn đề về điều khiển phanh của cơ cấu nâng.

Phanh của cơ cấu nâng phải được thiết kế theo yêu cầu là an toàn và dễ thao tác. Vì vậy người ta thường chọn kiểu thường đóng. Muốn nâng hoặc hạ vật đều phải mở phanh trong suốt quá trình đó.

Để giải quyết mâu thuẫn trên, đối với cơ cấu nâng dẫn động bằng tay người ta gắn phanh thường đóng với cơ cấu bánh cóc, trong đó trục cơ cấu nâng nối cứng với trục bánh phanh còn bánh cóc thường lắp lỏng trên trục đó được phép quay theo nâng không được quay theo chiều hạ.

Đối với cơ cấu dẫn động bằng điện, sự điều khiển phanh được khống chế cùng với động cơ điện sao cho khi mở máy theo chiều nâng hoặc hạ vật thì đồng thời phanh cũng được mở và ngược lại khi tắt máy thì phanh được đóng lại. Giải pháp chủ yếu ở đây là dùng nam châm điện phanh (kiểu hút đẩy tịnh tiến hoặc hút đẩy quay). Nhưng nam châm điện phanh chỉ làm nhiệm vụ chặn giữ còn điều chỉnh vận tốc nâng hạ thì phải thông qua điều chỉnh vận tốc động cơ điện mà lúc hạ vật nó làm nhiệm vụ như máy phát điện.

§4-4. Các bước tính toán thiết kế cơ cấu nâng.

Sau khi đã có những kiến thức cơ bản về cơ cấu nâng cùng các chi tiết, cụm chi tiết chủ yếu và các loại hình dẫn động máy trục ta có thể tính toán thiết kế hoàn chỉnh cơ cấu nâng (gồm 5 bộ phận chủ yếu của nó như đã trình bày ở chương 1 §1-1), khi dẫn động bằng điện cũng như khi dẫn động bằng tay, cho trước tải nâng Q vận tốc nâng V_n chiều cao nâng H và các bộ phận khác.

1. Trình tự tính toán thiết kế cơ cấu nâng dẫn động bằng điện :

- 1) * Chọn sơ đồ cơ cấu nâng hoặc sơ đồ theo yêu cầu.
- 2) * Chọn loại dây thông thường trong cơ cấu dẫn động bằng điện dùng cáp, (vấn không loại trừ khả năng dùng xích).
- 3) * Theo sơ đồ treo vật xác định lực căng lớn nhất S_{max} tại nhánh cuốn lên tang (hoặc đĩa xích) khi nâng vật (công thức 1-12), tính hiệu suất palăng η_p (công thức 1-13).
- 4) * Tính và chọn kích thước dây.
- 5) * Thiết kế hoặc chọn móc theo tiêu chuẩn và kiểm tra sức bền của móc. Thiết kế khung treo móc và kiểm tra sức bền các chi tiết chịu lực của khung móc.
- 6) * Tính công suất cần thiết khi chuyển động ổn định V_n , chuyển về cường độ danh nghĩa nếu cần và theo katalô sơ bộ chọn động cơ (công thức 2-8, 2-9) hoặc

$$N = \frac{QV_n}{60.1000\eta} ; \text{ (kw)} \quad (4-52)$$

Trong đó :

Q - trọng lượng tải nâng, (N)

v_n - vận tốc nâng, (m/ph)

η - hiệu suất cơ cấu

* Tính tỉ số truyền chung từ trục động cơ đến trục tang

$$i_0 = \frac{n_{dc}}{n_t},$$

n_{dc} - số vòng quay danh nghĩa của động cơ, (vg/ph)

n_t - số vòng quay của tang (hoặc đĩa xích), (vg/ph)

$$n_t = \frac{v_n \cdot a}{\pi D_0}, \quad (\text{vg/ph}) \quad (4-53)$$

v_n vận tốc nâng, (vg/ph)

a - bội suất palăng,

D_0 đường kính danh nghĩa của tang, (m)

* Kiểm tra động cơ điện về nhiệt, theo công thức 2-8, 2-9.

* Kiểm tra quá tải cho động cơ điện theo công thức 1-24

Trong trường hợp cần thiết phải chọn lại động cơ với công suất cao hơn một bậc và tính lại tỉ số truyền.

* Tính mô men phanh (xem §1-3), chọn và tính phanh xem (§4-2)

* Theo i_0 tính công suất cần truyền và các thông số khác thiết kế (hoặc chọn) bộ truyền trung gian.

* Tính toán các chi tiết còn lại trong cơ cấu nâng như cặp đầu cáp lên tang trục và trục ổ tang v.v...

2. Trình tự tính toán thiết kế cơ cấu nâng dẫn động bằng tay.

Khi tính toán thiết kế cơ cấu nâng dẫn động bằng tay còn cần số liệu về số công nhân làm việc ở cơ cấu nâng.

Trình tự tính toán như sau:

* Từ ① đến ⑥ giống như mục 1.

* ⑦ tính mô men trên trục dẫn, công thức (2-1),

* ⑧ tính tỉ số truyền chung từ trục dẫn đến trục tang (hoặc đĩa xích)

$$i_0 = \frac{M_{tg}}{M_p \eta_0}, \quad (4-54)$$

Trong đó

$$M_{tg} = \frac{S_{max} \cdot D_0}{2 \eta_t} \quad (Nm) \quad (4-55)$$

η_t - hiệu suất của tang,

η_0 hiệu suất của bộ truyền có thể ước lượng theo sơ đồ đã chọn.

* ⑨ Tính vận tốc nâng vật (công thức 2-2)

* ⑩ Chọn và tính phanh (xem §1-3), chọn và tính phanh (xem §4-2).

* ⑪ Theo i_0 và các thông số khác tính toán thiết kế bộ truyền trung gian.

* ⑫ Tính toán các chi tiết còn lại trong cơ cấu nâng như cặp đầu cáp lên tang trục và ổ trục, v v...

CHƯƠNG 5: CÁC CƠ CẤU PHỐI HỢP CỦA MÁY TRỤC.

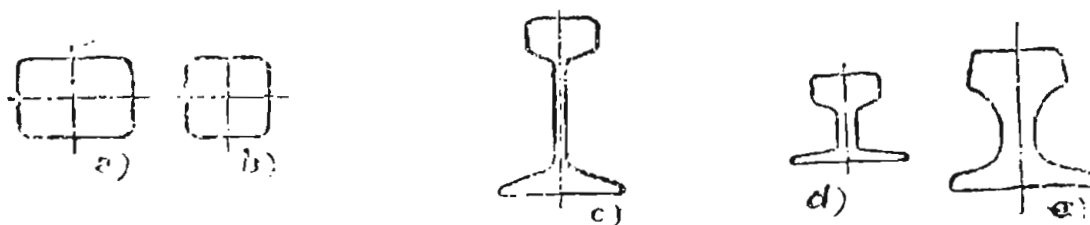
Ở máy trục ngoài cơ cấu nâng, tùy theo điều kiện làm việc còn được bố trí một số cơ cấu như cơ cấu di chuyển, cơ cấu quay, cơ cấu thay đổi tầm với. Những cơ cấu này cũng rất phong phú đa dạng ở đây chỉ giới thiệu một số cơ cấu đặc trưng.

§5-1 Cơ cấu di chuyển chạy trên đường ray

1. Đường ray

a. Đường ray đỡ máy: Là loại đường ray thường đặt trên nền đất đá trên tường hoặc trên các kết cấu kim loại để cho toàn bộ cơ cấu di chuyển chuyển dịch phía trên đó. Loại ray này thường có các tiết diện (hình 5-1):

- Hình chữ nhật (hình a),
Hình vuông (hình b),
- Hình chữ I (hình c, d, e), trong đó hình c là hình loại I thông dụng; d, e là loại hình chữ I đặc chủng.

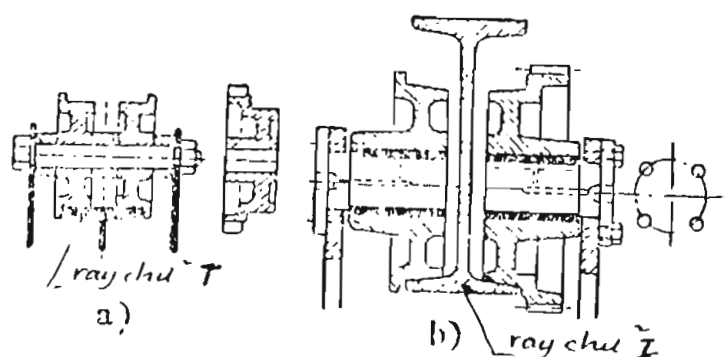


Hình 5-1: Các loại đường ray phân theo tiết diện.

b. Đường ray treo máy

Loại này thường được bố trí ở khoảng trống trong không gian nhờ các trụ hoặc treo móc, toàn bộ cơ cấu di chuyển đều được treo phía dưới đường ray. Loại này thường có các tiết diện chữ T hoặc chữ I (hình 5-2).

Tất cả các loại đường ray dùng trong máy trục đều được tiêu chuẩn hoá.



Hình 5-2: Đường ray treo máy.

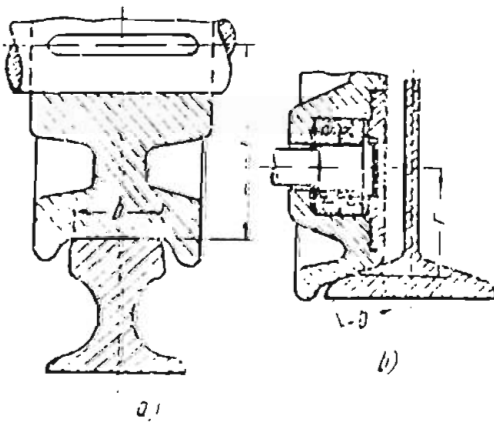
2. Bánh xe.

a. Cấu tạo và phân loại

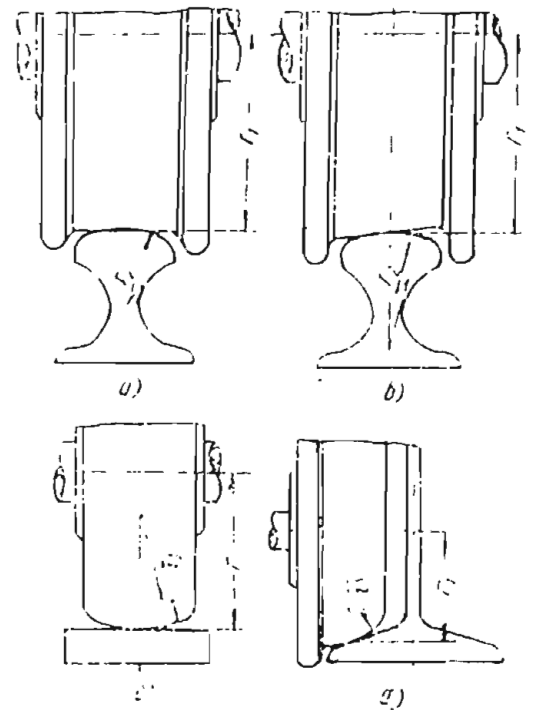
Máy trục di chuyển trên đường ray nhờ vào bánh xe
Dựa vào kết cấu bánh xe được chia thành hai loại :

- + Loại có gờ (hình 5-3a,b; hình 5-4a,b,d)
- + Loại không có gờ (hình 5-4c).
- Dựa vào hình dạng chia thành
 - + Loại hình trụ (hình 5-3a, 5-4a,c)
 - + Loại hình côn (hình 5-4b, 5-4b,d).
- Dựa vào dạng tiếp xúc với đường ray chia thành
 - + Loại tiếp xúc đường (hình 5-3)
 - + Loại tiếp xúc điểm (hình 5-4).

Vật liệu chế tạo bánh xe thường là thép, có khi là gang chất dẻo vành bánh xe có thể bọc cao su hoặc vải ép Bánh xe cũng được tiêu chuẩn.



Hình 5-3: Bánh xe tiếp xúc với ray theo đường



Hình 5-4: Bánh xe tiếp xúc với ray theo điểm.

b. Đặc điểm tính toán.

Các kích thước của bánh xe được kiểm tra theo ứng suất dập xuất hiện trên bề mặt tiếp xúc giữa bánh xe và ray.

*. Đối với loại bánh xe tiếp xúc với ray theo đường lại chia ra hai trường hợp:

Với bánh xe được kẹp chặt trên trục không thể xoay tương đối với mặt phẳng vuông góc với trục

$$\sigma_d = 0,418 \sqrt{PE/br} \leq [\sigma_d] \quad (5-1)$$

Trong đó

b, r là chiều rộng bề mặt làm việc và bán kính bánh xe (mm)
 σ_d ứng suất dập cục bộ cho phép của vật liệu bánh xe

(N/mm²)

P - tải trọng tính toán bánh xe.

$$P = \gamma K_b P_{\max} \quad (5-2)$$

P_{\max} - tải trọng lớn nhất có thể xuất hiện trên bánh xe trong trường hợp bất lợi nhất (N)

γ - hệ số tính toán đến sự thay đổi của tải trọng

K_b - hệ số tính toán đến chế độ làm việc của cơ cấu

E mô đun đàn hồi tương đương của bánh xe và ray

$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} \quad (N/mm^2)$$

- Với bánh xe quay tự do trên trục và có thể quay một góc tương đối với mặt phẳng vuông góc trục.

$$\sigma_d = 0,342 \sqrt{\frac{PE}{br \left(0,5 - f \frac{r}{b}\right)}} \leq [\sigma_d] \quad (5-3)$$

* Đối với bánh xe tiếp xúc điểm với ray.

$$\sigma_d = m \sqrt[3]{\frac{PE}{\varrho^2 \max}} \leq [\sigma_d] \quad (5-4)$$

Trong đó ϱ_{\max} - bán kính cong tương đương lớn nhất, lấy trị số lớn hơn trong hai trị số bán kính tiếp xúc, (mm)

r - bán kính bánh xe (mm)

m - hệ số phụ thuộc bán kính tương đương $\frac{\Gamma_{\min}}{\Gamma_{\max}}$

c. Hiện tượng "gặm nhấm" đường ray

Đó là hiện tượng ray bị mòn lỗ chỗ không đều do ma sát giữa thành bánh xe và đường ray. Đây là hiện tượng hỏng rất phổ biến của đường ray. Nguyên nhân phát sinh rất phức tạp nhưng chủ yếu do

Ray không song song

- Bánh xe không đồng đều về tốc độ (không đồng tốc)

- Kích thước bánh xe không bằng nhau.

Nói chung hiện tượng này khó khắc phục triệt để, song có thể làm giảm bằng cách chế tạo bánh xe có kết cấu mặt trong của thành bánh lớn hơn chiều rộng ray hoặc dùng con lăn phụ kẹp lăn mặt trong của đường ray.

3. Lực cản chuyển động cơ cấu di chuyển (đường ray).

Lực cản chuyển động bao gồm lực cản tĩnh và lực cản động

$$W = W_t + W_d \quad (5-5)$$

a. Lực cản tĩnh W_t

** Đối với cơ cấu đặt trên hai ray (cầu lăn và xe lăn) lực cản tĩnh xác định theo hệ thức:

$$W_t = kW_1 \pm W_2 \pm W_3 \quad (N) \quad (5-6)$$

W_1 - lực cản do ma sát lăn và ma sát ở trục

k_1 - hệ số kể đến ma sát thành bánh xe với ray, k_1 phụ thuộc vào loại bánh xe . loại ổ và tỉ số khoảng cách bánh xe và khoảng cách trục $k_1 = 1,2 \div 3,2$ (tra bảng).

W_2 - lực cản do độ dốc của ray

W_3 - lực cản do gió gây ra

Các lực W_2, W_3 chỉ xuất hiện ở máy trục làm việc ngoài trời ; lấy dấu (+) khi W_2, W_3 ngược chiều chuyển động lấy dấu (-) khi W_2, W_3 cùng chiều chuyển động.

*. Tính lực W_1 .

$$W_1 = (Q + G_x) \frac{2(\mu + fd)}{D_{bx}} \quad (N) \quad (5-7)$$

Q - trọng lượng vật nâng (N)

G_x - trọng lượng cơ cấu di chuyển (xe lăn hoặc cầu lăn), (N)

μ - hệ số ma sát lăn μ phụ thuộc vào đường kính bánh xe loại ray $\mu = 0,3 \div 1,4$ mm.

f - hệ số ma sát trượt trong ổ phụ thuộc vào loại ổ $f = 0,015 \div 0,10$

d - đường kính ngỗng ổ trục lắp ổ, (mm)

D_{bx} - đường kính bánh xe, (mm).

*. Tính lực W_2

$$W_2 = \alpha (Q + G_x); \quad (N) \quad (5-8)$$

α - hệ số ảnh hưởng độ dốc đường ray

$$\alpha = 0,001 \div 0,002.$$

*. Tính lực W_3

$$W_3 = kq (F_x + F_v) \quad (N) \quad (5-9)$$

Trong đó:

k_k - hệ số cản khí động học đối với dàn và các dầm kín $k_k = 1,4$; đối với buồng lái đối trọng dây chằng $k_k = 1,2$.

q - áp lực gió tính toán, (N/m^2) (tra bảng)

F_x - diện tích chịu gió của cơ cấu di chuyển; (m^2)

F_v - diện tích chịu gió của vật nâng; (m^2)

** Đối với cơ cấu di chuyển xe một ray lực cản tĩnh được xác định theo hệ thức.

$$W_t = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 + W_5 + W_6 \quad (5-10)$$

W_1, W_2, W_3 xem trên công thức 5-7, 5-8, 5-9; với sự chú ý:

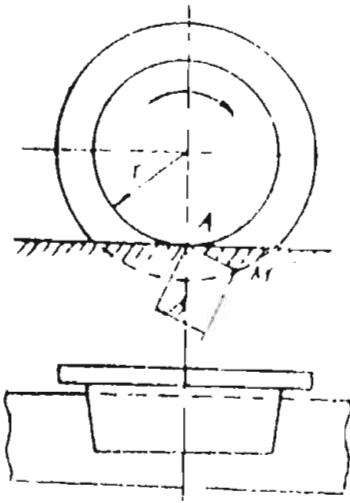
1. Tính W_1 khi $\mu = 0,3 \div 0,5$ mm, $f = 0,03 \div 0,07$.

2. Tính W_2 với $\alpha = 0,002$.

3. Xem $W_3 = 0$ nếu máy trục phục vụ trong nhà.

W_4 - lực cản do ma sát thành bánh xe vào ray tính theo công thức (hình 5-5)

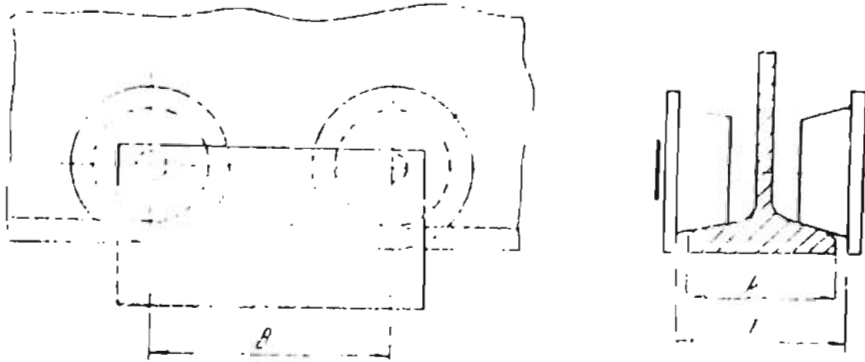
$$W_4 = (Q + G_x) f^2_1 \frac{h}{r} \quad (5-11)$$



f_1	0,17	hệ số ma sát khi trượt trên bánh ray
h		khoảng cách từ điểm tiếp xúc thành bánh xe với ray đến điểm lăn của bánh xe $h = AM$ (mm)
r		bán kính trung bình của bánh xe, thông thường $h/r = 0,4 \pm 0,7$.

Hình 5-5: Tính lực ma sát thành bánh xe

W_5 lực cản do trượt ngang khi xe bị xiên lệch so với đường ray (hình 5-6), được tính trên đoạn đường thẳng và trên đoạn đường cong phân biệt như nhau.



Hình 5-6: Xe lăn trên dầm chữ I.

+ Trên đoạn đường thẳng

$$W_5^t = (Q + G_x) f_1 \frac{\vartheta}{B + r} \quad (5-12)$$

ϑ - tổng khe hở hai bên thành và đường ray, (mm)
 $\vartheta = K \cdot k$

B - khoảng cách trục giữa hai bánh xe, (mm)

r - bán kính trung bình của bánh xe, (mm)

+ Trên đoạn đường cong với bán kính cong trung bình R , (mm)

$$W_5^j = (Q + G_x) f_1 \frac{B}{2R} \quad (5-13)$$

Trong trường hợp đường di chuyển xe có những đoạn thẳng và đoạn cong, cần tính đến cả hai trị số W_5^t và W_5^j rồi đặt trị số lớn vào công thức (5-10) để tính lực cản chung.

W_6 Lực cản do trượt hình học của bánh xe hình côn, (N)

$$W_7 = (Q + G_x) f_1 \frac{(r_1 - r_2)}{2(r_1 + r_2)} \quad (5-14)$$

r_1, r_2 Bán kính lớn và bán kính nhỏ của bánh xe hình côn

Trong trường hợp tính toán sơ bộ có thể dùng trị số trung bình cho lực cản chuyển động trên dầm của thép chữ I bằng 4÷5 % trọng lượng xe lăn và vật nâng.

b. Lực cản động (lực cản quán tính).

Trong thời kỳ mở máy khởi động, trên cơ cấu xuất hiện lực cản chuyển động do quán tính khối lượng vật nâng.

$$W_{qt} = \frac{Q + G_x}{g} \frac{v}{t_m} \quad (5-15)$$

g - Gia tốc trọng trường, (m/s^2)

v - Vận tốc di chuyển, (m/s)

t_m - Thời gian mở máy, (s)

4. Điều kiện bám.

Cơ cấu phải được kiểm tra về điều kiện bám để tránh hiện tượng trượt của bánh xe trên ray. Khả năng trượt trơn của bánh xe không xảy ra nếu lực tiếp tuyến lớn nhất P_{max} tác động tại chỗ tiếp xúc của các bánh xe dẫn với đường ray không lớn hơn lực ma sát của bánh xe với ray

$$P_{max} \leq F \quad (5-16)$$

Để đảm bảo an toàn phải kiểm tra cho trường hợp mở máy khi cơ cấu không có vật nâng và thường tính theo hệ số an toàn bằng hệ thức:

$$k_b = \frac{G_d f'}{W_c \frac{d}{D_{bx}} + G_x \frac{a^c}{g}} \geq 1,2 \quad (5-17)$$

G_d Tổng áp lực lên các bánh dẫn khi không có vật nâng

f' Hệ số bám của bánh xe vào ray đối với máy trục làm việc ngoài trời $f' = 0,12$, làm việc trong nhà $f' = 0,20$, đường ray có rải cát $f' = 0,25$.

W^o Tổng lực cản chuyển động xe lăn (hoặc máy trục) tính theo công thức (5-6) hoặc (5-10) khi không có vật nâng với $Q = 0$ và lấy dấu (+).

G_x, f, d, D_{bx} - như mục ở trên.

g Gia tốc trọng trường.

a^c Gia tốc di chuyển khi mở máy không có vật nâng với giả thiết vận tốc di chuyển biến đổi đều.

$$a^c = \frac{v}{60t_m^o}; \quad (m/s^2)$$

v - vận tốc di chuyển xe lăn hoặc cầu trục, m/s

t_m^o - thời gian mở máy khi không có vật nâng (s).

Xe cũng có khả năng trượt trơn khi phanh. Vì vậy cũng phải kiểm tra điều kiện bám nếu khi phanh với thời gian phanh vượt quá những qui định cho phép. Lúc đó dùng hệ thức:

$$k_b = \frac{Gaf'}{G_x \frac{a_{ph}^0}{g} - W^{0*}} \geq 1,2 \quad (5-18)$$

a_{ph}^0 Gia tốc phanh khi không có vật nâng $a_{ph}^0 = \frac{v}{60t_{ph}^0}$

W^{0*} Lực cản tĩnh chuyển động của xe không có vật nâng.

t_{ph}^0 - Thời gian phanh không có vật nâng.

Tổng quát mà nói khi kiểm tra điều kiện bám cần phải hết sức linh hoạt và phải tính toán khi tải bất lợi nhất.

5. Quá trình mở máy và phanh.

- Mô men mở máy di chuyển của cơ cấu khi có vật nâng.

$$M_m = M_t + M_{\#1} + M_{\#2} \quad (5-20)$$

Tương tự như ở cơ cấu nâng, ta có:

$$M_t = \frac{W_t D_{bx}}{2i} \quad \text{là mô men tĩnh do lực cản tĩnh gây ra trên trục động cơ.}$$

$$M_{\#1} = \frac{(G_x + Q)D_{bx}^2 n_1}{375i^2 t_m} \quad \text{là mô men động do quán tính khối lượng phần di chuyển.}$$

$$M_{\#2} = \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) n_1}{375t_m} \quad \text{là mô men động do quán tính các chi tiết máy quay}$$

$$M_m = \frac{W_t D_{bx}}{2i} + \frac{(G_x + Q)D_{bx}^2 n_1}{375i^2 t_m} + \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) n_1}{375t_m}, \quad (5-20)'$$

- Mô men phanh khi có vật nâng

$$M_f = -M_t + M_{\#1} + M_{\#2} \quad (5-21)$$

$$M_f = \frac{W_t D_{bx}}{2i} + \frac{(G_x + Q)D_{bx} n_1}{375i^2 t_m} + \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) n_1}{375t_m}, \quad (5-21)'$$

Khi phanh không có vật nâng thì phương trình tính toán vẫn như trên, chỉ khác là $Q = 0$.

6. Những chú ý khi chọn động cơ cho cơ cấu di chuyển.

Phương pháp chọn và kiểm nghiệm động cơ cho cơ cấu di chuyển cũng tương tự như phần chọn động cơ của cơ cấu nâng, với sự chú ý chọn theo công suất cơ cấu có mang vật nâng chuyển động ổn định ở cường độ CB% của bản thân cơ cấu nâng.

$$N_t = \frac{M_t \cdot n_{bx}}{9550} \quad (\text{kW}) \quad \text{hay} \quad N_t = \frac{W_t v}{60.1000} \quad (5-22)$$

M_t tổng mô men tĩnh của các bánh xe (Nm)

W_t - tổng lực cản tĩnh

n_{bx} - số vòng quay của bánh xe (vòng/ph)

v - vận tốc cơ cấu di chuyển (m/ph)

$$\eta_{bx} = \frac{v}{\pi D_{bx}}$$

- hiệu suất của cơ cấu di chuyển.

Từ η chọn được động cơ, sau đó tiến hành kiểm nghiệm điều kiện mở máy và điều kiện bám.

Phanh của cơ cấu di chuyển được chọn theo yêu cầu không xảy ra hiện tượng trượt trơn trong thời kỳ phanh (nếu không có yêu cầu đặc biệt về công nghệ hạn chế trị số gia tốc hãm); các lực cản khi tính cho mô men phanh đều không mang vật nặng (nghĩa là $Q = 0$), không xét tới ma sát thành bánh.

$$t_{ph}^{\circ} = \frac{v}{60a_{ph}^{\circ}}$$

v - vận tốc di chuyển (m/ph)

a_{ph}° - gia tốc hãm m/s, lấy theo bảng 5-1.

Bảng 5-1: Trị số gia tốc hãm nên dùng.

Tỉ lệ số bánh dẫn so với số bánh bị dẫn.	Trị số gia tốc hãm a_{ph}° (m/s ²)	
	Khi hệ số hãm $f'=0,12$	Khi hệ số hãm $f'=0,2$
100%	0,90	1,50
50%	0,45	0,75
25%	0,25	0,40

Đối với các máy trục nhịp $l > 20m$, các máy trục lắp ráp và máy trục chở kim loại lỏng thì trị số gia tốc hãm cần lấy giảm đi 1/3 so với số liệu trong bảng và lúc đó không cần kiểm tra về lực bám khi phanh.

7. Kiểm nghiệm hiện tượng cộng hưởng.

Cơ cấu di chuyển thường phải sử dụng trục truyền khá dài, để phát sinh cộng hưởng cần phải kiểm nghiệm nó theo số vòng quay tới hạn

$$n_{th} = \frac{320 \lambda^2}{\pi l} \sqrt{\frac{E J}{m}} ; \text{ vg/ph} \quad (5-23)$$

Trong đó : l chiều dài trục tính toán, (mm)

E mô đun đàn hồi vật liệu làm trục, (N/mm²)

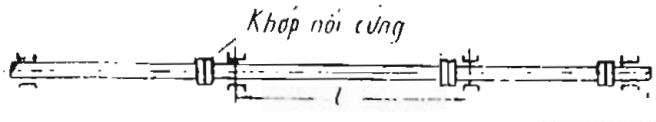
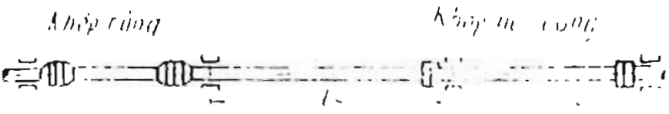
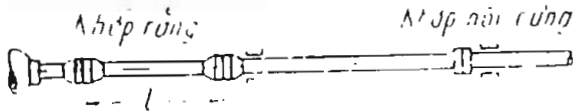
J mô men quán tính của tiết diện trục (mm⁴)

m khối lượng đơn vị chiều dài của trục (kg/m)

$$m = \frac{G}{g l}$$

λ^2 thông số dao động riêng của trục phụ thuộc vào kết cấu kẹp chặt đầu trục ; lấy theo bảng 5 -2

Bảng 5-2: Thông số dao động riêng của trục λ .

Kết cấu nối đầu trục	λ
	3,28
	3,18
	3,11

Trục sẽ làm việc an toàn khi số vòng quay n của nó nhỏ hơn số vòng quay tới hạn ít nhất là 1,2 lần tức là

$$\frac{n_{th}}{n} \geq 1,2$$

Để tính toán sơ bộ có thể dùng công thức

$$n_{th} = 1210 \frac{d}{l^2} \quad \text{vg/ph} \quad (5-24)$$

d - đường kính trục, (cm)

l - chiều dài đoạn trục (m)

8. Trình tự tính toán cơ cấu dịch chuyển (bằng điện)

Các số liệu ban đầu:

Sơ đồ cơ cấu với các kích thước cần thiết

- Tải trọng máy trục Q , (N)

- Trọng lượng cơ cấu di chuyển G_x , (N)

Vận tốc di chuyển V , (m/ph)

Chế độ làm việc của cơ cấu.

Cơ cấu có thể được tính toán theo các bước sau:

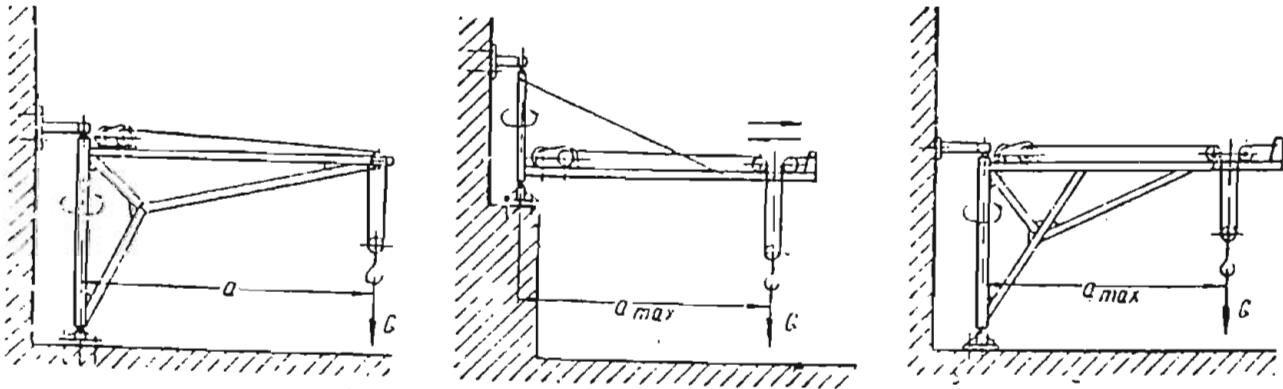
1. Xác định kích thước bánh xe.
2. Chọn sơ bộ động cơ điện
3. Tính tỉ số truyền của bộ truyền.
4. Kiểm tra động cơ theo điều kiện mở máy
5. Tính mô men phanh, chọn và tính phanh
6. Tính công suất cần truyền chọn bộ truyền
7. Tính các cơ cấu còn lại.

§5-2. Cơ cấu quay

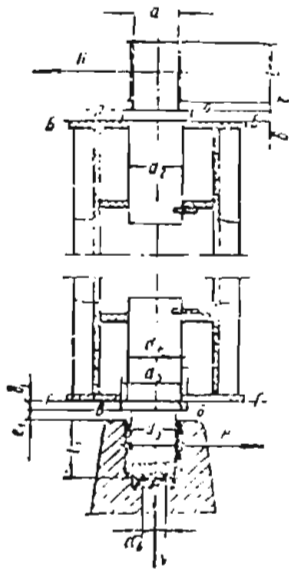
1. Một số cơ cấu quay điển hình

Để mở rộng phạm vi hoạt động của cơ cấu nâng trong mặt phẳng ngang ở một bán kính xác định người ta sử dụng cơ cấu quay: ở đây có 3 hình thức cơ bản.

a/ CỘT và dãn cùng quay, thường dùng trong cần trục cột quay, ví dụ trên hình 5-7



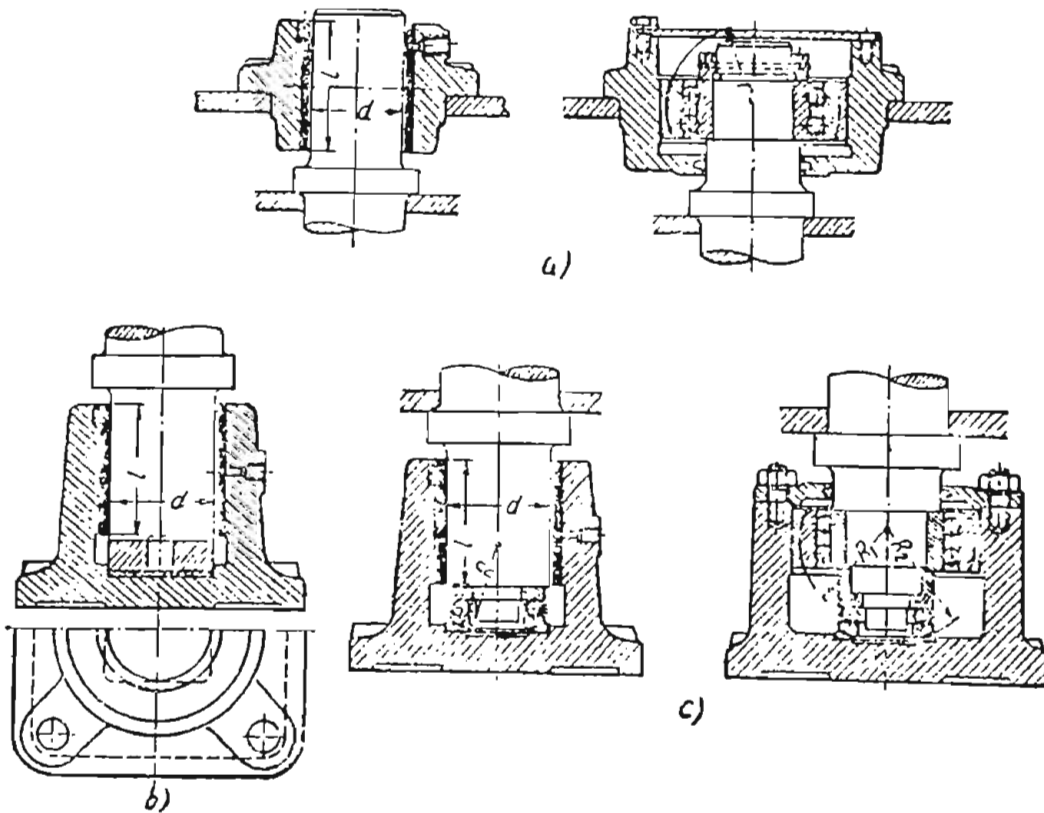
Hình 5-7: Cơ cấu quay với cột và dãn cùng quay (cần trục cột quay)



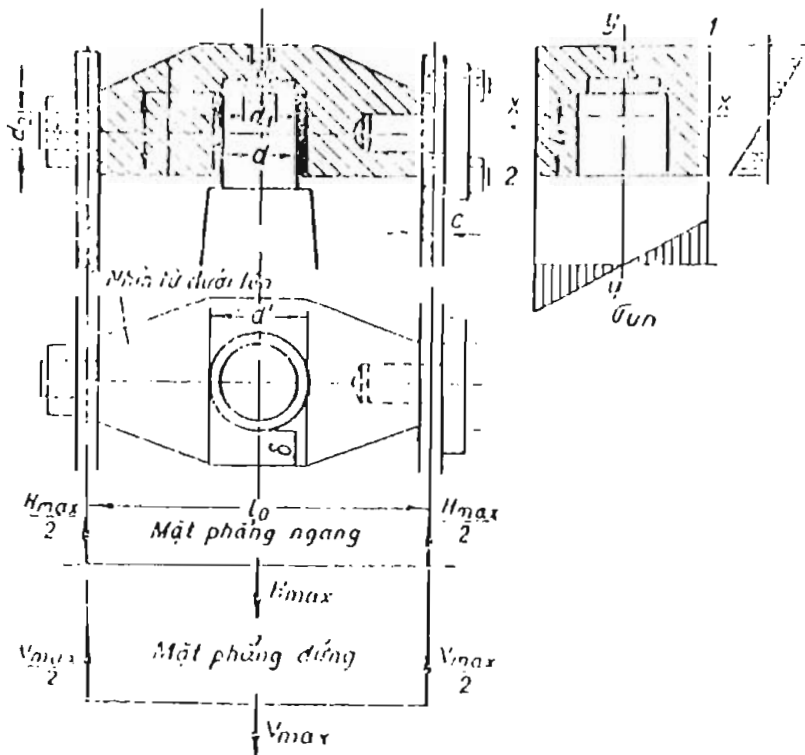
Hình 5-8: Kết cấu ổ trên và dưới của cột

Lúc đó ở phía đỉnh cột phải bố trí một ổ đỡ chịu lực ngang, còn ở phía chân cột phải bố trí một ổ đỡ chịu lực dọc cột (xem hình 5-8). Ổ trên có thể là ổ trượt với tỉ lệ l/d tương đối lớn (hình 5-9a) hoặc ổ bi lòng cầu hai dãy (hình 5-9a). Ổ đỡ và ổ chặn phía dưới nên bố trí gần nhau theo 3 phương án trên hình 5-9b,c

- Ổ trượt đỡ + Ổ trượt chặn
(ổ chặn hình vành khăn)
- Ổ trượt đỡ + Ổ lăn chặn
(ổ lăn lòng cầu hai dãy)
- Ổ lăn đỡ + Ổ lăn chặn (ổ lòng cầu)

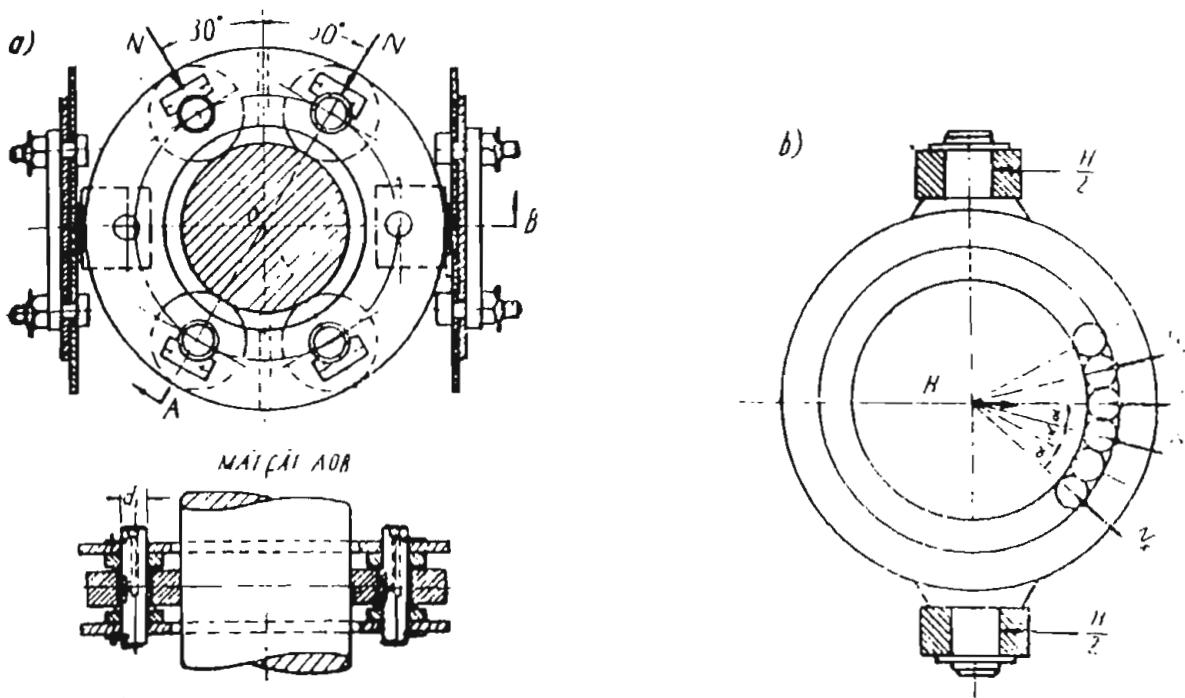


Hình 5-9. Các phương án kết cấu ổ tựa lăn cột quay.



