

TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP TP-HCM
TRUNG TÂM CÔNG NGHỆ CƠ KHÍ

GIÁO TRÌNH :

KỸ THUẬT NÂNG CHUYỂN

(Lưu hành nội bộ)
TP-HCM 2008

TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP TP.HCM
GIÁO TRÌNH GỐC

**TRƯỜNG ĐẠI HỌC CÔNG NGHIỆP TP-HCM
TRUNG TÂM CÔNG NGHỆ CƠ KHÍ**

GIÁO TRÌNH :

KỸ THUẬT NÂNG CHUYỂN

(Lưu hành nội bộ)
TP-HCM 2008

CHƯƠNG I : CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ NHỮNG VẤN ĐỀ TÍNH TOÁN CHUNG CỦA MÁY TRỤC

§ 1.1. ĐỊNH NGHĨA VÀ PHÂN LOẠI MÁY TRỤC

1.1.1. Định nghĩa :

Máy trục – vận chuyển là thiết bị chủ yếu dùng để cơ giới hóa công tác nâng (trục) và vận chuyển nội bộ. Người ta dùng các loại máy này để nâng và vận chuyển các loại hàng kiện, hàng rời không gian, lắp ráp nhà ở, nhà công nghiệp theo từng khối lớn, dựng lắp các loại máy móc thiết bị cho các xí nghiệp công nghiệp, xếp dỡ các loại vật liệu xây dựng trong các kho bãi, thực hiện các nguyên công phục vụ sản xuất trong các phân xưởng cơ khí, sửa chữa và trong các phân xưởng khác.

Máy trục là loại máy hoạt động theo chu kỳ, quá trình làm việc và nghỉ của các cơ cấu máy trục là ngắt quãng, xen kẽ, lặp đi lặp lại.

1.1.2. Phân loại :

Tùy thuộc vào kết cấu và công dụng, người ta có thể phân chia máy trục thành các loại : kích, bàn tời, pa lăng, cần trục, cầu trục, thang nâng ...

1. Kích :

Kích là loại máy trục đơn giản nhất, gọn nhẹ, chiều cao nâng không lớn. Kích ren vít và kích thanh răng có sức nâng nhỏ đến lớn. Kích được dùng chủ yếu để nâng hạ vật tại chỗ theo phương thẳng đứng.

2. Bàn tời :

Bàn tời là loại máy trục đơn giản có cơ cấu kéo là dây cáp thép. Bàn tời thường được dùng để kéo vật theo phương ngang hoặc nghiêng; nó cũng có thể kéo vật theo phương thẳng đứng.

3. Pa lăng :

Gồm có pa lăng tay và pa lăng điện : dùng để nâng hạ vật nặng theo phương thẳng đứng, khi treo pa lăng trên xe con di chuyển thì diện tích xếp dỡ của nó sẽ được mở rộng. Cơ cấu kéo của pa lăng tay thường là xích. Palăng có kết cấu nhỏ gọn.

4. Cần trục :

Cần trục là loại máy trục có tay vời (gọi là cần), nó có kết cấu hoàn chỉnh và phức tạp gồm nhiều bộ máy : bộ máy nâng hạ hàng, bộ máy nâng hạ cần, bộ máy quay và bộ

máy di chuyển. Tùy theo số bộ máy của nó có, diện tích xếp dỡ có thể đạt được là một điểm, một đường thẳng, là hình quạt, hình vành khăn hoặc là bất kỳ.

Các loại cần trục thông dụng gồm có :

a) *Cần trục tháp và cần trục chân đế* : là loại cần trục có chiều cao kiến trúc lớn, chúng di chuyển trên đường ray chuyên dùng, diện tích xếp dỡ của nó là hình chữ nhật có chiều dài là chiều dài của đường ray và chiều rộng bằng hai lần tầm với của cần trục.

b) *Cần trục cánh buồm* : là cần trục quay có cần, thường được đặt cố định, diện tích xếp dỡ của nó có thể là hình tròn hoặc hình quạt, tùy theo góc quay của cần trục.

c) *Cần trục nổi* : là cần trục đặt trên phao, trên xà lan hoặc trên tàu biển.

d) *Cần trục lưu động* : là cần trục quay có cần, tự hành được nhờ có bộ di chuyển bánh hơi hoặc bánh xích, nó có tính cơ động rất cao, phạm vi hoạt động rộng. Ngoài ra còn có loại cần trục đặt trên sátsi ô tô, máy kéo hoặc đặt trên toa xe di chuyển trên đường sắt.

5. Máy trục kiểu cầu :

Gồm có cầu trục và cổng trục. Loại này di chuyển trên đường ray chuyên dùng. Xe con mang hàng di chuyển trên kết cấu thép kiểu cầu. Diện tích xếp dỡ là hình chữ nhật.

6. Cần trục đường dây cáp :

Đặc điểm là có dây cáp chịu lực, dùng làm đường lăn cho xe con mang hàng di chuyển. Dây cáp chịu lực được neo qua các cột, các cột này có thể đặt cố định hoặc có bánh xe di chuyển trên đường dây chuyên dùng. Diện tích xếp dỡ của cần trục đường dây cáp có thể là một đường, hình quạt hoặc hình chữ nhật.

7. Thang máy :

Thang máy dùng để nâng người hoặc nâng hàng theo phương thẳng đứng. Khi dùng để nâng hàng người ta gọi là vận thăng.

§ 1.2. NHỮNG THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA MÁY TRỤC

1.2.1. Những thông số đặc trưng của máy trục :

Máy trục được biểu thị bằng những thông số cơ bản sau :

- Tải trọng nâng danh nghĩa Q (t)
- Chiều cao nâng móc câu H (m)
- Độ với của cần R (m), hoặc khẩu độ L (m)
- Tốc độ làm việc v (m/ph hoặc m/s)
- Trọng lượng bản thân G (kg)
- Công suất danh nghĩa N (kw)
- Chế độ làm việc

1. Tải trọng nâng danh nghĩa :

Tải trọng nâng danh nghĩa là đặc trưng cơ bản của máy trục, nó thường được biểu thị bằng tấn hoặc KG. Tải trọng nâng danh nghĩa Q là trọng lượng vật nâng lớn nhất mà máy trục được phép nâng. Tải trọng bao gồm : trọng lượng vật nâng cộng với trọng lượng bộ phận mang hàng (như : móc câu, gầu ngoạm, gầu xúc, kìm kẹp hàng ...).

2. Chiều cao nâng :

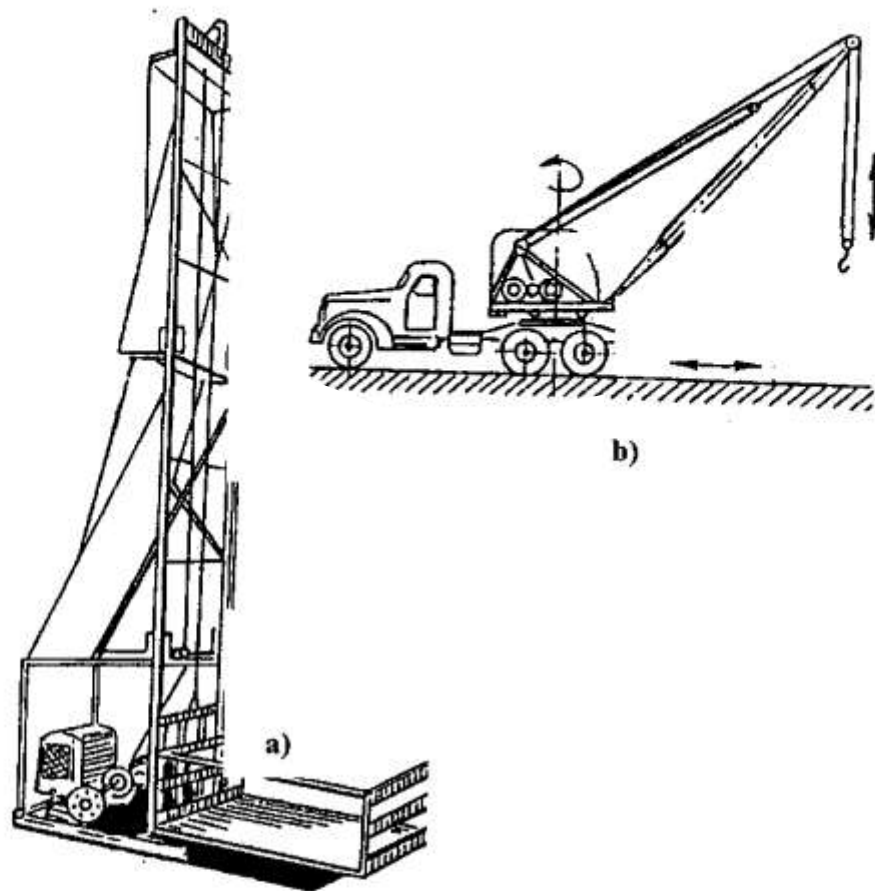
Chiều cao nâng là khoảng cách từ đỉnh đường ray dưới chân máy trục hoặc từ nền sân bãi đến vị trí cao nhất của cơ cấu móc hàng (tâm móc câu), chiều cao nâng được xác định theo yêu cầu sử dụng của từng loại máy trục và tính theo đơn vị mét.

3. Độ với R và khẩu độ L :

Đối với máy trục có cần gọi là cần trục người ta dùng độ với R, nó là bán kính quay của hàng khi quay cần trục, còn đối với máy trục kiểu cầu người ta dùng khẩu độ L để biểu thị, nó là khoảng cách giữa hai đường tâm của hai cụm bánh xe di chuyển máy trục ở hai bên, tính theo đơn vị mét. Độ với và khẩu độ là thông số biểu thị phạm vi hoạt động của máy trục.

4. Tốc độ làm việc :

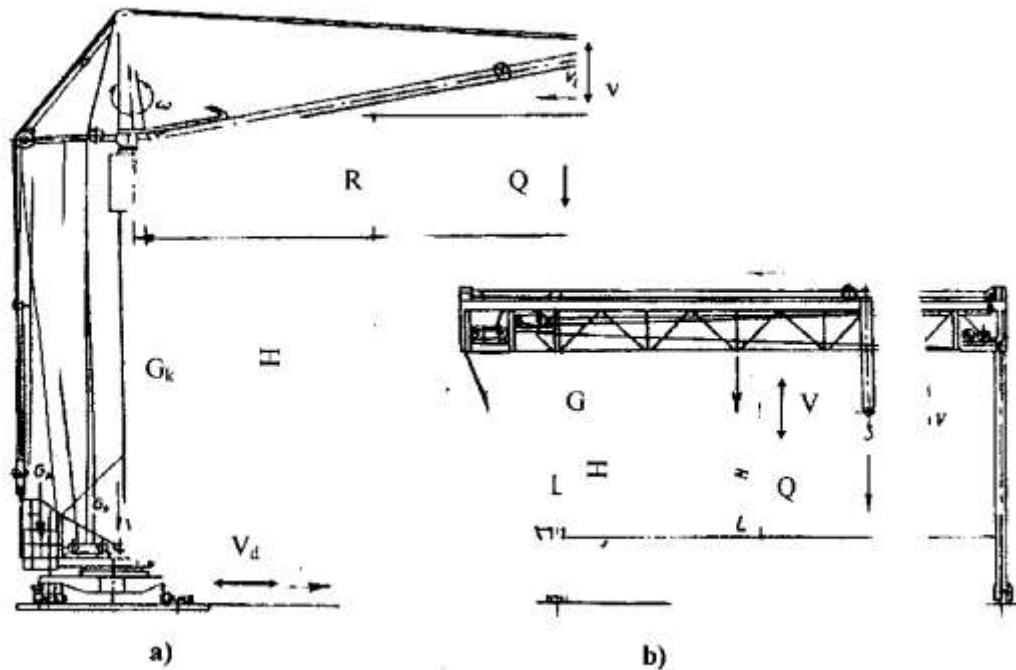
Tốc độ làm việc bao gồm tốc độ của các thao tác như : tốc độ nâng hạ hàng, nâng hạ cần, tốc độ di chuyển máy trục, di chuyển xe con mang hàng (m/ph) và tốc độ quay cần của máy trục.

**Hình 1.1**

Tốc độ nâng hạ hàng thường trong khoảng từ 10 – 30 m/ph ; tốc độ di chuyển máy trục theo kiểu cầu từ 50 – 200 m/ph và tốc độ di chuyển xe con mang hàng 20 – 30 m/ph ; tốc độ quay cần 1 – 3 vòng/ph.

5. Trọng lượng bản thân :

Trọng lượng bản thân còn gọi là tự trọng bao gồm : tự trọng của các cơ cấu trong máy trục hoặc tự trọng của toàn bộ máy trục.



Hình 1.2

6. Công suất danh định của máy trục :

Công suất danh định của máy trục là tổng công suất của tất cả các động cơ đặt trên máy trục.

1.2.2. Những thông số kinh tế kỹ thuật của máy trục :

1. Năng suất :

Năng suất máy trục tính theo công thức :

$$N_o = n \cdot Q \cdot k_t \cdot k_Q \quad (\text{tấn/giờ}) \quad (1.1)$$

Ở đây : n : số chu kỳ làm việc của máy trục trong một giờ.

k_t : hệ số sử dụng thời gian, $k_t \leq 1$

k_Q : hệ số sử dụng tải trọng, $k_Q \leq 1$

$$n = \frac{3600}{T}$$

Trong đó : 3600 : thời gian tính bằng giây trong một giờ.

T : thời gian của một chu kỳ (giây)

$T = \sum t_i$; t_i : thời gian của nguyên công thứ i .

Đối với cần trục quay toàn vòng, thời gian một chu kỳ T được tính như sau :

$$T = t_m + t_n + t_q + t_h + t_l + t'_n + t'_q + t'_h \quad (1.2)$$

Trong đó :

t_m : thời gian móc hàng

t_n : thời gian nâng có hàng

t_q : thời gian quay có hàng

t_h : thời gian hạ hàng

t_l : thời gian đỡ hàng khỏi móc câu

t'_n, t'_q, t'_h : thời gian nâng, quay và hạ móc câu không có hàng.

$$k_Q = \frac{\sum Q_i}{mQ} = \frac{Q_{tb}}{Q} \quad (1.3)$$

Ở đây : Q_i : mã hàng thứ i

$\sum Q_i$: tổng số các mã hàng đã được nâng thực tế.

m : số mã hàng đã được nâng tương ứng.

Q_{tb} : trọng lượng trung bình của các mã hàng đã nâng.