Hình 5-11: Xà ngang cố định ổ tựa trên

Còn ở phía chân cột vì có đường kính khá lớn nên thường dùng con lăn tựa quay như một trong hai phương án sau (hình 5-12).

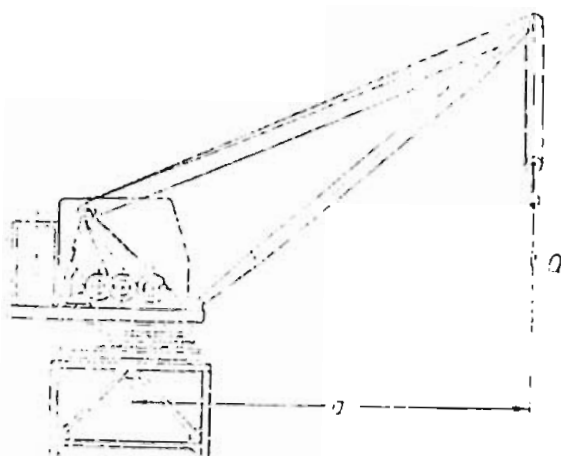


Hình 5-12. Ổ dưới của hệ thống tựa quay cần trục với cột cố định
a. 4 con lăn ; b. nhiều con lăn

c. Bàn quay (hay mâm quay hoặc vòng quay).

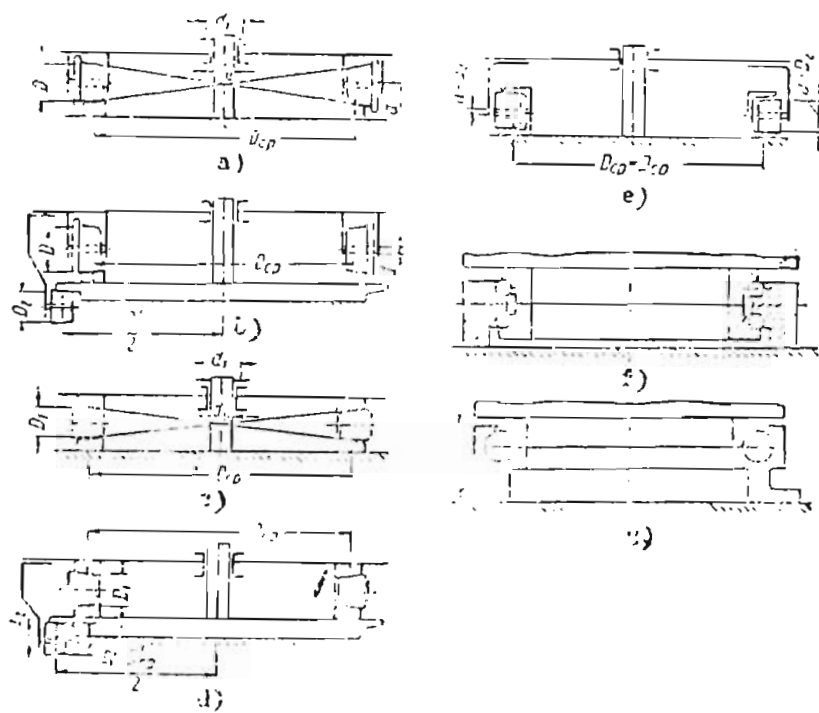
Khi phần lớn các chi tiết máy trục (trừ cần nâng và vật

nâng) được bố trí tập trung sao cho trọng tâm của chúng ở vị trí thấp và ổn định, cách trục quay không xa, có thể dùng hình thức bàn quay hay mâm quay hoặc vòng quay ví dụ như cần trục cảng, xe cần cầu ví dụ hình 5-13.



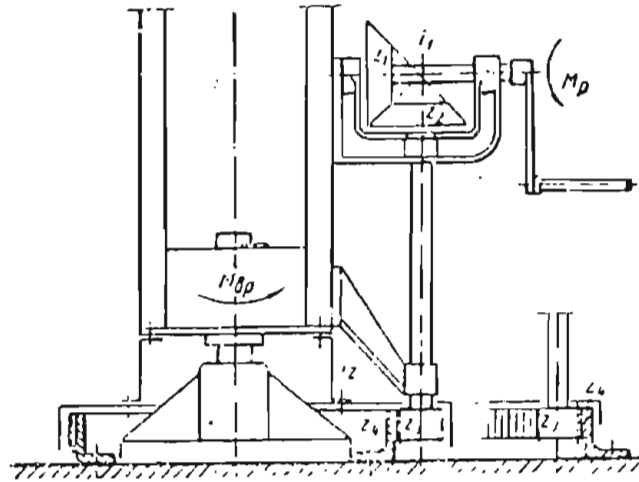
Hình 5-13. Cần trục bàn quay (mâm quay).

Ổ tựa quay lúc đó có dạng bàn quay hay vòng quay như trên hình vẽ 5-14.



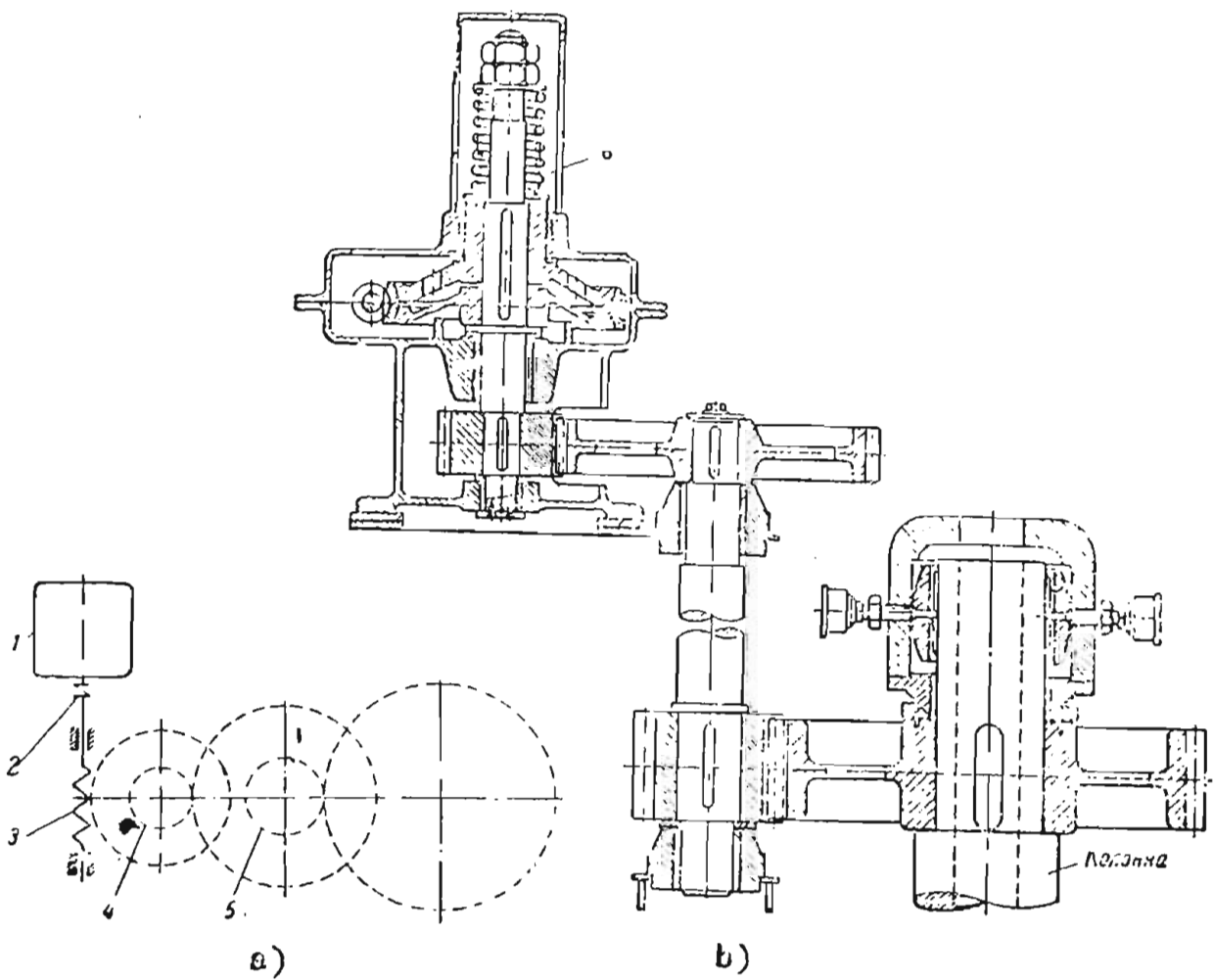
Hình 5-14. Các phương án bố trí ổ tựa dạng bàn quay.

Bộ phận dẫn động của cơ cấu quay rất đa dạng trên hình 5-15 là một kiểu cơ cấu quay điều khiển bằng tay. Ở đây nếu dùng phương án bánh răng ăn khớp trong (hình b) thì ít bị hỏng hơn.



Hình 5-15. Cơ cấu quay dẫn động bằng tay.

Trên hình 5-16 là một kiểu cơ cấu quay điều khiển bằng điện.



Hình 5-16. Cơ cấu quay dẫn động bằng điện.

Nếu bộ phận dẫn động không quay theo dàn thì có thể dùng hệ bánh răng thường (ngoại hoặc nội tiếp hoặc trục vít bánh vít). Nếu bộ phận dẫn động quay theo dàn thì chỉ có bánh răng lớn cố định, còn các chi tiết quay khác trong bộ truyền sẽ chuyển động hành tinh quanh bánh răng lớn ấy.

2. Xác định mô men cản quay.

Đối với trục chính mô men tĩnh cản quay được xác định theo hệ thức:

$$M = M_1 \pm M_2 \pm M_3 ; \quad (\text{Nm}) \quad (5-25)$$

Trong đó :

M_1 - mô men cản do ma sát trong hệ thống tựa quay. (Nm)

M_2 - mô men cản do độ nghiêng của mặt nền, (Nm)

M_3 - mô men cản của gió, (Nm)

M_2 và M_3 có dấu (+) khi ngược chiều quay,
có dấu (-) khi cùng chiều quay (thường xuất hiện khi cần trục làm việc ngoài trời).

a. Tính M_1

M_1 phụ thuộc vào cơ cấu quay và hệ thống tựa quay

* Với cần trục cột và dàn cùng quay (hình 5-17)

$$M_1 = H_1 f \frac{d_1}{2} + H_2 f \frac{d_2}{2} + M_v ; \quad (\text{Nm}) \quad (5-26)$$

H_1 và H_2 - phản lực ngang ở ổ trên và ổ dưới, (N)

$$H_1 = H_2 = \frac{QL + Ga}{h}$$

V - phản lực đứng ở ổ dưới ; (N)

$$V = Q + G$$

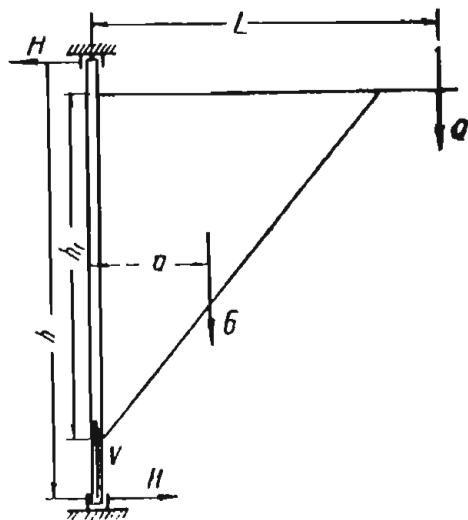
Q - trọng lượng vật nâng ; (N)

G - trọng lượng toàn bộ cơ cấu quay, (N)

f - hệ số ma sát trong ổ trục

M_v - mô men ma sát tại ổ dưới do phản lực V gây ra, (Nm)

d_1, d_2 - đường kính lắp ổ trục trên và ổ trục dưới (m)



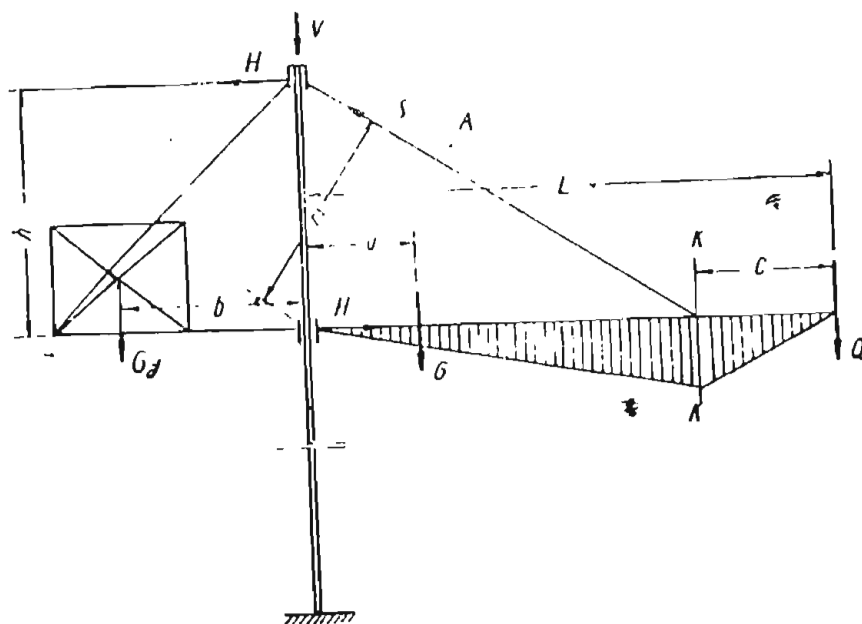
hình 5-17. Sơ đồ hệ thống tựa quay của cần trục cột quay.

- Với ổ lăn $M_v = Vf \frac{d_3}{2}$ (Nm)

Với ổ trượt gót bằng $M_v = Vf \frac{d_3}{3}$ (Nm)

Với ổ trượt gót vành khăn $M_v = Vf \frac{d_{tb}}{2}$ (Nm)

* Với cần trục cột cố định dàn quay (hình 5-18)



Hình 5-18. Sơ đồ hệ thống tựa quay của cần trục với cột cố định.

$$H_1 - H_2 = \frac{QL + G_a \quad G_d b}{h}$$

$$V = Q + G + G_d$$

G Trọng lượng phần quay của trục

G_d Trọng lượng đối trọng

Cách xác định các đại lượng của M_1 ở đây cũng tương tự như trên chỉ cần lưu ý kết cấu của ổ tựa quay.

b. Xác định M_2 . (Hình 5-19)

$$M_2 = (QL + G_c l_c + G_q l_q) \sin \alpha, \quad (\text{Nm}) \quad (5-27)$$

Trong đó:

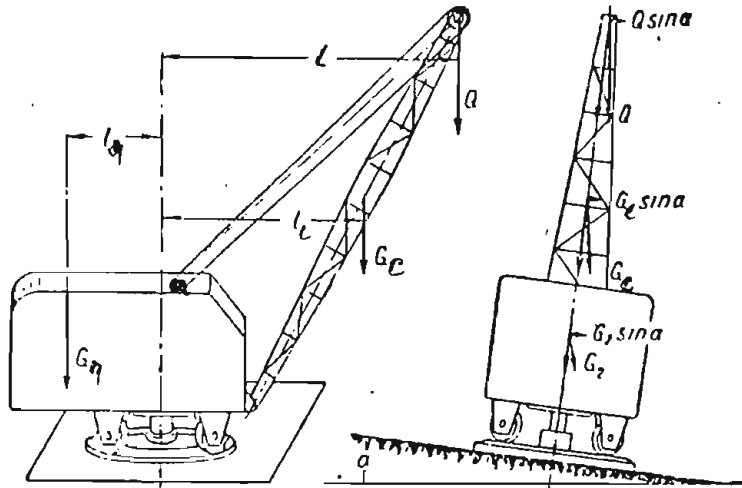
G_c trọng lượng cần và các bộ phận khác trên nó.

G_q trọng lượng phần quay (không kể trọng lượng cần)

l_c khoảng cách từ trọng tâm cần đến trục quay

l_q khoảng cách từ trọng tâm phần quay đến trục quay

α - α góc nghiêng của cần trục (phụ thuộc vào mặt nền hoặc góc nghiêng lớn nhất cho phép khi thiết kế).



Hình 5-19. Ảnh hưởng của độ nghiêng mặt nền đối với mô men cản quay.

c. Xác định M_3

$$M_3 = q(F_v L + F_1 a_1 + F_2 a_2) \quad (\text{Nm}) \quad (5-28)$$

Trong đó:

q áp lực gió tính toán, (N/m^2), bảng 5-3, 5-4

F_v diện tích chịu gió của vật nâng (m^2)

F_1 diện tích chịu gió của cần và các thiết bị trên xe, (m^2)

F_2 - diện tích chịu gió của phần quay, (m^2)

L tầm với của cần (kể từ tâm quay đến móc), (m)

a_1, a_2 khoảng cách từ trục quay đến điểm đặt lực tương ứng F_1, F_2 , (m)

Bảng 5-3. Áp lực gió lên máy trục ở trạng thái làm việc (N/m^2)

Đặc điểm phép tính	Máy trục ở cảng và cần trục nổi	Các máy trục khác
- Tính kết cấu kim loại các cơ cấu và tính đứng vững của máy trục	400	250
- Tính công suất động cơ	250	150
- Tính sức bền mỏi	50	50

Bảng 5-4. Áp lực gió lên máy trục ở trạng thái không làm việc (N/m^2)

Chiều cao tính từ mặt đất, (m)	0+20	20+40	40+60	60+80	80+100	>100
áp lực	1000	1150	1300	1500	1650	1800

3. Xác định mô men cần quán tính.

Trong khi quay do mở máy và phanh, cơ cấu quay còn chịu lực mô men quán tính của các khối lượng quay quanh tâm trục.

$$M_{qt} = \frac{(GD^2)_q n_q}{375t} \quad (Nm) \quad (5-29)$$

$(GD^2)_q$ tổng mô men vô lăng của các tiết máy quay quanh tâm cần trục (Nm^2)

n_q - số vòng quay của cần trục trong 1 phút, (vòng/phút)

t - thời gian mở máy hoặc phanh, (s), xem bảng 5-5...

Bảng 5-5. Thời gian mở máy và phanh cơ cấu quay, (s)

Tầm với xa nhất đến trục quay 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

4. Một số đặc điểm khác trong tính toán cơ cấu quay.

Quá trình mở máy và phanh được tính toán về cơ bản tương tự như ở cơ cấu nâng nhưng ở đây phải chú ý phần khối lượng tham gia chuyển động quay quanh trục chính của cần trục. Mô men phanh có thể xác định theo công thức.

$$M_{ph} = k_{ph}(-M_1 + M_2 + M_3 + M_{qt}) \frac{\eta_q}{i_{ph}} \quad (Nm) \quad (5-30)$$

k_{ph} 1,1 - Hệ số tính đến quán tính rô to động cơ điện và các tiết máy quay khác trong cơ cấu.

i_{ph} Tỉ số truyền từ trục đặt phanh đến trục quay cần trục

η_q Hiệu suất cơ cấu quay

*. Phải kiểm tra giới hạn của khớp an toàn theo mô men giới hạn

$$M_{gh} = 1,15 (M_1 + M_2 + M_3 + M_{qt}) \frac{1}{i_{kh} \cdot k_h} ; (Nm) \quad (5-31)$$

*. Phải kiểm tra điều kiện đứng vững của cần trục khi nó làm việc ở ngoài trời.

*. Động cơ điện quay với CB% của cơ cấu được chọn theo công suất tính khi cơ cấu chuyển động ổn định.

5. Trình tự thiết kế cơ cấu quay.

a. Cơ cấu dẫn động bằng điện. Những số liệu ban đầu để tính toán là:

- Sơ đồ động học của cơ cấu cùng với hệ thống tựa quay cùng với các kích thước hình học cần thiết.

Những trọng tải và tầm với tương ứng của cần trục

Vận tốc quay của cần trục

Chế độ làm việc của cơ cấu

Trình tự tính toán như sau:

1. Xác định kích thước của hệ thống tựa quay theo các bước:

- Xác định các tải trọng tác dụng
- Chọn sơ bộ các kích thước

- Kiểm tra khả năng làm việc điều chỉnh các kích thước đã chọn nếu cần.

2. Chọn sơ bộ động cơ điện, có công suất danh nghĩa (với CB%) lớn hơn công suất tải tĩnh khoảng 3÷4 lần

3. Tính tỉ số truyền của bộ truyền

$$i_q = \frac{n_{mc}}{n_q}$$

4. Kiểm tra động cơ điện về mô men mở máy theo các bước :

- Xuất phát từ góc quay khởi động φ rad lớn nhất của cần trục

(đối với chế độ nhẹ $\varphi = \frac{\pi}{12}$ rad, chế độ trung bình $\varphi = \frac{\pi}{9}$ rad, chế

độ nặng $\varphi = \frac{\pi}{6}$ rad), tính toán thời gian mở máy tối đa.

$$t_m = \frac{60\varphi}{\pi n_q} \quad (s)$$

Tính mô men mở máy yêu cầu theo công thức

$$M_m = \frac{M_q}{i_q q} + \frac{(G D^2)_{qn1}}{375 i_q^2 t_m} + \frac{\beta \sum (G_i D_i^2)_{i n1}}{375 t_m} \quad (5-32)$$

M_q tổng mô men tĩnh cần quay (Nm)

i_q tỉ số truyền chung của cơ cấu quay

η_q hiệu suất cơ cấu quay

n_1 số vòng quay trục I, trục động cơ, (vòng/ph)

Các ký hiệu khác như đã trình bày ở trên.

- Tính mô men mở máy của động cơ theo các đặc tính trong katalô

- Kiểm tra điều kiện $M_{mnc} > M_{myc}$ Nếu điều kiện này không đạt thì phải chọn lại động cơ khác có mô men mở máy cao hơn và lặp lại bước 3,4

5. Tính toán mô men phanh chọn và tính phanh

6. Theo i_q , công suất cần truyền và các thông số khác tính toán thiết kế (hoặc chọn) bộ truyền trung gian.

7. Tính các bộ phận còn lại trong cơ cấu quay như khớp an toàn, bánh răng chót, các chi tiết trong hệ thống tựa quay.v.v...

b. Cơ cấu dẫn động bằng tay Những số liệu ban đầu cần có :

Sơ đồ động học của cơ cấu cùng hệ thống tựa quay và các kích thước hình học cần thiết.

Những tải trọng và toạ độ trọng tâm cần thiết thuộc phần quay của cần trục

Số công nhân làm việc với cơ cấu quay

Trình tự tính toán

1. Xác định các kích thước của hệ thống tựa quay (giống như phần cơ cấu dẫn động bằng điện)
2. Tính tỉ số truyền của bộ truyền theo các bước
 - Tính tổng mô men tĩnh cản quay M_q , (Nm)
 - Tính mô men tĩnh trên trục tay quay, (Nm)
$$M_p = m k P R \quad , \quad (Nmm). \quad (2-1)$$

Tính tỉ số truyền theo công thức

$$i_q = \frac{M_q}{M_p \eta_q}$$
3. Theo i_q , M_q , M_p tính toán thiết kế bộ truyền trung gian,
4. Tính toán các bộ phận còn lại trong cơ cấu quay (ở đây thường không đặt phanh và các khớp an toàn)

§5-3. Cơ cấu thay đổi tâm với

1. Khái quát:

Tâm với R như đã trình bày ở bài mở đầu, là khoảng cách từ đường tâm của mặt móc hàng (đường tác dụng của tải nâng Q) đến tâm quay của cần trục. Nó là một trong những chỉ tiêu đánh giá khả năng làm việc của cần trục. Mặt khác trong quá trình sử dụng nếu đảm bảo điều kiện tích số $QR =$ hằng số và nhỏ hơn một giới hạn nào đó (do điều kiện đứng vững của cần trục quy định) thì nó còn cho phép khai thác có hiệu quả tính năng của cần trục.

Tâm hoạt động theo hướng kính của cần trục có thể thực hiện thông qua các biện pháp sau đây:

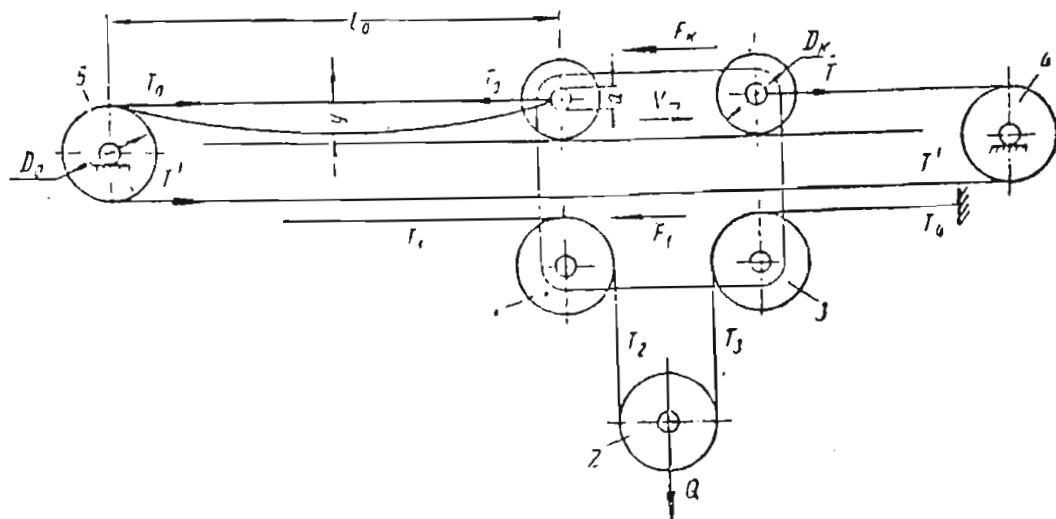
- a. Di chuyển xe lăn trên dầm công xon
- b. Thay đổi góc nghiêng của cần thông qua hệ thống palăng nâng cần
- c. Thay đổi chiều dài cần bằng hệ thống thuỷ lực
- d. Thay đổi góc nghiêng của cần cũng bằng hệ thống thuỷ lực

Các phương án c, d, có ưu điểm là kết cấu nhỏ gọn nhưng đòi hỏi độ chính xác cao trong chế tạo và lắp ráp, thường ứng dụng trong cơ cấu có tâm với nhỏ như máy xúc, máy gặt (ở đây không nghiên cứu).

Các phương án a, b, tuy có kết cấu cồng kềnh, nhưng đơn giản để chế tạo, phạm vi thay đổi tâm với khá rộng, nên được ứng dụng khá rộng rãi trong thực tế. Sau đây chỉ trình bày cách tính toán hai loại cơ cấu thay đổi tâm với này

2. Tính toán cơ cấu thay đổi tâm với theo vị trí xe lăn bằng dây kéo (cáp hoặc xích) (hình 5-20)

Thực chất phép tính toán ở đây cũng tương tự như ở cơ cấu di chuyển với sự chú ý đường tâm trục bánh 4, 5 kéo xe lăn đều cố định trên dầm. Dây vòng qua hai bánh này có hai đầu cố định trên xe lăn tạo thành một vòng kín; các puli 1, 2, 3, của cơ cấu nâng quay ngược chiều với chiều quay của các bánh 4, 5 nhưng đường tâm trục của chúng có cùng vận tốc với xe lăn (tức là cùng vận tốc dây kéo).



Hình 5-20. Tính toán thay đổi tâm với theo vị trí xe lăn

Tổng lực cản tĩnh tác dụng lên xe lăn

$$W_t = k_1 W_1 + W_2 + W_3 + F_1 + T_0 ; \text{ (N)} \quad (5-33)$$

Trong đó:

k_1, W_1, W_2, W_3 - xem công thức 5-6

F_1 lực cản sinh ra từ chuyển động ngược chiều của các puli nâng
 $Q(1-\eta)(1-\eta^{\alpha+1})$

$$F_1 = T_1 - T_4 \frac{(1-\eta^{\alpha+1})}{(1-\eta^{\alpha})} \quad \text{(N)} \quad (5-34)$$

α là bội số của palăng nâng vật

η hiệu suất của ròng rọc hay puli (bảng 1-1)

T_0 - lực phụ gia do độ võng của dây kéo (cáp hoặc xích) gây ra

$$T_0 = \frac{q l^2}{8y} \quad \text{(N)} \quad (5-35)$$

q trọng lượng 1 mét dây kéo, (N/m).

l_q khoảng cách lớn nhất từ bánh dẫn đến xe lăn, (m)

y - độ võng cho phép đối với dây kéo, (m), thường lấy

$$y = \left[\frac{1}{30} + \frac{1}{50} \right] l_q \quad \text{hay } y \quad (0,10 + 0,15) \text{ m.}$$

Mô men cần có trên bánh dẫn (bánh 5)

$$M_d = \frac{W_t D_0}{2} - \frac{T_0 D_0}{2} ; \text{ (Nm)} \quad (5-36)$$

D_0 - đường kính bánh dẫn, (m)

η_1, η_2 hiệu suất của các ròng rọc 1,2

Công suất tĩnh yêu cầu đối với động cơ của cơ cấu tính theo công thức

$$N_t = \frac{M_d n_d}{9550 \eta_{dc}} ; \text{ (kW)} \quad (5-37)$$

na Số vòng quay yêu cầu của bán dẫn được tính theo vận tốc di chuyển cho trước v (m/ph),

$$nd = \frac{v}{\pi D_0} \quad (\text{vg/ph})$$

η_{dc} - hiệu suất cơ cấu di chuyển.

Phép tính kiểm tra an toàn bám ở đây không cần thiết.

Phanh trong cơ cấu này được tiến hành tính toán đảm bảo giữ được xe lăn tại chỗ khi tiến hành nâng hạ vật với hệ số an toàn $k = 1,2$

Mô men phanh cần có trên bán dẫn (bán 5)

$$M_{ph}^{ph} = 1,2 (T_{ph} - T_0) \frac{D_0}{2} \quad (\text{Nm}) \quad (5-38)$$

$$T_{ph} = (W_1 + W_2 + W_3 + F_1 + T_0) \quad , \quad (\text{N}) \quad (5-39)$$

Nếu phanh đặt ở trục thứ nhất của cơ cấu thì mô men phanh được tính theo công thức

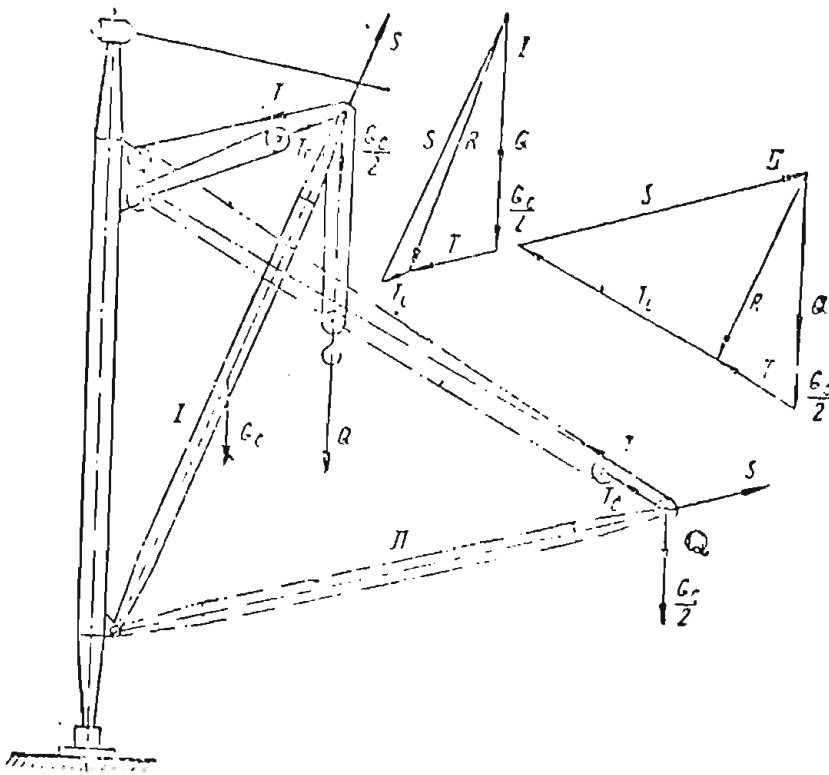
$$M_{ph} \frac{M_{ph}^{ph} \eta_{dc}}{i_{dc}} = 1,2 (-W_1 + W_2 + W_3 + F_1) \frac{D_0 \eta_1 \eta_2 \eta_{dc}}{2i_{dc}} ; \quad (\text{Nm}) \quad (5-40)$$

3. Tính toán cơ cấu thay đổi tâm với bằng hệ thống palăng nâng cần

Trong tính toán có thể có những phương pháp khác nhau nhưng đều sử dụng nguyên tắc tính cho những góc nghiêng khác nhau của cần nâng, có mang tải hoặc không mang tải và coi các lực khi nâng (hạ) cần đều tập trung tại tâm puli nâng bố trí ở đầu mút cần nâng trong đó gồm có:

- Tải nâng Q
- Một phần trọng lượng cần qui đổi về đầu cần
- Tải trọng do gió gây ra (nếu có)
- Lực căng cáp nâng tải
- Lực căng cáp nâng cần
- Lực dọc trục của cần nâng

a. Xác định lực trong thống cân bằng hoặ đồ lực ta hãy xét cơ cấu nâng cần trên hình 5-21.



Hình 5-21. Xác định lực trong hệ thống nâng cần.

Sau khi coi các lực đều tập trung ở đầu cần nâng ta có phương trình cân bằng lực

$$\begin{array}{ccccccc}
 \rightarrow & \rightarrow & \rightarrow & \rightarrow & \rightarrow & & \\
 & G_c & & & & & \\
 Q_0 + \frac{\quad}{2} + T + T_c + S = 0 & & & & & (5-41) & \\
 = \quad = \quad = \quad = \quad & & & & & & \\
 & & & ? & ? & &
 \end{array}$$

Trong phương trình véc tơ này ta có.

→

Q_0 - trọng lượng vật nâng và đồ mang biết được cả trị số và phương chiều

→

$G_c/2$ - trọng lượng cần nâng qui về đầu cần (ở đây coi như đầu cần trên chịu một nửa trọng lượng cần), lực này cũng xác định được hai yếu tố.

→

T Lực trong dây cáp palăng nâng tải có trị số được xác định như ở cơ cấu nâng, có phương theo phương dây cáp đi về tang nâng cần còn trị số là ẩn cần tìm.

→

S Lực dọc trục thanh nâng cần phương đã xác định trị số là ẩn cần tìm.

Như vậy phương trình 5-41 có thể giải được bằng phương pháp vẽ,

như hình I, II ở góc phải hình 5-21

Nếu tính đến lực quán tính sinh ra trong quá trình mở máy hoặc phanh để nâng hoặc hạ cần thì bài toán cũng được giải tương tự (phép động tĩnh học của nguyên lý máy). Lúc đó lực quán tính trong chuyển động nâng cần tính theo công thức

$$P_{qt} = - m_n a_p, \quad (N) \quad (5-42)$$

Trong đó m_n - khối lượng tham gia chuyển động nâng cần (tính toán qui đổi về đầu cần nâng), ở đây

$$m_n = \frac{Q_0 + G_c/2}{g} \quad (5-43)$$

a_p - Gia tốc đầu cần có phương trùng với cáp nâng cần trị số

$$\text{khi mở máy } a = \frac{\pi n_1 D_c}{60 a_c i_c t_m}; \quad (m/s^2) \quad (5-44)$$

$$\text{khi phanh } a^{ph} = \frac{\pi n_1 D_c}{60 a_c i_c t_{ph}}; \quad (m/s^2) \quad (5-45)$$

- n_1 Số vòng quay trực động cơ nâng cần (vg/ph)
- a_c, i_c Bội suất và tỉ số truyền của cơ cấu nâng cần
- D_c Đường kính tang nâng cần, (m)
- t_m - Thời gian mở máy, (s)
- t_{ph} - Thời gian phanh, (s)

b. Xác định lực trong hệ thống nâng cần bằng phương pháp giải tích. Ví dụ xét cơ cấu nâng cần như hình 5-22

Lực xuất hiện trong dây cáp palăng nâng cần

$$S_c = S_1 + S_2 + S_3 \quad (5-46)$$

Trong đó:

S_1 Thành phần lực do trọng lượng vật nâng đồ mang và trọng lượng cần gây ra trên cáp nâng cần

$$S_1 = \frac{Q_0 a_1 + G_c a_1}{b}; \quad (N) \quad (5-47)$$

Q_0 Trọng lượng vật nâng và đồ mang, (N)

G_c Trọng lượng cần nâng (N)

S_2 Thành phần lực do tải trọng gió gây ra trong dây cáp palăng nâng cần

$$S_2 = \frac{W_1 H_1 + W_2 H}{b}; \quad (N) \quad (5-48)$$

W_1, W_2 - Tải trọng gió tác dụng lên các diện tích chịu gió của cần và của vật nâng, (N)

S_3 - Thành phần lực do lực căng dây cáp nâng vật tác dụng vào dây cáp nâng cần

$$S_3 = \frac{S_v c}{b}; \quad (N) \quad (5-49)$$

S_v - Lực căng cáp nâng vật (N)

Ngoài ra trong thời kỳ mở máy và phanh lực quán tính cũng gây cho cáp nâng cần thành phần lực

$$S_4 = \frac{P_{qt} \cdot L}{b} ; (N) \tag{5-50}$$

Trong đó :

$$P_{qt} = \frac{Q_0 + G_c (L_1/L)^2}{g} a_t ; (N) \tag{5-51}$$

$G_c (L_1/L)^2$ Trọng lượng cần tính toán quy đổi về đầu cần, (N)
 a_t Gia tốc liếp tuyến đầu cần, (m/s^2). Gia tốc này xác định theo gia tốc palăng nâng đầu cần nâng (hình 5-22)

$$a_t = a_p \sin \alpha \tag{5-52}$$

a_p - Gia tốc nâng đầu cần xem công thức (5-44) và (5-45).

* Tính toán lực nâng cần có phối hợp với quay cần.

Lúc đó lực xuất hiện trong dây cáp palăng nâng cần là

$$S_c = S_1 + S_2 + S_3 + S_5 \tag{5-53}$$

S_1, S_2, S_3 - như ở trên

S_5 - Thành phần lực ly tâm do khối lượng thân cần và khối lượng vật nâng, đồ mang gây ra tác dụng lên cáp palăng nâng cần

$$S_5 = \frac{P_1 H_1 + P_2 H}{b} \tag{5-54}$$

Với $P_1 = \frac{G_c}{900} n^2 q (a + a_1)$ lực ly tâm của cần (N)

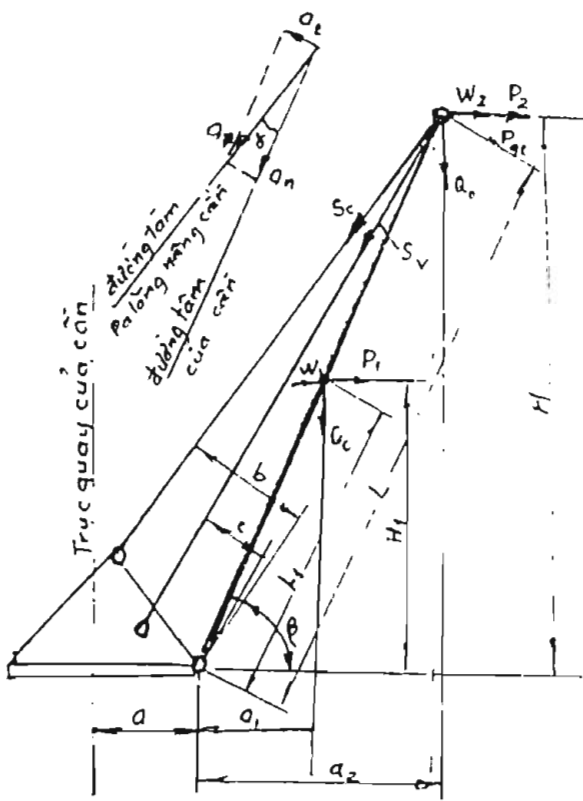
$P_2 = \frac{Q_0 R n^2}{900 - n^2 a_1 H}$ lực ly tâm của vật nâng và đồ mang, (N)

n_q vận tốc quay của cần trục, (vg/ph)

$R = a + a_1$ khoảng cách từ vật nâng đến trục quay (tâm với) (m)

H_1, H, a, a_1 xem trên hình 5-22

Ngoài ra trong thời kỳ mở máy và phanh, trong cơ cấu nâng cũng xuất hiện S_4 do lực quán tính P_{qt} của khối lượng vật nâng đồ



Hình 5-22 Sơ đồ tính toán lực nâng cần quay cần và gia tốc đầu cần

mang và khối lượng bản thân cần như đã trình bày ở trên

c. Quá trình mở máy và phanh

Phương trình chuyển động của cơ cấu trong thời kỳ mở máy nâng cần có dạng tương tự như ở cơ cấu nâng

$$M_m - M_t + M_{B1} + M_{B2} \quad (5-20)$$

M_m mô men mở máy của động cơ (Nm)

$$S_0 D_c$$

M_1 -- mô men tĩnh do các tải trọng tĩnh gây ra trên trục động cơ, (Nm)

$$2a_c i_c \eta_c$$

M_{B1} mô men động do quán tính khối lượng vật nâng, đồ mang và khối lượng của cần₂ gây ra trên trục động cơ

$$S_4 D_c \left[Q_0 + G_c \frac{L_1}{L^2} \right] n_1 D_c^2$$

$$M_{B1} = \frac{S_4 D_c}{2a_c i_c \eta_c} \frac{\left[Q_0 + G_c \frac{L_1}{L^2} \right] n_1 D_c^2}{375 a_c^2 i_c^2 \eta_c}$$

$$M_{B2} = \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) I_{n1}}{375 t_m}$$

-- mô men động do quán tính khối lượng các tiết máy quay trong cơ cấu nâng gây ra trên trục động cơ, (Nm)

S_c lực trong palăng nâng cần

S_4 lực trong palăng nâng cần do quán tính của khối lượng vật nâng đồ mang và bản thân cần.

$$\eta_c = \eta_{pc} \eta_{tc} \eta_{uc} \eta_{bl}$$

η_c hiệu suất chung của cơ cấu nâng cần
 η_{pc} - hiệu suất palăng nâng cần
 η_{tc} - hiệu suất tang nâng cần
 η_{uc} - hiệu suất bộ truyền cơ cấu
 η_{bl} - hiệu suất bản lề của cần.

Các ký hiệu khác đã nêu ở các mục trên

Phương trình chuyển động của cơ cấu trong thời kỳ mở máy nâng cần viết cho trục động cơ như sau:

$$M_m = \frac{S_c D_c}{2a_c i_c} + \frac{\left[Q_0 + G_c \frac{L_1}{L^2} \right] n_1 D_c^2}{375 a_c^2 i_c^2 \eta_c} + \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) I_{n1}}{375 t_m}$$

Thời gian mở máy khi nâng cần (s):

$$t_m = \frac{\beta \sum (G_i D_i^2) I_{n1}}{375 (M_m - M_t)} + \frac{\left[Q_0 + G_c \frac{L_1}{L^2} \right] n_1 D_c^2}{375 (M_m - M_t) a_c^2 i_c^2}$$

Phương trình mô men khi cần hạ đến vị trí thấp nhất:

$$M_{ph} = M_1 + M_{B1} + M_{B2}$$

Nếu phanh đặt ở trục động cơ thì:

$$M_{ph} = \frac{S_c D_c \eta_c}{2 a c i c} + \frac{\left[Q_0 + G_c \frac{L^2_1}{L^2} \right] n_1 D^2}{375 a^2 c i^2 c t_{ph}} \eta_c + \frac{\beta \sum (G_i D^2_i) i n_1}{375 t_{ph}}$$

Thời gian phanh khi hạ cần đến vị trí thấp nhất

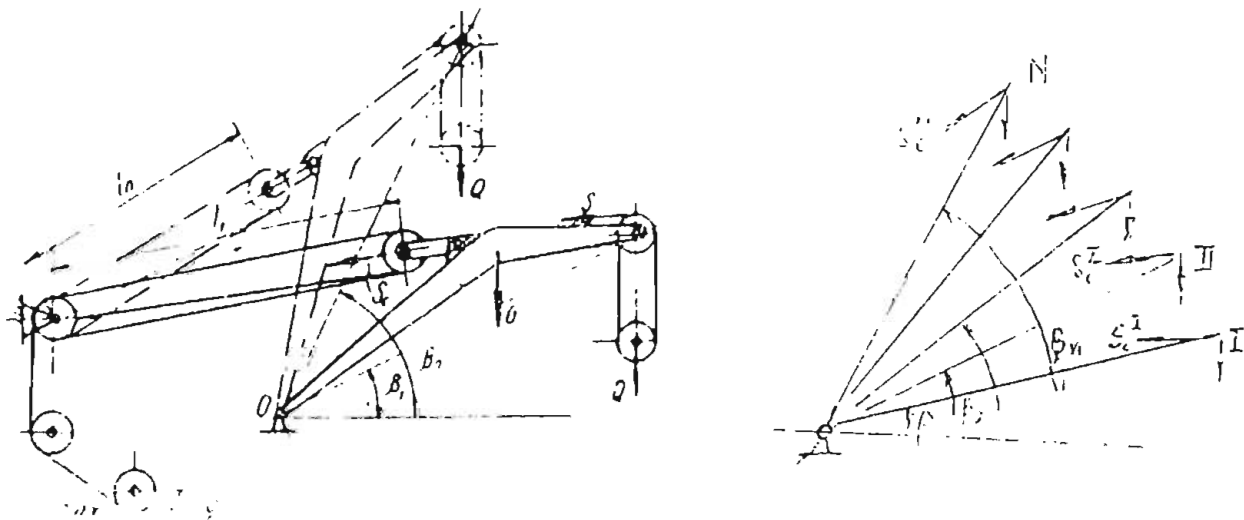
$$t_{ph} = \frac{\beta \sum (G_i D^2_i) i n_1}{375 (M_{ph} - M'_t)} + \frac{\left[Q_0 + G_c \frac{L^2_1}{L^2} \right] n_1 D_c^2}{375 (M_{ph} - M'_t) a^2 c i^2 c} \eta_c$$

d. Chọn động cơ và phanh.

*/ Động cơ .

Để chọn động cơ đủ công suất làm việc cần xuất phát từ lực tổng tác dụng lên pa lăng nâng cần S_c , nhưng lực này thay đổi tùy theo vị trí của cần. Vì vậy phải xác định công suất trung bình bình phương theo trị số lực trung bình bình phương. Muốn vậy ta phải làm như sau:

Phân thành nhiều vị trí của cần tương ứng các góc nghiêng $\beta_1, \beta_2, \beta_3, \dots$ và xác định lực tác dụng lên pa lăng nâng cần tương ứng ở các vị trí này là $S^I_c, S^{II}_c, \dots, S^n_c$. (hình 5-23) từ đó xác định trị số trung bình các lực này



Hình 5-23. Sơ đồ cơ cấu palăng nâng cần.

$$S_{tb1} = \frac{S^I_c + S^{II}_c}{2} ; S_{tb2} = \frac{S^{II}_c + S^{III}_c}{2} ; \dots$$

Các lực này tác dụng trong khoảng thời gian t_1, t_2, t_3, \dots để chuyển cần từ vị trí I sang vị trí II, II sang III, ...
 Trong cả thời gian t thay đổi tầm với L_{max} đến L_{min} , lực trung

bình bình phương tác dụng lên palăng nâng cần

$$S_{TB} = \sqrt{\frac{S^2_{tb1}t_1 + S^2_{tb2}t_2 + \dots}{t}} \quad (5-3)$$

Công suất trung bình phương yêu cầu đối với động cơ điện trong thời gian này là:

$$N_{tb} = \frac{S_{TB} v_p}{1000 \eta_c} \quad ; \text{ (kW)}$$

v - vận tốc trung bình thay đổi tầm với

$$v = \frac{60(L_{max} - L_{min})}{t} \quad \text{(m/ph)}$$

Trị số trung bình của thời gian thay đổi tầm với và vận tốc trung bình được cho trong bảng (5-6).

c - hiệu suất toàn bộ của cơ cấu nâng cần

Theo trị số N_{tb} có thể tiến hành chọn động cơ điện Sau đó phải kiểm nghiệm theo

⊗ Khả năng quá tải.

$$M_{lmax} \leq M_{đcmax}$$

hay $S_{lmax} D_c$

$$\frac{\quad}{2ac \eta_c} \leq \varphi_{max} M_{đn}$$

Bảng 5.6. Trị số trung bình của t và v_t đối với một số loại máy trục

Loại và công dụng máy trục	Thời gian thay đổi tầm với t, (s)	Vận tốc trung bình thay đổi tầm với v (m/ph)
Cần trục chân cồng (bóc dỡ)	18÷30	50÷60
Cần trục chân cồng (lắp ráp)	60÷65	20÷25
Cần trục nổi	120÷1200	--
Cần trục tháp	25÷120	4÷30
Cần trục ô tô	5÷30	6÷35
Cần trục ô tô bán vận năng	7÷360	1÷10

φ_{max} hệ số quá tải lớn nhất của động cơ (theo Katalô)

$M_{đn}$ mô men danh nghĩa của động cơ tính theo số vòng quay danh nghĩa và công suất danh nghĩa.

$$M_{đn} = 9550 \frac{N_{đn}}{n_{đn}} \quad \text{(Nm)}$$

⊗ Kiểm nghiệm thời gian mở máy ứng với lực tổng lớn nhất S_{cmax} tác dụng trong palăng nâng cần không nên vượt quá 5÷6 s.

*/ Phanh.

Theo qui định về an toàn cơ cấu thay đổi tâm với được trang bị phanh có hệ số an toàn không nhỏ hơn 1,75, tức là

$$M_{ph} = k M_{phmax} \quad (Nm)$$

với $k \geq 1,75$ - hệ số an toàn phanh

M_{phmax} - mô men phanh lớn nhất khi hạ cần (Nm)

Nếu phanh đặt ở vị trí thứ nhất của cơ cấu thì

$$M_{phmax} = \frac{S_{cmax} D_c \eta_c}{2a_{cic}}$$

S_{cmax} - lực căng cáp nâng cần lớn nhất trong palăng nâng cần, không tính ảnh hưởng của lực quán tính và lực ly tâm.

Mô men phanh tính được cần kiểm tra lại về thời gian phanh sao cho không vượt quá 4 ± 5 s

e. Trình tự tính toán cơ cấu thay đổi tâm với.

*/ Cơ cấu dẫn động bằng điện

Những số liệu ban đầu cần có để tính toán :

Sơ đồ động học của cơ cấu và sơ đồ hình học bộ phận cần với đầy đủ các kích thước cần thiết

- Trọng tải cần trục ở các tâm với tương ứng
- Trọng lượng bản thân cần, trọng lượng đồ mang
- Vận tốc quay cần trục
- Thời gian thay đổi tâm với từ L_{max} đến L_{min}
- Chế độ làm việc của cơ cấu.

Để đơn giản hoá cho thiết bị thường chọn dây cáp nâng cần cùng loại và cùng đường kính và cùng loại với dây cáp nâng vật.

Trình tự tính toán như sau:

1. Xác định sơ đồ palăng nâng cần. Muốn vậy trước hết phải hết phải tính bội suất

$$a_c = \frac{S_{cmax} k}{S_d \eta_{pc}}$$

k - hệ số an toàn tính dây cáp

S_d - lực kéo đứt dây cáp (theo bảng tiêu chuẩn) (N)

η_{pc} - hiệu suất của palăng nâng cần (ước lượng).

Trị số a_c tính được phải qui tròn thành số nguyên Sau đó căn cứ vào a_c vừa tính được kiểm tra lại sức bền của dây cáp, nếu không đủ thì tăng a_c lên 1 đơn vị tính lại hiệu suất palăng nâng cần.

2. Tính các kích thước cơ bản của tang nâng cần, kích thước rỗng rọc lấy theo rỗng rọc cơ cấu nâng vật Xác định hiệu suất của tang η_{tc}

3. Chọn động cơ điện theo công suất cần thiết theo các bước:

- Tính lực trung bình bình phương tác dụng lên palăng nâng cần
- Tính vận tốc đầu nâng cần
- Ước lượng bội suất bộ truyền hiệu suất bản lề và tính hiệu suất chung của cơ cấu nâng cần

- Tính công suất trung bình bình phương của động cơ điện theo công thức (5-58) và căn cứ vào đó mà chọn động cơ

4. Tính tỉ số truyền của bộ truyền

$$i_{oc} = \frac{n_{nc}}{n_{tc}}$$

n_{nc} - số vòng quay danh nghĩa của động cơ (vg/ph)

$$n_{tc} = \frac{60v_{pac}}{\pi D_c} \quad \text{số vòng quay của tang nâng cần, (vg/ph)}$$

5. Kiểm tra động cơ điện về khả năng quá tải tức thời và về thời gian mở máy Trong trường hợp cần thiết kiểm tra động cơ về nhiệt tương tự như ở cơ cấu nâng

6. Tính mô men phanh theo công thức hoặc chọn và tính phanh

7. Từ tỉ số truyền i_{oc} , công suất động cơ N_{dn} , và các thông số khác tính toán thiết kế (hoặc chọn) bộ truyền.

8. Tính các chi tiết còn lại trong cơ cấu nâng cần như cặp đầu cáp lên tang trục và ổ trục tang các ròng rọc di động và cố định, v.v...

*/ Cơ cấu dẫn động bằng tay Những số liệu cần có để tính toán.

- Sơ đồ động học của cơ cấu và sơ đồ hình học bộ phận cần với các kích thước cần thiết.

- Trọng tải cần trục ở các tầm với tương ứng

- Trọng lượng bản thân cần, trọng lượng đồ mang

- Số công nhân làm việc

Trình tự tính toán như sau:

Bước 1 và 2 giống như cơ cấu dẫn động bằng điện

3. Tính mô men lớn nhất trên tang nâng cần

$$M_{tc} = \frac{S_{cmax} D_c}{2a_c \eta_{vc} \eta_{lc} \eta_{bp}} \quad (Nm)$$

4. Tính mô men trên trục dẫn M_{pc}

$$5. \text{ Tính tỉ số truyền của bộ truyền } i = \frac{M_{tc}}{M_{pc} \eta_{oc}}$$

6. Tính mô men phanh, chọn và tính phanh

7. Tính toán thiết kế bộ truyền

8. Tính các chi tiết khác còn lại trong cơ cấu.

CHƯƠNG 6

CÁC THIẾT BỊ NÂNG ĐƠN GIẢN

Các thiết bị nâng đơn giản thường dùng để nâng các vật phẩm có trọng lượng không lớn lắm, hành trình nhỏ, và thường được sử dụng nhiều trong công tác lắp ráp sửa chữa. Đặc điểm của các loại máy nâng này là kích thước nhỏ, trọng lượng bản thân không lớn lắm kết cấu gọn nhẹ thường thấy nhất là kích, tời palăng.

§6-1 Kích

Kích là thiết bị nâng làm việc theo nguyên lý "đội" vật từ dưới lên. Cấu tạo của nó gồm hai bộ phận cơ bản: một bộ phận cố định và một phần di động có chuyển động tương đối với bộ phận cố định. Độ cao nâng đúng bằng khoảng cách thay đổi tương đối giữa hai bộ phận đó (thường không quá 1 mét).

Kích thường có 4 loại: Kích trục vít, kích thanh răng, kích khí ép và kích thủy lực.

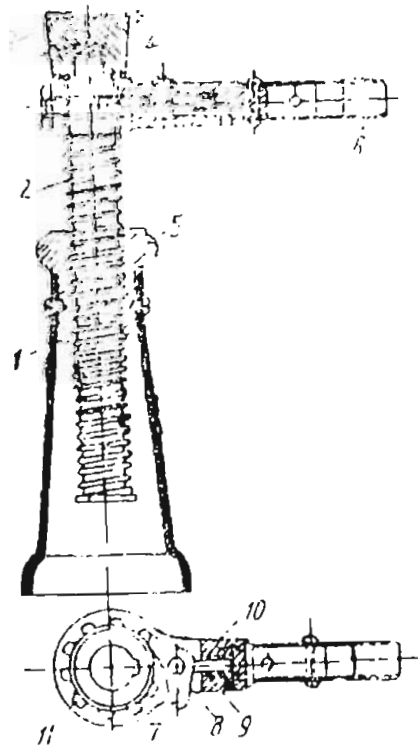
1. Kích trục vít.

a. Sơ đồ cấu tạo (hình 6-1)

Kích gồm vỏ kích 1, trục kích 2, con đội 3, đai ốc 4 và tay quay 5, trên tay quay thường bố trí cơ cấu cóc 6.

b. Nguyên lý làm việc

Muốn nâng hạ vật, ta luôn kích dưới vật nâng và quay tay quay theo chiều thuận. Trục vít vừa quay vừa chuyển động tịnh tiến và lên phía trên và nâng vật đi lên. Nhờ cơ cấu bánh cóc ta có thể điều chỉnh được chiều nâng hạ theo ý muốn và cũng nhờ cơ cấu này ta chỉ quay tay quay trong một góc nhất định mà không cần quay tròn vòng.



Hình 6-1. Kích trục vít.

Lực tác dụng lên tay quay là:

$$P = Q \operatorname{tg}(\lambda + \varphi), \quad (N) \quad (6-1)$$

Q - Trọng lượng vật nâng (N)

λ - Góc nâng của ren

φ - Góc ma sát giữa trục vít và đai ốc.

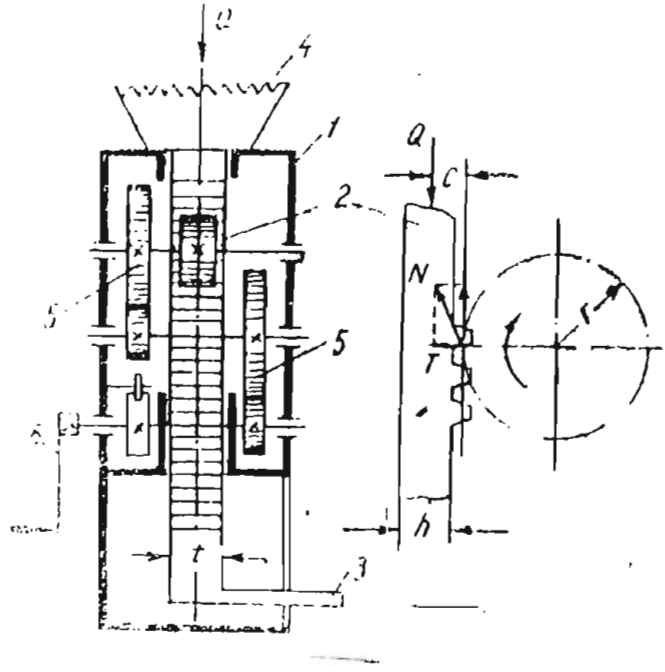
Tóm lại kích trục vít có cấu tạo đơn giản để chế tạo và sử

dụng, tải trọng nâng nhỏ ($Q = 0,2 \div 5$ tấn), chiều cao nâng nhỏ ($H = 0,25 \div 0,65m$).

2. Kích thanh răng.

a. Sơ đồ cấu tạo (hình 6-2).

Kích gồm thân kích 1, thanh răng 2 di chuyển lên xuống ở đầu trên thanh răng lắp con đội 4, ở đầu dưới gắn với vấu 3 để nâng các vật ở vị trí thấp có trọng lượng nhỏ bằng 1/2 trọng lượng vật trên đỉnh 4. Các bánh răng truyền động 5 và tay quay 6.



b. Nguyên lý hoạt động.

Khi quay tay quay 6, nhờ các bánh răng truyền động mà thanh răng 2 di chuyển lên xuống để nâng hạ vật.

Để giữ vật nâng ở độ cao nhất định, trên trục dẫn còn được bố trí cơ cấu bánh cóc 7.

Lực tác dụng lên tay quay cần thiết để nâng vật xác định theo công thức

$$P = \frac{Q d}{2Ri\eta} \quad (N) \quad (6-2)$$

Q Tải trọng nâng

d Đường kính bánh răng ăn khớp với thanh răng.

R Bán kính tay quay

i - Tỷ số truyền

η - Hiệu suất của cơ cấu.

c. Nhận xét: Kích thanh răng có cấu tạo đơn giản để chế tạo và dễ sử dụng nhưng tải nâng cũng không lớn lắm ($Q = 2 \div 6$ tấn), hành trình nhỏ.

3. Kích thủy lực (hình 6-3).

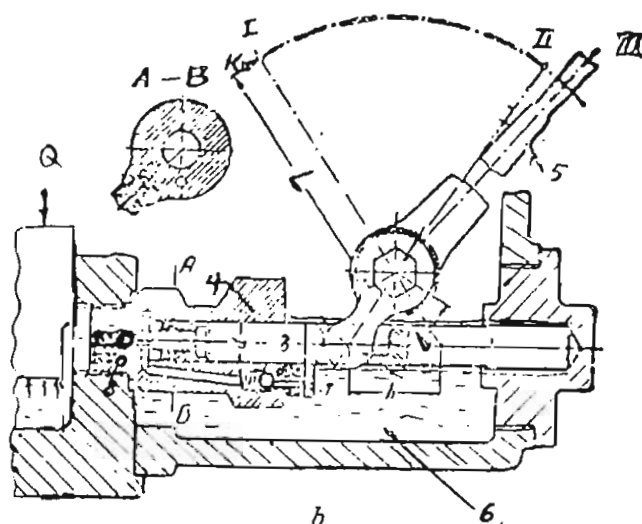
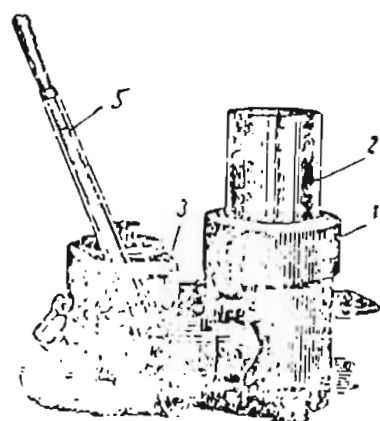
a. Cấu tạo và nguyên lý làm việc.

Kích gồm xi lanh 1, pít tông nâng 2, cơ cấu bơm kiểu pít tông 3, xi lanh 4 tay gạt 5, buồng chứa dầu 6, các van một chiều 7 và 8.

Muốn nâng vật phải cho tay gạt lắc qua lắc lại trong khoảng vị trí I và II pít tông 3 của bơm chuyển động qua lại trong xi lanh 4 đưa dầu từ bể 6 qua van 7 và 8 vào xi lanh 1 đẩy pít tông 2 đi lên.

Muốn hạ vật, phải đưa tay gạt 5 về vị trí III, viên bi trong van một chiều 7 và 8 bị đẩy khỏi lỗ (nhờ kim đẩy gắn đầu pít tông 3 và gắn ở vấu đoạn giữa pít tông 3), dầu từ xi lanh nâng 1 lui trở về bể chứa 6 pít tông 2 hạ xuống.

b. Tính toán Từ điều kiện áp suất ở bơm và áp suất ở xi lanh nâng bằng nhau



Hình 6-3. Kích thủy lực.

$$p = \frac{4 Q}{\pi D^2} = \frac{4 P}{\pi d^2} ; (N/mm^2) \quad (6-3)$$

(Với Q là tải nâng, P là lực đẩy của bơm, D là đường kính xi lanh nâng, d là đường kính pít tông bơm)

Ta tính được lực tác dụng lên tay gạt

$$K = \frac{1}{\eta} \frac{1}{L} P = \frac{1}{L} \frac{1}{L} (d/D)^2 Q, (N) \quad (6-4)$$

η - Hiệu suất của cơ cấu.

c. Nhận xét:

Kết cấu gọn nhẹ, sử dụng thuận lợi, làm việc êm.

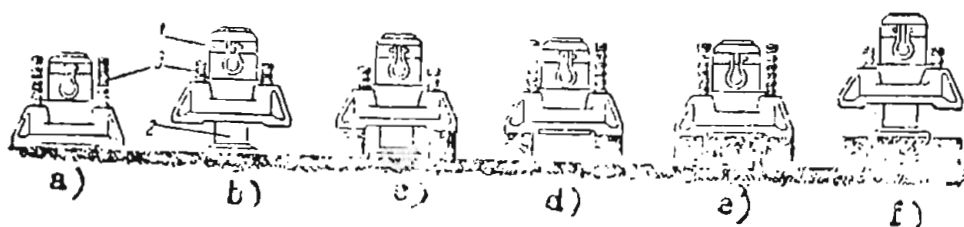
Tải trọng nâng khá lớn $Q = 5 \div 100$ tấn hoặc lớn hơn.

Hiệu suất khá cao.

+ Chế tạo khá phức tạp, độ chính xác cao.

+ Vận tốc thấp.

+ Chiều cao nâng nhỏ thông thường $H = 0,15 \div 0,2m$.
 Để khắc phục các nhược điểm trên người ta đã chế tạo loại kích thủy lực tác dụng liên tục với thứ tự thao tác như trên hình 6-4

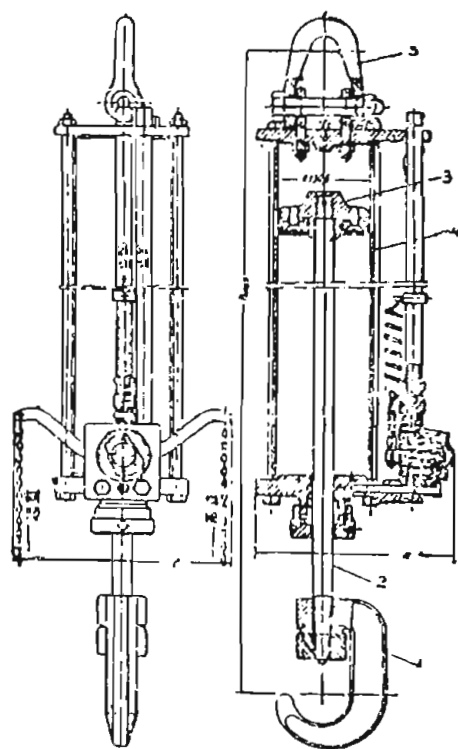


Hình 6-4. Kích thủy lực tác dụng liên tục.

4. Kích khí nén.

Về nguyên lý tác dụng kích khí nén cũng giống như kích thủy lực nhưng chất sinh công là khí nén, áp suất cao, và vì độ kín khít thường khó bảo đảm hơn, nên kết cấu đã có thay đổi. Trên hình 6-5 là một ví dụ về kích khí nén, nó được dùng trong cơ cấu tháo dỡ khuôn đúc.

So với kích thủy lực kích khí nén đạt được vận tốc và chiều cao nâng lớn hơn nhưng hiệu suất thấp hơn.



Hình 6-5. Kích khí nén

§6-2. Tời

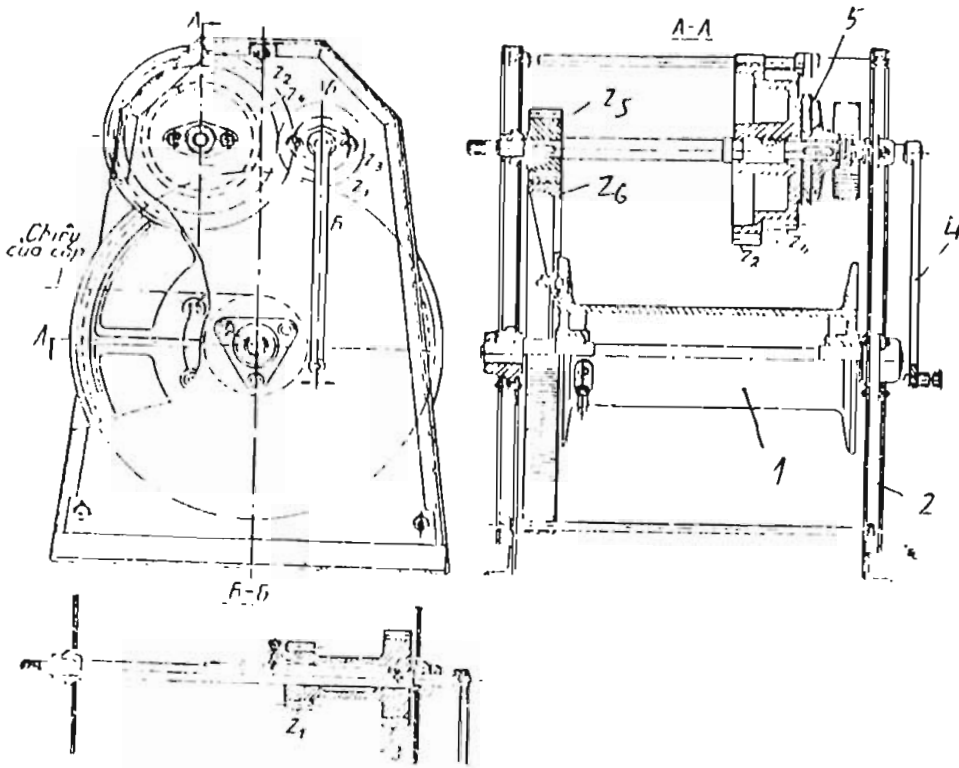
Tời là một cơ cấu nâng có dây móc hàng quấn trực tiếp lên tang. Có hai loại tời: tời quay tay và tời điện.

1. Tời quay tay.

Tời được dẫn động bằng sức người qua hệ thống truyền động bánh răng hoặc trục vít bánh vít.

Trên hình 6-6 là tời quay tay truyền động bánh răng. Nó gồm tang 1 lắp trên giá 2 cùng với các cặp bánh răng $Z_1, Z_2, Z_3, Z_4, Z_5, Z_6$.

tay quay 4 cơ cấu phanh 5



Hình 6-6. Tời quay tay.

Lực phát động tác dụng ở tay quay là:

$$P = S \frac{D_0 i}{2R} \quad ; \quad (N) \quad (6-5)$$

R Bán kính tay quay.

S Lực căng cáp quấn lên tang.

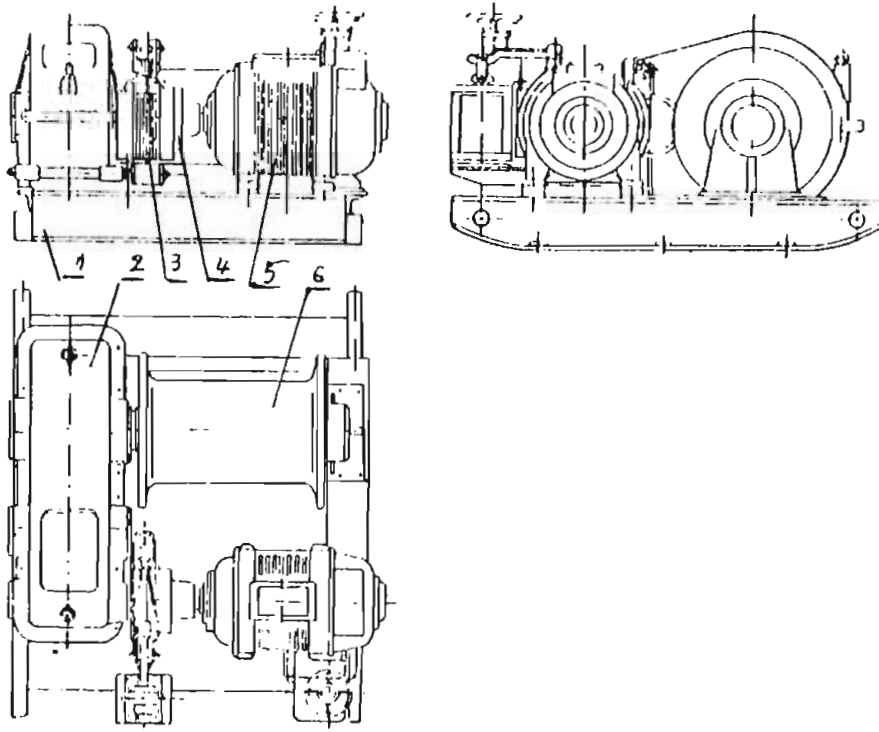
i Tỷ số truyền từ trục tay quay đến trục tang.

D_0 Đường kính tang
hiệu suất của cơ cấu.