Khi cần trục lắp gầu ngoãm để xếp dỡ hàng rời thì Q_{tb} được tính như sau :

$$Q_{tb} = V \cdot \gamma \cdot \varepsilon_1 \quad (\text{tấn}) \quad (1.4)$$

Trong đó : V : dung tích của gầu (m^3)

γ : tỷ trọng vật liệu rời.

ε_1 : hệ số đầy gầu (tra theo bảng)

2. Trọng lượng riêng của cơ cấu (kg/t.m)

Đối với cầu trục :

$$k_G = \frac{G}{QR} \quad (1.5)$$

Đối với cầu trục và cổng trục :

$$k_G = \frac{4G}{QL} \quad (1.6)$$

Ở đây : G : trọng lượng toàn bộ máy trục.

3. Công suất riêng (kw/t.m) :

Đối với cần trục :

$$k_N = \frac{N}{QR} \quad (1.7)$$

Đối với cầu trục và cổng trục :

$$k_N = \frac{4N}{QL} \quad (1.8)$$

Ở đây : N : tổng công suất của toàn bộ máy trục (kw).

4. Giá thành riêng (giá thành một đơn vị trọng lượng máy) :

$$k_g = \frac{C}{G} \quad (1.9)$$

Ở đây : C : giá thành của toàn bộ máy trục.

Giá trị k_G , k_N , k_g càng nhỏ thì tính kinh tế và hiệu suất làm việc của máy trục càng cao. Các thông số này chỉ sử dụng để so sánh giữa các máy trục cùng loại về tính hợp lý trong thiết kế.

§ 1.3. CÁC CƠ CẤU TIÊU BIỂU CỦA MÁY TRỤC**1.3.1. Bộ máy nâng hạ hàng :**

Trong máy trục có thể có một hoặc nhiều bộ máy tùy thuộc vào công dụng và phạm vi sử dụng của nó. Khi máy trục chỉ có một bộ máy thì bộ máy đó phải là bộ máy nâng hạ hàng.

1.3.2. Bộ máy di chuyển :

Bộ máy di chuyển bánh thép được sử dụng trong cần trục tháp, cần trục chân đế, cầu trục và cổng trục ... Ở cần trục di chuyển bánh lốp hay bánh xích sẽ do bánh lốp hoặc bánh chủ động thực hiện. Các bánh chủ động nhận được chuyển động từ động cơ qua hộp giảm tốc. Trên một trong các trục truyền động người ta đặt phanh để hãm máy trục và chống trôi máy trục khi có gió bão hoặc khi đứng trên mặt nghiêng.

Để di chuyển xe con mang hàng của một số cần trục tháp, cầu trục, cổng trục người ta dùng bộ máy di chuyển bằng cáp kéo.

1.3.3. Bộ máy thay đổi độ với cần :

Để thay đổi độ với cần có thể dùng hai phương pháp : thay đổi góc nghiêng của cần, phương pháp này được dùng phổ biến trong các máy trục có cần. Phương pháp thứ hai là dùng xe con mang hàng di chuyển trên bản cánh phía dưới của cần đặt nằm ngang.

1.3.4. Bộ máy quay :

Gồm bộ máy quay cần trục chuyển động bánh răng trụ và bộ máy quay truyền động bằng dây cáp kéo.

§ 1.4. CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ DẪN ĐỘNG CỦA MÁY TRỤC

1.4.1. Chế độ làm việc

Chế độ làm việc của một bộ máy hay của toàn bộ máy trục là một thông số tổng hợp để xét đến điều kiện sử dụng, mức độ chịu tải theo thời gian của một bộ máy hay cả máy trục.

Khi tính toán các cụm, các chi tiết máy trục về độ bền, độ bền mỏi, độ mòn, về an toàn phanh của bộ máy v.v... đều phải chú ý đến chế độ làm việc của từng bộ máy hay toàn bộ máy trục để chọn các thông số tính toán cho thích hợp.

Mỗi bộ máy của máy trục có thể làm việc với chế độ làm việc khác nhau. Chế độ làm việc chung cho toàn bộ máy trục lấy theo chế độ làm việc của bộ máy nâng.

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

1. Hệ số sử dụng trong ngày :

$$k_{ng} = \frac{\text{Số giờ làm việc trong ngày}}{24 \text{ giờ}} \quad (1.10)$$

2. Hệ số sử dụng trong năm :

$$k_n = \frac{\text{Số ngày làm việc trong năm}}{365 \text{ ngày}} \quad (1.11)$$

3. Hệ số sử dụng theo tải trọng :

$$k_Q = \frac{Q_{tb}}{Q} \quad (1.12)$$

4. Cường độ làm việc của động cơ (bộ máy) :

$$CD \% = \frac{T_0}{T} \cdot 100 \quad (1.13)$$

T_0 : Tổng thời gian làm việc của bộ máy trong một chu kỳ hoạt động của máy trục :

$$T_0 = \sum t_m + \sum t_v$$

T : Tổng thời gian hoạt động của một chu kỳ :

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

Trong đó : Σt_m : tổng thời gian mở máy.

Σt_v : tổng thời gian làm việc với vận tốc ổn định.

Σt_p : tổng thời gian phanh.

Σt_d : tổng thời gian dừng máy.

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

$$\text{Ký hiệu : } m = \frac{3600}{T} \cdot m_0$$

m_0 : số lần đóng mở máy trong một chu kỳ

6. Số chu kỳ làm việc trong một giờ n.

7. Tổng thời gian làm việc của cơ cấu (bộ máy) trong một chu trình phục vụ được xác định theo công thức :

$$T_h = 8760 \cdot k_Q \cdot k_{ng} \cdot \frac{CD\%}{100} \cdot L \quad (\text{giờ}) \quad (1.14)$$

Trong đó : T_h : tính bằng giờ, đó chính là tuổi thọ của máy trục, đạt đến độ cần ngừng sử dụng.

L : thời gian qui định sử dụng máy trục, tính theo năm

8. Nhiệt độ môi trường t_0

1.4.2. Dẫn động

Các bộ máy trục chia ra hai nhóm : dẫn động bằng tay và dẫn động bằng máy (dùng động cơ).

A. *Nhóm T* : gồm các bộ máy quay tay (hoặc kéo tay), có đặc điểm là làm việc với tốc độ rất chậm và nghỉ ngắt quãng lâu.

B. *Nhóm B* : gồm các bộ máy dẫn động bằng máy (động cơ); theo các chỉ tiêu để phân loại ở trên người ta chia ra thành bốn chế độ làm việc : chế độ làm việc nhẹ (Nhẹ), chế độ làm việc trung bình (TB), chế độ làm việc nặng (N), chế độ làm việc rất nặng (RN).

- Đặc điểm chế độ làm việc nhẹ là hệ số sử dụng tải trọng thấp, $k_Q \approx 0.5$, cường độ làm việc nhỏ, trung bình $CD\% \approx 15\%$, số lần mở máy trong một giờ ít (dưới 60 lần) và có nhiều quãng nghỉ lâu. Trong nhóm này gồm : các bộ máy nâng và bộ máy di chuyển của cần trục dùng trong công việc sửa chữa và cần trục dùng trong công việc đưa phối liệu gá lắp trên máy công cụ, hoặc cần trục dùng trong các phân xưởng cơ khí; hoặc các bộ máy di chuyển cần trục xây dựng và cần trục chân đế v.v...

- Máy trục làm việc ở chế độ trung bình, thường hệ số sử dụng tải trọng k_Q đạt khoảng 0.75; vận tốc làm việc trung bình; cường độ làm việc $CD\% \approx 25\%$; số lần mở máy trong một giờ đến 120 lần. Trong nhóm này bao gồm bộ máy nâng và bộ máy di chuyển của máy trục trong các phân xưởng cơ khí và lắp ráp, bộ máy quay trong cần trục xây dựng và pa lăng điện.

- Đặc điểm của chế độ làm việc nặng là hệ số sử dụng tải trọng cao $k_Q = 1$; vận tốc làm việc lớn, cường độ $CD\% \approx 40\%$, số lần mở máy trong một giờ đến 240 lần. Trong nhóm này gồm tất cả các bộ máy trục làm việc ở phân xưởng gia công, ở kho các nhà máy sản xuất hàng loạt lớn, bộ máy nâng của cần trục xây dựng.

- Ở chế độ làm việc rất nặng, hệ số sử dụng tải trọng k_Q luôn luôn 1; vận tốc cao, cường độ $CD\% \approx 40 - 60\%$; số lần mở máy tới 360 lần; thuộc nhóm này gồm: các bộ máy của cần trục trong phân xưởng gia công và kho thuộc ngành luyện kim.

Các số liệu về các chỉ tiêu chủ yếu đặc trưng cho các chế độ làm việc của các bộ máy trục, xem bảng 1.1. Khi thiết kế mới, chế độ làm việc các bộ máy có thể lấy theo kinh nghiệm, từ thực tế hoạt động trong nhiều năm của máy trục tương tự cùng loại.

Bảng 1.1. Số liệu về chế độ làm việc của máy trục

Các chỉ tiêu	Chế độ làm việc			
	Nhẹ	TB	N	RN
1. Hệ số sử dụng trong ngày k_{ng}	0,33	0,67	0,67	1,0
2. Hệ số sử dụng trong năm k_n	0,25	0,5	0,75	1,0
3. Hệ số sử dụng theo tải trọng k_Q	0,55	0,55	0,75	1,0
4. Cường độ làm việc $CD\%$	15	40	40	40-60
5. Số lần mở máy m , lần/h	60	120	240	360
6. Số chu kỳ làm việc, n , ck/h	10-15	20-25	30-35	40
7. Nhiệt độ môi trường xung quanh t_0	25	25	25	45

Các loại máy trục khác nhau sẽ có chế độ làm việc khác nhau: nói cách khác chúng sẽ có thời gian làm việc, tốc độ làm việc và hệ số sử dụng tải trọng khác nhau, dẫn đến tải trọng động (tải trọng quán tính) trong quá trình chuyển động có gia tốc (mở máy hoặc phanh) và sẽ gây ra mài mòn các chi tiết máy; làm ảnh hưởng đến tuổi thọ và độ tin cậy của máy trục cũng khác nhau.

Như vậy là hệ số dự trữ độ bền của các chi tiết, các thông số của động cơ, của cơ cấu phanh và của hệ thống điều khiển phụ thuộc vào chế độ làm việc của các bộ máy và máy trục.

Khi tính toán thiết kế các bộ máy và kết cấu thép (khung, giá v.v...) của máy trục, cần phải tính đến hệ số tải trọng động k_d .

Mối liên hệ giữa hệ số tải trọng động k_d với chế độ làm việc như sau :

- | | |
|---|-------------|
| - Chế độ dẫn động bằng tay, | $k_d = 1,0$ |
| - Chế độ làm việc nhẹ, | $k_d = 1,1$ |
| - Chế độ làm việc trung bình, | $k_d = 1,2$ |
| - Chế độ làm việc nặng, | $k_d = 1,3$ |
| - Chế độ làm việc rất nặng, | $k_d = 1,4$ |
| - Chế độ làm việc rất nặng và hoạt động liên tục, | $k_d = 1,5$ |

§. 1.5. CƠ SỞ TÍNH TOÁN MÁY TRỤC

1.5.1. Tải trọng và các trường hợp tải trọng :

I. Tải trọng :

Máy trục và các bộ máy của nó chịu các tải trọng tác dụng như sau :

1. Trọng lượng vật nâng Q , điểm đặt tại tâm của móc câu.
2. Trọng lượng bản thân các cụm máy và các bộ phận kết cấu kim loại; các tải trọng này đặt tại trọng tâm của các cụm máy và các bộ phận kết cấu kim loại.
3. Các lực quán tính gây ra trong quá trình chuyển động không ổn định (khởi động hoặc phanh) của các bộ máy trục :

- Đối với vật chuyển động tịnh tiến (vật nâng Q) lực quán tính tính theo công thức :

$$P_{qt} = m.a \quad (1.15)$$

m : khối lượng của vật

a : gia tốc của vật

- Đối với các vật chuyển động quay; mômen của lực quán tính quay được tính như sau :

$$M_{qt} = J.\varepsilon \quad (1.16)$$

ε : gia tốc của vật quay

J : mômen quán tính quay tương ứng

$$J = \frac{m.D^2}{k} \quad (1.17)$$

Hoặc :

$$J = \frac{G.D^2}{g.k} \quad (1.18)$$

Trong đó :

G : trọng lượng của vật thể

D : đường kính ngoài của vật thể

k : hệ số xét đến sự rải đều khối lượng

k = 8 đối với trục

k = 4 đối với ống thành mỏng

k = 5,75 đối với tang tời quán cáp

k = 7,25 đối với ròng rọc

k = 6,5 đối với bánh răng và tang phanh

k = 9 đối với khớp nối

g : gia tốc trọng trường.

Đối với thanh quay đặt nghiêng (thí dụ : cần của cần trục) mà các đầu mút của nó cách trục một khoảng là r_1 và r_2 thì :

$$J = \frac{m}{3} (r_1^2 + r_1 + r_2 + r_2^2) \quad (1.19)$$

4. Tải trọng gió

Đối với các máy trục làm việc ngoài trời cần phải tính đến tải trọng gió khi tính toán sức bền và tính toán ổn định của máy trục. Tất cả các tải trọng gió đều được coi như tác dụng theo phương nằm ngang, theo phương bất lợi cho máy trục.

Tải trọng gió tính theo công thức tổng quát sau đây :

$$P_g = k_o \cdot q \cdot (F_k + F_h) \quad (1.20)$$

Ở đây :

k_o : hệ số cản khí động học, đối với giàn và dầm $k_o = 1,1$; đối với buồn lái, đối trọng $k_o = 1,2$; đối với ống có đường kính từ 200 – 500 mm $k_o = 0,9$; >500 mm, $k_o = 0,7$.

q : áp lực gió tính toán, kG/m^2 , chọn theo bảng 1.2 và bảng 1.3

F_k : diện tích hứng gió tính toán của kết cấu, m^2

F_h : diện tích hứng gió của vật nâng, m^2 , trong tính toán sơ bộ có thể chọn

theo số liệu trong bảng 1.4

Diện tích hứng gió tính toán của kết cấu :

$$F_k = F \cdot \alpha \quad (1.21)$$

F : diện tích hình bao của kết cấu, m²

α : hệ số tính đến phần rỗng của kết cấu; đối với kết cấu giàn $\alpha = 0,3 \div 0,4$; đối với kết cấu kín, $\alpha = 1$; đối với các bộ máy $\alpha = 0,8 \div 1,0$.