Tời được dùng rộng rãi trong công việc sửa chữa lắp ráp với tải nâng $Q = 500 + 10000$ N với chiều dài cáp $100 + 300$ mét.

2. Tời điện.

Tời được dẫn động bằng một hoặc hai động cơ điện, có thể thay đổi tốc độ thông qua bộ biến tốc của động cơ hoặc nhờ vào thay đổi các cặp bánh răng ăn khớp của bộ truyền. Tốc độ lớn thường dùng để nâng các vật có trọng lượng nhỏ và hạ móc không có hàng. Tốc độ nhỏ để nâng tải trên hình 6-7 là tời điện một động cơ. Nó gồm động cơ 5 đi qua khớp nối 4, phanh 3, hộp giảm tốc 2, tất cả các bộ phận này bố trí trên khung máy 1. Việc đảo chiều và thay đổi tốc độ ở đây đều do động cơ đảm nhiệm. Tời có thể sử dụng như cơ cấu nâng độc lập hoặc phối hợp với cầu trục.



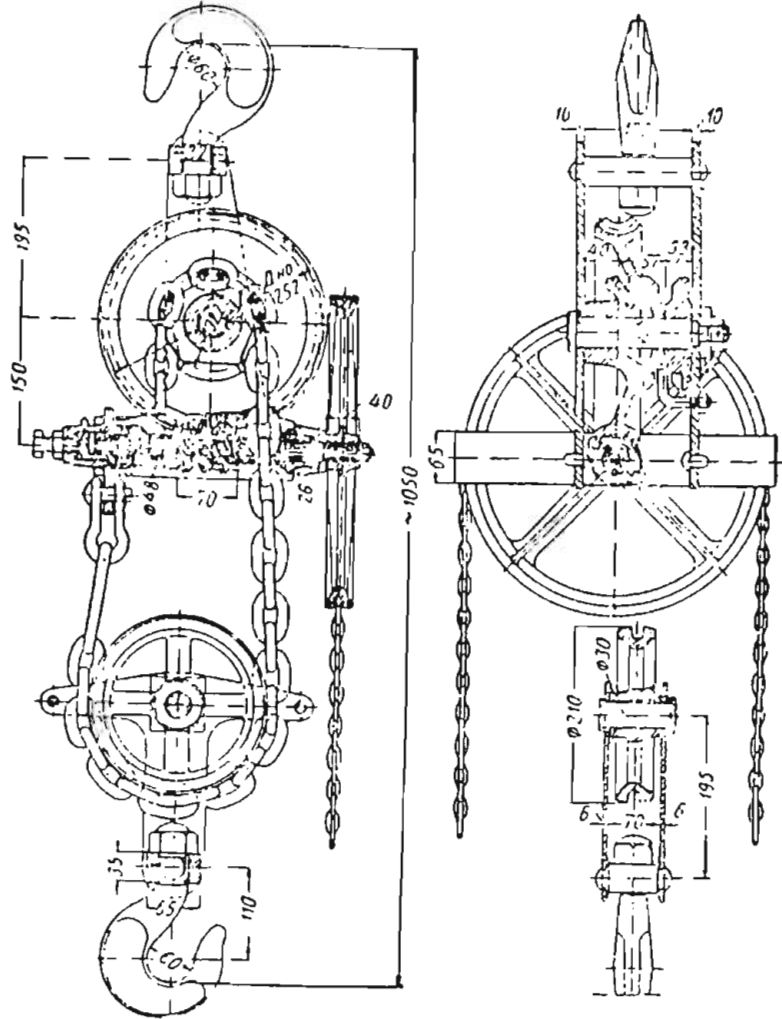
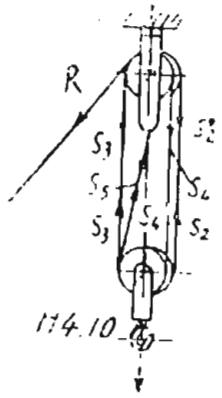
Hình 6-7. Tời điện một động cơ.

§6-3. Palăng

Palăng là một loại máy nâng có hệ ròng rọc treo cố định hoặc chuyển động trên đường ray bố trí trên cao, có thể dẫn động bằng tay hoặc bằng điện.

1. Palăng kéo tay.

Palăng kéo tay gồm hệ ròng rọc 1, dây kéo 2, và móc 3. Dây kéo dùng trong palăng có thể là cáp hoặc xích. Trên hình 6-8 là sơ đồ palăng kéo tay. Trên hình 6-9 là palăng xích trục vít. Tải nâng thường nhỏ $Q = 0,25 \div 6$ tấn.

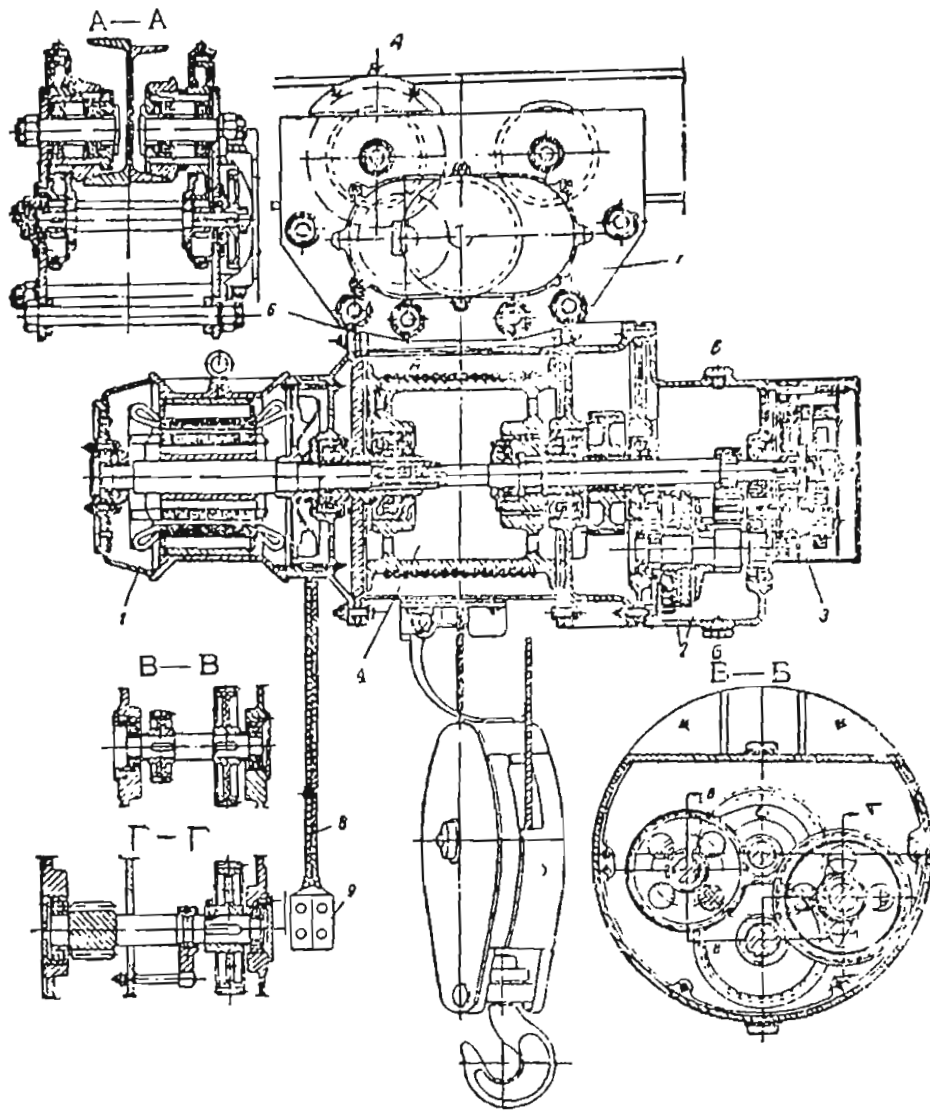


Hình 6-8. Palăng kéo tay đơn giản.

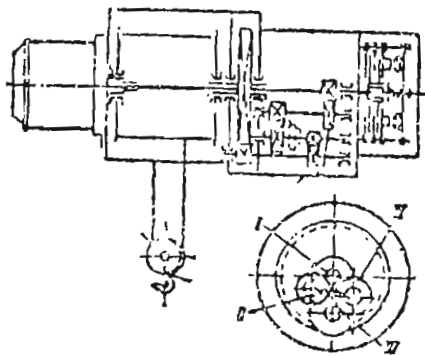
Hình 6-9. Palăng xích trục vít.

2. Palăng điện

Đây là một loại máy nâng cỡ nhỏ có các bộ phận giống tời điện, nhưng có thêm hệ thống ròng rọc Palăng điện thường có kết cấu nhỏ gọn kín có thể trang bị hai phanh nên làm việc an toàn và được dùng như một máy trục độc lập ở cầu lăn một dầm (xem hình 6-10). Tải nâng có thể ở trong khoảng $Q = 0,25 \pm 10$ tấn vận tốc có thể đạt $v = 8$ m/ph, độ cao nâng $H = 6$ mét.



a/



Hình 6-10. Palăng điện
 a. Kết cấu tổng thể; b. Sơ đồ truyền động.

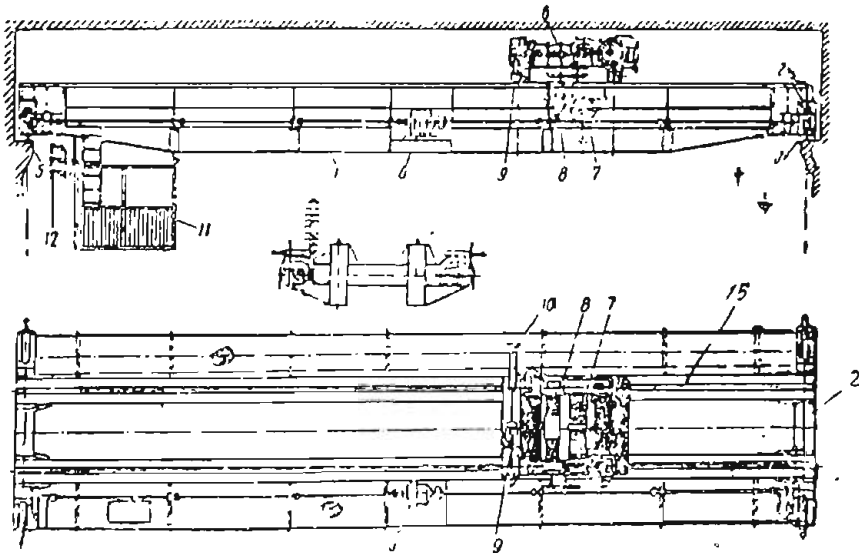
CHƯƠNG 7: CẦU TRỤC

(Cầu lăn)

§7-1 Đại cương

Cầu trục là tên gọi chung của máy trục chuyển động trên hai đường ray cố định trên kết cấu kim loại hoặc tường cao để vận chuyển các vật phẩm trong khoảng không (khẩu độ) giữa hai đường ray đó. Cầu trục có phạm vi hoạt động khá rộng lại được bố trí ở trên cao, không chiếm chỗ mặt bằng nên được sử dụng rất rộng rãi trong các nhà máy, phân xưởng, nhà kho.

Cấu tạo: Trên hình 7-1 là kết cấu tổng thể của một cầu trục thông dụng. Nó gồm có dầm cầu (dầm chủ) 1, dầm chủ dựa vào hai dầm ngang 2, ở cuối hai dầm ngang có đặt các bánh xe 3, bánh xe di chuyển này quay được nhờ động cơ dẫn động 4. Toàn bộ cầu trục di chuyển trên đường ray 5 đặt trên cột lườn nhà ... xe con (xe lăn) 6 di chuyển dọc theo đường ray 1 đặt trên dầm chủ. Trên xe con có đặt các cơ cấu của tời chính 7, tời phụ 8, cơ cấu di chuyển xe con 9 và bộ góp điện 10 (cấp điện cho xe lăn). Đường dây lấy điện 12 cấp điện cho cầu trục. Các cơ cấu điều khiển đặt trong buồng lái (ca bin) 11. Ngoài ra còn có các bộ phận khác như cầu thang, tay vịn và cơ cấu hoãn xung đặt ở cuối đường ray, xe lăn chạy trên đường ray 13.



Hình 7-1. Kết cấu điển hình của cầu trục (dẫn động bằng điện, dầm kép).

Các cơ cấu của cầu trục bảo đảm 3 chuyển động:

- Nâng hạ vật phẩm
- Di chuyển xe lăn
- Di chuyển cả cầu trục.

Phân loại cầu trục

Theo phương thức dẫn động của cơ cấu nâng phân thành:

- Cầu trục dẫn động bằng tay (hình 7-2)
- Cầu trục dẫn động bằng máy điện (hình 7-1, 7-3)

Theo cách mang tải phân thành :

- Cầu trục móc
- Cầu trục gầu ngoạm
- Cầu trục điện từ.

Theo kết cấu của dầm phân thành:

- Cầu trục dầm đơn (hình 7-2, 7-3)
- Cầu trục dầm kép (hình 7-1, 7-4).

§7-2. Dầm cầu lăn.

Dầm cầu lăn là một kết cấu kim loại có dạng dầm cầu dùng để đỡ các loại cơ cấu khác của cầu trục. Tùy thuộc vào công dụng và kết cấu, dầm cầu lăn được chia làm hai loại là dầm đơn và dầm kép.

1. Dầm đơn.

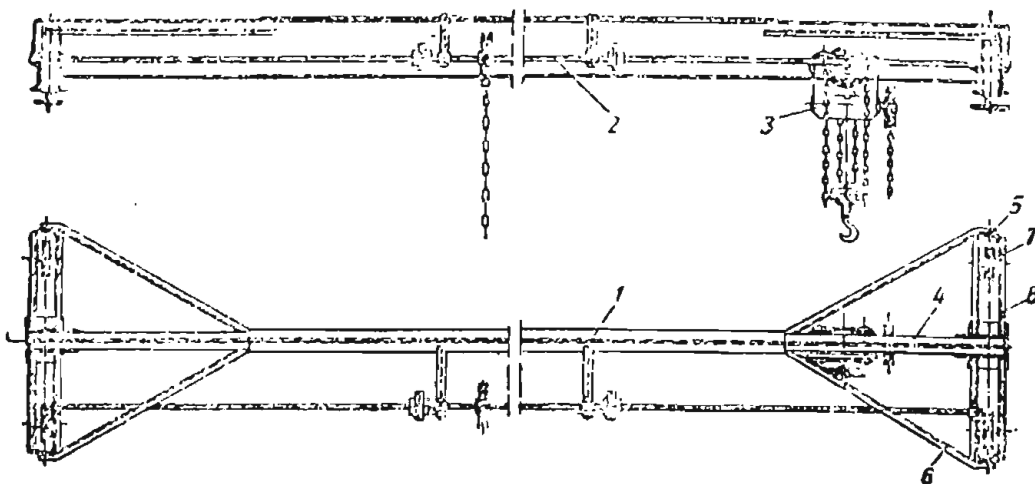
Dầm đơn là dầm mà phần chịu tải của kết cấu kim loại do một dầm (thường là thanh thép chữ I) đảm nhiệm, xe lăn được di chuyển theo gờ dưới của nó (hình 7-2, 7-3)

Dầm đơn có kết cấu đơn giản trọng lượng và kích thước nhỏ thường sử dụng khi tải nâng $Q < 5$ tấn khẩu độ $L < 15$ m.

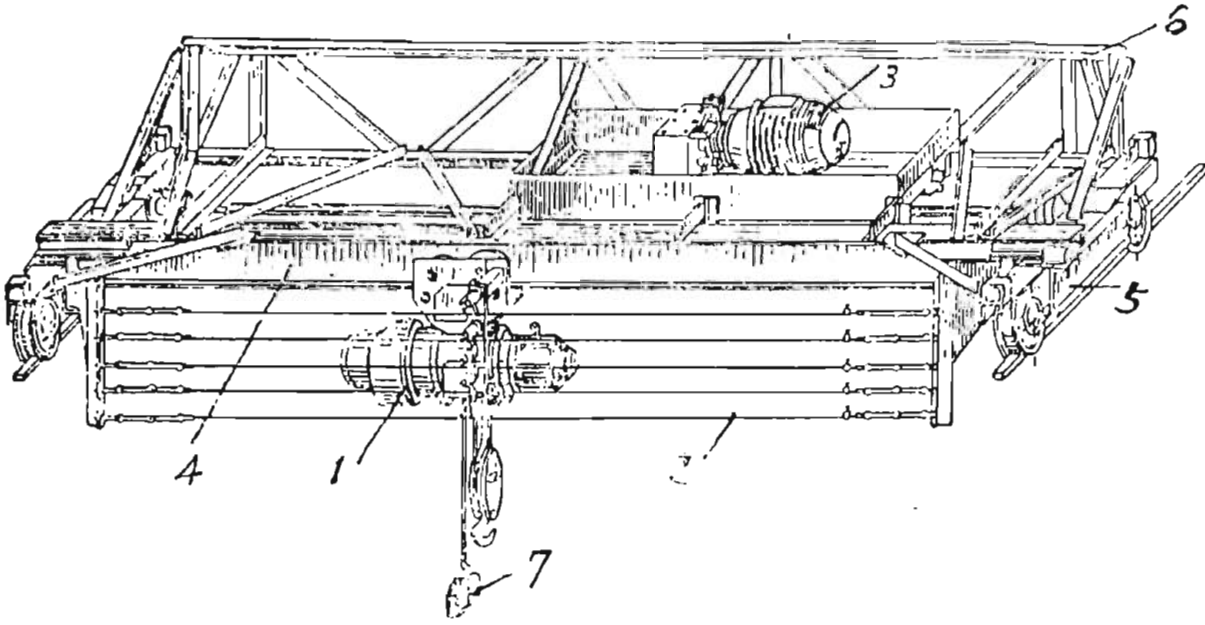
2. Dầm kép.

Dầm kép là dầm mà phần chịu tải có kết cấu kim loại là hai dầm chính có tiết diện hình hộp hoặc kiểu dàn (xem hình 7-1, 7-4, 7-5). Dầm kép được dùng ở cầu trục có tải $Q \geq 5$ tấn, khẩu độ $L \geq 8$ m.

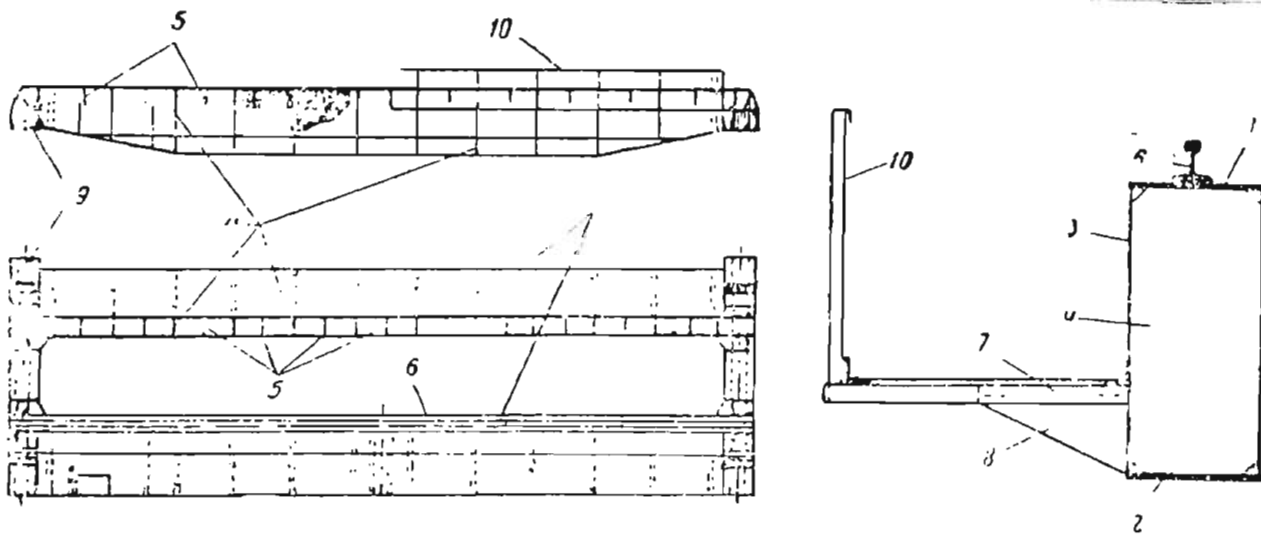
Trong điều kiện cùng thông số Q, L , dầm kép kiểu hộp có khối lượng lớn hơn, nhưng kết cấu đơn giản hơn và có độ cứng vững cao hơn (trong mặt phẳng đứng), độ bền cũng tốt hơn, tuy giá thành cao hơn so với kiểu dàn. Vì vậy nó vẫn được dùng phổ biến hơn.



Hình 7-2. Cầu trục dẫn động bằng tay dầm đơn.



Hình 7-3. Cầu trục dẫn động bằng điện, dầm đơn.



Hình 7-4. Kết cấu dầm kép kiểu hộp.

§7-3. Đặc điểm tính toán dầm cầu lăn.

1. Khái niệm về đường ảnh hưởng

Dầm cầu trục (dù là đơn hay kép, dù là kiểu dàn hay kiểu hộp) đều được coi như dầm đơn giản và đều chịu tải di động khi xe lăn mang tải chạy theo đường ray đặt trên cầu.

Vì vậy việc tính toán dầm cầu không những liên quan đến lực tác

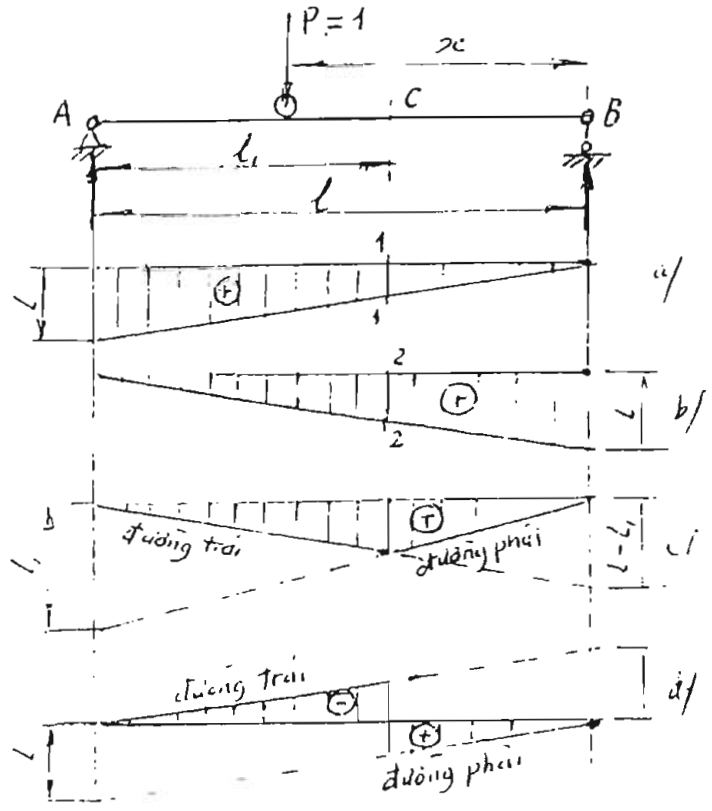
dụng tải các điểm cố định như những dầm thông thường mà còn liên quan đến tải trọng di động. Việc tính toán đặt ra hai yêu cầu cơ bản:

- Xác định vị trí của tải trọng di động sao cho tương ứng với vị trí đó thì đại lượng cần tìm (như lực dọc, lực cắt, mô men uốn, chuyển vị) sẽ có trị số lớn nhất.

- Xác định trị số để tính các đại lượng cần tìm tương ứng với trị số nguy hiểm của tải trọng. Trị số của đại lượng cần tìm là trị số lớn nhất về giá trị tuyệt đối khi tải di chuyển trên kết cấu kim loại.

Vấn đề liên quan đến lý thuyết về đường ảnh hưởng của kết cấu kim loại. Lý thuyết này được nghiên cứu kỹ trong bộ môn cơ học kết cấu, ở đây chỉ giới thiệu những kiến thức sơ lược về đường ảnh hưởng của dầm cầu lặn.

Đường ảnh hưởng là đồ thị biểu diễn quy luật thay đổi của đại lượng cần tìm tại mỗi vị trí, xác định theo mỗi vị trí của tải trọng tập trung bằng đơn vị có phương và chiều không đổi di động trên kết cấu kim loại. Trên hình 7-5 là đường ảnh hưởng của phản lực gối tựa A (đường a) gối tựa B (đường b) mô men uốn M (đường c) và lực cắt Q (đường d) khi tải P = 1 tác dụng di động trên dầm.



Hình 7-5. Xây dựng đường ảnh hưởng của phản lực, mô men uốn và lực cắt

Một tung độ của biểu đồ tại một tiết diện nào đó biểu thị giá trị của đại lượng cần tìm tại tiết diện đó do các tải trọng không di động gây ra.

Còn đường ảnh hưởng cho ta quy luật biến thiên của một đại lượng cần tìm tại một tiết diện nào đó tương ứng với tất cả các vị trí của tải trọng tập trung bằng đơn vị (ví dụ mô men uốn tại tiết diện c trên hình 7-5...). Một tung độ của đường ảnh hưởng tại một tiết diện nào đó biểu thị giá trị của đại lượng cần tìm do tải trọng đơn vị có điểm đặt tại tiết diện đó gây ra. Đường ảnh hưởng không biểu diễn sự biến thiên của đại lượng cần tìm từ tiết diện này sang tiết diện khác.

Thứ nguyên của đại lượng cần tìm xác định theo tỉ số X/P .

Sau khi xác định được đường ảnh hưởng của phản lực gối tựa lực cắt và mô men uốn, ta xác định được trị số cực đại của mô men uốn có tung độ nằm dưới tiết diện c

$$M_{max} = \frac{l_1 (1 - l_1)}{1} = \frac{l_1 l_2}{1} \quad ; \text{ (mm)} \quad (7-1)$$

Nguyên tắc xét dấu ở đây cũng giống như trong sức bền vật liệu: lực cắt Q dương nếu nó nằm bên trái tiết diện mà hướng xuống hay nằm bên phải tiết diện mà hướng lên và ngược lại

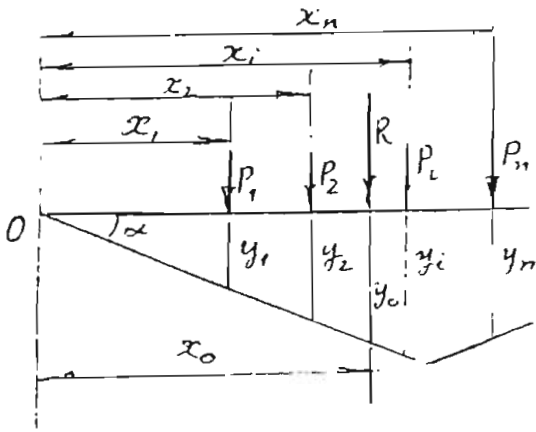
Đó là cơ sở để xác định đường ảnh hưởng của đại lượng cần tìm do tải trọng thực gây ra cho dầm.

2. Xác định giá trị cần tìm của đường ảnh hưởng.

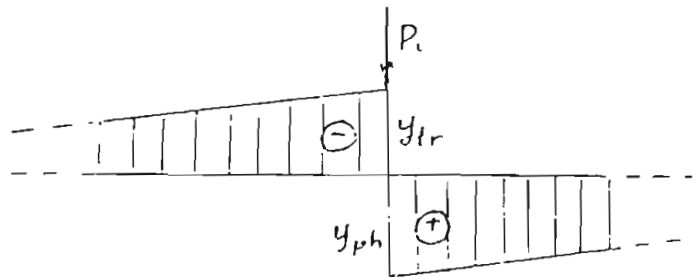
Khi trên dầm có các lực P_i tác dụng mà hợp lực của chúng là R cách tâm O (gối) một khoảng x thì đại lượng cần tìm được xác định theo công thức:

$$X \operatorname{tg} \alpha \sum_1 P_i x_i = R x_0 \operatorname{tg} \alpha = R y_0 \quad (7-2)$$

y_0 là tung độ của đường ảnh hưởng ứng với điểm đặt hợp lực R, dấu của y_0 lấy theo dấu của đường ảnh hưởng.



Hình 7-6. Xác định đại lượng cần tìm dưới tác dụng của tải trọng thực theo đường ảnh hưởng là những đoạn thẳng.



Hình 7-7. Xác định đại lượng cần tìm theo đường ảnh hưởng có bước nhảy

Đại lượng cần tìm có giá trị cực đại tại vị trí xác định nào đó $x = x_0$, khi thoả mãn điều kiện:

$$\left[\frac{d X}{d x} \right]_{x = x_0} = 0 \quad (7-3)$$

Tổng quan mà nói đường ảnh hưởng có thể rất đa dạng nên có thể có nhiều vị trí thoả mãn điều kiện trên. Nhưng vấn đề quan trọng là xác định đúng vị trí nguy hiểm nhất của tải trọng di động và lực xung yếu gây cho vị trí nguy hiểm đó. Như vậy để tìm lời giải cho bài toán này có thể phải tính toán rất nhiều lần (vì về nguyên tắc nếu có n tải di động m đỉnh lồi trên đường ảnh hưởng phải tính n.m lần).

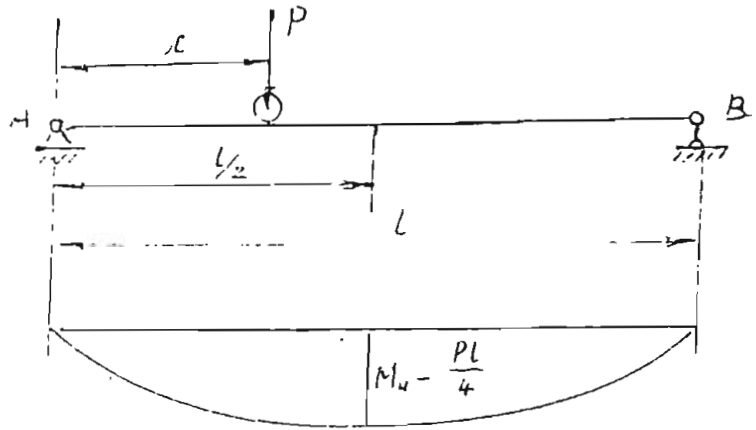
Trong thực tế ta thường gặp đường ảnh hưởng có dạng tam giác, như đường ảnh hưởng của mô men uốn dầm đơn giản (xem hình 7-5c...) và nội lực trong một số thanh của dàn. Lúc đó bài toán trở nên đơn giản hơn nhiều, đó cũng là cơ sở để tính toán dầm cầu lặn.

3. Xác định đại lượng cần tìm trong dầm cầu lặn.

Tìm vị trí nguy hiểm nhất khi tải di chuyển trên cầu và tính đại lượng cần tìm cực đại tại tiết diện đó.

Bài toán này được giải quyết dễ dàng bằng phương pháp giải tích.

Nếu cho xe lặn có tải trọng tập trung P chuyển động dọc theo thanh AB (hình 7-8...) thì các đỉnh của giản đồ mô men uốn xây dựng các vị trí khác nhau của dầm nằm trên đường parabol. Phương trình parabol có dạng:



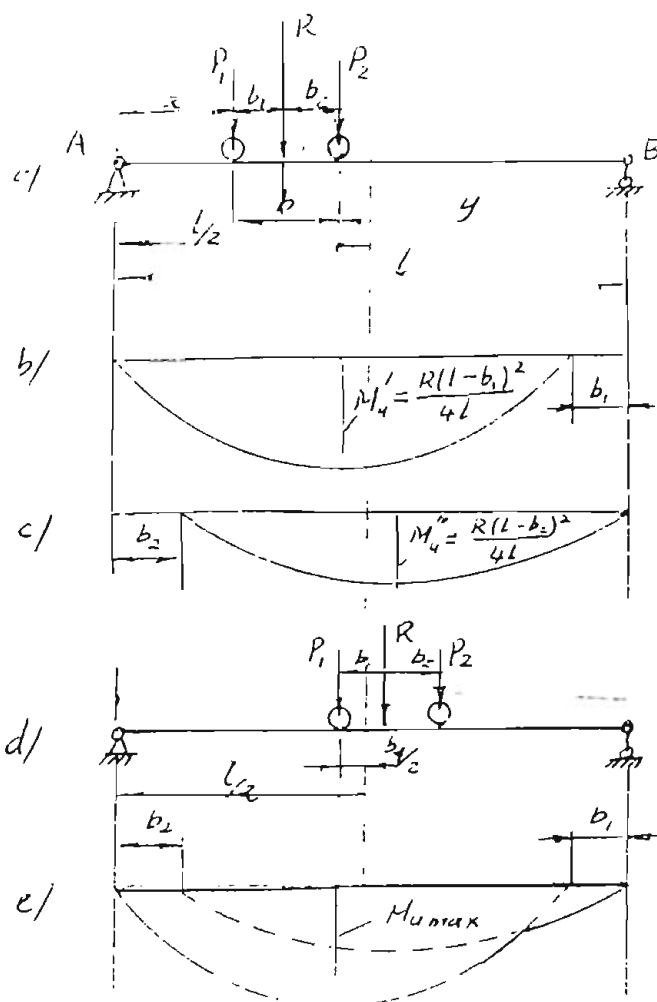
Hình 7-8. Giản đồ bao mô men uốn.

$$M_x = P \frac{l-x}{l} x. \quad (7-4)$$

Khi tải trọng ở giữa nhịp mô men uốn đạt trị số cực đại Trị số đó bằng

$$M_u = \frac{Pl}{4} \quad (7-5)$$

Nếu xe lặn có hai tải trọng tập trung khác nhau ($P_1 \neq P_2$) đặt cách nhau một khoảng không đổi b (hình 7-9) thì vị trí của hợp lực R xác định theo khoảng cách b_1 và b_2 .



Hình 7-9. Biểu đồ bao mô men uốn khi có hai tải trọng

$$\begin{array}{l}
 b_1 \quad \frac{P_1 b}{R} \quad b_2 \quad \frac{P_2 b}{R} \\
 \text{Phản lực tựa} \\
 A - R \frac{l - b_1}{l} \quad R \left[1 - \frac{x}{l} - \frac{b_1}{l} \right] \quad (7-6)
 \end{array}$$

Mô men ở tiết diện của dầm dưới tải trọng P_1 nằm cách gối A khoảng x .

$$\begin{aligned}
 M_x &= A_x \quad R_x \left[1 - \frac{x}{l} - \frac{b_1}{l} \right] \\
 &= R \left[x - \frac{x^2}{l} - \frac{b_1 x}{l} \right] \quad (7-7)
 \end{aligned}$$

Phương trình này là phương trình parabol xây dựng trên chiều

dài l b_1 (hình 7-9b). Trị số cực đại của mô men uốn sẽ bằng:

$$M'_{u \max} = R \frac{(l - b_1)^2}{4l} \quad (7-8)$$

Khi $x = \frac{l - b_1}{2}$

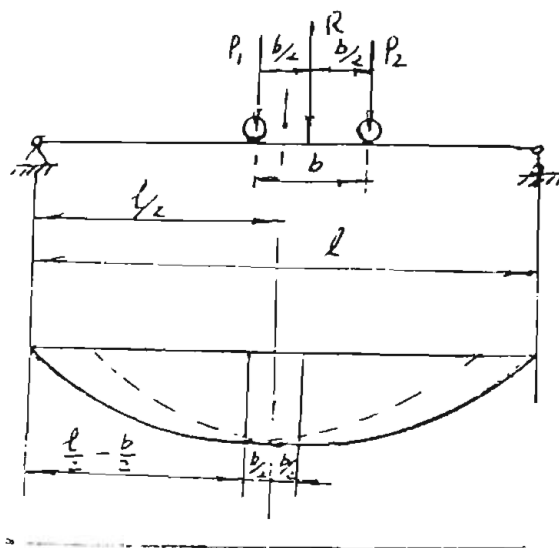
Xét tiết diện dầm dưới tải trọng P_2 ta cũng được phương trình parabol tương tự (hình 7-9c)

$$M''_{u \max} = R \frac{(l - b_2)^2}{4l} \quad (7-9)$$

Khi $y = \frac{l - b_2}{2}$

Vậy mô men uốn cực đại tuyệt đối dưới tác dụng của xe lăn có hai tải trọng P_1 và P_2 khác nhau, cách nhau một đoạn b sẽ nằm tại tiết diện dưới tải trọng P_1 (nếu $P_1 > P_2$) khi tải trọng P_1 và hợp lực R có vị trí cách đều nhau ở hai bên trung điểm của dầm (hình 7-9d).

Trên hình 7-10, cho giản đồ bao mô men uốn. Nếu giản đồ bao này vẽ theo một tỉ lệ lực nào đó thì dọc theo nó ta có thể xác định được trị số mô men uốn lớn nhất ở bất kỳ tiết diện nào của dầm dưới tác dụng của tải trọng cho trước.



Hình 7-10. Giản đồ bao mô men uốn khi có hai tải trọng bằng nhau

§7-4. Cơ cấu dẫn động cầu lăn và các phương án bố trí

Cầu trục thường có khẩu độ 10 ÷ 32 mét. Cơ cấu di chuyển cầu lăn thường do một động cơ điện (đặt khoảng giữa cầu) dẫn động tập trung (đi qua cơ cấu phanh, các cặp bánh răng, trục truyền) làm quay các bánh xe chủ động hoặc do một số động cơ điện (đặt ở các góc cầu lăn) dẫn động độc lập (đi qua cơ cấu phanh hộp giảm tốc) làm quay các bánh xe chủ động ở một góc tương ứng của cầu lăn.