Bảng 1.2. Áp lực gió ở trạng thái làm việc, kG/m²

Phép tính	Cần trục chân đế và cần trục nổi	Các cần trục khác
Tính kết cấu thép, các bộ máy và tính toán ổn định máy trục	40	25
Tính công suất động cơ	25	15
Tính sức bền mối	5	5

Bảng 1.3. Áp lực gió ở trạng thái không làm việc, kG/m²

Chiều cao từ mặt đất, m	0 -20	20 -40	40 -60	60 -80	80 -100	>100
Áp lực gió	100	115	130	150	165	180

Bảng 1.4. Diện tích hứng gió của vật nâng, m²

Tải trọng Q (t)	1	2	3	5	10	20	30	50	75	100
F _h	2	3	5	7	10	15	20	25	30	35

Áp lực gió ở trạng thái làm việc dùng để tính sức bền tĩnh (trường hợp II), tính ổn định khi cần trục mang tải và tính kiểm tra thời gian mở máy di chuyển ngược chiều gió và thời gian phanh máy trục di chuyển theo chiều gió. Khi tính bộ truyền bánh răng và trục theo sức bền mối lấy áp lực gió tương đương bằng 5 kG/m².

Áp lực gió ở trạng thái không làm việc dùng để tính các thiết bị kẹp ray hãm máy trục và phanh, tính ổn định bản thân máy trục và tính toán các bộ phận kết cấu chịu áp lực gió (trường hợp III).

Tính các thiết bị khoá hãm, kẹp ray các cầu xếp dỡ và cần trục chân đế nên lấy áp lực gió 250 kG/m².

II. Các trường hợp tải trọng tính toán

Khi tính toán máy trục người ta phân biệt ba trường hợp tải trọng tính toán đối với trạng thái làm việc và trạng thái không làm việc của máy trục.

Trường hợp I : là trường hợp tải trọng bình thường ở trạng thái làm việc bao gồm : tải trọng nâng danh nghĩa Q , trọng lượng bản thân G , tải trọng gió trung bình ở trạng thái làm việc P_g , tải trọng quán tính trung bình trong quá trình mở và hãm điều hoà bộ máy

P_{qt} .

Đối với trường hợp này, các chi tiết trong bộ máy được tính theo sức bền mỏi, theo tuổi thọ, độ mòn và phát nhiệt. Trong các tính toán độ bền mỏi và độ mòn có thể không tính áp lực gió.

Trường hợp II : là trường hợp tải trọng lớn nhất ở trạng thái làm việc, bao gồm : tải trọng nâng danh nghĩa Q , trọng lượng bản thân máy trục G , tải trọng động (quán tính) lớn nhất khi mở máy và phanh đột ngột $P_{g\max}$, và tải trọng do có độ dốc P_α . Các giá trị tải trọng lớn nhất này thường được giới hạn bởi các điều kiện bên ngoài, như sự trượt trơn của bánh xe trên ray, mômen phanh lớn nhất, mômen giới hạn của khớp nối v.v...

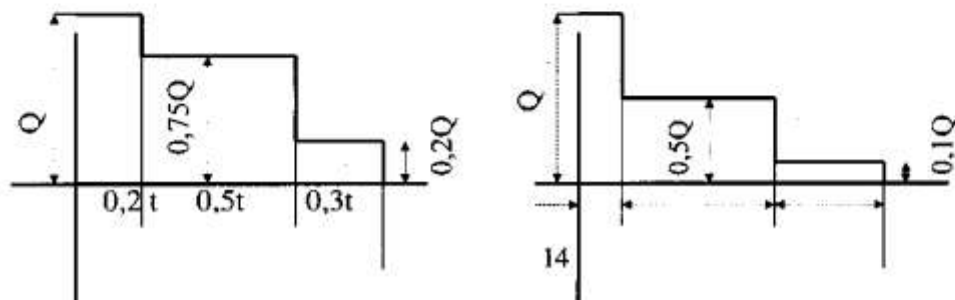
Đối với trường hợp này các chi tiết trong bộ máy và kết cấu thép được tính theo sức bền tĩnh.

Trường hợp III : là trường hợp tải trọng lớn nhất ở trạng thái không làm việc của máy trục đứng ngoài trời, bao gồm : trọng lượng bản thân máy trục G , tải trọng gió lớn nhất ở trạng thái không làm việc (gió bão) $P_{g(bão)}$ và tải trọng do có độ dốc mặt đường hoặc mặt nền.

Trường hợp này dùng để tính kiểm tra độ bền, ổn định máy trục và các bộ phận của nó, đặc biệt để kiểm tra các chi tiết của bộ phận kẹp ray, thiết bị phanh hãm, các bộ phận của máy thay đổi độ với. Khi tính, cần của cần trục và xe con mang hàng phải để ở vị trí bất lợi nhất.

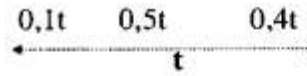
Việc tính toán sức bền mỏi (trường hợp I) được tiến hành theo tải trọng tương đương, tức là tải trọng có tác dụng phá hỏng chi tiết trong thời gian phục vụ như tác dụng chung của các tải trọng thực. Tải trọng tương đương xác định theo các đồ thị gia tải được xây dựng trên cơ sở quan sát chế độ làm việc thực tế của máy trục. Trong trường hợp không có các đồ thị gia tải thực, có thể dùng các đồ thị trung bình đã được xây dựng theo kinh nghiệm sử dụng nhiều loại máy trục (hình 1.3 và 1.4)

Đối với chế chế độ rất nặng có thể xem như tải trọng không thay đổi giá trị và bằng tải trọng khi làm việc với tải trọng nâng danh nghĩa Q .





Hình 1.3. Đồ thị gia tải trung bình các cơ cấu chế độ nhẹ và trung bình



Hình 1.4. Đồ thị gia tải trung bình các cơ cấu chế độ nặng.

1.5.2. Phương pháp tính theo ứng suất cho phép :

Trong ngành máy nâng chuyển dùng phương pháp tách thành phần để xác định các ứng suất cho phép, trong đó hệ số an toàn bền được xác định tùy thuộc vào mức độ quan trọng của chi tiết và chế độ làm việc của cơ cấu.

Tính toán các chi tiết theo sức bền mỗi và sức bền tĩnh xuất phát từ phương trình cơ bản sau đây :

$$\sigma \leq [\sigma] = \frac{\sigma_n}{[n]} \quad (1.22)$$

Trong đó :

σ : ứng suất lớn nhất tác dụng trong chi tiết, có tính đến tập trung ứng suất, trạng thái bề mặt, tính chất lắp ghép, N/mm^2 .

$[\sigma]$: ứng suất cho phép đối với các chi tiết, N/mm^2 .

σ_n : ứng suất nguy hiểm của vật liệu đối với trạng thái căng. Cụ thể lấy theo giới hạn bền, giới hạn chảy hoặc giới hạn mỏi, tùy theo trường hợp tính, N/mm^2 .

$[n]$: hệ số an toàn thấp nhất cho phép.

Tuy nhiên, trong từng trường hợp tính, thường sử dụng những công thức không phải bao giờ cũng có dạng như phương trình (1.21). Dưới đây nêu một số công thức cơ bản thường dùng trong các phép tính thông dụng hiện nay.

1. Tính theo sức bền tĩnh

Phép tính này áp dụng cho trường hợp tính II và III, khi các tải trọng tác dụng đạt trị số giới hạn.

Đối với vật liệu giòn lấy giới hạn bền làm ứng suất nguy hiểm, do đó có :

$$\left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma] = \frac{\sigma_b}{[n]} \\ \tau &\leq [\tau] = \frac{\tau_n}{[n]} \end{aligned} \right\} \quad (1.23)$$

Đối với vật liệu dẻo lấy giới hạn chảy làm ứng suất nguy hiểm, do đó

$$\text{có : } \left. \begin{aligned} \sigma &\leq [\sigma] = \frac{\sigma_{ch}}{[n]} \\ \tau &\leq [\tau] = \frac{\tau_{ch}}{[n]} \end{aligned} \right\} \quad (1.24)$$

Đối với trạng thái căng phức tạp có tác dụng đồng thời của ứng suất pháp σ và ứng suất tiếp τ , ứng suất tương đương lớn nhất σ_{td} tác dụng trong chi tiết tính theo công thức :

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (1.25)$$

Trong trường hợp không có số liệu, có thể xác định các trị số $\tau_b, \sigma_{ch}, \tau_{ch}$ theo các công thức kinh nghiệm cho ở bảng 1.5

Bảng 1.5
Những quan hệ gần đúng giữa các đặc tính bền cơ bản của kim loại

Đặc tính sức bền	Loại biến dạng	Công thức tính đối với vật liệu		
		Thép cacbon	Thép hợp kim	Gang
Giới hạn bền	Xoắn	$\tau_b \approx 0,6\sigma_{bk}$	$\tau_b \approx 0,6\sigma_{bk}$	—
Giới hạn chảy	Kéo	$\sigma_{ch} \approx 0,53\sigma_{bk}$	$\tau_{ch} \approx (0,65 \div 0,75)\sigma_{bk}$	—
	Uốn	$\sigma_{ch} \approx 1,2\sigma_{ch}^k$	$\sigma_{ch}^u \approx 1,1\sigma_{ch}^k$	
	Xoắn	$\tau_{ch} \approx 0,63\sigma_{ch}^k$	$\tau_{ch} \approx 0,6\sigma_{ch}^k$	
Giới hạn mỏi	Kéo	$\sigma_{-1} \approx 0,36\sigma_{bk}$	$\sigma_{-1}^k \approx 0,36\sigma_{bk}$	$\sigma_{-1} \approx (0,35 \div 0,45)\sigma_{bk}$
	Uốn	$\sigma_{-1} \approx 0,43\sigma_{bk}$	$\sigma_{-1}^u \approx 0,43\sigma_{bk}$	$\sigma_{-1} \approx 0,22\sigma_{bu}$
	Xoắn	$\tau_{-1} \approx 0,22\sigma_{bk}$	$\tau_{-1} \approx 0,22\sigma_{bk}$	$\tau_{-1} \approx (0,75 \div 0,9)\sigma_{-1}$

Chú thích : σ_{bk} : giới hạn bền kéo; σ_{bu} : giới hạn bền uốn.

2. Tính theo sức bền mỏi

Phép tính này áp dụng cho trường hợp I, với các tải trọng làm việc danh nghĩa tác dụng và gây nên ứng suất thay đổi theo chu kỳ trong chi tiết.

Hệ số an toàn được xác định từ biểu đồ ứng suất giới hạn và theo các công thức sau đây :

a. Khi uốn :

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \sigma_a + \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_b} \sigma_m} \quad (1.26)$$

b. Khi xoắn :

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \tau_a + \frac{\tau_{-1}}{\tau_b} \sigma_m} \quad (1.27)$$

c. Hệ số an toàn chung trong trường hợp chi tiết đồng thời chịu uốn và xoắn được tính theo công thức :

$$n = \frac{1}{\sqrt{\frac{n_{\sigma}^2}{\sigma} + \frac{n_{\tau}^2}{\tau}}} \quad (1.28)$$

Để thực hiện phép tính theo các công thức trên cần chú ý một số điểm sau đây :

Giới hạn mỏi của mẫu σ_{-1} và τ_{-1} ở đây là giới hạn mỏi ứng với số chu kỳ làm việc thực tế, tức là phụ thuộc vào chế độ làm việc của chi tiết. Nếu có σ'_{-1} là giới hạn mỏi dài hạn của vật liệu thì :

$$\sigma_{-1} = \sigma'_{-1} k = \sigma'_{-1} \sqrt[8]{\frac{10^7}{z_{td}}} \quad (1.29)$$

$\sqrt[8]{\frac{10^7}{z_{td}}}$: hệ số thời gian làm việc của chi tiết.

z_{td} : số chu kỳ chịu tải tương đương của chi tiết.

Các trị số giới hạn mỏi σ'_{-1} và τ'_{-1} có thể tính gần đúng như trong bảng 1.5

Các ký hiệu khác trong các công thức (1.26) – (1.28)

σ_a, σ_m : biên độ ứng suất và ứng suất trung bình trong chi tiết.

σ_b, τ_b : giới hạn bền khi uốn và khi xoắn.

k_{σ}, k_{τ} và $\varepsilon_{\sigma}, \varepsilon_{\tau}$: các hệ số tập trung ứng suất và hệ số kích thước tuyệt đối; số liệu của chúng có thể lấy trong các bảng tính toán “chi tiết máy”.

β : hệ số tính đến ảnh hưởng độ nhẵn bề mặt gia công chi tiết. Với bề mặt được mài $\beta = 0,9$; gia công tinh $\beta = 0,85$; gia công thô $\beta = 0,75$; không gia công $\beta = 0,65$.

Trong trường hợp cần tính thiết kế để xác định sơ bộ các kích thước cơ bản của chi tiết, có thể dùng công thức (1.21) và tính ứng suất cho phép như sau :

Với ứng suất thay đổi theo chu kỳ đối xứng ($\sigma_{\max} = \sigma_{\min}$).

$$[\sigma] = \frac{\sigma'_{-1}}{[n]k'} \quad (1.30)$$

$$[\tau] = \frac{\tau'_{-1}}{[n]k''} \quad (1.31)$$

Với ứng suất thay đổi theo chu kỳ mạch động ($\sigma_{\min} = 0$)

$$[\sigma] = \frac{1,4\sigma'_{-1}}{[n]k'} \quad (1.32)$$

$$[\tau] = \frac{1,4\tau'_{-1}}{[n]k''} \quad (1.33)$$

k', k'' : hệ số tính đến tập trung ứng suất và các nhân tố khác ảnh hưởng đến sức bền mỏi của chi tiết ; trị số của chúng có thể lấy theo bảng 1.6

Bảng 1.6

Hệ số k' và k'' dùng trong phép tính sơ bộ

Đặc điểm chi tiết	k' và k''
Chi tiết bằng thép, bề mặt có gia công	1,3 – 1,6
Chi tiết bằng thép, bề mặt không gia công	1,6 – 2,0
Trục, ngỗng trục :	
Ở những chỗ sẽ đặt then hoặc có góc lượn	2,0 – 2,8
Ở chỗ cắt ren, khi chịu kéo và chịu uốn	3,5 – 4,5
Bánh răng :	
Sau thường hóa hoặc tôi thể tích rồi ram	1,5
Tôi bề mặt.	1,8
Bề mặt được xêmentit hóa hoặc nitơ hóa	1,2

Hệ số an toàn. Hệ số an toàn cho phép được tính bằng tích của 3 thành phần

$$[n] = n_1 n_2 n_3 \quad (1.34)$$

n_1 : hệ số an toàn, phụ thuộc vào mức độ quan trọng của chi tiết và cơ cấu; trị số của nó cho ở bảng 1.7.

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 ... Trong bảng 1.8 cho số liệu n_2 dùng trong trường hợp

tính I. Đối với các trường hợp tính II và III thì $n_2 = 1,0$.

Đối với các chi tiết chịu tải trọng va đập, tải trọng đột biến có thể lấy chung $n_1 n_2 \approx 1,15$ khi tính theo giới hạn chảy của vật liệu.

n_3 : hệ số, tính đến ảnh hưởng các khuyết tật bên trong của vật liệu đến sức bền mỗi của chi tiết; đối với các vật đúc bằng thép lấy $n_3 = 1,3$; vật cán hoặc rèn $n_3 = 1,1$; khi tính theo sức bền tĩnh thì $n_3 = 1,0$.

Bảng 1.7

Hệ số an toàn n_1

Loại cơ cấu	Loại cản trực	Các trường hợp tính	
		I	II
Cơ cấu nâng	Máy trục quay tay	1,2	1,1
	Máy trục có móc tay	1,3	1,2
	Máy trục man châm điện	1,2	1,1
	Máy trục luyện kim	1,5	1,3
Cơ cấu di chuyển máy trục và xe lăn	Tất cả các loại máy trục	1,2	1,1
Cơ cấu quay	Cản trực chân cổng, cản trực nổi và các cầu lăn chuyên dùng	1,2	1,1
Cơ cấu thay đổi tầm với	Cản trực chân cổng, cản trực 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

Bảng 1.8

Hệ số tải trọng n_2

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

Hệ số an toàn cho phép, tính theo công thức (1.34), cho trong bảng 1.9

Bảng 1.9

Hệ số an toàn cho phép đối với các chi tiết của các cơ cấu máy trục có móc dẫn động bằng máy

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

3. Tính toán hiệu suất

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

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

Trong bảng 1.10 cho các số liệu về hiệu suất các bộ phận chủ yếu của các cơ cấu tạo máy trục.

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

$$\eta = \frac{b(a-rf)}{a(b+rf)} \quad (1.35)$$

r : bán kính bản lề

a : phần tay đòn lớn

b : phần tay đòn nhỏ

f : hệ số ma sát trong ổ trượt, lấy theo bảng 1.11

Trong trường hợp dùng ổ lăn, tùy theo loại ổ, có thể dùng các trị số hệ số ma sát như sau : đối với ổ bi $f = 0,005$; ổ đĩa $f = 0,008$; ổ đĩa côn $f = 0,02$

Bảng 1.10

Hiệu suất các bộ phận của các cơ cấu máy trục

Các bộ phận	η khi lắp	
	Ổ trượt	Ổ lăn

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 với trục, ổ :		
- 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 :		
- Với trục vít một mối ren		0,50 ÷ 0,75
- Với trục vít hai mối ren		0,75 ÷ 0,80
		0,99
Khớp răng (có đầy dầu bôi trơn)		
Cơ cấu nâng :		
- Với bộ truyền bánh răng	0,75 ÷ 0,80	0,80 ÷ 0,85
- Với bộ truyền trục vít		0,65 ÷ 0,75
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

Bảng 1.11

Hệ số ma sát của ổ trượt

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

CHƯƠNG II : CÁC CHI TIẾT CỦA BỘ PHẬN MANG TẢI

§ 2.1. DÂY CÁP

2.1.1. Cấu tạo và phân loại

I. Cấu tạo :

Dây cáp được chế tạo bằng các sợi thép có thành phần cacbon cao gia công bằng phương pháp kéo nguội, chuốt đi chuốt lại nhiều lần, do đó giới hạn bền của các sợi dây thép này có thể đạt tới 250 kG/mm². Thường dùng các sợi thép có đường kính từ 0,2 đến 5 mm, giới hạn trung bình từ 140 đến 200 kG/mm². Với các sợi thép có giới hạn bền thấp, cáp sẽ mềm; nếu dùng các sợi thép có giới hạn bền cao thì cáp sẽ cứng hơn, khi cuốn qua ròng rọc hoặc tang, cáp sẽ bị uốn lớn hơn dẫn đến làm giảm tuổi thọ của cáp. Dây cáp được chế tạo bằng các sợi thép chất lượng cao. Khi cần thiết người ta còn tiến hành mạ kẽm cho các sợi thép, để chống gỉ, chống tác dụng ăn mòn của nước biển và các hoá chất.

II. Phân loại :

Phương pháp tạo thành cáp có ảnh hưởng rất lớn đến độ mềm và độ bền mỏi của cáp. Dây cáp có thể phân loại theo những đặc điểm sau :

1. Theo cách bện : có 3 loại

a. Cáp bện đơn là cáp được bện trực tiếp từ những sợi thép nhỏ thành những lớp đồng tâm theo sợi lõi.

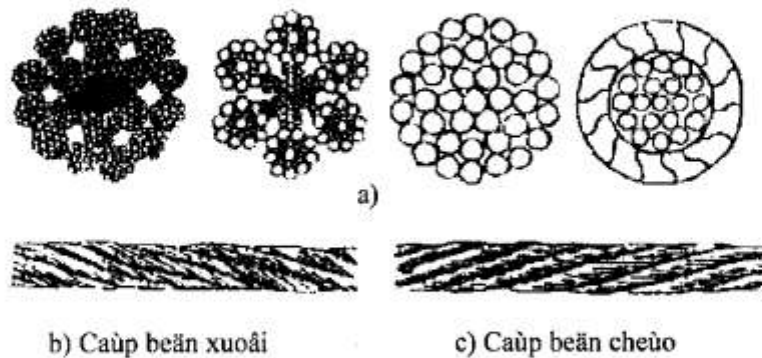
b. Cáp bện kép là loại cáp có các sợi thép đầu tiên được bện thành những tao, sau đó từ những tao này lại bện thành dây cáp.

c. Cáp bện ba là cáp gồm các sợi thép bện thành tao, từ các tao bện thành cáp có đường kính nhỏ, sau đó từ những dây cáp này bện vào nhau quanh sợi lõi mềm thành cáp có đường kính lớn hơn.

Cáp bện đơn rất cứng, khó uốn qua ròng rọc, tang; loại này chỉ dùng để làm cáp chằng cột buồm, cáp kéo và cáp tải cho cần trục đường dây cáp. Khi dùng cáp làm đường lăn cho xe mang hàng trên nó, người ta thường bọc kín dây cáp để tạo nên mặt nhẵn (gọi là cáp trơn) mục đích là để ngăn cát bụi, giảm ma sát, tăng khả năng chịu lực của dây cáp.

Cáp bện kép mềm hơn cáp bện đơn, do đó được sử dụng rộng rãi trong máy trục. Nó có lõi mềm ở giữa và có khi có lõi mềm ở cả trong từng tao. Lõi mềm của cáp thường làm bằng sợi đay, sợi bông, bằng sợi kim loại mềm làm tăng độ mềm của dây cáp, đồng thời

lõi này được tẩm dầu chống gỉ cho các sợi thép trong cáp. Khi cáp bị uốn, xoắn, dầu tẩm ở lõi mềm trong dây cáp bị ép chảy qua các kẽ ở giữa các sợi thép, nhờ vậy mà dây cáp được bôi trơn. Tuy vậy cáp vẫn cần được bôi mỡ chống gỉ phía ngoài theo chu kỳ.



Hình 2.1

Dây cáp có lõi bằng sợi kim loại hay amiăng được dùng trong những trường hợp phải làm việc trong điều kiện nhiệt độ cao như trong các phân xưởng luyện thép, đúc gang, rèn v.v...

2. Theo chiều bện các sợi thép và các tao : có hai loại

a. Cáp bện xuôi, là cáp có sợi bện thành tao và các tao bện thành dây cáp đều theo cùng một chiều (hình 2.1 b).

b. Cáp bện chéo, là cáp có các sợi thép bện thành tao theo một chiều và các tao bện thành cáp theo chiều ngược lại (hình 2.1 c).

Cáp bện xuôi mềm hơn cáp bện chéo, dễ uốn qua ròng rọc và tang, nên khả năng chống mòn tốt hơn và được dùng nhiều hơn. Cáp bện xuôi có nhược điểm là các tao dễ bị tở ra khi cáp bị đứt và cáp dễ bị xoắn lại khi một đầu cáp ở trạng thái tự do. Cho nên cáp bện xuôi thường không dùng để treo vật trực tiếp, mà treo gián tiếp qua palăng (ròng rọc) để đầu dây cáp được kẹp chặt ở vị trí cố định. Cáp bện chéo không bị tở ra và không bị xoắn lại khi đầu dây cáp ở trạng thái tự do, có thể dùng nâng tải trọng trực tiếp bằng một nhánh cáp. Cáp bện chéo cứng hơn cáp bện xuôi, khi làm việc bị mòn nhanh hơn.

3. Theo diện tích tiếp xúc khác nhau giữa các sợi thép : có 4 loại

a. Cáp có sợi tiếp xúc điểm (ký hiệu của Nga là TK) là dây cáp có các tao được bện bởi các sợi thép có đường kính bằng nhau; tạo ra các sợi thép ở các lớp kề nhau chỉ có thể tiếp xúc với nhau theo từng điểm một (hình 2.1 a).

b. Cáp có sợi tiếp xúc đường (ký hiệu JK) là dây cáp có các tao được bện bởi các lớp sợi thép bên trong và bên ngoài không cùng một đường kính, để các sợi kề nhau có thể

tiếp xúc với nhau trên suốt cả chiều dài. Loại cáp này còn được chia nhỏ ra thành 4 loại khác nhau nữa là :

- Cáp tiếp xúc đường kiểu ЛK-0 : là loại có đường kính sợi thép bằng nhau trong từng lớp của tao cáp.
- Cáp tiếp xúc đường kiểu ЛK-P : có đường kính sợi thép khác nhau ở lớp ngoài cùng của tao cáp.
- Cáp tiếp xúc đường kiểu hỗn hợp ЛK-PO : có đường kính sợi thép khác nhau trong các lớp của tao cáp.
- Cáp tiếp xúc đường kiểu chêm ЛK-3 : có các sợi thép đường kính nhỏ chêm vào các kẽ trống giữa các lớp sợi trong tao cáp và cả trong lõi mềm của dây cáp.

c. Cáp có sợi tiếp xúc điểm và đường (ký hiệu là ТЛK) là loại cáp có các sợi ghép kết hợp theo hai kiểu trên, và chia ra làm hai loại : với lõi đay ký hiệu ТЛK-O và với lõi sợi thép ký hiệu ТЛK-PO.

Nói chung tất cả các loại cáp có sợi tiếp xúc đường (ЛK) và tiếp xúc đường điểm (ТЛK) như trên đều được ghép bởi các sợi thép có đường kính khác nhau để tạo nên tiếp xúc theo đường giữa các sợi ở các lớp kề nhau, do đó giảm được ứng suất tiếp xúc, nên sử dụng bền hơn các loại cáp có sợi tiếp xúc điểm (TK). Ngoài ra ở các loại cáp có các sợi đường kính khác nhau thì số sợi thép được ghép trong mặt cắt của tao cáp dày hơn do tận dụng được các kẽ trống.

Trong dây cáp có đường kính các sợi thép khác nhau các sợi thép lớn thường được xếp ở vành ngoài cùng để bảo vệ cho cáp đỡ mòn; các sợi thép nhỏ ở bên trong để làm tăng độ mềm của cáp, do đó tính chất cơ học của các sợi được sử dụng hợp lý hơn so với cáp có các sợi tiếp xúc điểm.

d. Cáp có tao ba cạnh : để tận dụng được toàn bộ diện tích mặt cắt của cáp người ta còn chế tạo loại cáp có tao ba cạnh. Số sợi thép trong mặt cắt loại cáp này được ghép đầy hơn so với loại cáp bình thường, nên độ bền của nó cao hơn, nhưng chế tạo phức tạp hơn, do đó ít được sử dụng.

2.1.2. Tính toán dây cáp

I. Tính theo ứng suất kéo và uốn :

Trong quá trình làm việc của cáp, ở trong cáp sợi thép có thể xuất hiện trạng thái căng rất phức tạp, ba gồm các ứng suất đập, kéo, uốn, xoắn. Vì vậy khó có thể đưa ra một công thức lý thuyết hoàn toàn chính xác để tính toán cáp và tiện cho sử dụng. Trước đây giáo sư Rêlô đã đưa ra công thức gần đúng tính dây cáp theo ứng suất kéo và uốn của sợi dây thép thẳng như

sau :

$$\sigma = \sigma_k + \sigma_u \leq [\sigma] \quad (2.1)$$

σ : ứng suất tính toán, kG/cm²

σ_k : ứng suất kéo, kG/cm²

σ_u : ứng suất uốn, kG/cm²

$[\sigma]$: ứng suất kéo cho phép của sợi thép, kG/cm²

$$\sigma_k = \frac{S}{i \frac{\pi \delta^2}{4}} \quad (2.2)$$

$$\sigma_u = \pm \frac{M}{W} = E \frac{\delta}{D} \quad (2.3)$$

$$M = \frac{El}{r}; \quad W = \frac{2I}{\delta} \quad (2.4)$$

S : lực căng dây cáp, kG

i : số sợi thép trong cáp

D : đường kính ròng rọc hay tang, cm

δ : đường kính sợi thép, cm

M : mômen uốn của sợi thép, kG.cm

W : mômen chống uốn của sợi thép, cm³

E = 2,15.10⁶ kG/cm² – môđun đàn hồi của thép

I : mômen quán tính của mặt cắt sợi thép, cm⁴

$$r = \frac{D}{2}$$

Sau đó giáo sư Backhơ (người Đức) đã đề xuất bổ sung vào công thức tính uốn hệ số giảm môđun đàn hồi $C = \frac{3}{8}E = 800.000 \text{ kG/cm}^2$ để tính đến điều kiện các sợi xung quanh cùng làm việc chịu tải đồng thời. Như vậy công thức

Rêlô – Backhơ tính dây cáp theo ứng suất kéo và ứng suất uốn có dạng như sau :

$$\sigma = \frac{S}{i \frac{\pi \delta^2}{4}} + 80.000 \frac{\delta}{D} \leq [\sigma] \quad (2.5)$$

Nhưng công thức này cũng không đem lại những kết quả thoả đáng, bởi vì hệ số giảm môđun đàn hồi C chưa phản ảnh được ý nghĩa vật lý và các hiện tượng biến dạng phức tạp của các sợi dây thép dưới tác dụng đồng thời của các loại ứng suất khác nhau khi dây cáp uốn qua ròng rọc, tang; đặc biệt là ứng suất mỏi tiếp xúc rất cao sinh ra ở bề mặt tiếp xúc giữa cáp với ròng rọc và tang.