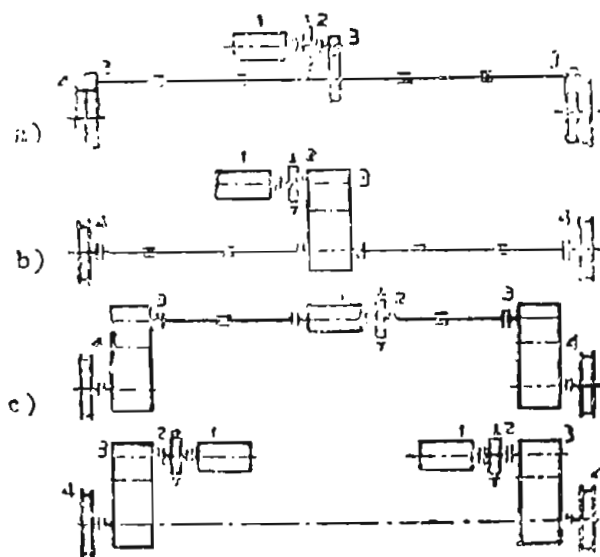
Trên hình 7-11 là 4 phương án bố trí cơ cấu dẫn động cầu lăn

Phương án a/: Dẫn động tập trung, truyền động hở, trục truyền quay với vận tốc trung bình

Ưu điểm: Kết cấu đơn giản để chế tạo, kích thước và trọng lượng trục truyền không lớn lắm.

Nhược điểm: Khó bảo dưỡng hiệu suất thấp kém an toàn

Phạm vi sử dụng: Dùng cho cầu trục tải nhỏ vận tốc thấp



Hình 7-11. Các phương án bố trí cơ cấu dẫn động cầu lăn

Ưu điểm: Kết cấu khá đơn giản để bảo dưỡng hiệu suất tương đối cao tuổi thọ khá cao.

Nhược điểm: Mô men trục truyền lớn, kích thước và trọng lượng trục lớn.

Phạm vi sử dụng: Dùng cho cầu trục tải không lớn lắm. $Q \leq 10$ tấn khẩu độ nhỏ $L \leq 10$ mét.

Phương án c/: Dẫn động tập trung truyền động kín trục truyền vận tốc cao.

Ưu điểm: Trọng lượng và kích thước trục truyền nhỏ gọn, hiệu suất tương đối cao.

Nhược điểm: Phải đề phòng rung động cho cơ cấu, phải chế tạo hai hộp giảm tốc giống nhau.

Phạm vi sử dụng: Dùng cho cầu trục tải nhỏ, khẩu độ lớn.

Phương án d/: Dẫn động độc lập truyền động kín không dùng trục truyền.

Ưu điểm: Kích thước và trọng lượng gọn nhẹ đặc biệt đối với tải lớn, khẩu độ lớn.

Nhược điểm: Kết cấu phức tạp chế tạo lắp ghép và vận hành đòi hỏi độ chính xác cao, kể cả phần cơ và điện nhằm đảm bảo các bánh xe lăn đồng tốc

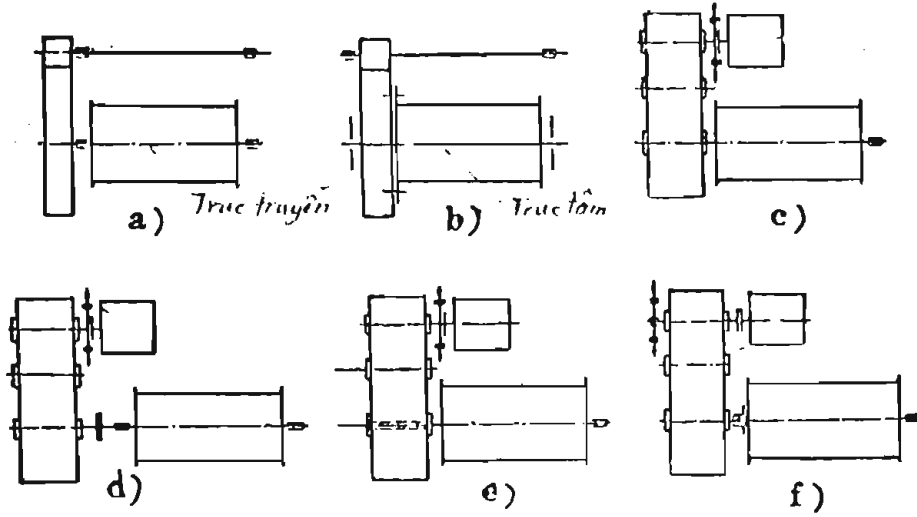
Phạm vi sử dụng: Dùng cho những cầu trục có khẩu độ và tải nâng lớn.

Để đảm bảo cho an toàn bộ cầu trục di chuyển được bình thường dọc theo đường ray, việc bố trí các bánh xe ở dầm ngang (dầm cuối) của cầu phải thoả mãn điều kiện

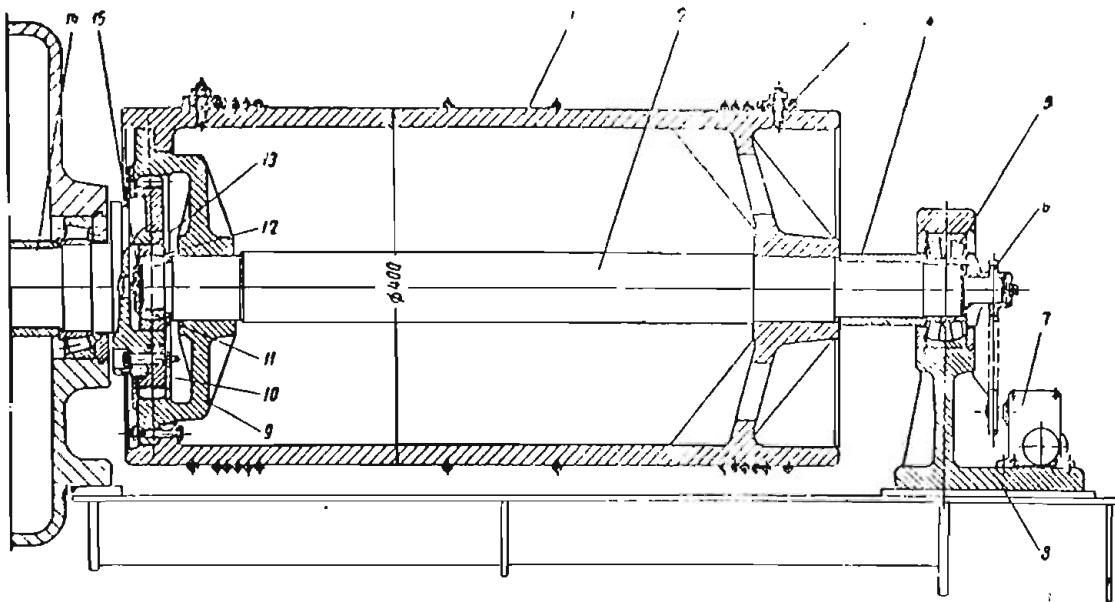
$$\frac{L}{K_k} \leq 8$$

L Khẩu độ

án bố trí như trên hình 7-14. Phương án a, b truyền động hở, đầu trục của bánh răng nhỏ có thể lắp cơ cấu dẫn động bằng tay (khi tải nhỏ, vận tốc thấp) hoặc có thể lắp cơ cấu dẫn động bằng điện (khi tải lớn vận tốc cao) Phương án c, d, e, f truyền động kín, trong đó phương án c tuy nhỏ gọn nhưng khó sửa chữa, lắp ráp, phương án f là hợp lý hơn cả. Hình 7-15 là một kết cấu lắp ghép tang trên trục.



Hình 7-14. Các phương án bố trí cơ cấu nâng.

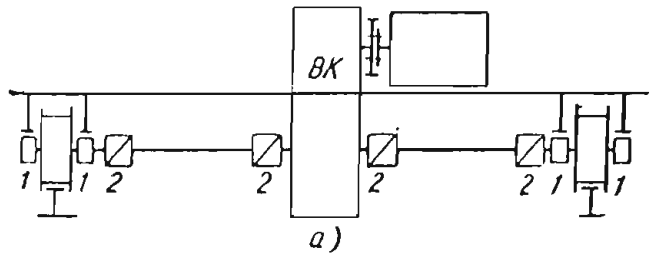


Hình 7-15. Kết cấu lắp ghép tang trên trục.

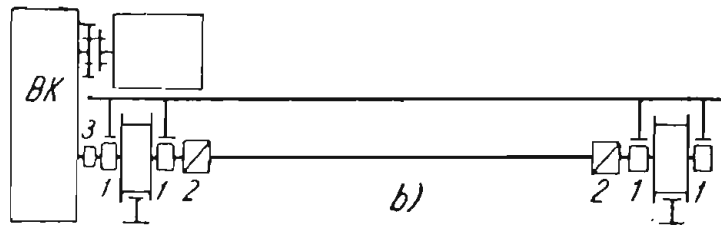
Các phương án bố trí cơ cấu di chuyển xe lăn.

Việc bố trí cơ cấu di chuyển xe lăn thường được qui chuẩn theo 3 sơ đồ hình 7-16.

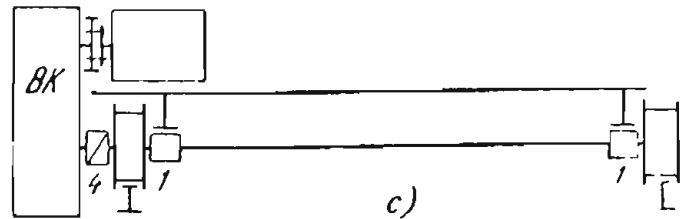
Sơ đồ a/: Bảo đảm các bộ phận được phân thành khối, lắp ráp, sửa chữa và kiểm tra dễ dàng, nhưng do có nhiều ổ đỡ và khớp nối nên kết cấu phức tạp nặng nề.



Sơ đồ b/: Cơ cấu nhẹ và đơn giản hơn nhưng khó lắp ráp sửa chữa khớp nối trực giữa hộp giảm tốc và bánh xe.



Sơ đồ c/: Hộp giảm tốc được đặt công xôn, sử dụng trực liền khối cho hai bánh xe do đó cơ cấu gọn, đơn giản hơn nhưng đòi hỏi cao hơn trong chế tạo lắp ráp.



Hình 7-16. Các phương án bố trí cơ cấu di chuyển xe lăn.

§7-6. Các thiết bị khống chế và cơ cấu an toàn của cầu trục.

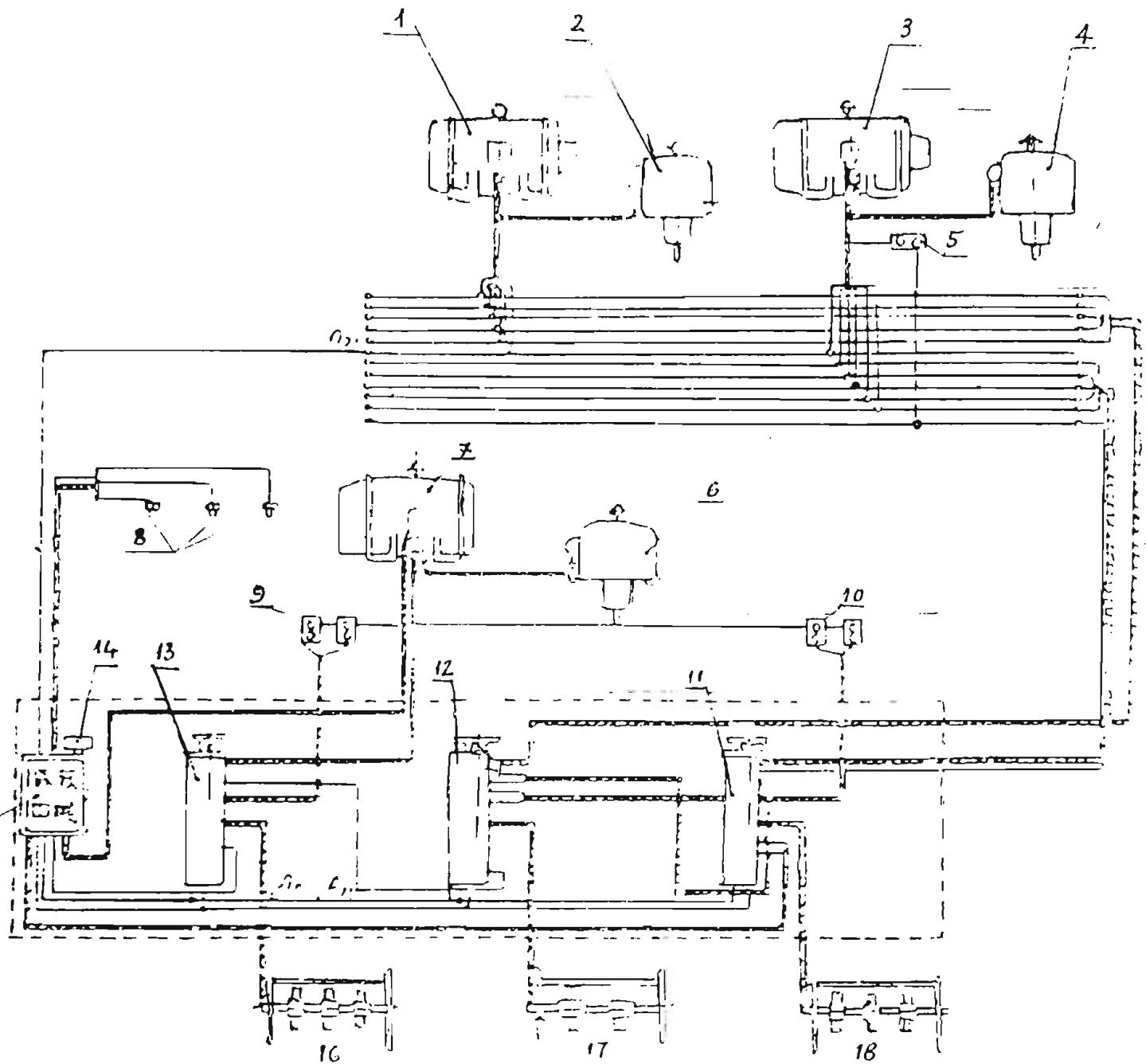
Các thiết bị điện của cầu trục phải tuân thủ qui tắc an toàn cả về kết cấu, lắp đặt và kiểm định.

Về phần trang thiết bị điện ở cầu trục, ngoài động cơ, các nam châm điện từ, chủ yếu là trang bị dây dẫn thiết bị khởi động và đóng ngắt. Cơ cấu an toàn của cầu trục có cấu tạo và tính năng riêng tùy thuộc vào yêu cầu và tính năng của từng loại cầu trục. Ở đây chỉ giới thiệu một số thiết bị điển hình về cơ và điện.

Trên hình 7-17 là sơ đồ bố trí thiết bị an toàn điện của một cầu trục thông dụng có 3 động cơ.

1. Trang bị dây dẫn.

Dòng điện lưới cấp cho cầu trục được dẫn tới nhờ hệ thống dây dẫn trượt dọc theo đường di chuyển của cầu lăn. Đường dây dẫn trượt này thường là thép cán hình (góc, tròn hoặc ray nhỏ), trường hợp đặc biệt mới dùng vật liệu đồng.



Hình 7-17. Sơ đồ bố trí thiết bị an toàn điện của cầu trục thông dụng có 3 động cơ.

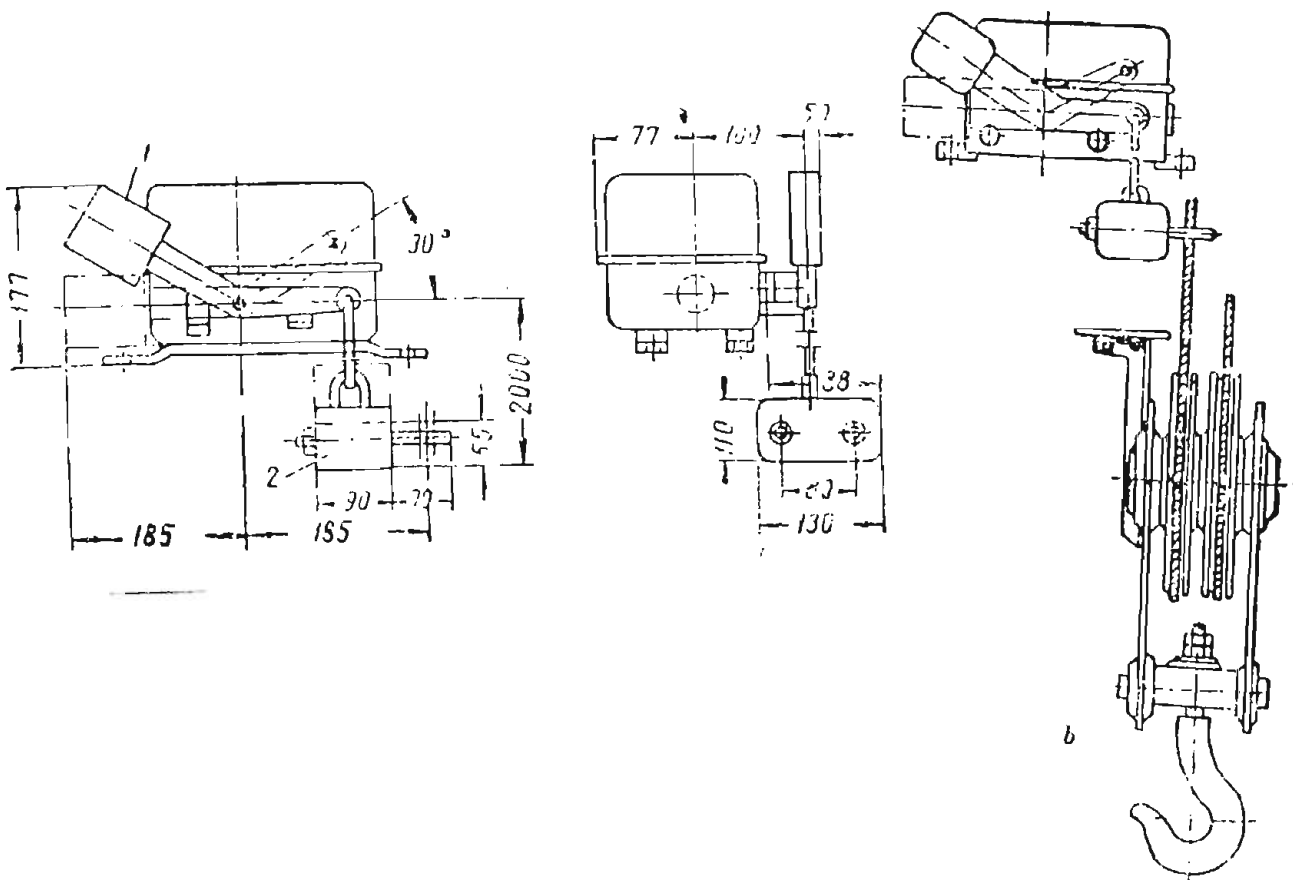
1. Động cơ dịch chuyển xe con
2. Hộp cuộn dây phanh hãm dịch chuyển xe con
3. Động cơ cơ cấu nâng,
4. Hộp cuộn dây phanh hãm cơ cấu nâng
5. Hộp bảo hiểm cơ cấu nâng
6. Động cơ di chuyển con lăn,
7. Hộp cuộn dây phanh động cơ di chuyển cầu lăn

8. Đầu dây lấy từ nguồn,
9. Bộ đóng ngắt cuối hành trình cầu lăn,
10. Bộ đóng ngắt cuối hành trình xe con
11. Bộ khống chế cơ cấu nâng
12. Bộ khống chế cơ cấu xe con,
13. Bộ khống chế xe lăn,
14. Hộp bảo hiểm khẩn cấp,
15. Hộp bảo hiểm,
16. Biến trở khởi động cầu lăn,
17. Biến trở khởi động xe con,
18. Biến trở khởi động cơ cấu nâng.

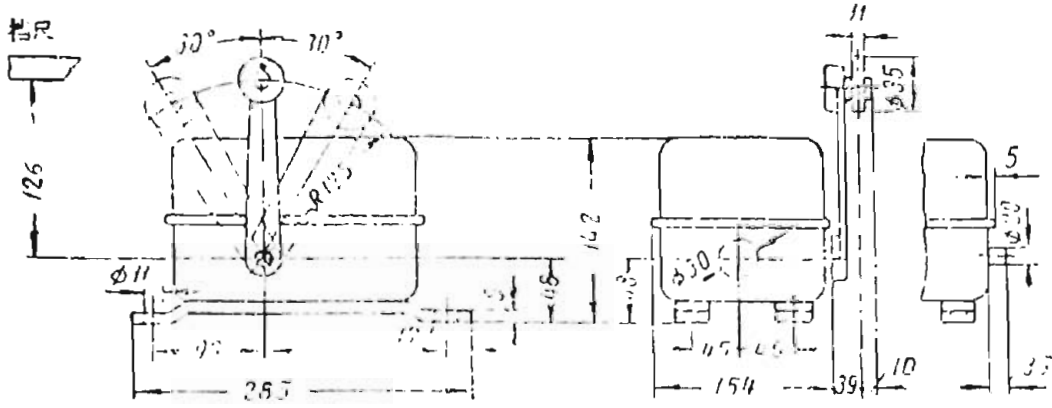
Để phân biệt với các chi tiết không mang điện khác , hệ thống đường điện trượt này ở mặt không làm việc phải được sơn màu qui định , đồng thời phải được bố trí tách riêng tránh sự va chạm của người lái máy trục và người lên xuống cầu thang.

2. Thiết bị khống chế.

Công dụng chủ yếu của thiết bị khống chế cầu trục là khởi động phanh hãm , điều tốc đảo chiều quay của động cơ . Thiết bị này thường là bộ khống chế kiểu tiếp điểm và công tắc hành trình. Kết cấu và nguyên lý làm việc của bộ khống chế được trình bày trong giáo trình trang bị điện. Trên hình 7-18 là công tắc hành trình của cơ cấu nâng, trên hình 7-19 là công tắc hành trình của cơ cấu di chuyển cầu lăn.



Hình 7-18. Công tắc hành trình cơ cấu nâng.

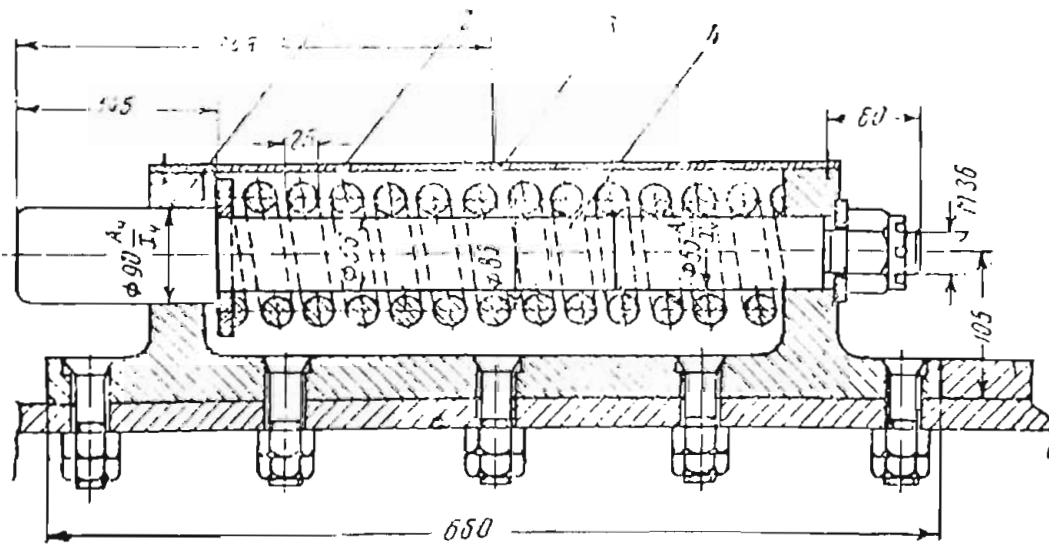


Hình 7-19. Công tắc hành trình cơ cấu di chuyển.

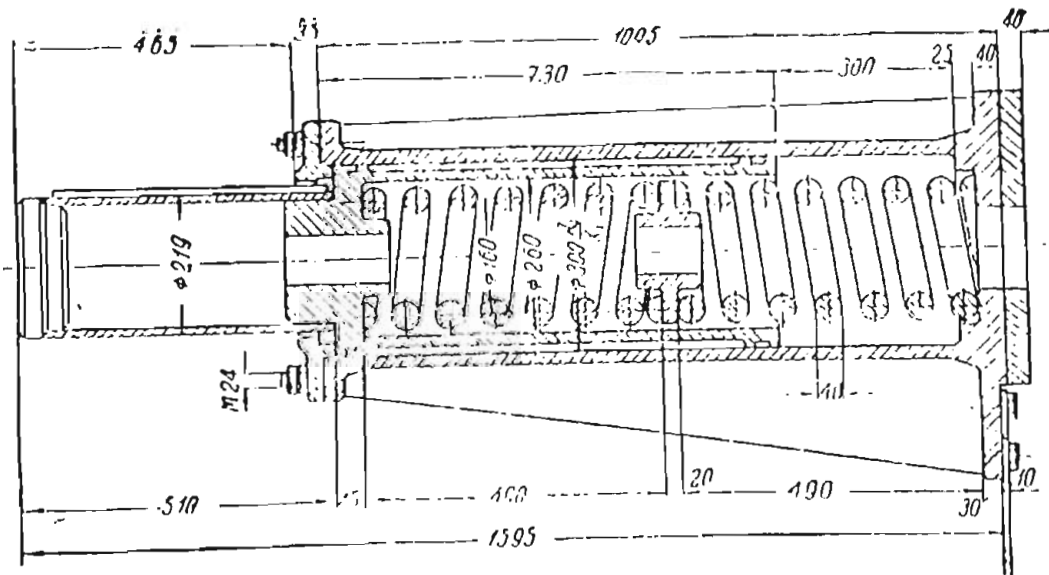
3. Cơ cấu hoãn xung

Đây là một trang bị an toàn cơ khí của cần trục Nó dùng để phòng tránh xung lực ở đoạn cuối hành trình. Cơ cấu hoãn xung thường có 3 loại:

- Hoãn xung bằng lò xo:
- Trên hình 7-20 là cơ cấu hoãn xung lò xo lắp cho xe lăn.
- Trên hình 7-21 là cơ cấu hoãn xung lò xo lắp cho cầu lăn.
- Hoãn xung bằng ma sát.
- Hoãn xung bằng thuỷ lực.



Hình 7-20. Bộ phận hoãn xung của xe lăn.



CHƯƠNG 8: CẦN TRỤC QUAY

§8-1 Khái quát chung.

Cần trục quay là máy trục có cơ cấu quay quanh một trục có đường tâm cố định. Cần trục quay có hai loại cơ bản là:

Cần trục cột quay: Là cần trục có cột quay mang cơ cấu nâng cùng quay theo ví dụ hình 8-1, 8-2, 8-3.

Cần trục cột cố định: Là cần trục cột đứng yên có dàn quay mang cơ cấu nâng cùng quay theo quanh cột cố định ví dụ hình 8-1, 8-2, 8-3.

Hai loại cần trục này được dùng nhiều trong các nhà máy xí nghiệp. Ngoài ra còn có cần trục mâm quay (hay vòng quay) được dùng ở những nơi có yêu cầu riêng.

Cơ cấu quay của cần trục quay đã trình bày ở chương 5

Sau đây chỉ trình bày một số đặc trưng kết cấu và tính toán của hai loại cần trục quay thông dụng.

§8-2. Cần trục cột quay

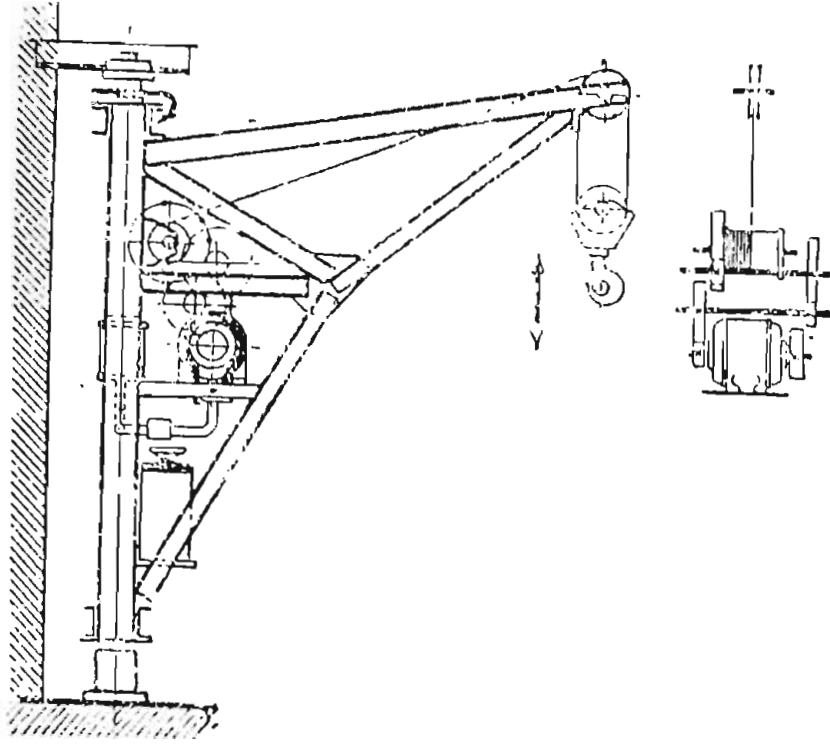
1. Đặc trưng cấu tạo.

Cần trục cột quay có cấu tạo rất đa dạng (hình 8-1, 8-2, 8-3) nhưng có đặc điểm chung như sau: Trục quay là một thanh đứng của kết cấu kim loại tựa trên hai ổ quay trong đó ổ trên bao giờ cũng có lực ngang còn ổ dưới bao giờ cũng có lực dọc. Góc quay của trục (cũng là góc quay của dàn và của cơ cấu nâng) không vượt quá 360° .

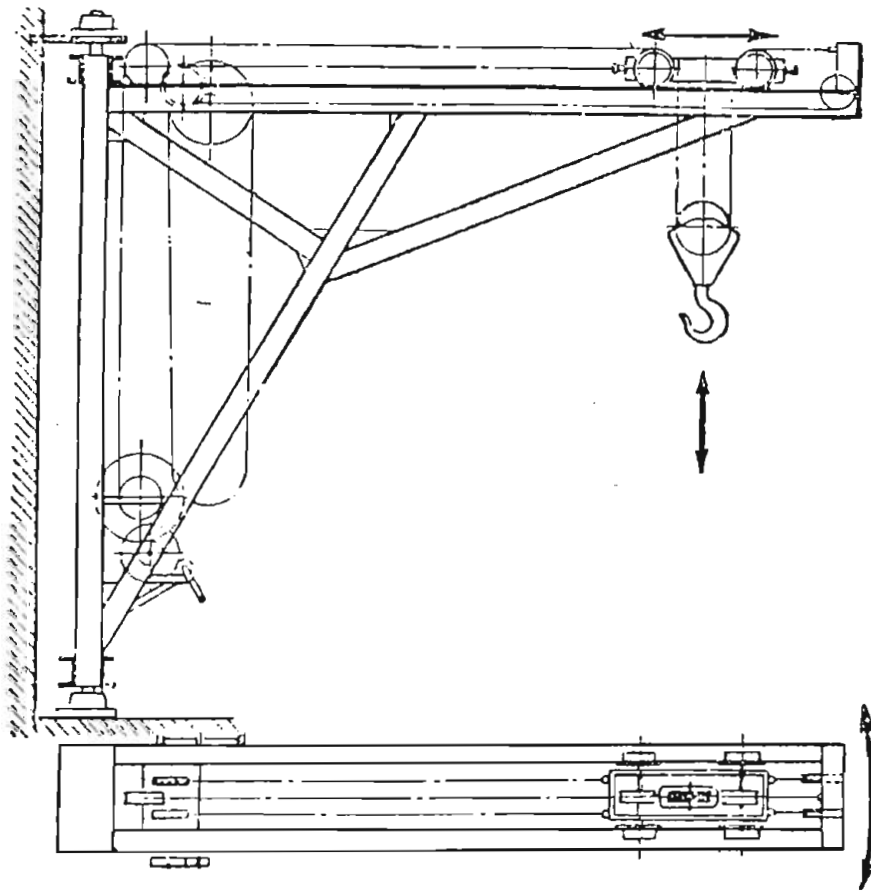
Cần trục cột quay có thể không có cơ cấu thay đổi tầm với (hình 8-1) hoặc thay đổi tầm với theo cách di chuyển vị trí palăng nâng vật (hình 8-2) hoặc thay đổi góc nghiêng của cần nâng (hình 8-3).

2. Đặc điểm kết cấu và đặc điểm tính toán dàn cần trục

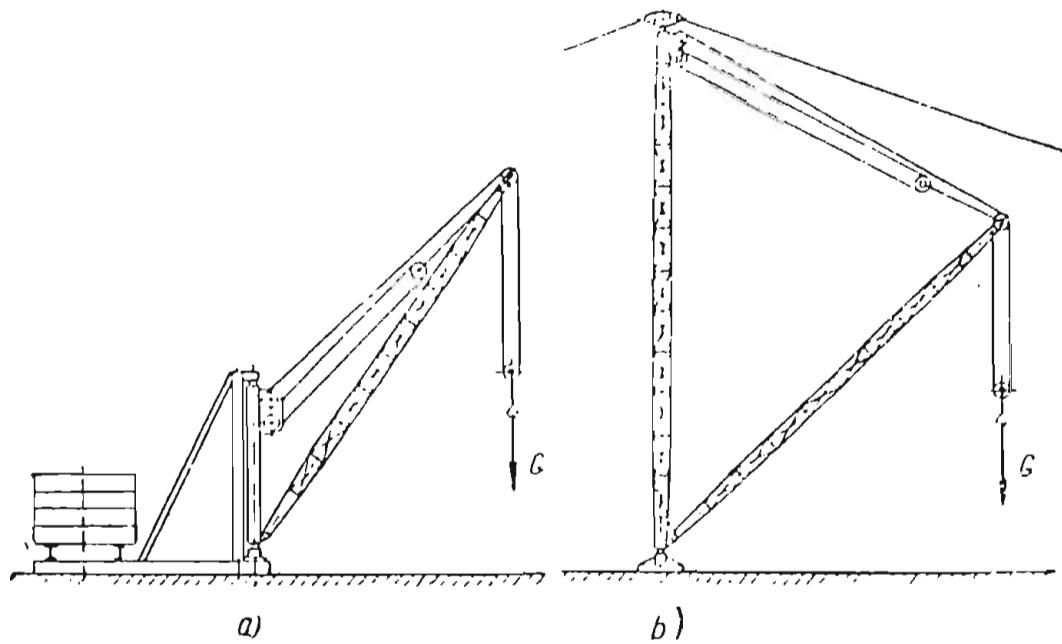
Nội dung của bài toán tính dàn cột quay là xác định các ứng lực và mô men lớn nhất xuất hiện trong các thanh của dàn khi cần trục làm việc (ở các góc quay của cột và vị trí của cơ cấu nâng) và chọn tiết diện các thanh theo sức bền. Ở đây thường giải bài toán theo phương pháp hoạ đồ bởi vì nó thể hiện các ưu điểm nổi bật như sau:



Hình 8-1. C̣n trục cột quay không thay đ̣i tâm với.



Hình 8-2



Hình 8-3.

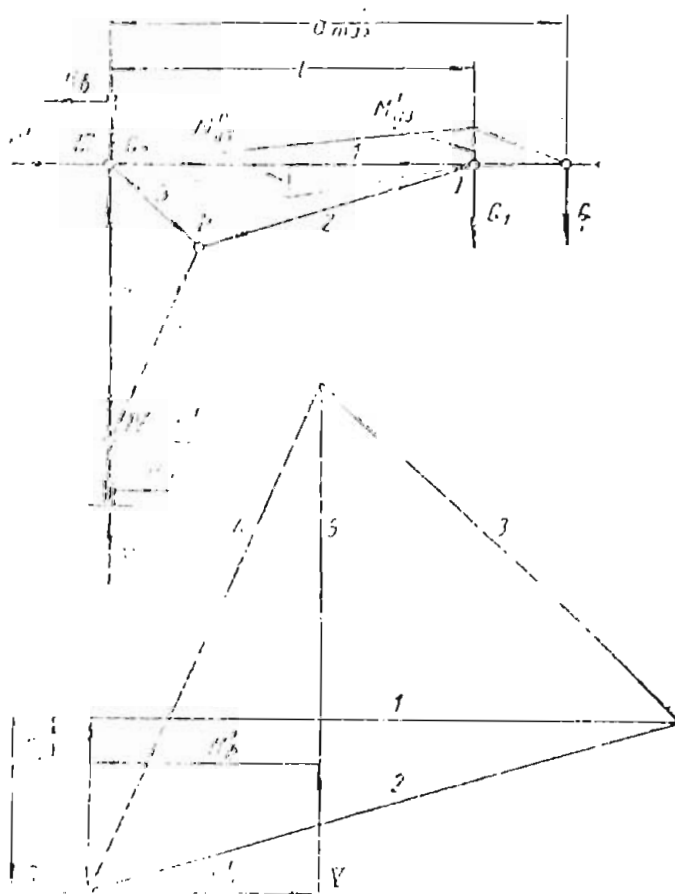
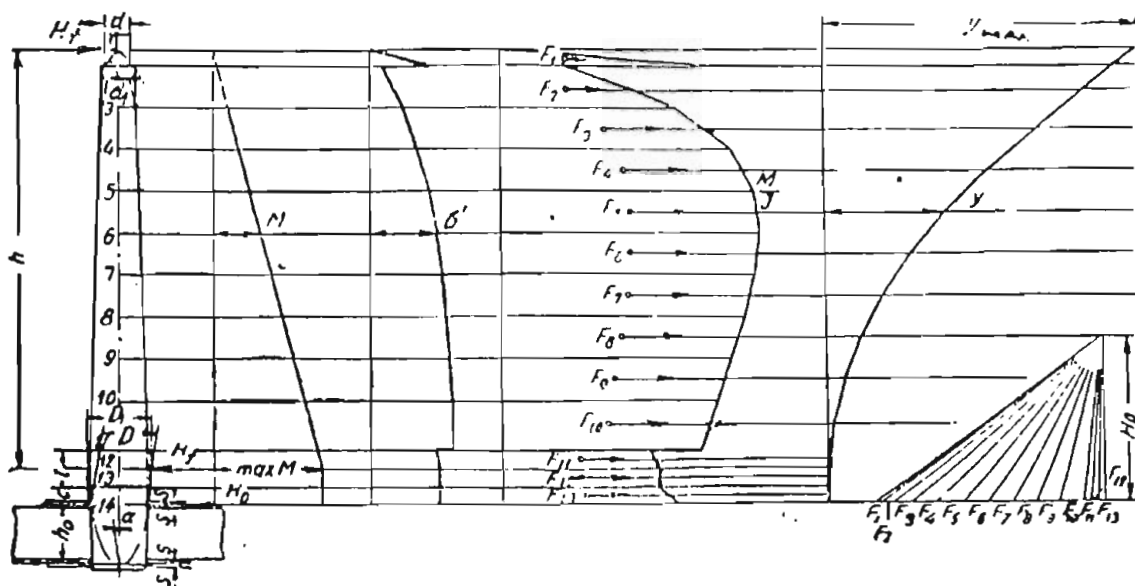
- Thấy rõ tình trạng chịu tải của cả dàn, từ đó có thể phân tích so sánh ứng lực trong các thanh một cách nhanh chóng

- Để kiểm tra lấy kết quả trong quá trình vẽ
- Cho phép vừa vẽ vừa điều chỉnh để chọn phương án hợp lý.