II. Tính theo điều kiện kéo :

Hiện nay người ta không dùng công thức Rêlô – Backhơ để tính toán dây cáp, mà chỉ tính theo điều kiện chịu kéo :

$$k \geq \frac{S_d}{S_{max}} \quad (2.6)$$

k : hệ số an toàn bền nhỏ nhất cho phép của cáp được xác định bằng thực nghiệm (bảng 2.1).

S_{max} : lực kéo tối đa của cáp khi làm việc, kG.

S_d : lực kéo đứt của cáp được xác định trên máy thử kéo đứt cáp mẫu và được ghi trong bảng đặc tính kỹ thuật của dây cáp, kG.

Bảng 2.1. Hệ số an toàn bền nhỏ nhất của cáp

Đặc điểm công dụng cáp	Kiểu dẫn động và chế độ làm việc của máy	Hệ số an toàn bền k	
Cáp nâng ở các máy trục	Dẫn động bằng tay	4,5	
	Dẫn động bằng máy	Nhẹ	5
		Trung bình	5,5
		Nặng	6
	Rất nặng	6	
Cáp của cầu trục cáp : <ul style="list-style-type: none"> • Cáp neo các cột cố định • Cáp neo các cột tạm thời dưới 1 năm • Cáp tải của cầu trục cáp cố định • Cáp tải của cầu trục cáp tạm thời • Cáp kéo của cầu trục cáp • Cáp của palăng giảm lực để neo dây cáp tải 		3,5	
			3
			3,5
			3
			4
			6
Cáp gầu ngoạm : <ul style="list-style-type: none"> • Loại một mô tơ dẫn động • Loại hai mô tơ dẫn động • Loại có một dây cáp kéo 		5	
			6
			5
Cáp của tời chở người (thang máy)		9	

Lực kéo đứt của những loại cáp thông dụng thường nhỏ hơn tổng lực kéo đứt của các sợi thép trong dây cáp khoảng 15-20%. Do đó cũng có thể tính gần đúng lực kéo đứt của cáp theo công thức sau:

$$S_d = (0,80 - 0,85) \cdot \frac{\pi \delta^2}{4} \cdot \sigma_{bk} \cdot i \quad (2.7)$$

σ_{bk} : giới hạn bền kéo của sợi thép làm cáp, KG/cm^2

III. Chọn cáp :

❖ Chọn dây cáp được tiến hành theo trình tự sau đây :

- Chọn hệ số an toàn bền K nhỏ nhất của cáp (bảng 2.1).
- Tính lực kéo đứt của cáp S'_d theo lực căng tối đa S_{max} trong dây cáp :

$$S'_d = k \cdot S_{max}$$
- Chọn kiểu kết cấu của dây cáp.
- Chọn đường kính d của dây cáp theo bảng tiêu chuẩn của loại cáp có kết cấu đã chọn : lực kéo đứt tính toán phải nhỏ hơn hoặc bằng lực kéo đứt S_d đã được tính sẵn ghi trong bảng hoặc theo công thức tính toán gần đúng ở trên, với các giới hạn bền kéo của các sợi thép trong phạm vi 14000-20000 KG/cm^2 .

2.1.3. Tuổi thọ của dây cáp

Tuổi thọ của dây cáp phụ thuộc rất nhiều vào số lần cáp bị uốn khi qua ròng rọc hay tang trong quá trình sử dụng; đồng thời tuổi thọ của dây cáp cũng phụ thuộc rất nhiều vào độ mòn, tức là phụ thuộc vào đường kính của ròng rọc hay tang. Đường kính ròng rọc và tang càng nhỏ thì dây cáp càng chóng hỏng. Khi sử dụng nên chọn đường kính ròng rọc và tang không nhỏ hơn 16-30 lần đường kính của cáp d_c :

$$D \geq (16 - 30) \cdot d_c \quad (2.8)$$

Đường kính nhỏ nhất cho phép của tang và ròng rọc có thể xác định theo công thức :

$$D \geq (e - 1) \cdot d_c \quad (2.9)$$

e : hệ số, phụ thuộc chế độ làm việc của máy trục, được xác định bằng thực nghiệm và chọn theo bảng 2.2.

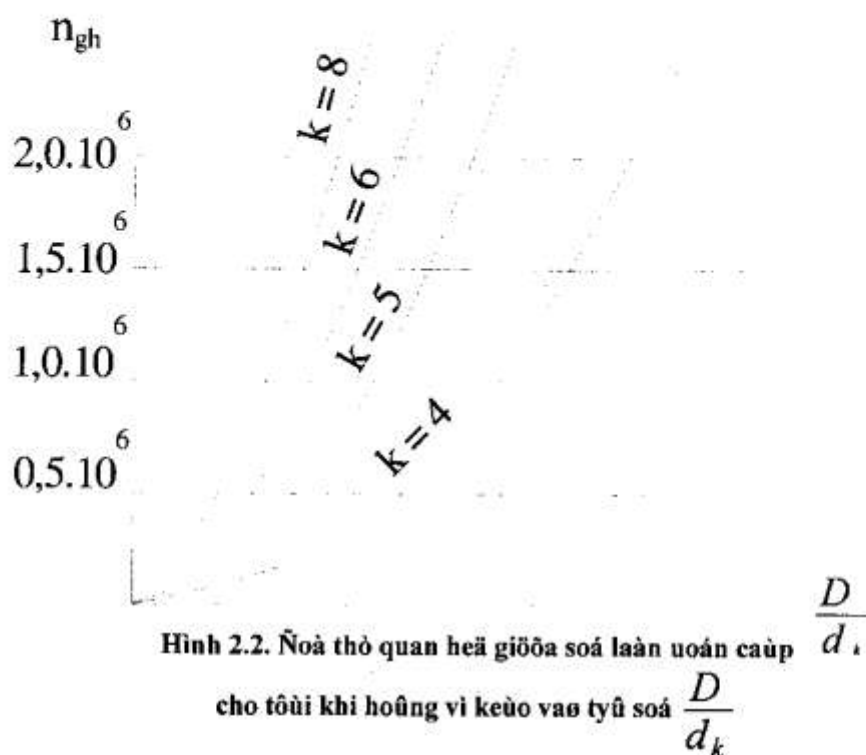
Với những điều kiện sử dụng khác nhau tuổi thọ của dây cáp dao động trong phạm vi rất rộng từ vài tháng đến nhiều năm, hay từ vài chục đến vài trăm nghìn lần uốn qua lại ở ròng rọc. Trên hình 2.2 ta thấy với hệ số an toàn bền k của cáp khác nhau. Nếu tăng tỷ số giữa đường kính ròng rọc và đường kính cáp $\frac{D}{d_c}$ thì số lần uốn giới hạn của cáp n_{gh} cho

tới khi cáp bị hỏng cũng sẽ tăng lên rõ rệt. Do đó khi thiết kế máy trục làm việc với chế độ nặng cần phải chọn trị số k và $\frac{D}{d_c}$ lớn để đảm bảo được tuổi thọ nhất

định của cáp. Tuy vậy người ta cũng qui ước chung là:

- Đối với chế độ làm việc nhẹ tuổi thọ của dây cáp không ít hơn 3 năm (hay 200000 lần uốn).

- Đối với chế độ làm việc nặng thì không ít hơn 0,5-1 năm (hay 60000 lần uốn).



Hình 2.2. Mối quan hệ giữa số lần uốn cuộn $\frac{D}{d_k}$ cho bốn chế độ $k=4, 5, 6, 8$ và tỷ số $\frac{D}{d_k}$.

Dấu hiệu đầu tiên của dây cáp bắt đầu bị phá hỏng là các sợi thép bắt đầu bị đứt nổ. Nhưng như thế không có nghĩa là phải thay ngay cáp mới, vì quá trình phá hỏng của cáp diễn ra không tức thời mà kéo dài trong một thời gian khá lâu, nhất là cáp sử dụng ở chế độ làm việc nhẹ. Nhưng khi số sợi bị đứt trên một bước bên của cáp vượt quá trị số cho phép (bảng 2.3) thì phải thay cáp.

Bảng 2.2. Hệ số e nhỏ nhất cho phép

Loại máy	Kiểu dẫn động và chế độ làm việc của máy	Hệ số e
Máy trục kiểu cần (cần trục)	Dẫn nâng bằng	16
	Dẫn động Nhẹ	16

	bằng máy	Trung bình	16
		Nặng	20
		Rất nặng	20
Palăng điện			20
Tời dùng cho gầu ngoạm :			
• Cửa máy nâng (trừ cần trục và palăng)			30
• Cửa cần trục các loại			20
Ròng rọc của gầu ngoạm			18
Tời quay tay để nâng vật và người			16
Các loại máy trục khác	Dẫn động bằng máy		18
		Nhẹ	20
		Trung bình	25
		Nặng	30
		Rất nặng	30

Bảng 2.3. Số sợi đứt tối đa cho phép trên một bước bện của cáp

Hệ số an toàn bền tính toán k	Kết cấu của cáp							
	6x19=114		6x37=222		6x61=366		18x19=342	
	Bện chéo	Bện xuôi	Bện chéo	Bện xuôi	Bện chéo	Bện xuôi	Bện chéo	Bện xuôi
$k \leq 6$	12	6	22	11	36	18	36	18
$k = 6-7$	14	7	26	13	38	14	38	19
$k \geq 7$	16	8	30	15	40	20	40	20

Khi sử dụng cáp đã có những sợi thép bị đứt trong phạm vi cho phép, vẫn phải theo dõi cẩn thận và thường xuyên về số lượng cũng như về mức độ tăng nhanh của các sợi đứt trong từng thời gian, thậm chí từng ca làm việc. Khi số sợi đứt trong dây cáp bắt đầu tăng nhanh chứng tỏ vật liệu của các sợi thép đã ở trạng thái mỏi, chúng bị phá hủy, cần phải thay ngay cáp mới.

§ 2.2. XÍCH

Xích gồm có hai loại chính : xích hàn và xích bản lề.

2.1.1. Xích hàn

1. Cấu tạo và phân loại :

Xích hàn gồm những mắt xích hình ô van được chế tạo bằng thép tròn uốn cong rồi hàn lại bằng phương pháp hàn điện, hàn hơi và hàn rèn. Để đảm bảo hàn được dễ dàng và chắc chắn người ta chế tạo xích này bằng thép chứa ít cacbon, thường là thép CT2 và CT3 hoặc thép 15 và 20. Xích hàn gồm có hai loại :

a. Xích mắt ngắn có chiều dài của mắt xích không vượt quá 5 lần đường kính của thép chế tạo xích.

b. Xích mắt dài có chiều dài của mắt xích lớn hơn 5 lần đường kính của thép chế tạo xích.

Ưu điểm chính của xích hàn là dễ chế tạo, xích dễ uốn, gấp theo các phương, cho phép dùng đĩa xích có đường kính nhỏ.

Để giảm ứng suất uốn khi mắt xích vòng qua ròng rọc hay tang, trong bộ máy nâng người ta chỉ dùng xích mắt ngắn có bước xích $t = (2,7 - 2,8)d$; đồng thời đường kính của ròng rọc và tang lấy khá lớn $D \geq 20.d$. Riêng đường kính của đĩa xích không tuân theo điều kiện này, vì mắt xích được cài trực tiếp vào rãnh của đĩa xích chịu uốn ít hơn.



Hình 2.3. Xích hàn vào số ão ãnh

Nhược điểm chủ yếu của xích hàn là có thể bị đứt đột ngột do chất lượng của mối hàn không tốt, kim loại bị mỏi, hay vật liệu làm xích co khuyết tật mà không được phát hiện trước. Ngoài ra xích hàn còn dễ bị dẫn khi chịu lực lớn và chóng bị mòn do ứng suất tiếp xúc cao tại chỗ tiếp xúc điểm giữa hai mắt xích kề nhau. Vì những lý do này mà xích hàn chỉ được dùng ở trong các cơ cấu máy trục làm việc với vận tốc thấp, khoảng 0,3 m/s và với vật nặng dưới 5t.

2. Tính toán xích hàn :

Khi làm việc, mắt xích chủ yếu chịu lực kéo và bị uốn. Song ứng suất uốn không lớn. Do đó xích hàn chỉ tính theo kéo với ứng suất cho phép giảm thấp cho thích hợp.

Theo sơ đồ tính toán xích hàn (hình 2.3) lực kéo cho phép của xích có thể viết theo công thức :

$$T = 2[\sigma] \cdot \frac{\pi d^2}{4} \quad (2.10)$$

T : lực kéo cho phép của xích, kG

d : đường kính của thép chế tạo xích, cm

[σ] : ứng suất cho phép để tính xích hàn, được xác định theo công thức :

$$[\sigma] = \frac{\sigma_b \cdot a}{k} \quad \text{kG/cm}^2 \quad (2.11)$$

$\sigma_b = 4000 \text{ kG/cm}^2$: giới hạn bền của thép CT2, CT3

a = 0,64 : hệ số giảm ứng suất tính toán do mắt xích bị uốn và yếu đi vì hàn. Xác định theo thực nghiệm.

k = 4-7 : hệ số an toàn bền, phụ thuộc kiểu dẫn động và chế độ làm việc; dẫn động tay k = 4 ÷ 5; dẫn động máy k = 6 ÷ 7.

Đối với các loại xích hàn chế tạo theo tiêu chuẩn cũng có thể xác định lực kéo cho phép theo tải trọng phá hỏng :

$$T = \frac{T_d}{k} \quad (2.12)$$

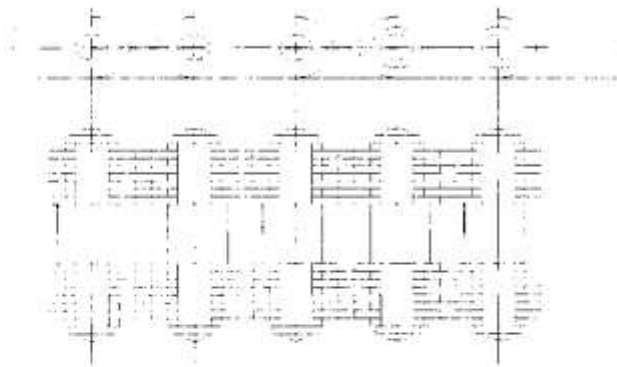
T_d : lực kéo đứt của xích được qui định theo tiêu chuẩn (tra bảng).

2.2.2. Xích bản lề :

1. Cấu tạo và phân loại :

Xích bản lề gồm có nhiều má xích được chế tạo bằng phương pháp dập và liên kết với nhau bằng chốt xích có tán hai đầu hoặc cài bằng chốt chữ với vòng đệm ở hai đầu (hình 2.4).

Tùy thuộc tải trọng cho phép, xích bản lề có loại một dây, hai dây và nhiều dây. Các chi tiết của xích bản lề được chế tạo bằng thép tốt hơn ở xích hàn, thường là thép 40 hoặc thép 45. Mặt khác điều kiện tiếp xúc giữa các mắt xích cũng tốt hơn xích hàn, vì ở đây dạng tiếp xúc giữa má xích và chốt xích là tiếp xúc mặt. Nhờ vậy, xích bản lề hơn xích hàn, vì mắt xích không bị phá hỏng đột ngột mà bị đứt riêng từng má, dễ phát hiện và thay thế kịp thời những má hỏng. Độ uốn gấp của xích bản lề trong mặt phẳng má xích cũng rất tốt, do đó có thể sử dụng đĩa xích có đường kính nhỏ.



Hình 2.4. Xích bản lề

Xích bản lề có nhược điểm là chỉ mềm ở một phương, nên không cuốn được vào tang như xích hàn, mà dùng đĩa xích. Ngoài ra khớp bản lề mau mòn, nhất là trong điều kiện nhiều bụi.

Về mặt lý thuyết có thể tính toán xích bản lề theo ứng suất sinh ra ở các mặt cắt yếu nhất của mắt xích và áp suất trên bề mặt tiếp xúc giữa má và chốt xích phải nhỏ hơn ứng suất và áp lực riêng cho phép.

2. Tính toán xích bản lề :

Nhưng xích bản lề thường là xích có nhiều dây, sự phân bố tải trọng giữa các dây không đều do nhiều nguyên nhân như chế tạo và lắp ghép không chính xác, thép làm mắt xích không đồng chất, tải đặt lên xích không cân. Do đó không thể tính toán xích bản lề theo ứng suất riêng của một má với giả thiết là lực tải phân bố đều giữa các má, trong thực tế, để đảm bảo an toàn khi làm việc, xích bản lề phải được tính toán theo sức bền tổng hợp của cả xích với lực kéo đứt theo công thức :

$$T_d = k.T \quad (2.13)$$

T : lực kéo tính toán để chọn xích, kG

T_d : lực kéo đứt của xích được qui định trong tiêu chuẩn, kG

k : hệ số an toàn bền, chọn theo tốc độ của xích, $k = 5 \div 10$.

Kích thước cơ bản của xích bản lề là bước xích t , các kích thước khác và tải trọng phá hỏng của xích cũng được tiêu chuẩn hoá (xem bảng tiêu chuẩn).

2.2.3. Phân tích so sánh cáp và xích :

Các loại dây dùng trong máy trục như : chấu, cáp thép, xích hàn, xích bản lề có chất lượng cơ học và sử dụng khác nhau như : độ bền, độ mềm, độ tin cậy, sự mài mòn, trọng lượng trên một mét dài v.v... So sánh ta thấy rằng: cáp thép có trọng lượng riêng nhỏ nhất, có độ mềm ở tất cả các phương, làm việc êm ở bất kỳ vận tốc nào, nếu bảo quản tốt thì có độ bền cao, không bị đứt bất ngờ, có thể phát hiện được sớm quá trình hư hỏng. Nhược điểm duy nhất của cáp là phải đi theo với tang tời có đường kính lớn, dẫn đến bộ máy

công kênh. Nhưng do có những ưu điểm đã nói ở trên, nên cáp thép được sử dụng rất rộng rãi.

Chảo hầu như không được sử dụng làm dây kéo trong bộ máy nâng vì độ bền thấp, ngoài ra sức bền bị giảm xuống do các sợi bị mài mòn và bị phân huỷ do tác dụng của hơi ẩm nhưng nó được dùng nhiều để buộc các vật nặng để treo vào móc.

Xích hàn nặng hơn cáp rất nhiều, độ tin cậy thấp, dễ bị đứt đột ngột. Xích hàn mềm ở tất cả các phương, xích hàn chỉ làm việc ổn định và không có tiếng ồn khi vận tốc làm việc nhỏ hơn 0,1 m/s.

Xích bản lề không nhẹ hơn xích hàn mặc dầu các phần tử của nó được chế tạo bằng thép tốt hơn, các má xích bị giảm yếu do có các lỗ để đặt chốt, chế tạo phức tạp hơn xích hàn, khi làm việc chốt xích bị uốn, xích bản lề chỉ mềm (uốn được) ở một phương. Khi xích bị cong ở phương không mềm thì xích sẽ chịu tải lệch, chỉ một bên má chịu tải, dẫn đến xích làm việc quá tải. Độ tin cậy cao hơn xích hàn, vì không có mối hàn và vật liệu chế tạo tốt hơn. Vận tốc làm việc cho phép cao hơn xích hàn $V \leq 0,25$ m/s.

Tóm lại : cáp thép có các ưu điểm nổi bật và được sử dụng rộng rãi hơn so với chảo và xích.

Tuy nhiên xích vẫn được sử dụng làm bộ phận kéo cho bộ máy nâng trong những trường hợp thích hợp. Khi dùng xích, đĩa xích chủ động nhỏ hơn đường tang tời cáp, làm cho mômen tải nhỏ, tỷ số truyền, kích thước và trọng lượng của cơ cấu truyền động nhỏ đi nhiều. Khi nâng và vận chuyển các vật nóng nhiệt độ cao của vật nâng và không khí xung quanh ảnh hưởng có hại cho sức bền và tuổi thọ của cáp thép. Cho nên trong trường hợp này người ta thường không dùng cáp thép mà sử dụng các loại xích.

§ 2.3. CÁC THIẾT BỊ KẸP CÁP, TREO BUỘC TẢI VÀ KÌM CÁP TẢI

2.3.1. Thiết bị kẹp cáp :

Để nâng tải hoặc kéo tải, đầu cáp được gắn với móc tải hay vòng treo tải bằng các cơ cấu kẹp cáp. Cơ cấu kẹp cáp gồm có : vòng cáp bện (hình 2.5), bulông kẹp cáp hay còn gọi là cóc cáp (hình 2.6), và ống chêm (hình 2.7).

Đoạn cáp bện phải đảm bảo đủ chiều dài nhất định (hình 2.5) để an toàn, không bị tuột và được qui định như sau :

$$L = 0,4 \text{ m đối với cáp có đường kính } d \leq 12 \text{ mm.}$$

$$L = 0,7 \text{ m đối với cáp có đường kính } d > 12 \text{ mm.}$$

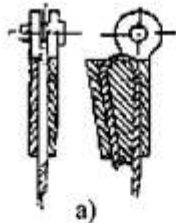
Dùng bulông kẹp cáp thao tác nhanh hơn nhiều so với kiểu bện cáp.

Để cáp không bị kẹp và chà sát, người ta dùng vành lót để bảo vệ cáp (hình 2.6a). Vành lót có mặt cắt hình lòng máng được uốn cong theo dạng thòng lọng của đầu dây buộc cáp. Các kích thước chế tạo vành lót cáp đã được tiêu chuẩn hoá. Khi dùng ống côn (hình 2.7.b) giữ đầu cáp để liên kết với các bộ phận khác. Người ta luồn đầu cáp qua ống côn từ phía lỗ nhỏ của ống, rồi tẽ các đầu sợi cáp ra, cắt bỏ lõi giữa và bẻ gấp các đầu sợi cáp lại; sau đó rút vào trong ống rồi đổ chì hay ba bít vào. Ống côn thường chế tạo bằng thép đúc hay gang rèn. Kích thước của nó đã được tiêu chuẩn hoá.

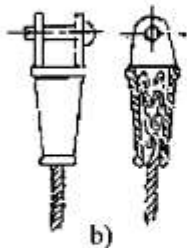
Ống chêm (hình 2.7.a) tuy kết cấu không gọn bằng ống côn nhưng sử dụng rất tiện lợi, tháo lắp dễ dàng mà không yêu cầu phải có những bước gia công hoặc dụng cụ đặc biệt; kích thước cơ bản của ống chêm cũng đã được tiêu chuẩn hoá.



Hình 2.5

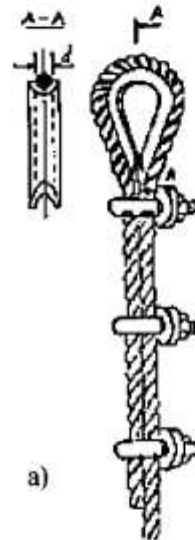


a)

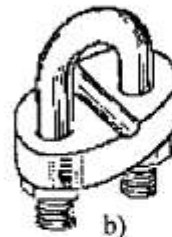


b)

Hình 2.7



a)



b)

Hình 2.6

Đối với các mối nối quan trọng, giữa cáp với các bộ phận khác bằng bulông kẹp cáp, cần phải tiến hành tính lực ép cần thiết do các bulông đó tạo ra để đảm bảo cho vòng thòng lọng của đầu cáp khỏi bị tuột. Xuất phát từ điều kiện lực ma sát do lực ép của các bulông kẹp cáp phải cân bằng với lực căng của dây cáp (hình 2.6) theo công thức :

$$P\mu = \frac{CT}{2}$$

P : lực ép tổng cộng của các bulông kẹp cáp, kG

$\mu = 0,35$: hệ số cản dịch chuyển của cáp trong kẹp cáp

T : lực căng cáp, kG

$C \approx 1,25$: hệ số an toàn.

Do đó lực ép tổng cộng cần thiết của các bulông trong kẹp cáp là :

$$P = \frac{CT}{2\mu} \quad (2.14)$$

Bulông được kiểm tra theo kéo :

$$\sigma_k = \frac{1,3.P}{z \frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma_k] \quad (2.15)$$

1,3 : hệ số tính đến ứng suất xoắn khi vận đai ốc

z : số đầu bulông kẹp

d_1 : đường kính trong chân ren của bulông, cm

$[\sigma_k]$: ứng suất cho phép của bulông, kG/cm².

Kích thước của bulông kẹp cáp chọn theo tiêu chuẩn.

2.3.2. Dây treo buộc tải :

Để treo buộc tải vào móc phải có dây treo buộc tải chuyên dùng như; quang cáp, quang xích, cáp buộc hàng, dây xích v.v... Cáp buộc hàng hay quang cáp tốt nhất là dùng cáp mềm. Xích buộc hàng hay quang xích thường dùng xích hàn mắt ngắn loại thường.

Điều kiện làm việc của các loại dây treo buộc tải thường là bất lợi, như dây cáp buộc hàng bị uốn gấp khúc; dính bùn đất và ẩm ướt han gỉ.

Do đó khi tính toán các loại dây treo buộc tải phải tính với hệ số an toàn cao hơn bình thường.

Lực căng tính toán trong các nhánh phụ thuộc vào số lượng nhánh dây treo tải (hình 2.8).

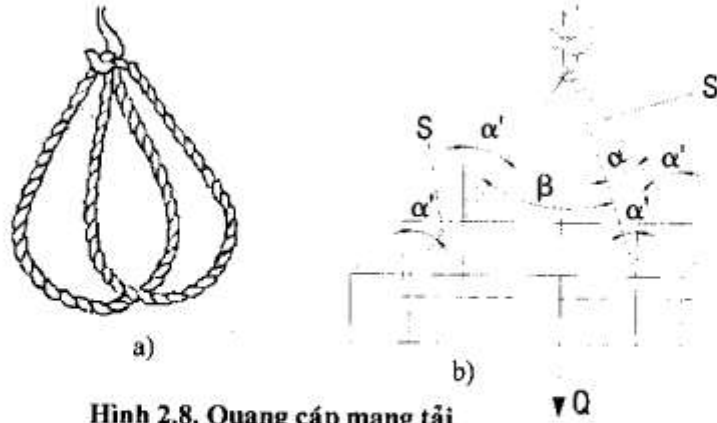
$$S = \frac{Q}{m \cos \frac{\alpha}{2}} \quad (2.16)$$

S : lực căng tính toán ở trong nhánh dây treo tải, kG

Q : trọng lượng vật nâng, kg

α : góc tạo bởi hai nhánh chéo của dây treo tải

m : số nhánh cáp mang tải.



Hình 2.8. Quang cáp mang tải

Góc α cho phép tối đa để đảm bảo an toàn $\alpha_{\max} = 120^{\circ}$.

Tải trọng cho phép trong mỗi nhánh dây treo tải phải giảm dần khi góc α tăng lên.

Khi kéo tải (kéo ngang hoặc kéo nghiêng trên mặt nền) thì lực căng tính toán trong các nhánh của dây kéo tải phụ thuộc vào hướng dịch chuyển vật kéo so với hướng của dây kéo, lực cản dịch chuyển vật kéo, đặc tính của vật kéo và trạng thái của mặt nền. Do đó lực căng tính toán trong các nhánh của dây kéo tải có thể tính theo công thức :

$$S = \frac{Q\mu}{2 \cdot \cos \alpha \cos \beta} \quad (2.17)$$

μ : hệ số cản chuyển động của vật kéo

α' : góc nghiêng của dây kéo so với mặt phẳng trượt của vật

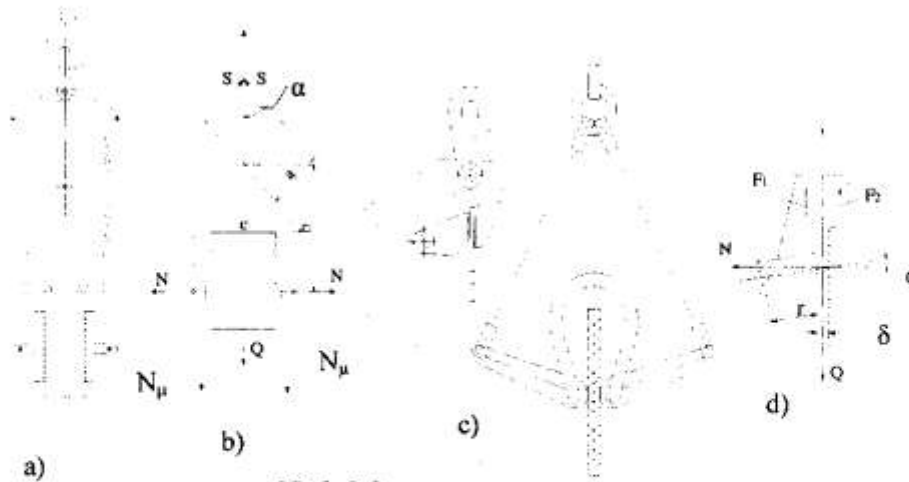
β : góc tạo bởi các nhánh dây kéo, khi dùng một dây kéo $\beta = 0$.