Đối với cần trục cột quay không dùng cần nâng, dàn cần trục được chế tạo liền với thanh đứng (cột). Khi tính toán nội lực trong các thanh của dàn thường tách riêng tải có ích (tải nâng và đồ mang) tác dụng lên dàn và tải do trọng lượng bản thân của các thanh (thường qui về tập trung tại các mắt của dàn) để vẽ được hai hoạ đồ lực (xem hình 8-4, 8-5). Trong trường hợp yêu cầu độ chính xác không cao thì chỉ cần vẽ hoạ đồ thứ nhất, còn trọng lượng bản thân gây ra ảnh hưởng chiếm khoảng $15 \pm 20\%$ tổng nội lực. Nội lực trong các thanh sẽ là tổng đại số các nội lực từ hai hoạ đồ trên. Từ đây có thể xác định được ứng suất lên tất cả các thanh của dàn kể cả cột đứng (xem hình 8-6).

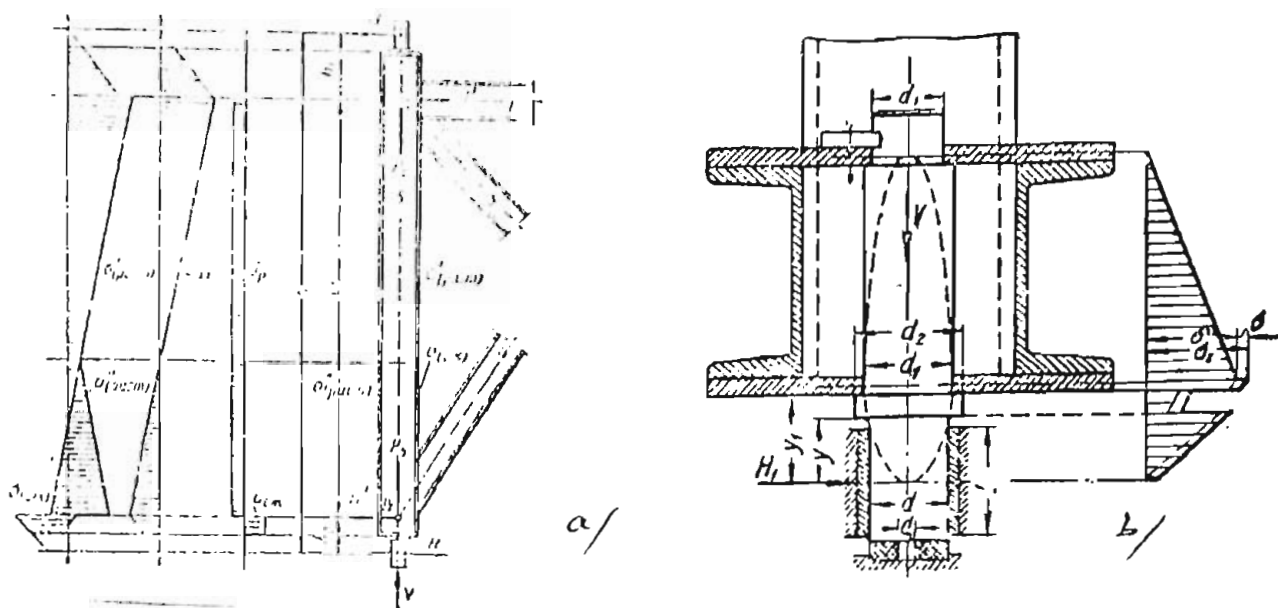
Đối với cần trục cột quay dùng cần nâng việc giải bài toán bằng hoạ đồ lực cũng tỏ ra rất phù hợp với sự chú ý xuất phát từ giả thiết (như đã trình bày ở §5-2) các lực tập trung ở tâm puli đầu cần nâng tại một góc nâng xác định cân bằng nhau. Trên hình 8-6 là một ví dụ giải bài toán này có tính đến ảnh hưởng của dây đối với cột.

Sau khi xác định được các lực tác dụng lên thanh đứng (cột), người ta tính toán thiết kế gối đỡ (có thể lựa chọn theo các phương án đã trình bày ở mục § 5-2). Ở đỉnh và chân cột phải bố trí giá đỡ thanh dằng, gối tựa và các bu lông kẹp (xem hình 8-7) Giá đỡ gối tựa và bu lông ở đây phải được tính toán với lực cực đại xuất hiện khi góc quay của cần trục xác định theo mặt phẳng trung tâm của máy (góc quay của dàn) $\varphi = 90^\circ$ và $\varphi = 27^\circ$

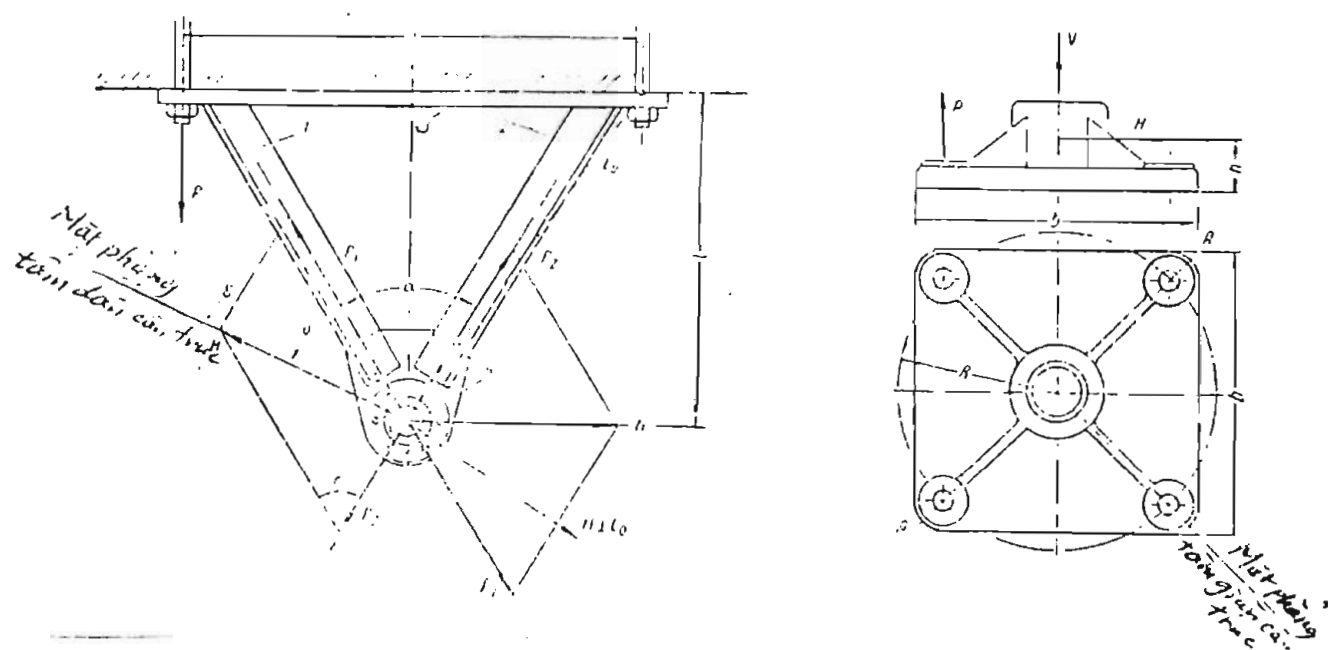


Hình 8-5. Hoạ đồ lực do trọng lượng bản thân gây ra

Hình 8-4. Hoạ đồ lực do tải có ích gây ra



Hình 8-6. Ứng suất trên cột đứng và đầu cột.

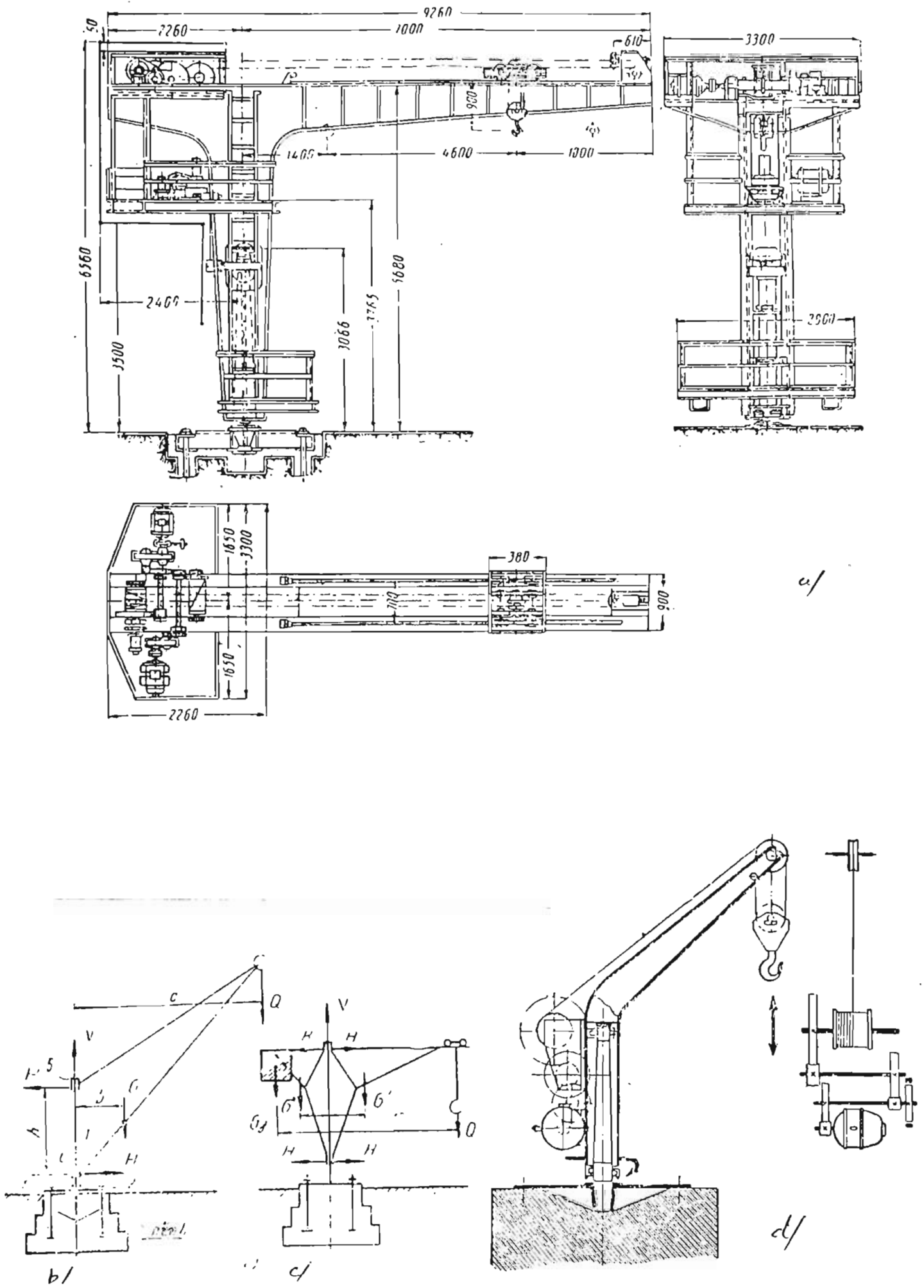


Hình 8-7. Sơ đồ tính giá đỡ ở trên và dưới của cột.

§8-3 Cản trục cột cố định.

1. Đặc trưng cấu tạo.

Cản trục cột cố định cũng có cấu tạo rất đa dạng, nhưng có chung những đặc điểm sau: (xem hình 8-8)



Hình 8-8. Một số kiểu cần trục cố định

a. Dàn kết cấu kim loại tựa vào 2 ổ quay bố trí trên một cột cố định vào bệ máy, ổ dưới chỉ chịu lực ngang, ổ trên vừa chịu lực ngang vừa chịu lực dọc.

b. Cần trục cột cố định có thể không bố trí cơ cấu thay đổi tầm với (như hình 8-8 b, d), hoặc có cơ cấu thay tầm với theo phương án di chuyển palăng nâng (xe lăn) dọc theo dàn vuông góc với cột (hình 8-8 a, c).

c. Trong quá trình làm việc dàn có thể quay hết vòng 360° quanh cột cố định.

d. Để giảm lực uốn gây ra cho cột và mô men lật đối với bệ móng, dàn thường được làm thành hai cánh một cánh bố trí palăng nâng còn cánh kia bố trí đối trọng, ca bin.

2. Đặc trưng kết cấu và tính toán dàn và cột.

Dàn của cần trục cột cố định như đã trình bày ở trên thường làm thành hai cánh không gắn liền với cột mà chỉ liên hệ với cột thông qua xà ngang cố định gối tựa ở đỉnh cột và vỏ áo cố định ở tựa (con lăn) ở dưới. Cách tính toán dàn vẫn dùng các phương pháp như đã trình bày ở trên.

Cột của cần trục cột cố định là một chi tiết rất quan trọng. Nó được rèn từ thép CT4, hoặc bằng thép ống dày, ở phía trên có hàn ngỗng trục rèn. Các thông số xuất phát để tính toán cột là lực ngang H_{\max} , lực dọc V_{\max} , chiều dài cột h (thường chọn trước). Vì các ổ tựa thường được bố trí ở cùng vị trí với mắt dàn nên phần lực ngang tại đó là trị số tính toán lực ngang H . Cột chịu tải nhỏ dần từ chân lên đỉnh cột, nên nó thường được làm thành dạng hình nón cụt còn ở chân cột để tiện lắp ráp và sửa chữa, cũng được làm thành hình nón cụt ngược (độ côn 1/10) (xem hình 5-10, 8-8 d).

- Phần ổ tựa trên đầu cột là nơi chịu tải lớn (vừa uốn vừa đập) nên phải tính toán cho cả hai ứng suất này.

- Phần thân cột và ngỗng trục trên được tính toán theo ứng suất uốn và ứng suất nén. Ngoài ra còn phải kiểm nghiệm theo độ võng (hình 8-9).

- Phần chân cột được tính toán theo ứng suất đập do mô men lật và lực dọc gây ra.

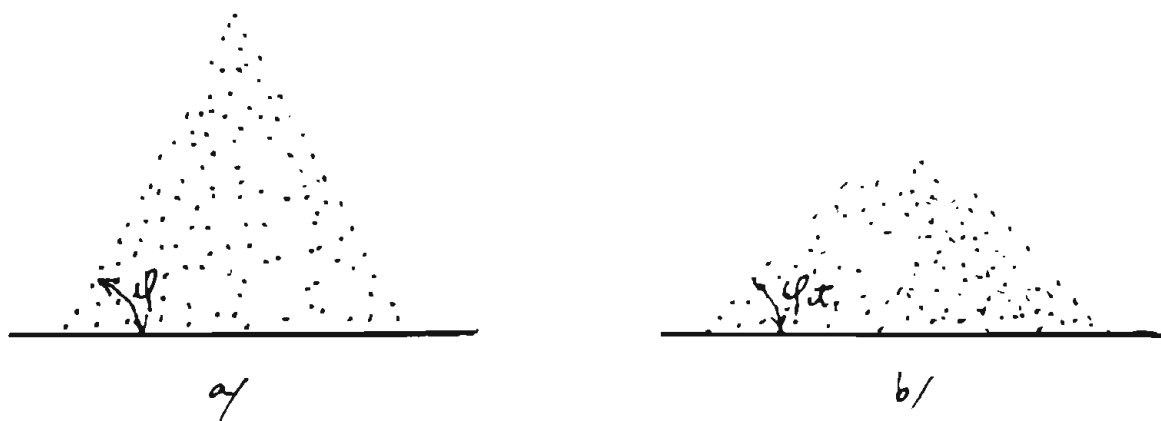
CHƯƠNG 9: MÁY VẬN CHUYỂN LIÊN TỤC.

§9-1 Khái niệm chung.

1. Đặc điểm của đối tượng vận chuyển.

Trong sản xuất cũng như trong nhiều ngành kinh tế quốc dân cần phải vận chuyển một khối lượng lớn những vật phẩm có dạng cục, hạt, bột, như quặng đá than, cát, sỏi hoặc dạng vật phẩm có tính chất đặc biệt như bao xi măng, bao đường, bao gạo..., hoặc dạng thỏi lớn nặng như thỏi thép nóng, khúc gỗ to... dạng thanh dài như thanh thép, ống nhựa dài hoặc loại tấm rộng như tấm thép, tấm gỗ dán...

Loại vật phẩm dạng cục, hạt, bột có đặc điểm quan trọng là khi vun đống tự nhiên chúng tạo với mặt phẳng ngang một góc gọi là "góc đổ tĩnh" hay còn gọi là "góc ở" kí hiệu là φ . Góc này sẽ giảm xuống nhiều khi vận chuyển chúng và ổn định ở một giá trị gọi là "góc đổ động" kí hiệu là φ_n . Các giá trị φ và φ_n phụ thuộc vào độ hạt và hệ số ma sát. Bảng 9-1 cho trị số về độ hạt, hệ số ma sát và các góc đổ tĩnh, góc đổ động của một số vật phẩm thường gặp trong các phép tính gần đúng lấy $\varphi_n = 0,7 \varphi$.



Hình 9-1. Góc đổ tự nhiên của vật liệu dạng hạt và bột.
a. Góc đổ tĩnh. b. Góc đổ động.

Để vận chuyển các loại vật phẩm đã nêu ở trên có thể dùng nhiều loại trang thiết bị khác nhau thuộc loại máy vận chuyển liên tục

Bảng 9-1. Tỷ trọng, góc đổ tự nhiên, hệ số ma sát của một số vật liệu

Các loại vật liệu	Tỷ trọng γ t/m ³	Góc đổ tự nhiên		Hệ số ma sát tĩnh		
		φ tĩnh	φ động	Đối với sắt	Đối với gỗ	Đối với cao su
Than không khối nhỏ hạt khô	0,8÷0,95	45	27	0,84	0,84	----
Thạch cao nhỏ cục	1,2÷1,4	40	--	0,78	----	0,82
Đất sét khô, cục nhỏ	1,0÷1,5	50	40	0,75	----	----
Sỏi	1,5÷1,9	45	30	1,0	----	----
Đất pha khô	1.2	45	30			
Cát làm phôi đúc	1.25÷1,3	45	30	0,71	----	0.61
Tro khô	0,4÷0,6	50	40	0,84	1,0	----
Vôi cục nhỏ	1,2÷1,5	--	30	0,8	----	0,85
Bột cưa	0,16÷0,32	39	--	0,8	----	0,65
Than cốc	0,36÷0,53	50	35	1,0	1,0	----
Cát khô	1,4÷1,65	45	30	0,8	---	0,56
Quặng sắt	2,1÷2,4	50	30	1,2	---	----
Than bùn dạng cục khô	0,33÷0,41	45	40	0,75	0,8	----
Than nâu	0,65÷0,78	50	35	1,0	1,0	0,7
Xi măng khô	1,0÷1,30	50	35	0,65	---	0,64
Xỉ than	0,6÷0,9	45	35	1,0	---	0,66
Gạch đá vụn	1,8	45	35	0,63	---	0,6

2. Đặc điểm của máy vận chuyển liên tục và phân loại.

Máy vận chuyển liên tục có các đặc điểm sau:

- Không dùng cơ cấu nâng
- Vật phẩm được di chuyển liên tục theo một hướng như dòng chảy có thể rẽ nhánh hoặc dỡ tải giữa chừng.

Mỗi loại máy chỉ vận chuyển một loại vật phẩm nhất định.

Các loại máy vận chuyển liên tục được chia ra hai nhóm chính:

Máy có bộ phận kéo điển hình là các loại băng tải, xích tải.

Máy không có bộ phận kéo như hệ thống đường lăn con lăn, hệ thống đường xoắn ruột gà, đường vận chuyển bằng khí nén bằng thủy lực.

3. Những vấn đề cần quan tâm khi chọn phương án thiết bị vận chuyển liên tục.

Việc chọn phương án thiết bị vận chuyển liên tục cần phải quan tâm đến những yếu tố sau:

Nắm vững đặc tính chủng loại vật phẩm cần vận chuyển

Căn cứ vào công suất, khối lượng vận chuyển.

Nắm vững các yếu tố về không gian bố trí thiết bị, các kho chứa bên bãi ở đầu và cuối đường vận chuyển.

Phải hạn chế đổi hướng chuyển động hạn chế bốc dỡ tải dọc

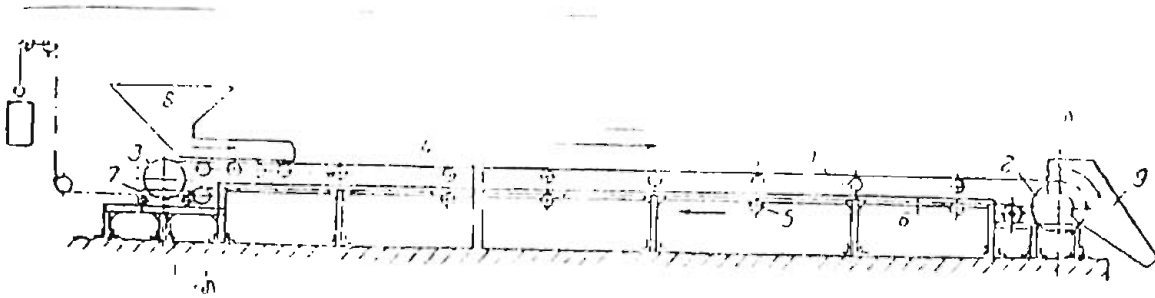
đường vận chuyển, vì như thế thường làm phức tạp hoá trang thiết bị và giảm năng suất.

- Phải nắm vững các yếu tố sản xuất liên quan và những yêu cầu đặc biệt khác đối với máy vận chuyển.

§9-2. Băng tải

1. Cấu tạo - các bộ phận chủ yếu của băng tải.

Băng tải là một loại máy vận chuyển được sử dụng khá rộng rãi trong các nhà máy công trường ... Băng tải làm việc được nhờ lực ma sát giữa bề mặt đai và tang dẫn. Trên hình 9-2 là một băng tải điển hình.

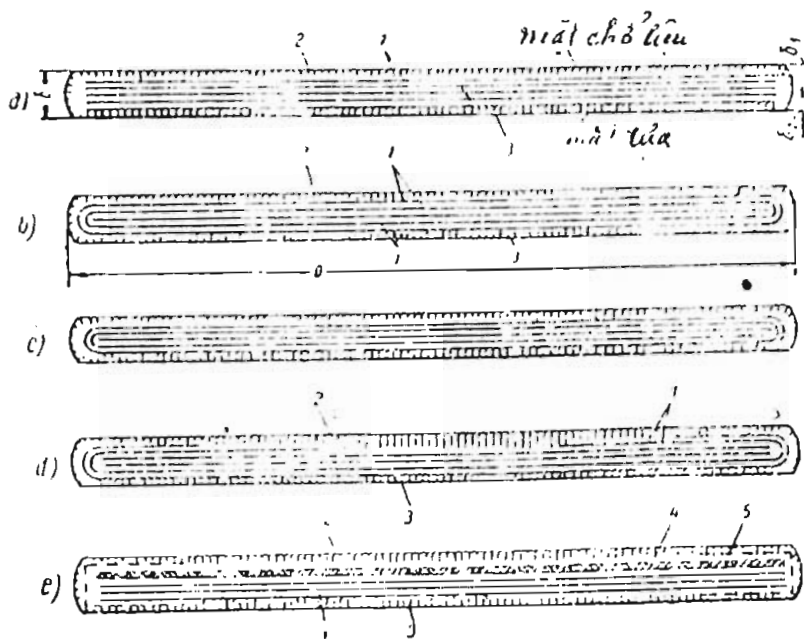


Hình 9-2. Cấu tạo băng tải

Nó gồm đai 1 mắc qua tang dẫn 2, tang bị dẫn 3. Vì khoảng cách giữa hai tang khá xa nên đai được tì lên một loạt trục lăn trên 4 và trục lăn dưới 5 đặt trên giá máy 6, bộ phận căng đai 7 bảo đảm đủ lực ma sát giữa đai và tang, bộ phận rải liệu 8 bố trí ở phía đầu băng tải, và bộ phận trút liệu và làm sạch (chống dính) 9 bố trí ở cuối băng tải.

a. Đai.

Đai băng tải thường làm bằng vải ép cao su, cấu tạo cắt qua tiết diện ngang như trên hình 9-3. Chiều rộng B của đai được tiêu chuẩn hoá trong khoảng $B = 0,3 \div 16$ mét. Nhiệt độ môi trường làm việc của đai $t = +60^\circ$ đến $(-15^\circ \div -20^\circ)$. Trong điều kiện đặc biệt có thể sử dụng loại đai chịu nóng $t = 100^\circ\text{C}$ hoặc chịu lạnh $t = -45^\circ\text{C}$, hoặc có thể dùng đai bằng thép tấm.



Hình 9-3. Cấu tạo đai bằng tải theo mặt cắt ngang.

- a Tầng lớp chồng lên nhau.
- b Vải cuộn thành vòng.
- c Vải cuộn theo kiểu xoắn ốc.
- d Các lớp xếp theo kiểu hình thang.
- e - Đai chịu nhiệt.

Nói chung các loại đai bằng vải ép cao su đều không chịu dầu. Vì vậy trong quá trình sử dụng cần tránh dầu rơi vải làm hỏng đai.

Đai vải cao su có các đặc điểm sau:

- Nhẹ hơn nhiều so với xích
- Độ bền cao
- Độ đàn hồi tốt để uốn
- Chịu mài mòn và chịu ẩm.

Tính toán kiểm nghiệm hoặc chọn đai theo công thức:

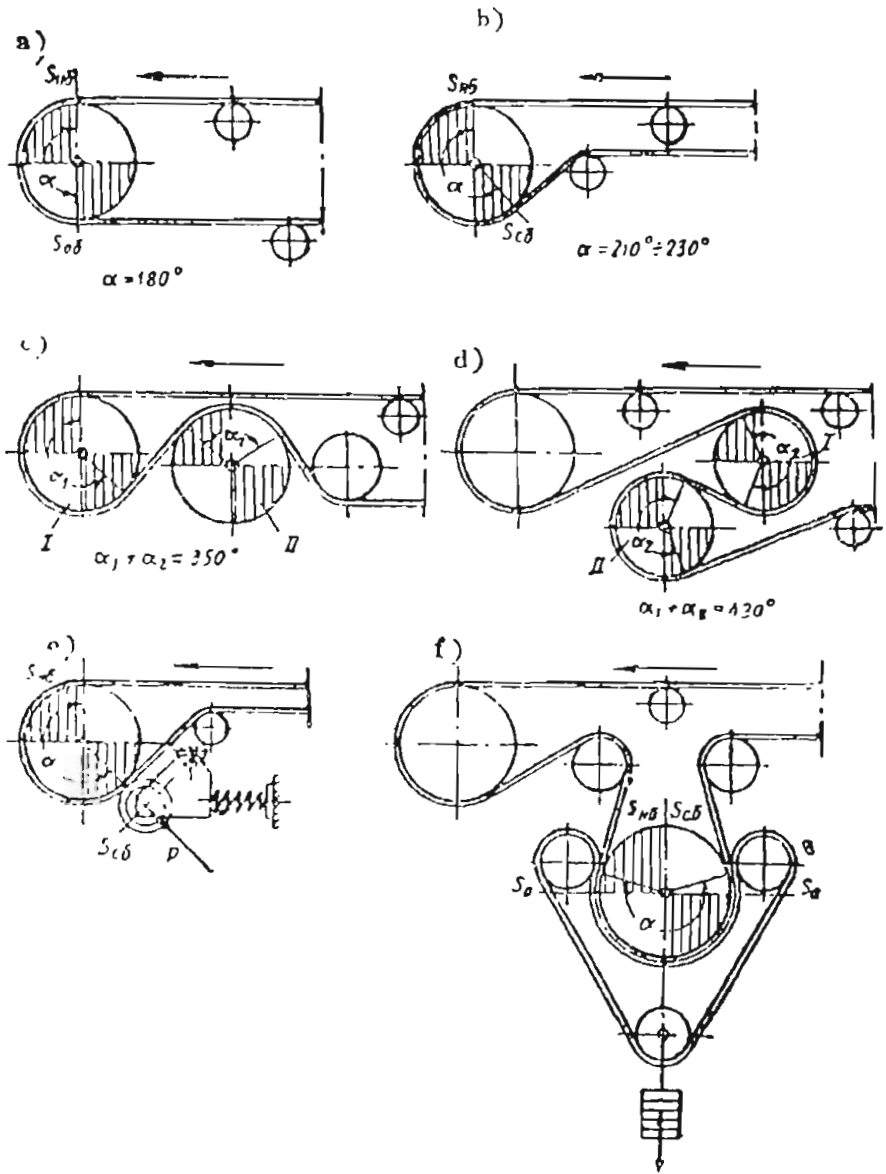
$$S_{max} \leq Bi \frac{\sigma_k}{K} \quad ; \quad (N) \quad (9-1)$$

- S_{max} Lực căng đai lớn nhất, (N)
- B Chiều rộng đai, (mm)
- i Số lớp vải bạt
- σ_k ứng suất kéo cho phép của mỗi lớp vải, (N/mm²)
- K Hệ số an toàn.

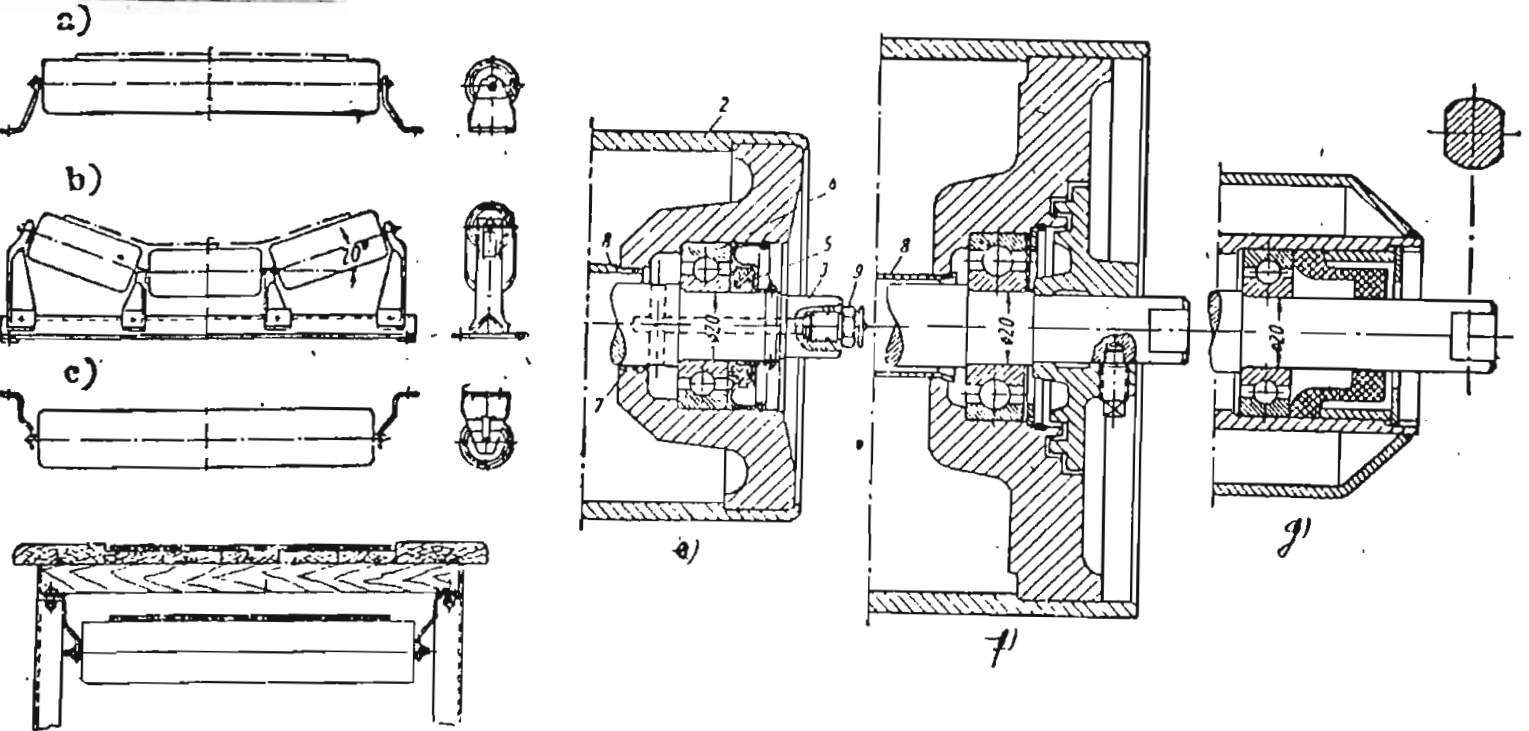
b. Trục lăn :

Trục lăn có nhiệm vụ đỡ bằng tải ở một số vị trí nào đó nó còn có tác dụng làm tăng góc ôm của đai đối với tang (hình 9-4). Ở nhánh trên đai phẳng được đỡ bằng 1 con lăn (hình 9-5a) có khi đỡ bằng bàn trượt (hình 9-5 d), đai lòng máng được đỡ bằng 3 con lăn (hình 9-5 b) ở nhánh dưới đai được đỡ bằng 1 con lăn (đỡ treo) xem hình 9-5 c, d).

Các ổ trục con lăn thường có kết cấu đặc biệt để chống bụi chống ẩm và hệ số ma sát nhỏ (hình 9-5 e, f, g).



Hình 9-4. Con lăn (trục lăn) làm tăng góc ôm.

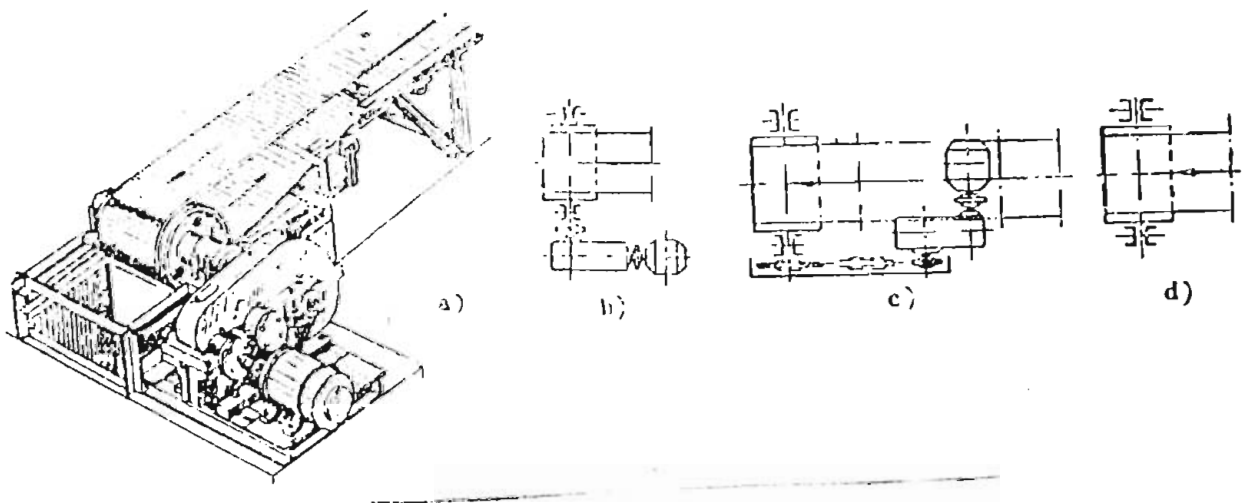


Hình 9-5. Kết cấu con lăn (trục lăn).

- a; Con lăn đỡ đai phẳng (hình 9-5)
- b; Con lăn đỡ đai lòng máng. (hình 9-5)
- c; Con lăn đỡ treo. (Hình 9-5)
- d; Bàn đỡ trượt và con lăn đỡ treo. (Hình 9-5)
- e, f, g; Kết cấu trục ổ đỡ. (hình 9-5)

c. Cơ cấu dẫn động

Cơ cấu dẫn động băng tải thường gồm các bộ phận là động cơ điện, bộ truyền động (đai, hộp giảm tốc, xích), tang dẫn. Cơ cấu dẫn động băng tải thường được bố trí theo các sơ đồ sau (hình 9-6):



Hình 9-6. Cơ cấu dẫn động đai.

Đường kính tang dẫn được xác định theo điều kiện

$$D \geq k.i \quad ; \quad (\text{mm}) \quad (9-2)$$

i - số lớp vải bạt

k hệ số tính toán phụ thuộc vào i ; $k = 125 \div 150$

Đường kính tang D được quy chuẩn theo dãy số (tính bằng mm) 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250, 1600. Lực căng đai được xác định theo công thức Ole

$$S_{\text{căng}} = S_{\text{ch}} e^{f\alpha} \quad (9-3)$$

e - Cơ số lôgarit tự nhiên

f - Hệ số ma sát giữa đai và tang. Hệ số này phụ thuộc vào vật liệu làm bề mặt tang và điều kiện môi trường làm việc

α - Góc ôm của đai và tang dẫn xem hình 9-4.