2.3.3. Kìm cặp tải :

1. Cấu tạo :

Kìm cặp chuyên dùng có nhiều loại phù hợp với các loại hàng khác nhau, nhưng thường dùng hai loại là kìm cặp (hình 2.9.a) và cặp lệch tâm (hình 2.9.c).

Kìm cặp được cấu tạo theo nguyên lý hoạt động của cơ cấu bốn thanh và cặp chặt lấy hàng nâng dưới tác dụng của trọng lượng bản thân vật nặng.



Hình 2.9

2.

Tính toán kim cặp :

Sơ đồ tính toán đối với loại kim cặp này được thể hiện trên hình (2.9.b).

Để đảm bảo hàng không bị tuột ra khỏi kim cặp thì lực ma sát ở hai má kẹp phải lớn hơn trọng lượng của vật nâng. Điều này có thể thực hiện được bằng cách tính toán chọn tỷ lệ kích thước hợp lý của các thanh trong cơ cấu kim cặp. Từ điều kiện cân bằng thanh kéo chính của kim đối với tâm quay ở giữa thanh ta có :

$$N.b - S.a - N.\mu.\frac{c}{2} = 0 \quad (2.18)$$

N : phản lực tại má kẹp

S : lực kéo ở đầu thanh kéo

μ : hệ số ma sát giữa má cặp và vật nâng.

Trong công thức này :

$$N = \frac{Q}{2\mu}; \quad S = \frac{Q}{2.\cos\alpha}$$

Thay vào (2.18) ta có :

$$\frac{Qb}{2\mu} - \frac{Q.a}{2.\cos\alpha} - \frac{Q.c}{4} = 0$$

Từ đó ta rút ra :

$$\frac{b}{\mu} - \frac{a}{\cos\alpha} = \frac{c}{2} \quad (2.19)$$

Căn cứ vào công thức (2.19) để chọn tỷ lệ kích thước của kim cặp.

3. Tính toán cặp lệch tâm :

Cặp lệch tâm dùng để nâng các vật dạng tấm. Lực ma sát để giữ vật nâng trong cơ cấu được tạo ra bởi sức ép của cam lệch tâm khi nâng vật hoặc dùng tay quay siết chặt cam lệch tâm trước khi nâng (hình 2.9.c). khi cam lệch tâm ép vào tấm vật liệu sẽ sinh ra phản lực N và tạo ra lực ma sát F :

$$F = N\mu_1 + N\mu_2 \geq Q$$

μ_1, μ_2 : hệ số ma sát giữa tấm thép được nâng với cam lệch tâm và với mặt trong của má kẹp : $\mu_1 \approx 0,15$; $\mu_2 \approx 0,1$.

Từ điều kiện cân bằng của tấm thép trong cặp lệch tâm ta có :

Phương trình mômen :

$$N.r.\sin\alpha - N.\mu_1.r.\cos\alpha - N.\mu_2.(r.\cos\alpha + \delta) = 0 \quad (2.20)$$

r : bán kính cam lệch tâm

δ : bề dày của tấm thép (vật nâng).

Phương trình mômen (2.20) có viết dưới dạng :

$$\sin\alpha - \mu_1.\cos\alpha - \mu_2\left(\cos\alpha + \frac{\delta}{r}\right) = 0$$

Từ đó suy ra :

$$\operatorname{tg}\alpha \leq \mu_1 + \mu_2 \left(1 + \frac{\delta}{r.\cos\alpha}\right) \quad (2.2.1)$$

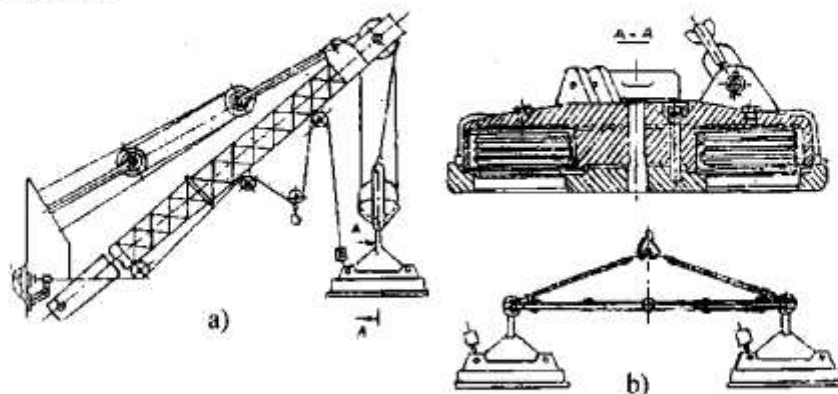
Căn cứ vào công thức (2.2.1) để xác định kích thước của cam lệch tâm đảm bảo an toàn không rơi vật nâng.

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

2.4.1. Thiết bị mang tải bằng nam châm điện

Người ta thường dùng thiết bị mang hàng bằng nam châm điện để cơ giới hoá và tự động hoá khâu móc hàng khi nâng các vật liệu bằng thép như : các tấm kim loại, dầm

thép, cấu kiện thép, phi kim loại v.v... Nam châm điện mang tải được treo vào móc câu để hút các vật nâng (hình 2.10.a). Khi cần nâng các kết cấu thép có kích thước lớn người ta dùng hai nam châm điện mang tải treo vào hai đầu của đòn gánh (hình 2.10.b).



Hình 2.10

Nguồn điện của nam châm điện do thiết bị điện một chiều trên máy trực cung cấp qua dây cáp điện mềm dẫn tới. Tải trọng nâng của nam châm điện phụ thuộc vào khe hở giữa vật nâng và từ trường của nam châm điện, phụ thuộc vào đặc điểm của vật nâng, thí dụ : khi nâng các tấm thép, tải trọng vật nâng trung bình đạt được 1 tấn thì khi nâng các phi thép chỉ còn là 0,08 tấn và khi nâng các vụn thép chỉ có 0,035 tấn.

Lực hút của nam châm điện được tính theo công thức :

$$P = \frac{I^2}{25.S (R_k + R_l)^2} \quad (2.22)$$

P : lực hút của nam châm điện, kG

I : số ampe vòng của cuộn dây

R_l, R_k : từ trở của không khí và vật nâng kim loại.

2.4.2. Thiết bị mang tải bằng chân không

Khi nâng các loại vật nâng phi kim loại như : gỗ dán, kính, tấm bê tông v.v ... người ta dùng thiết bị mang (cặp) tải bằng chân không để cơ giới hoá khâu móc tải. Ở bộ phận mang tải là nam châm hút bằng cao su đường kính có thể tới 400 mm (hình 2.11). Khi cần mang tải, cho nam châm hút tiếp xúc với tấm vật liệu rồi dùng bơm chân không hút hết không khí ở trong ra để tạo lực hút chân không. Để nâng các tấm có kích thước lớn người ta có thể dùng nhiều nam châm hút gắn trên một dàn treo.

Lực hút chân không hay trọng tải nâng được tính theo công thức :

$$P_0 = S.k(P_a - P_k) \quad (2.23)$$

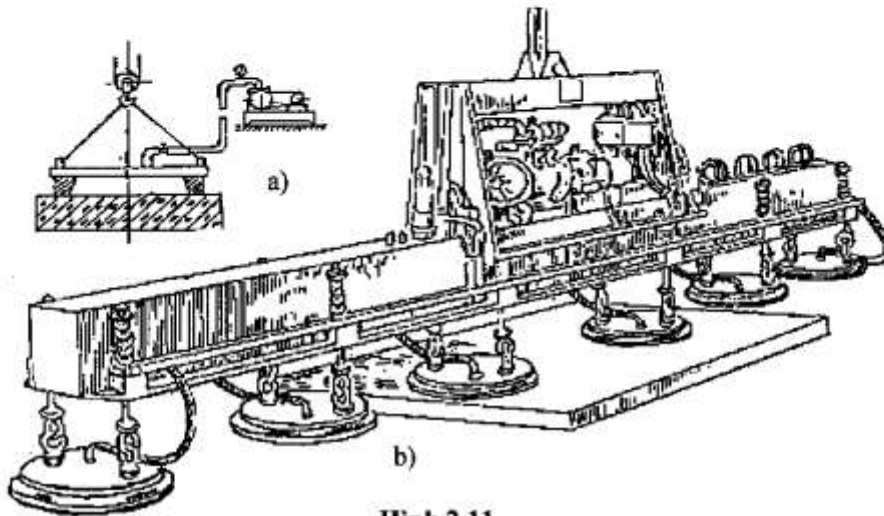
P_0 : lực hút chân không (trọng tải nâng), kG

S : diện tích miệng buồng chân không của mâm hút, cm^2

k : hệ số giảm áp suất tính đến sự thay đổi áp suất của khí quyển và mức độ kín khí của mâm hút.

$P_a \approx 1,0 \text{ kG/cm}^2$: áp suất của khí quyển

$P_k \approx (0,15-0,2)$. P_k : áp suất của không khí còn sót lại trong buồng chân không.



Hình 2.11

§ 2.5. MÓC VÀ GIÁ TREO MÓC

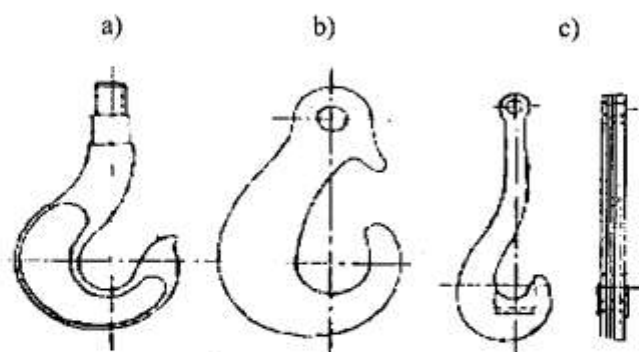
Để treo hàng người ta dùng móc thông qua dây cáp hoặc xích. Móc gồm 2 loại : móc đơn và móc kép đôi. Móc được chế tạo bằng thép 20 là thép ít carbon bằng phương pháp rèn hoặc dập. Móc còn có thể chế tạo bằng phương pháp đúc nhưng phải được kiểm tra bằng máy đo khuyết tật. Không được dùng thép nhiều carbon chế tạo móc, vì loại vật liệu này giòn dễ bị gãy đột ngột. Đối với cần trục có sức nâng lớn người ta dùng móc ghép từ các tấm kim loại CT3 hoặc thép 20 bằng đinh tán (hình 2.12.c) ưu điểm chủ yếu của nó là đơn giản trong quá trình chế tạo.

2.5.1. Móc đơn :

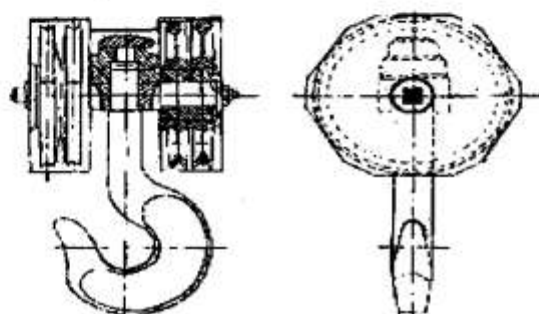
Móc đơn được sử dụng phổ biến trong máy trục (hình 2.12). Vật nặng được treo lên móc bằng các dây treo buộc tải hay bằng các cơ cấu cặp tải chuyên dùng như : kim cặp, nam châm mang tải v.v...

Đối với tải trọng nhỏ, móc được nối trực tiếp với dây cáp bằng cách làm lỗ luồn cáp ở phần cuối móc (hình 2.12.b). Đối với tải trọng nặng lớn, móc được treo vào giá treo

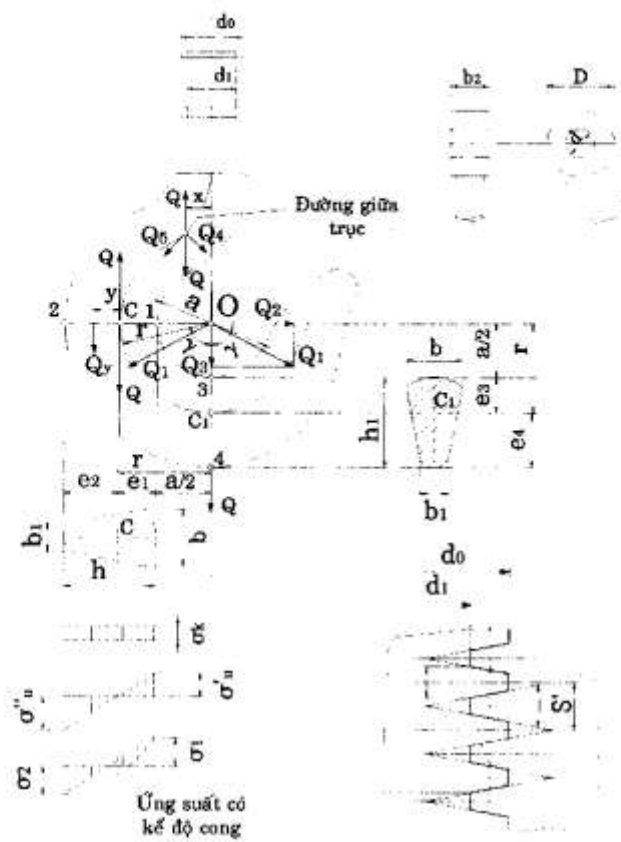
cùng với ròng rọc (2.13). Số lượng ròng rọc trong giá treo phụ thuộc vào bội suất của palăng giảm lực. Kích thước của móc đơn đã được tiêu chuẩn hoá theo tải trọng nâng.



Hình 2.12. Móc



Hình 2.13. Giá treo móc ngắn



Khi thiết kế móc không theo tiêu chuẩn, phải tính toán kiểm tra cường móc và thân móc.

Cường móc được kiểm tra theo ứng suất kéo (hình 2.14). Với ứng suất cho phép giảm thấp để tính đến hiện tượng uốn ngẫu nhiên :

$$\sigma_k = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_k] \quad (2.24)$$

d_1 : đường kính trong của ren ở cường móc, cm

$[\sigma_k]$: ứng suất kéo cho phép, kG/cm².