Bảng 9-2. Hệ số ma sát giữa băng tải vải cao su với tang.

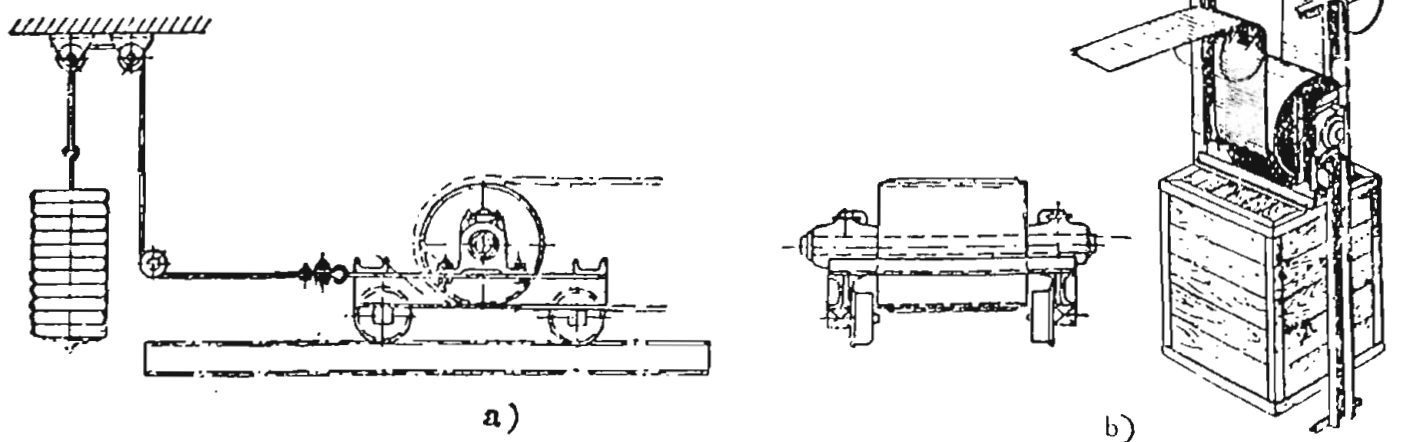
Tình trạng bề mặt tang và điều kiện làm việc	Hệ số ma sát f
Tang bằng thép hoặc gang đúc, làm việc ngoài trời	0,10
Tang bọc gỗ và cao su, làm việc ngoài trời	0,15
Tang bằng thép hoặc gang đúc, làm việc trong môi trường ẩm ướt	0,20
Tang bằng thép hoặc gang đúc làm việc trong môi trường khô	0,30
Tang bọc gỗ làm việc trong môi trường khô	0,35
Tang bọc cao su làm việc trong môi trường khô	0,40

Từ công thức 9-3 ta thấy muốn tăng khả năng tải của băng tải (tăng S) phải đi theo 3 hướng:

- Tăng S_{chung} , tức là tăng sức căng ban đầu \Rightarrow căng đai.
- Tăng hệ số ma sát f
- Tăng góc ôm α .

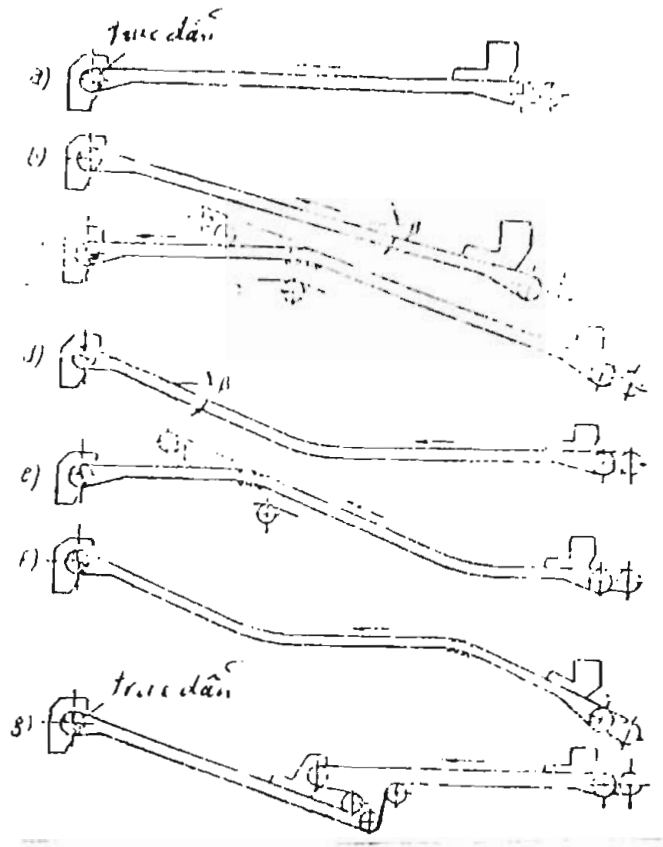
d. Cơ cấu căng đai và đổi hướng.

Để đảm bảo hệ thống băng tải làm việc tốt phải đảm bảo lực căng ban đầu. Khi chiều dài băng tải không lớn lắm. độ dẫn của băng tải không nhiều có thể dùng bộ phận căng như hình 9-7b,c. Khi chiều dài băng tải lớn người ta dùng bộ phận căng đai như hình 9-7a.



Hình 9-7. Cơ cấu căng đai

- a. Dùng cho tải lớn đai dài
- b. Dùng cho tải nhỏ, đai ngắn
- c. Dùng cho đai ngắn, ít điều chỉnh.



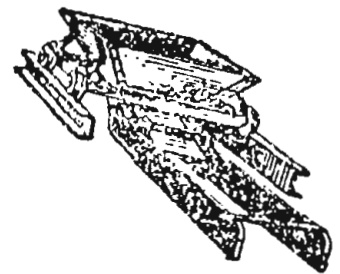
Hình 9-8. Hướng chuyển động của băng tải

Khi không có yêu cầu gì đặc biệt, băng tải được bố trí trên mặt phẳng ngang (hình 9-8a) hoặc bố trí trên mặt phẳng nghiêng góc β . Nhưng có lúc để tránh các trang thiết bị khác hoặc do yêu cầu khác phải bố trí băng tải như hình 9-8c, d, e, f, g.

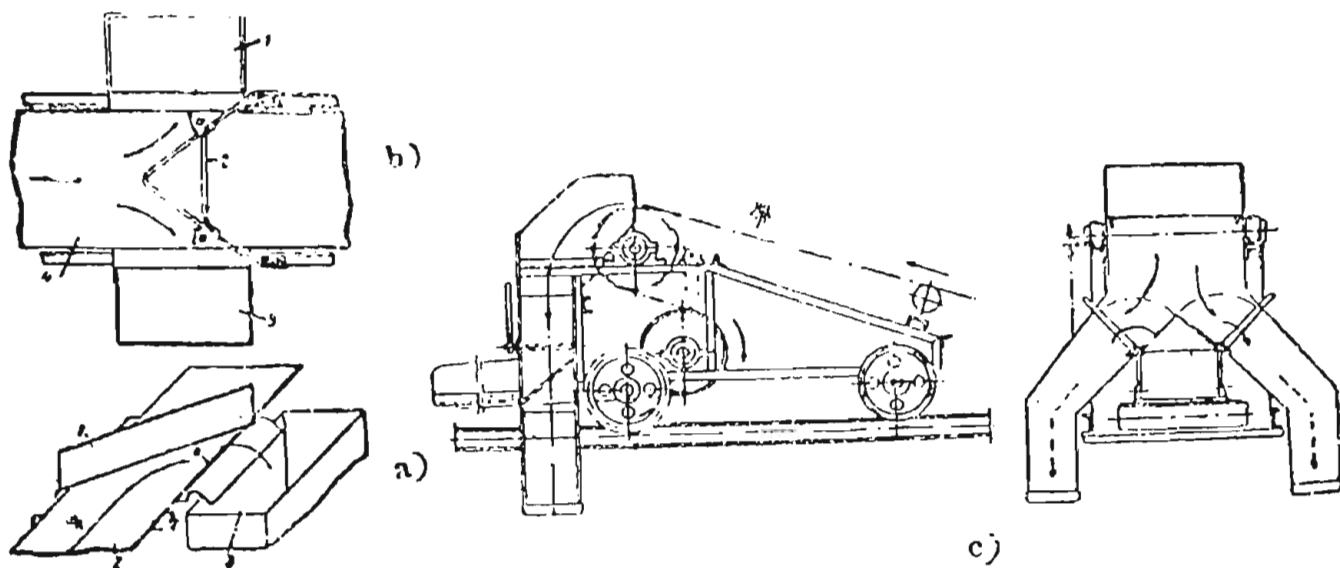
e. Bộ phận tiếp liệu và đỡ liệu.

Bộ phận tiếp liệu có nhiệm vụ tiếp nhận vật phẩm vào băng tải một cách đều đặn và nhẹ nhàng. Muốn vậy vận tốc vật phẩm rơi xuống đai phải xấp xỉ bằng (và cùng phương) với vận tốc băng tải. Đối với băng tải chở vật liệu rời có thể dùng phễu tiếp liệu như hình 9-9 với sự chú ý tới góc nghiêng của miệng phễu so với mặt phẳng đai.

Bộ phận đỡ liệu có nhiệm vụ đưa liệu ra khỏi băng tải đúng vị trí yêu cầu. Thông thường bộ phận đỡ liệu đặt ở mút cuối băng tải. Khi cần đỡ liệu về một bên có thể dùng tấm chắn như hình 9-10a. Khi cần đỡ liệu sang hai bên dùng tấm chắn như hình 9-10b. Khi cần đỡ liệu ở độ cao dùng phương án như hình 9-10c.



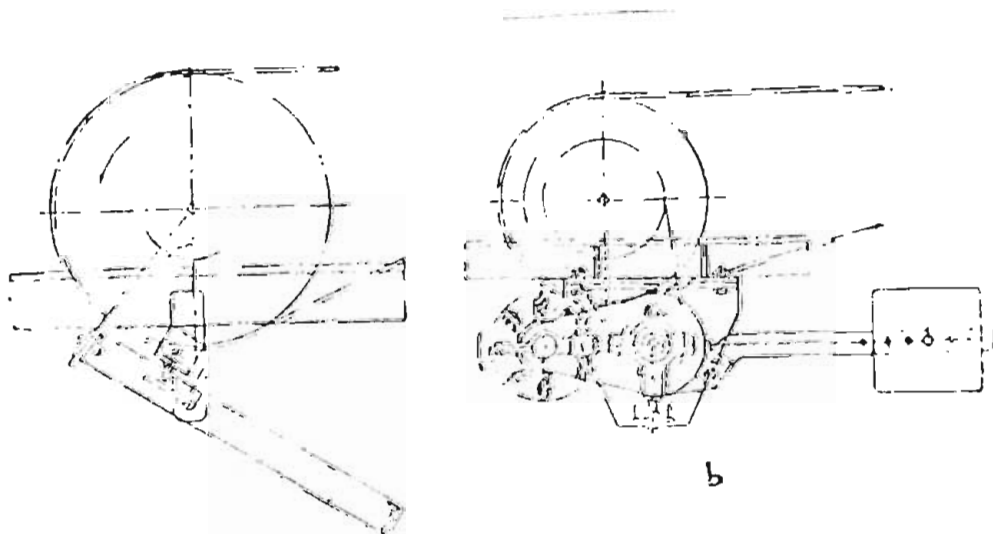
Hình 9-9. Bộ phận tiếp nhận liệu



Hình 9-10. Bộ phận đỡ liệu.

f. Bộ phận làm sạch

Bộ phận làm sạch thường bố trí ở dưới tang phía đỡ liệu nhằm làm sạch băng tải và tránh tổn hao vật phẩm trong quá trình vận chuyển; có thể dùng tấm gạt lực bàn chải, hoặc chổi quét (hình 9-11).



Hình 9-11. Bộ phận làm sạch.

g. Bộ phận đổi hướng

Thông thường băng tải được bố trí trên một tuyến nằm ngang hoặc trên một tuyến nghiêng góc β (như hình 9-8, a, b). Góc β có giá trị tối đa phụ thuộc vào chủng loại vật phẩm xem bảng 9-3.

Bảng 9-3. Độ dốc tối đa của băng tải β ứng với các loại vật phẩm.

Chủng loại vật phẩm	Độ dốc β	Chủng loại vật phẩm	Độ dốc β
Vật phẩm đóng gói	8 ÷ 10	Đá cuội sỏi sạch	12
Than cục to	12	Đá cuội vỡ, sỏi chưa tuyển	18
Than cục nhỏ	17	Cát khô	18
Than chưa sàng tuyển	18	Cát ướt	27
Than vụn dưới sàng	22	Cát nóng sau khi đúc khuôn	24
Than ướt	22	Cát ướt chưa tạo hình	26
Cốc trên sàng	17	Mùn cưa mới	17
Cốc chưa sàng	18	Vôi bột	23
Đa cục đá học	18	Xi măng rời	20
Đá nghiền	25	Thóc gạo	18

2. Tính toán năng suất và chiều rộng băng tải.

a. Năng suất băng tải Q.

Năng suất Q là khối lượng vật phẩm chuyển qua tiết diện băng tải trong đơn vị thời gian.

$$Q = qv ; (\text{kg/s})$$

$$\text{Hay } Q = \frac{3600}{1000} qv \quad (\text{t/h}) \quad (9-4)$$

q - Khối lượng vật phẩm trên đơn vị chiều dài băng tải (kg/m).

v - Vận tốc băng tải, (m/s)

* Khi chở vật phẩm có dạng bột

$$q = 1000F_n \cdot \delta \quad (\text{kg/m})$$

$$\Rightarrow Q = 3600F_n \cdot \delta \cdot v, \quad (\text{t/h}) \quad (9-5)$$

F_n - Tiết diện ngang dòng vật phẩm, (m²)

δ - Khối lượng riêng của vật phẩm (t/m³), bảng 9-1

* Khi chở vật phẩm dạng đơn lẻ:

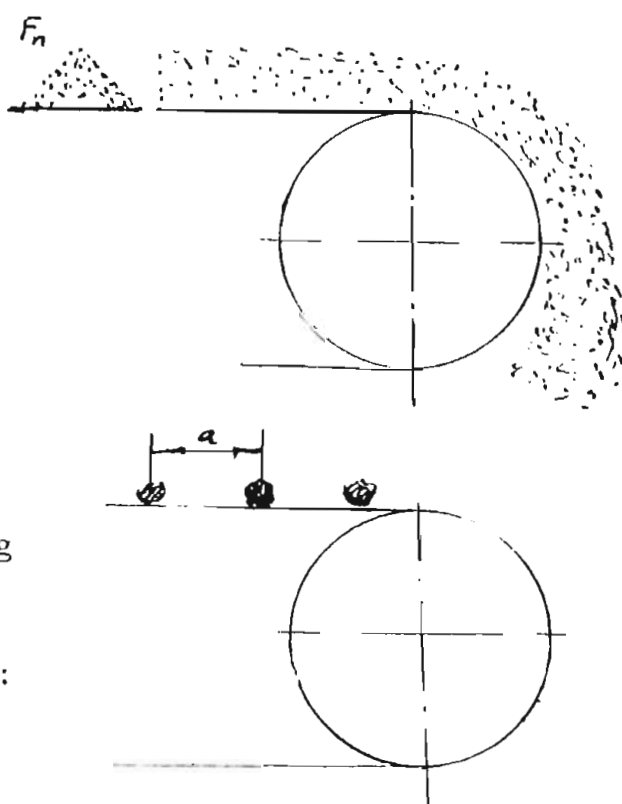
$$q = \frac{G}{a} \quad (\text{kg/m})$$

G - Khối lượng đơn chiếc vật phẩm, (kg)

a - Khoảng cách giữa hai vật phẩm liên tiếp, (m)

1/a là hệ số vật phẩm trên 1 đơn vị chiều dài.

$$\Rightarrow Q = \frac{3600}{1000} \frac{Q}{a} \quad ; \quad (\text{t/h}) \quad (9-7)$$



Hình 9-12. Sơ đồ tính năng suất băng tải

b. Chiều rộng đai B.

Chiều rộng đai B được xác định theo năng suất Q ứng với dòng vật phẩm F_n

* Đối với đai phẳng

Giả thiết tiết diện ngang dòng vật phẩm phân bố theo hình tam giác cân chiều cao h đáy b. (hình 9-13a)

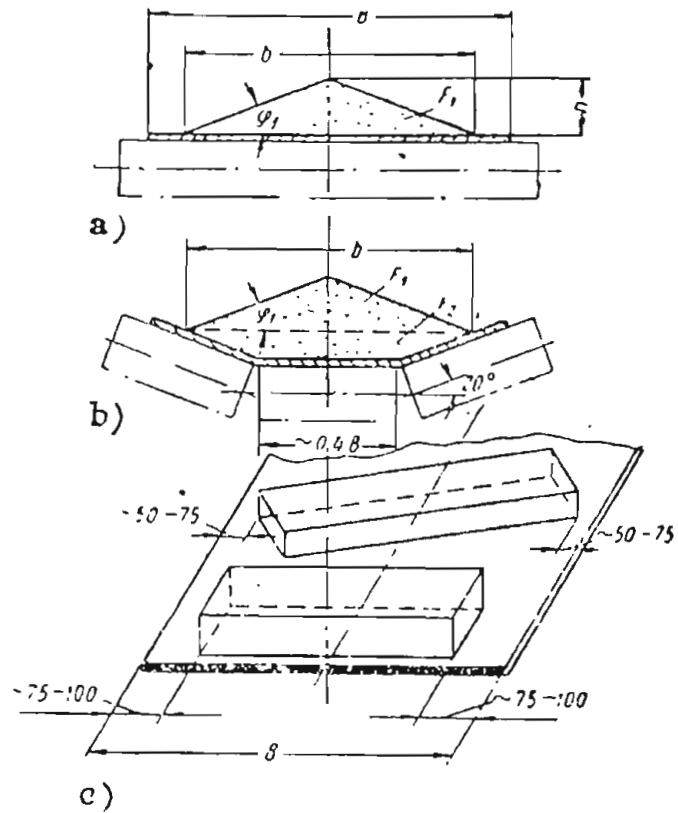
$$h = 0,2btg\varphi_n$$

$$b = 0,8B.$$

φ_n - góc đổ động của vật phẩm; ở đây $\varphi_n = 0,35\varphi$

(φ là góc đổ tĩnh).

Diện tích tiết diện phụ thuộc vào góc φ_n và cả độ dốc của băng tải.



Hình 9-13 Sơ đồ tính chiều rộng đai.

$$F_n = c \frac{1}{2} bh = c \frac{1}{4} b^2 tg\varphi_n = 0,16B^2 c tg(0,35\varphi), (m^2)$$

B chiều rộng băng tải, (m)

φ góc đổ tĩnh của vật liệu,

c hệ số xét đến ảnh hưởng độ dốc băng tải; Bảng 9-4.

Từ quan hệ

$$Q = 3600 F_n \gamma v \quad (t/h)$$

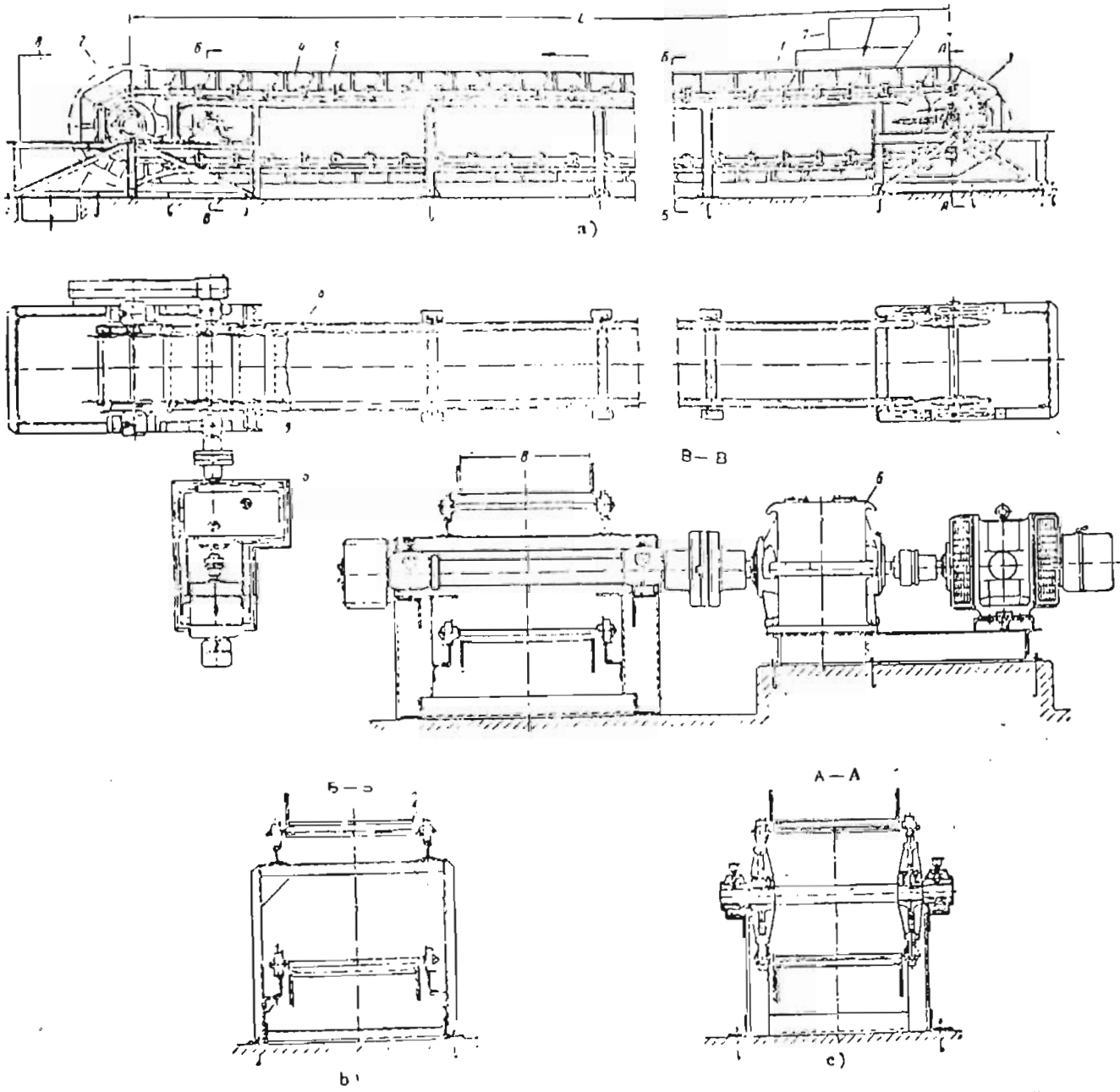
$$Q = 576B^2 c \gamma v tg(0,35\varphi)$$

$$\Rightarrow B = \sqrt{\frac{Q}{576 c \gamma v tg(0,35\varphi)}}; (m) \quad (9-8)$$

Bảng 9-4. Hệ số xét đến độ dốc băng tải.

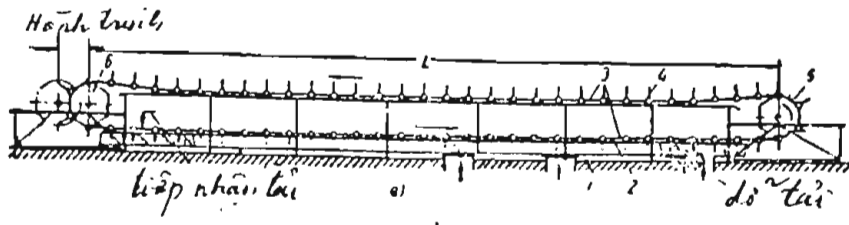
Độ dốc băng tải β°	Hệ số c
0 ÷ 10	1
10 ÷ 15	0,95
15 ÷ 20	0,9
≥ 20	0,85

Xích tải kiểu tấm: Các tấm phẳng chở vật phẩm gắn trên xích dẫn động (hình 9-15).

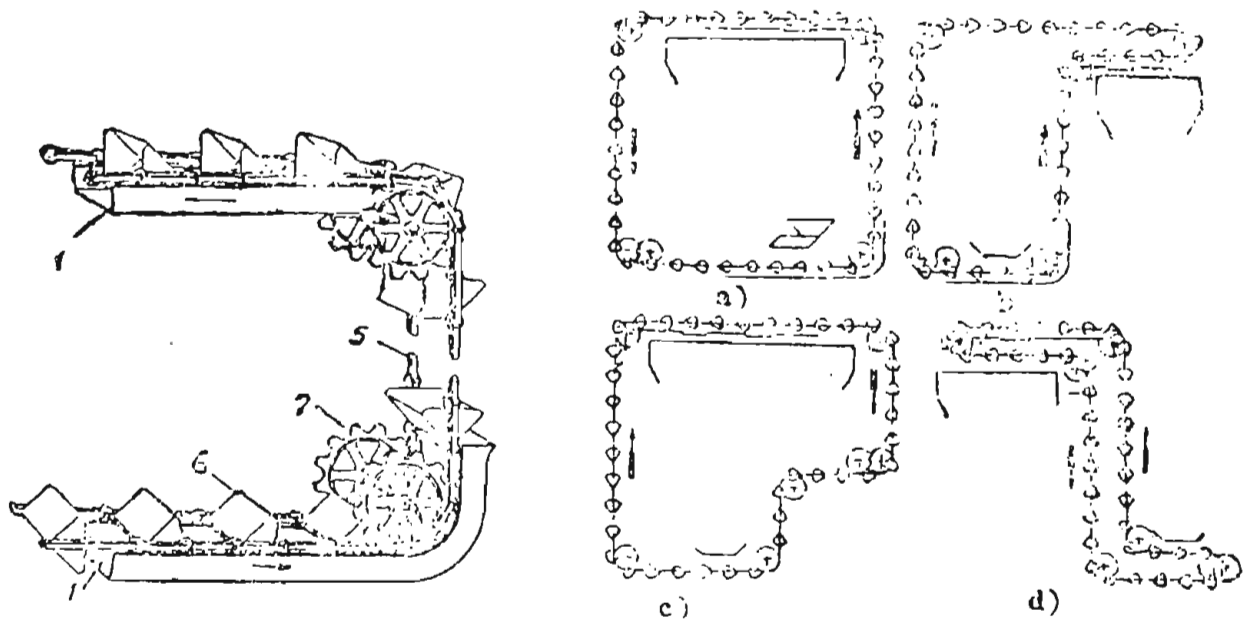
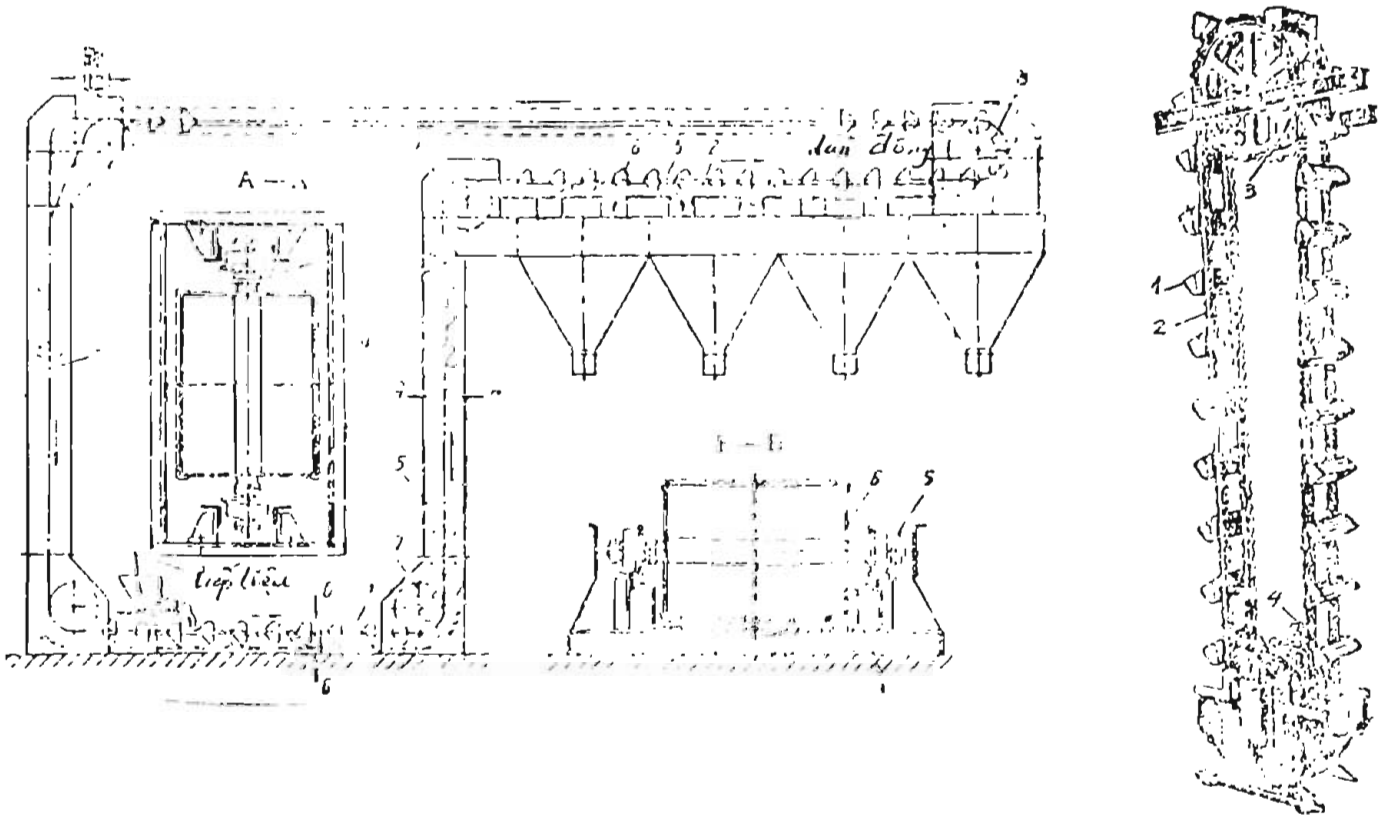


Hình 9-15. Xích tải kiểu tấm.

- Xích tải kiểu tấm cào: Các tấm gắn ngang trên xích tải kéo vật phẩm đi theo trong quá trình chuyển động của xích tải (đây là một dạng guồng) hình 9-16.



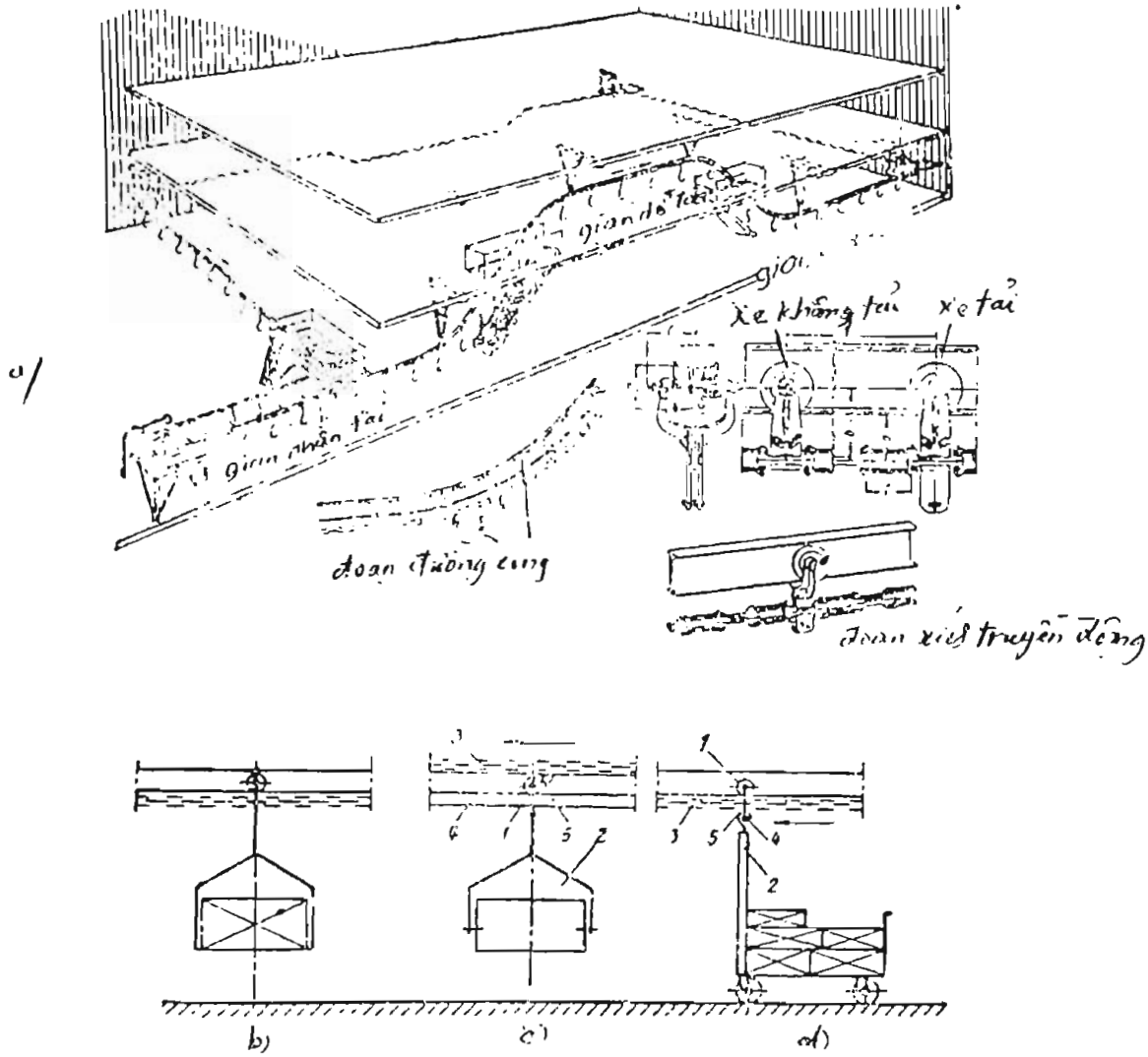
Hình 9-16. Xích tải kiểu tấm cào (guồng).



Hình 9-17. Xích tải kiểu gầu cào (guồng).

- Xích tải kiểu gầu cào: Loại này có kết cấu tương tự như loại tấm cào, nhưng ở đây gầu thay cho tấm (hình 9-17). Kiểu này thường bố trí ở vị trí thẳng đứng với rất nhiều phương án khác nhau.

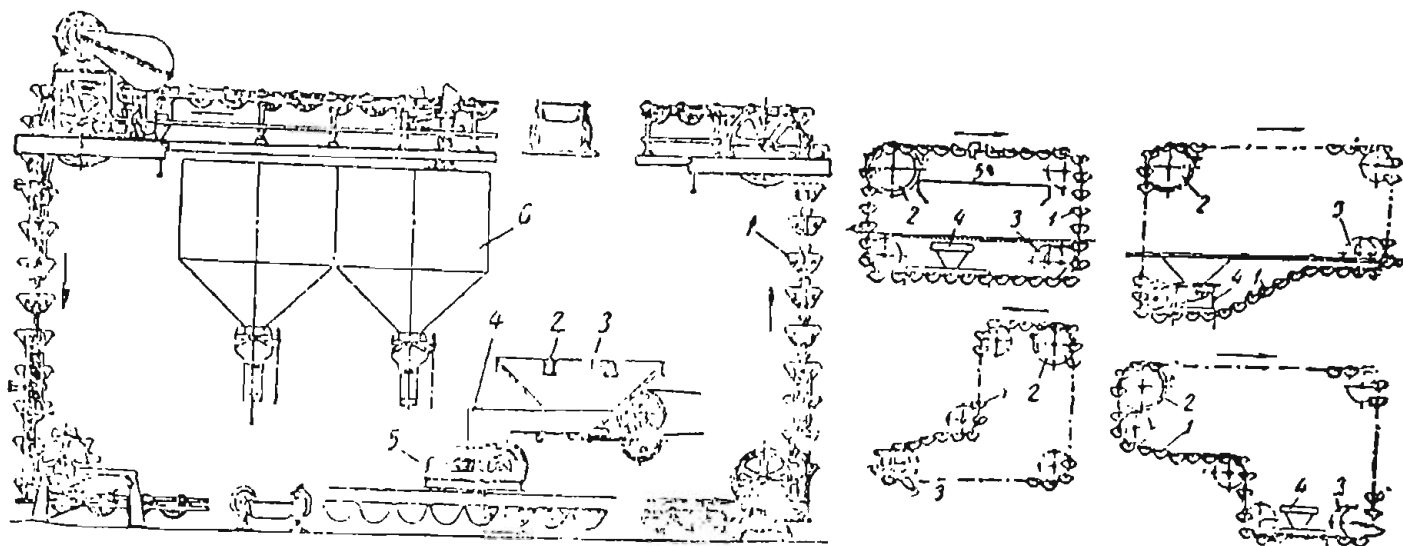
- Xích tải kiểu treo: Dọc theo đường đi của xích người ta treo các móc để treo vật phẩm. Loại này thường dùng kèm theo con lăn chạy dọc theo gờ của đáy thép hình (xem hình 9-18).



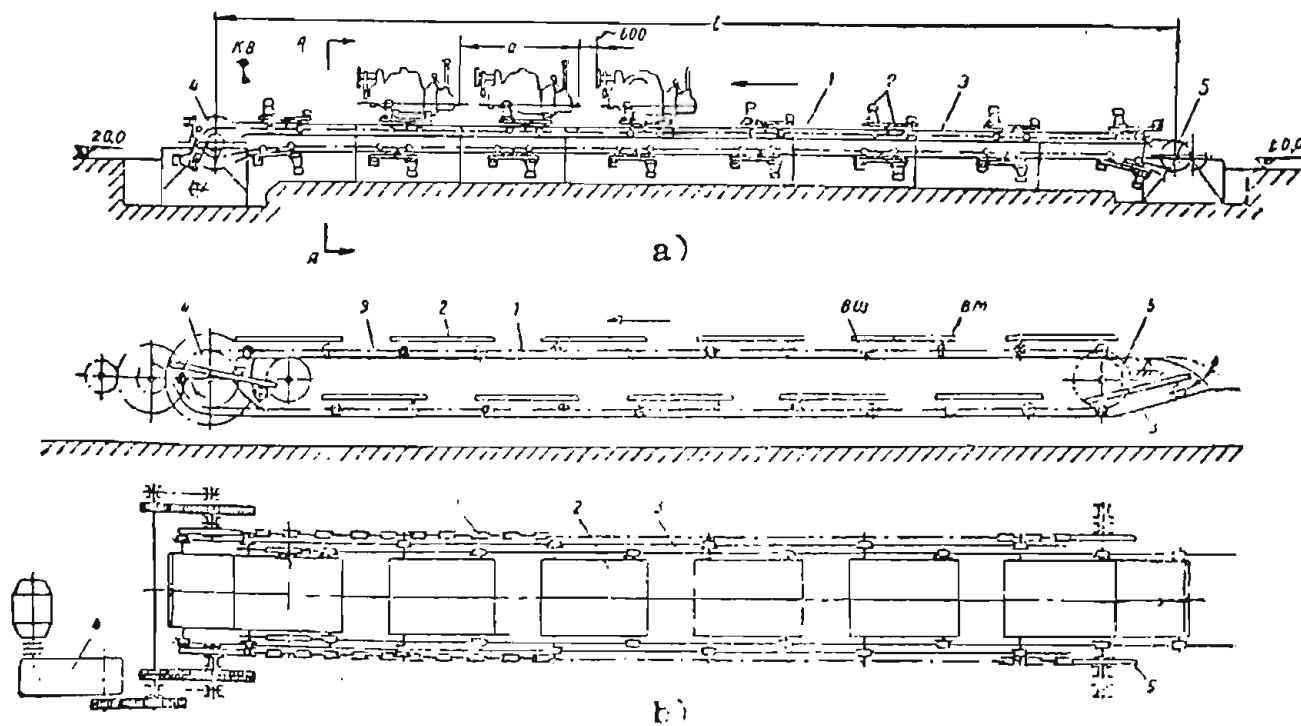
Hình 9-18. Xích tải kiểu treo.

- Xích tải kiểu gầu: Cấu tạo của loại xích tải này về cơ bản giống như xích tải gầu cào chỉ khác là ở thời kỳ chuyển động tiếp nhận tải gầu có vị trí thẳng đứng để hứng vật phẩm còn khi hạ tải thì gầu được lật nghiêng và úp để trút vật phẩm.

- Xích tải kiểu xe: Xe chở vật phẩm gắn trên xích dẫn có thể dùng kiểu xe lật (hình 9-20a) hoặc kiểu xe đảo đầu (hình 9-20b) hoặc kiểu xe chạy vòng (hình 9-20c).



Hình 9-19. Xích tải kiểu gầu.



Hình 9-20. Xích tải kiểu xe.

- a/ Kiểu xe lật b/ Kiểu xe đảo đầu
c/ Kiểu xe chạy vòng (dùng trong phân xưởng đúc).

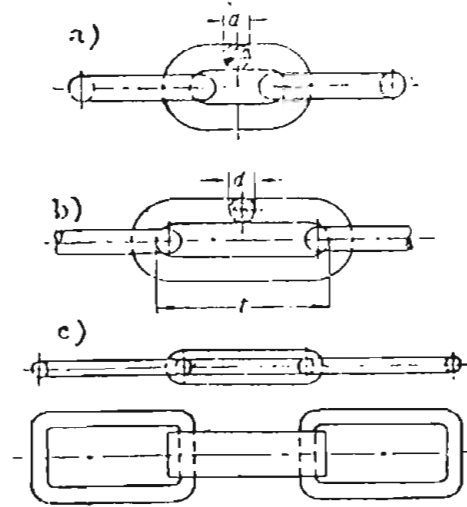
2. Các bộ phận chủ yếu của xích tải.

Xích tải bao gồm các bộ phận chủ yếu sau:

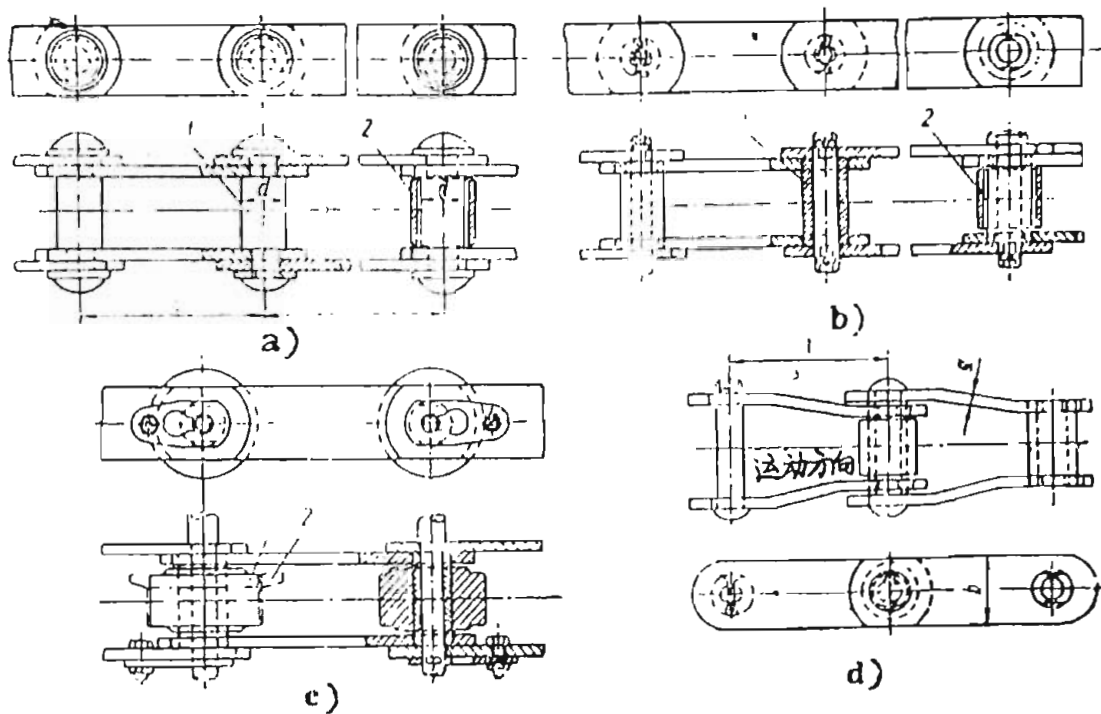
a. Xích : Xích là chi tiết truyền lực của băng tải xích. Ở đây cũng có thể dùng xích hàn (hình 9-21) hoặc xích tấm bản lề (hình 9-22). Kết cấu và tính toán các loại xích này đã được nghiên cứu trong giáo trình chi tiết máy và chương 2 của giáo trình này. Tuy vậy ở đây cần lưu ý mấy điểm sau:

- Hệ số an toàn cho xích hàn vẫn phải lấy trị số cao $K = 8$.

- Bước xích t của xích tải kiểu tấm được qui định theo tiêu chuẩn như sau (tính theo mm): 65, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630, 800, 1000, 1250.



Hình 9-21. Xích hàn



Hình 9-22. Xích kiểu tám.

- Đường kính chốt bản lề của xích tám con lăn (hình 9-12) được qui định như sau: (tính theo mm) 9, 11, 13, 16, 20, 24, 30, 36, 44, 55.

Xích tải được chia thành 4 cấp theo khả năng tải giảm dần I, II, III, IV.

b. Giá đỡ Tùy theo kiểu loại mà có những kiểu giá đỡ khác nhau. Một số xích tải có giá đỡ giống như ở băng tải. Một số khác có kết cấu treo kết cấu thép hình chữ I chữ T để xe lăn kéo gầu hoặc móc chạy theo xích. Một số khác phải dùng cụm con lăn đỡ dẫn (hình 9-14).

c. Bộ phận căng xích:

Để đảm bảo sức căng của xích và ăn khớp chính xác bắt buộc phải có bộ phận căng xích. Phương thức và kết cấu của bộ phận này giống như ở băng tải.

d. Bộ phận dẫn động :

Nói chung băng tải xích được dẫn động như ở băng tải. Đối với xích tải kiểu vòng thì còn phải dùng hệ thống vấu và cụm con lăn (hình 9-14).

§9-4 Đường lăn chuyển tải

Đường lăn chuyển tải được dùng để vận chuyển các vật phẩm đơn lẻ ở trên mặt phẳng hoặc cũng có thể ở các độ dốc khá lớn. Vật phẩm cần có độ cứng vững nhất định. Còn đối với các vật phẩm mềm hoặc rời vụn thì phải đóng trong hòm cứng.

Theo phương thức truyền động đường lăn được chia thành hai loại: Đường lăn không dẫn động hay đường lăn tự chuyển.

Đường lăn có trục dẫn.

Ở đường lăn tự chuyển vật phẩm được chuyển đi nhờ vào động

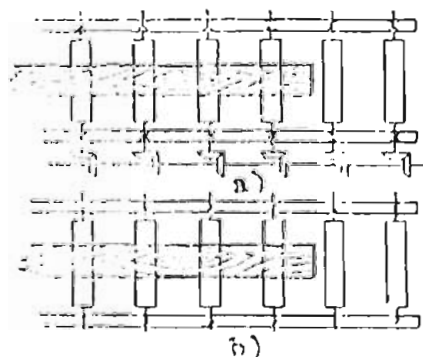
nặng ban đầu hoặc trọng lượng bản thân ở đường lăn có trục dẫn vật phẩm được chuyển đi nhờ vào lực ma sát giữa vật phẩm và con lăn khi con lăn quay.

1. Đường lăn tự chuyển

Đường lăn tự chuyển được dùng rộng rãi ở các phân xưởng gia công xưởng đúc, xưởng cán.

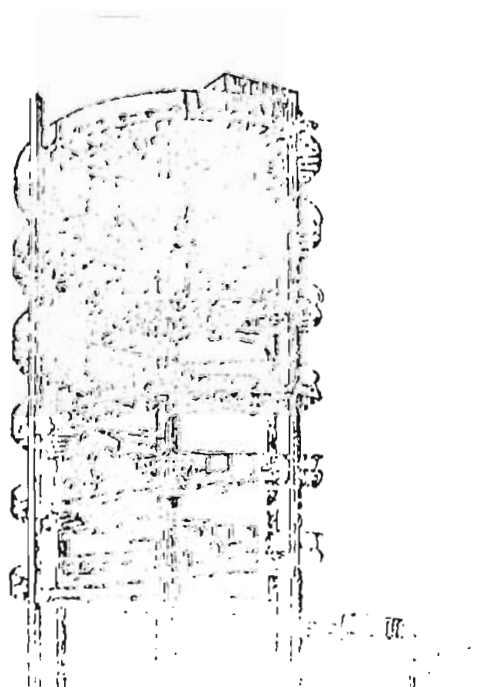
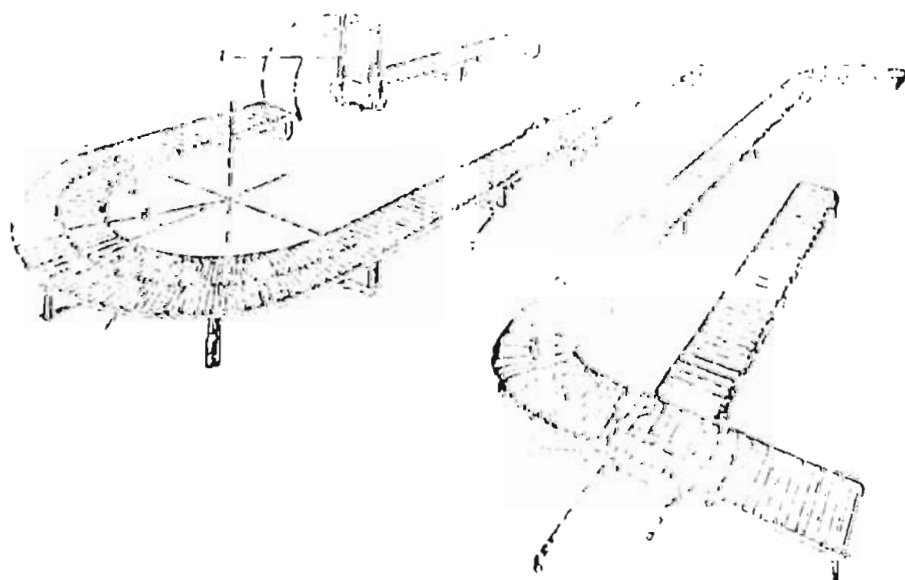
a. Cấu tạo và phương thức bố trí của đường lăn tự chuyển:

Đường lăn tự chuyển do nhiều đoạn riêng rẽ tập hợp lại. Mỗi đoạn gồm có các con lăn khung dàn và bộ máy riêng.



Hình 9-23. Đường lăn tự chuyển

Con lăn có thể bố trí trên đoạn đường thẳng, đoạn đường cong, đường rẽ, đường giao nhau hoặc ngắt quãng (hình 9-24). Cũng có thể dùng đường lăn tự chuyển đưa vật phẩm từ trên cao xuống theo đường xoắn ốc (hình 9-25).



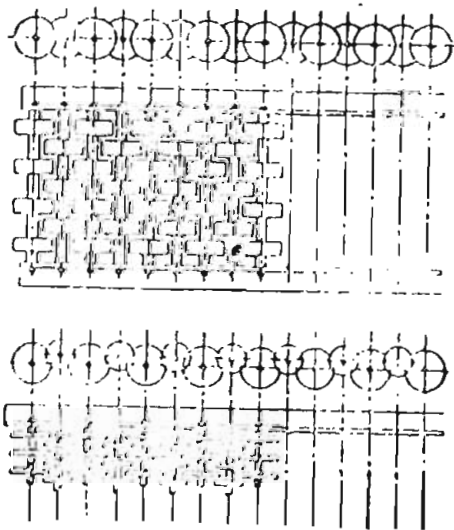
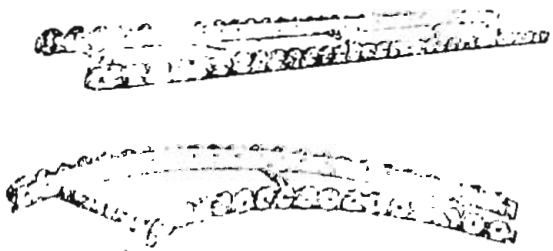
Hình 9-24. Các đoạn đường lăn tự chuyển. Hình 9-25. Đường lăn xoắn ốc.

b. Các bộ phận cơ bản thường dùng của đường lăn

Con lăn : Phần lớn dùng con lăn trụ (giống như con lăn đỡ trong băng tải) cũng có khi dùng con lăn hình yên ngựa (để vận chuyển các vật phẩm ống tròn, thanh tròn). Ở đoạn cong thường dùng con lăn hình côn, hoặc dùng hai dãy con lăn hình trụ mà dây ngoài bố trí nhiều con lăn hơn. Để vận chuyển những vật phẩm có kích thước tương đối nhỏ có thể dùng những con lăn ngắn xếp xen kẽ (hình 9-27).



Hình 9-26. Các dạng con lăn (trụ lăn) và cách treo đỡ.



Hình 9-28. Khung lắp con lăn.

Hình 9-29. Bố trí con lăn xen kẽ.

Để vận chuyển những vật phẩm kích thước lớn nhưng nhẹ dạng tấm thường dùng những con lăn ngắn xếp thành hàng trên khung bộ máy (hình -28) Để tăng tuổi thọ cho đường lăn thường dùng một số gối tựa đàn hồi.

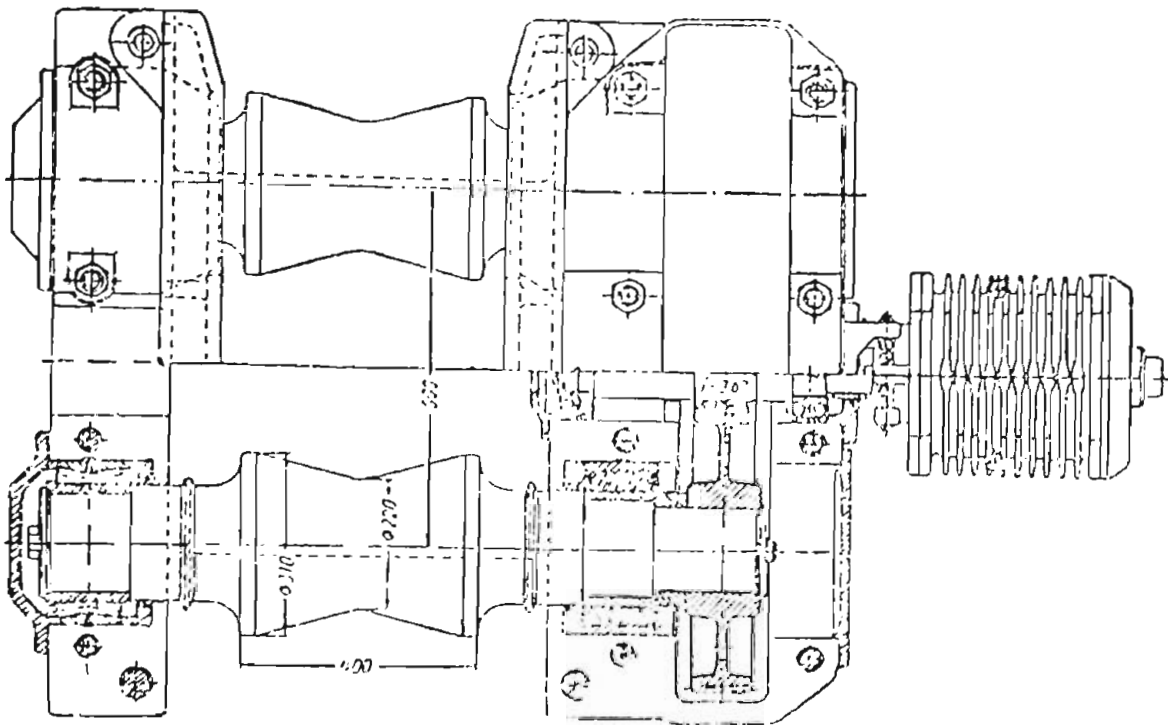
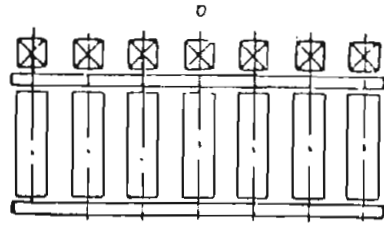
Dàn và khung : Dùng để làm chỗ tựa cho con lăn

- Bộ máy: Các đường lăn vận chuyển vật phẩm nặng phải dùng bộ máy cố định có khi người ta dùng hai bộ máy cho hai hàng giá đỡ của những con lăn dài.

2. Đường lăn có trục dẫn.

a. Đường lăn dẫn động độc lập:

Đường lăn mà mỗi con lăn hoặc nhiều nhất cứ hai con lăn dùng riêng một động cơ dẫn động gọi là đường lăn dẫn động độc lập (hình 9-29).



Hình 9-29. Đường lăn dẫn động độc lập.

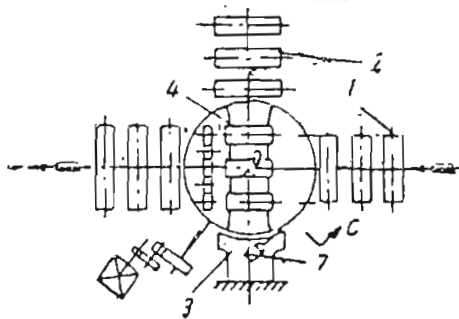
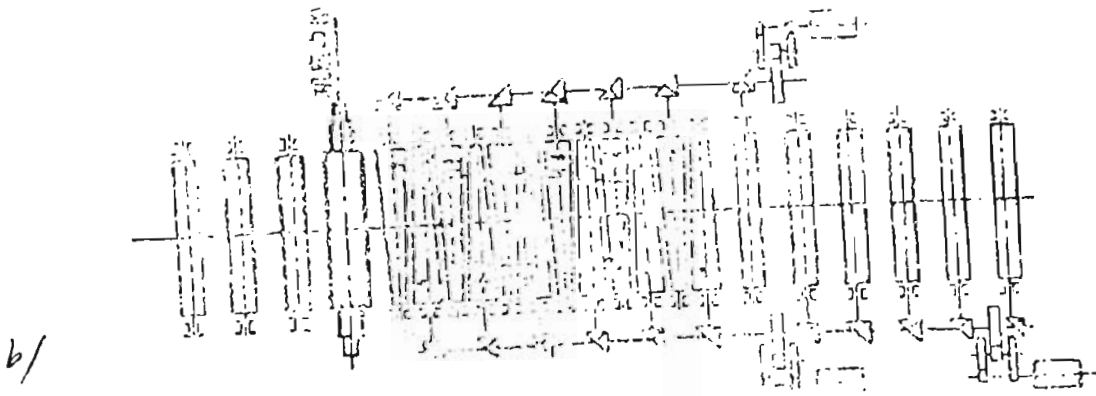
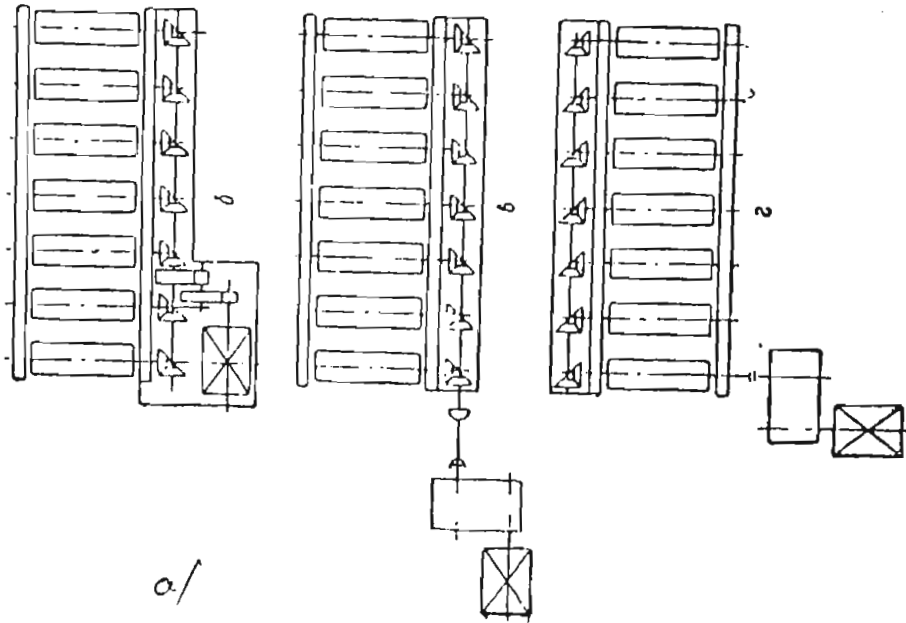
Phương thức dẫn động này để dàng lập các đường lăn uốn cong hoặc đường lăn dài bố trí ít con lăn để vận chuyển các ống hoặc các thanh dài nhẹ.

Ở máy cán yêu cầu các con lăn đảo chiều quay nhanh thay đổi vận tốc kịp thời buộc phải dùng con lăn dẫn động độc lập ở đây thường dùng động cơ biến tần.

b. Đường lăn dẫn động tập trung Chỉ có 1 động cơ qua hộp giảm tốc đến một trục dài trên đó gắn các cặp bánh răng nón cùng dẫn động nhiều con lăn Nó được dùng nhiều ở xưởng cán thép, chế biến gỗ ... (hình 9-30) Nếu được bố trí hai nhóm xen kẽ nhau như hình

(9-30a) thì đường lán này không những dùng để chuyển vật phẩm theo đường thẳng mà còn có thể quay đảo đầu vật phẩm dạng tấm (khi đó chiều quay của hai nhóm con lăn ngược nhau).

Muốn đổi hướng đi của vật phẩm thường phải dùng bàn quay (hình 9-30b).



Hình 9-30. Đường lán dẫn động tập trung.

§9-5. Các thiết bị vận chuyển khác

Một số sản phẩm dạng bột và hạt nhỏ khi vận chuyển bằng phương pháp cơ giới (như băng tải, xích tải, gầu, xe) thường gặp không ít khó khăn (bụi bám dính làm hỏng máy, ô nhiễm môi trường, tổn hao lớn...) Vì vậy ngày càng có nhiều nơi sử dụng thiết bị thủy khí để vận chuyển vật liệu này.

1. Thiết bị vận chuyển bằng khí.

Nguyên lý làm việc của thiết bị này thực chất là lợi dụng sự chênh lệch áp suất của dòng khí chuyển động trong ống hút (hoặc đẩy) vật phẩm từ vị trí này đến vị trí kia, hoặc tận dụng trọng lực từ lực của vật phẩm để "gom" chúng đến nơi cần thiết.

Ưu điểm:

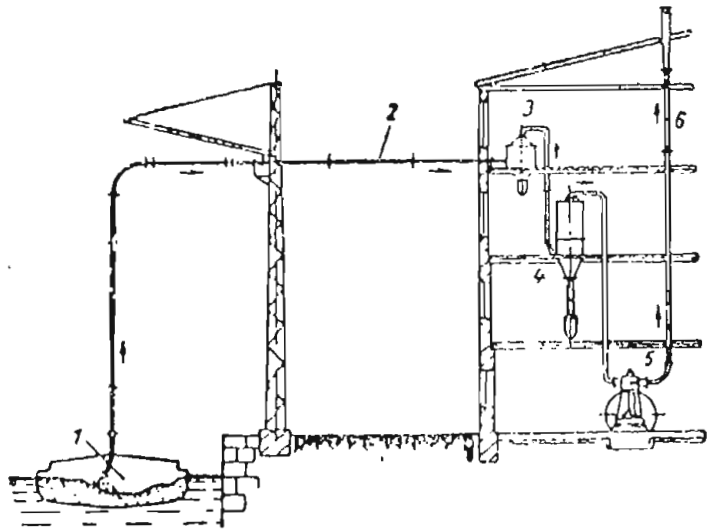
- Tránh được bụi bẩn.
- Cấu tạo khá đơn giản.
- Có thể chuyển được khoảng cách xa.

Nhược điểm:

Tiêu tốn nhiều công suất hơn so với phương pháp cơ khí nhất là khi độ hạt càng lớn thì đòi hỏi vận tốc trong ống càng cao tổn hao ma sát càng nhiều càng nhanh (tỉ lệ với bình phương vận tốc).

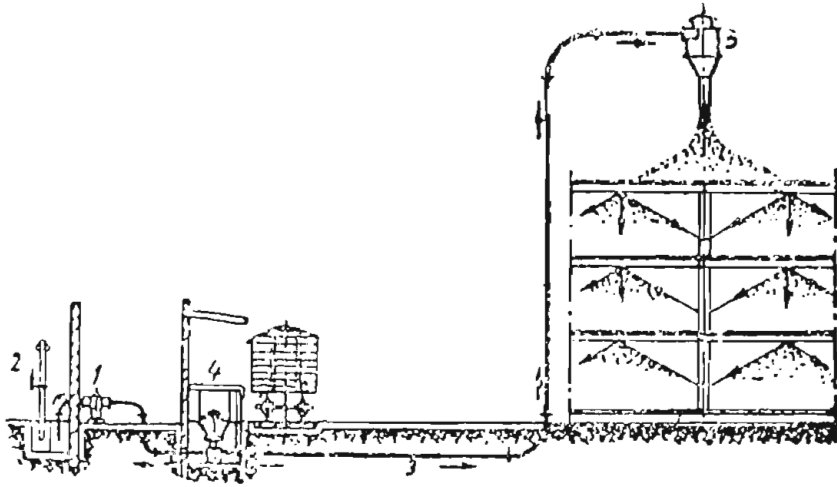
- Không dùng được với vật phẩm có độ ẩm cao.

Trên hình 9-31 là sơ đồ bố trí trang bị vận chuyển theo cách hút vào. Vật phẩm bị hút vào ở vị trí 1, qua ống 2, thùng khử bụi 3, lắng đọng lần đầu ở đáy, sau đó đi qua thùng 4 tiếp tục lắng đọng lần 2. Không khí thải bị quạt 5 đẩy ra ngoài qua ống 6.



Hình 9-31. Thiết bị vận chuyển bằng khí nén kiểu hút vào.

Hình 9-32 là sơ đồ bố trí thiết bị vận chuyển theo kiểu đẩy. Máy nén khí 1 hút không khí sạch qua ống 2, đẩy không khí cao áp qua ống 3 cuốn theo vật phẩm dạng bột đến thùng 4 được trộn lẫn với vật phẩm bị đôn vào thùng lọc 5 và rơi xuống còn không khí thải bị đẩy ra ngoài. Tất nhiên để tận dụng và làm sạch môi trường còn có thể bố trí thêm một số bộ lọc theo nguyên lý như vậy.

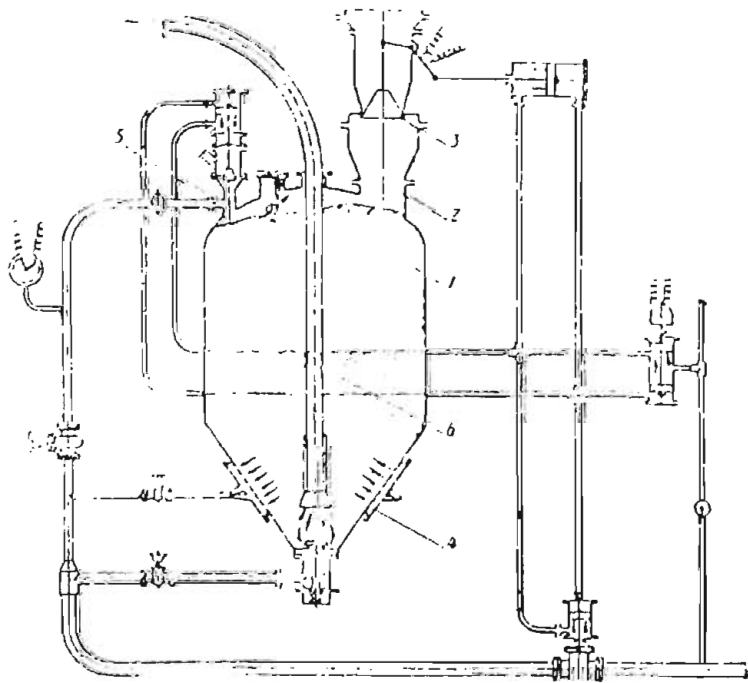


Hình 9-32. Thiết bị vận chuyển khí kiểu đẩy.

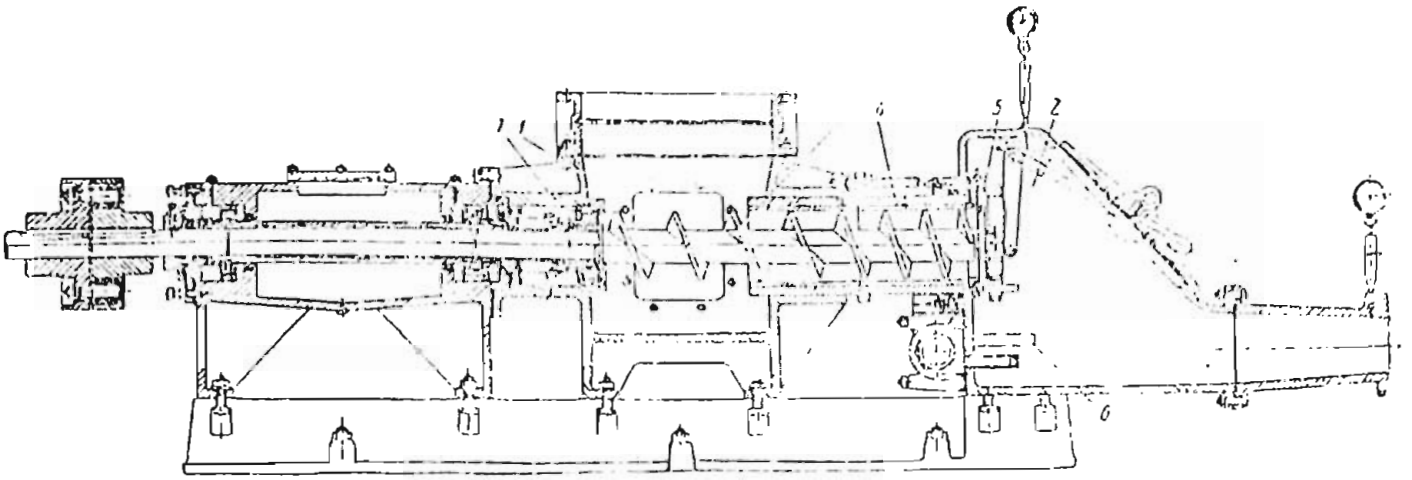
Tổng quan mà nói, thiết bị vận chuyển bằng khí thường có các bộ phận như sau:

- Cơ cấu nạp liệu
- Hệ thống đường ống và hệ thống van
- Bộ phận đỡ liệu
- Trạm khí nén
- Hệ thống đồng hồ khống chế.

Cơ cấu nạp liệu có thể dùng buồng hút như hình 9-33, hoặc dùng máy xoắn ruột gà như hình 9-34.



Hình 9-33. Cơ cấu nạp liệu kiểu hút.

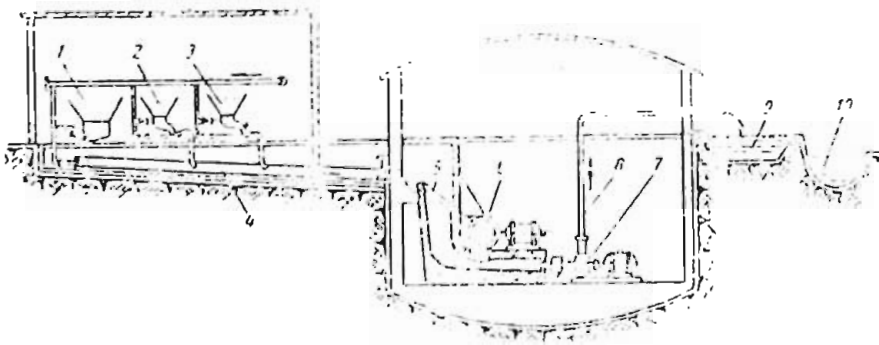


Hình 9-34. Cơ cấu nạp liệu kiểu ruột gà.

2. Thiết bị vận chuyển thuỷ động.

Thực chất của phương pháp này là dùng sức nước do chênh lệch áp suất do cơ năng hoặc độ cao tự nhiên của dòng chảy trong ống hoặc trong máng đẩy vật phẩm cần vận chuyển trộn lẫn trong nước đi từ vị trí này đến vị trí kia (mà thông thường là từ những độ cao khác nhau). Ở đây vật phẩm có 3 dạng chuyển động:

- Vật phẩm chuyển động men bờ đáy của ống hoặc máng.
 - Vật phẩm vận chuyển liên tục nhờ giòng chảy xung khi va vào những bờ cứng.
 - Vật phẩm trộn lẫn đều trong nước bị đẩy dồn vào chuyển động trong ống không có mặt thoáng (còn gọi dòng chảy mặt cắt)
- Hình 9-35 là một ví dụ về thiết bị vận chuyển thuỷ động.



Hình 9-35. Thiết bị vận chuyển thuỷ động.

Ở đây, các xi của lò từ các kho chứa 1, 2, 3 được chuyển tới máng 4, sau đó dùng sức nước đẩy xuống sàng chắn 5, các hạt cỡ nhỏ được cuốn theo nước trong ống qua bơm 7, các hạt cỡ lớn được chuyển sang nghiền ở máy nghiền 6 rồi lại bị nước cuốn qua bơm 7. Như vậy các hạt cỡ nhỏ trộn lẫn trong nước qua bơm theo ống 8 đẩy tới bể lắng

9, nước trong sạch được đẩy tới bể 10.

Ưu điểm:

Có thể chuyển khối lượng rất lớn vật phẩm dạng hạt ở nơi xa.

Thiết bị đơn giản để duy tu bảo dưỡng.

Có thể kết hợp với một số nguyên công của quá trình công nghệ (như làm nguội, tẩy sạch...).

Nhược điểm:

Tiêu hao lượng nước lớn,

- Làm tăng độ ẩm môi trường và vật phẩm,

- Không thể dùng ở nơi băng giá.

MỤC LỤC

	Trang
Bài mở đầu	1
Chương 1	Những lý thuyết cơ bản về cơ cấu nâng
Chương 2	Thiết bị dẫn động máy trục
Chương 3	Bộ phận mang giữ tải , dây và các thiết bị cuốn dây
Chương 4	Các thiết bị dừng và điều chỉnh vận tốc
Chương 5	Các cơ cấu phối hợp của máy trục
Chương 6	Các thiết bị nâng đơn giản
Chương 7	Cầu trục
Chương 8	Cần trục quay
Chương 9	Máy vận chuyển liên tục -

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1]. D.A. Zavodnikov : Máy trục - NXB Giáo dục , Hà nội 1967
- [2]. Đào Trọng Thường Máy nâng chuyển , NXB Khoa học và Kỹ thuật , 1986
- [3]. Huỳnh Văn Hoàng , Đào Trọng Thường : Tính toán máy trục
Nhà xuất bản Khoa học và kỹ thuật 1975
4. 北京钢铁学院·起重运输机械 上册
Nhà xuất bản Công nghiệp Trung Quốc 1961
- [5]. Nguyễn Trọng Hiệp: Chi tiết máy - NXB Giáo dục 1991
- [6]. Nguyễn Mạnh Tiến , Vũ Quang Hồi : Trang bị điện , điện tử Máy gia công kim loại . Nhà xuất bản Giáo dục 1994.
- [7]. М.А. АЛЕКСАНДРОВ : Подъемко - Транспортные Машины
Машииз 1960
- [8]. 东北工学院 : 炼铁设备
- [9]. 采利柯夫 : 轧钢机械设备
- [10]. Nguyễn Văn Ngọc: Sử dụng máy trục , NXB Công nhân kỹ thuật 1983.

M 605
13043

T
DH
07