Chiều cao H của đai ốc vắn vào cường móc được xác định từ điều kiện hạn chế ren khỏi bị dập theo công thức :

$$H = \frac{4QS}{\pi (d_0^2 - d_1^2) [\sigma_d]} \quad (2.25)$$

S : bước ren, cm

d_0 : đường kính ngoài của ren, cm

$[\sigma_d]$: ứng suất dập cho phép, kG/cm².

Ren ở cuống móc thường chế tạo ren tam giác khi tải trọng nâng dưới 10 tấn, và làm ren hình thang khi tải trọng nâng lớn hơn 10 tấn. Nếu dùng ren hình thang cần phải kiểm tra ứng suất uốn tại chân ren.

Vòng treo của cuốn móc (hình 2.14) được tính kiểm tra theo ứng suất qui đổi theo công thức Lamé :

$$\sigma = \frac{Q}{b_2 d_2} \cdot \frac{2D^2}{D^2 - d_2^2} \leq [\sigma] \quad (2.26)$$

b_2 : bề dày của vòng treo, cm

d_2 : đường kính trong của vòng treo, cm

D : đường kính ngoài của vòng treo, cm

$[\sigma]$: ứng suất qui đổi cho phép, kG/cm².

Trong tính toán móc treo, phức tạp nhất là phân định các kích thước bền của các tiết diện phần cong của nó. Ứng suất tương đương tại các mặt cắt ở phần cong của móc trong trường hợp chung gồm các ứng suất uốn, kéo và cắt. Nguy hiểm nhất là tại mặt cắt 1-2, là nơi mômen uốn M_u có trị số lớn nhất. Vì thế trước hết phải tính tiết diện ngang 1-2 của móc. Tại mặt cắt 1-2 chỉ xuất hiện ứng suất uốn σ_u và kéo σ_k .

Khi tính gần đúng, không kể đến độ cong, ứng suất lớn nhất (về trị số tuyệt đối) ở các lớp ngoài cùng (1 và 2) của tiết diện 1-2 là :

$$\sigma_1 = \sigma_u + \sigma_k = \frac{M_u}{W_1} + \frac{Q}{F} \quad (2.27)$$

$$\sigma_2 = \sigma_u + \sigma_k = \frac{M_u}{W_2} + \frac{Q}{F} \quad (2.28)$$

σ_u và σ_k : ứng suất uốn tại lớp 1 và 2, kG/cm²

σ_k : ứng suất kéo, KG/cm²

a : đường kính miệng móc

e_1 : khoảng cách từ trọng tâm tiết diện đến thớ trong cùng

$$e_1 = \frac{b + 2b_1}{b + b_1} \cdot \frac{h}{3}$$

e_2 : khoảng cách từ trọng tâm tiết diện đến thớ ngoài cùng

$$e_2 = h - e_1$$

b : kích thước đầu lớn của tiết diện

b_1 : kích thước đầu bé của tiết diện

h : chiều cao của tiết diện

W_1, W_2 : mômen chống uốn đối với các lớp 1 và 2, cm³

$$W_1 = \frac{J}{e_1}; \quad W_2 = \frac{J}{e_2}$$

J : mômen quán tính của tiết diện, cm^4

$$M_u = Q \left(\frac{a}{2} + e_1 \right) : \text{mômen uốn tại tiết diện 1-2, kG.cm.}$$

Khi tính gấn đúng phải giảm nhỏ ứng suất cho phép để xét đến ảnh hưởng về độ cong của móc, thường giảm đi 40%. Nếu mặt cắt của móc là hình chữ nhật, hình tròn hoặc elip thì ứng suất tại điểm 2 nhỏ hơn tại điểm 1; để tận dụng khả năng làm việc của thép, người ta chế tạo móc có mặt cắt không đối xứng, dạng hình thang hoặc gấn với hình thang (đường bao cong), làm cho ứng suất tại các lớp 1 và 2 bằng nhau hoặc xấp xỉ bằng nhau, $|\sigma_1| = |\sigma_2|$.

Móc có dạng thanh cong có độ cong lớn, do đó muốn tính ứng suất chính xác tại các mặt cắt phải kể đến độ cong của nó. Ứng suất tại điểm khảo sát trong mặt cắt làm việc của móc (mặt cắt thân móc) được xác định theo công thức :

$$\sigma_y = \sigma_u + \sigma_k = \frac{Q}{F} + \frac{M_u}{F.r} + \frac{M_u}{F.r} \cdot \frac{1}{k} \cdot \frac{y}{y+r} \quad (2.29)$$

Ứng suất lớn nhất tại điểm 1 và 2 của mặt cắt tính như sau :

$$\sigma_1 = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{k} \cdot \frac{2e_1}{a} \leq [\sigma] \quad (2.30)$$

$$\sigma_2 = \frac{Q}{F} \cdot \frac{1}{k} \cdot \frac{e_2}{\frac{a}{2} + h} \leq [\sigma] \quad (2.31)$$

σ_k : ứng suất kéo do tải trọng Q gây ra, kG/cm^2

σ_u : ứng suất uốn do mômen M_u tạo ra bởi tải trọng Q , kG/cm^2

r : bán kính cong của đường trục đi qua trọng tâm tiết diện

$$r = \frac{a}{2} + e_1$$

y : khoảng cách từ điểm khảo sát trong mặt cắt làm việc của móc đến trọng tâm của mặt cắt đó (hay đến trục trung tâm), cm

k : hệ số phụ thuộc vào hình dạng mặt cắt của móc và độ cong của nó

+ Đối với tiết diện chữ nhật :

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

+ Đối với tiết diện tròn và clip

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

+ Đối với tiết diện hình thang

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

Đối với mặt cắt đứng 3-4 của móc, khi treo vật trên một vòng dây, sẽ chịu cắt :

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

F : diện tích mặt cắt tại 3-4, cm^2 .

Nguy hiểm hơn nhiều đối với mặt cắt này là trường hợp treo vật trên quang dây (có 2 nhánh cáp nghiêng, hình 2.14). khi trọng lượng vật nâng Q truyền qua móc với hai lực :

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

Trong đó : $\gamma_{\max} = 45^\circ$.

Để thấy được tính chất và để xác định trị số các ứng suất xuất hiện tại mặt cắt 3-4 do tác dụng của lực Q_1 ta phân nó thành các phân lực ngang và đứng :

$$Q_2 = Q_1 \cdot \sin \gamma = \frac{Q \cdot \sin \gamma}{2 \cdot \cos \gamma} = \frac{Q}{2} \cdot \text{tg} \gamma$$

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

Mômen uốn tại mặt cắt 3-4 :

$$M_u = -Q_2 \left(\frac{a}{2} + e_3 \right)$$

Ứng suất uốn lớn nhất tại các điểm ngoài biên mặt cắt 3-4 :

$$\sigma_3 = \frac{Q_3}{F' \cdot k} \cdot \frac{e_3}{a} \cdot \frac{a}{2}$$

$$\sigma_4 = \frac{Q_3}{F' \cdot k} \cdot \frac{e_4}{\frac{a}{2} + h}$$

e_3 : khoảng cách từ trọng tâm tiết diện đến thớ trong cùng $e_3 \approx e_1$

e_4 : khoảng cách từ trọng tâm tiết diện đến thớ ngoài cùng $e_4 \approx e_2$

Phân lực Q_3 gây ra ứng suất cắt :

$$\tau = \frac{Q_3}{F'}$$

Ứng suất tương đương tại điểm 3 :

$$\sigma_3 \approx \sqrt{\sigma_3^2 + 3\tau^2}$$

2.5.2. Móc đôi (móc có 2 ngạnh)

Móc đôi dùng để treo tải có chiều dài lớn như : dầm cầu, cột điện, ống dẫn, gỗ v.v... Móc đôi có thể chọn theo tiêu chuẩn. Khi tính móc đôi cũng có thể dùng những công thức tính móc đơn đã nêu ở phần trên. Đối với loại móc này chỉ cần kiểm tra ứng suất ở hai mặt cắt nguy hiểm nhất để bị phá hỏng là 1-2 và 3-4 (hình 2.15).

Thông thường lực tác dụng lên mỗi bên móc không đều nhau, do đó tải trọng tính toán cho mỗi bên móc phải được nhân với hệ số chênh lệch tải trọng, nghĩa là :

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

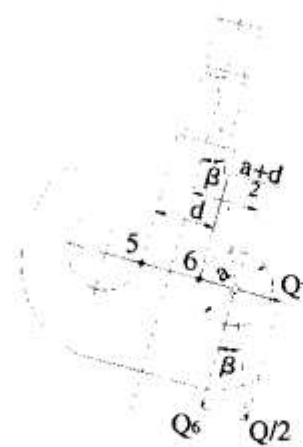
Q_1 : tải trọng tính toán tác dụng trên một bên móc

$c = 1,2$: hệ số tính đến chênh lệch tải trọng giữa hai bên móc

γ : góc lệch của dây treo tải so với phương thẳng đứng.



Hình 2.15.



Hình 2.16

Lực Q_2 trong mặt cắt này gây ứng suất kéo σ_k và ứng suất uốn σ_u , với mômen uốn M tính như sau :

$$M = -Q_2 \left(\frac{a}{2} + e_1 \right)$$

Trong đó : $Q_2 = Q_1 \cdot \sin \gamma$

$$r \approx \frac{a}{2} + e_1$$

Thay trị số mômen này vào công thức tính ứng suất tổng cộng do kéo và uốn theo công thức :

$$\sigma_y = -\frac{Q_2}{Fk} \cdot \frac{y}{r+y} \quad (2.32)$$

lực Q_3 gây ứng suất cắt : $Q_3 = Q_1 \cdot \cos \gamma$

$$\tau = \frac{Q_3}{F} \quad (2.33)$$

Khi kiểm tra mặt cắt 1-2 thì phải tổng hợp ứng suất pháp σ_y và ứng suất cắt τ với nhau.

Để tính mặt cắt 3-4 ta cũng phân lực Q_1 ra các thành phần :

$$Q_4 = Q_1 \sin(\alpha + \gamma)$$

$$Q_5 = Q_1 \cos(\alpha + \gamma)$$

Sau đó tiếp tục tính ứng suất pháp σ_y và ứng suất cắt τ theo trình tự như đã tính cho mặt cắt 1-2.

Nếu đặt tải lên cả hai bên móc cân xứng với nhau thì các mặt cắt thân móc chỉ chịu kéo. Trường hợp đặt tải trên hai bên móc không cân hoặc tải treo bị chao lắc thì các mặt cắt thân móc còn chịu cả ứng suất uốn.

Trường hợp xấu nhất đối với thân móc là khi móc đôi chỉ treo tải ở một phía bằng lực $\frac{Q}{2}$ (hình 2.16).

Ta cũng phân lực này ra các thành phần:

$$Q_6 = \frac{Q}{2} \cdot \cos \beta$$

$$Q_7 = \frac{Q}{2} \cdot \sin \beta$$

β : góc lệch giữa trục móc so với phương thẳng đứng

Để kiểm tra mặt cắt nguy hiểm 5-6 ta cũng tính riêng từng loại ứng suất sinh ra tại mặt cắt đó :

Ứng suất kéo : $\sigma_k = \frac{Q_6}{F}$

Ứng suất uốn σ_u sinh ra bởi mômen M

$$M = -Q_6 \frac{a+d}{2}$$

d : đường kính thân móc

Ứng suất cắt : $\tau = \frac{Q_7}{F}$

Sau đó tính ứng suất tương đương theo công thức :

$$\sigma_{td} = \sqrt{(\sigma_k + \sigma_u)^2 + 3\tau^2} \quad (2.34)$$

Trong các ứng suất này thì ứng suất uốn σ_u tương đối lớn, là thành phần chủ yếu.

2.5.3. Giá treo móc

Kết cấu giá treo móc có hai kiểu chủ yếu, kiểu giá treo dài, trục treo móc và trục ròng rọc riêng biệt (hình 2.17) và kiểu giá treo ngắn dùng trục treo chung (hình 2.18).

Loại giá treo ngắn đòi hỏi số ròng rọc trên giá treo phải là số chẵn để đảm bảo yêu cầu cân bằng của hai khối ròng rọc trong khung treo móc.

Trục treo móc trong giá treo dài (hình 2.17) tính theo uốn tại mặt cắt ở giữa trục là nơi chịu mômen uốn lớn nhất. Lực Q thiên về an toàn ta coi như lực tập trung đặt tại giữa trục treo móc. Khi đó mômen uốn tại mặt cắt này là :

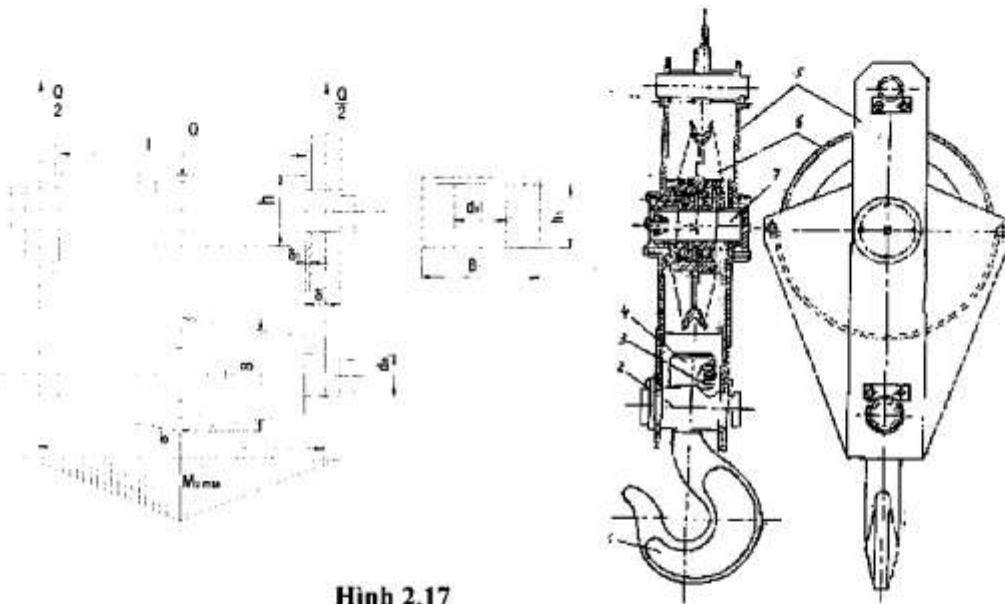
$$M_v = \frac{Ql_0}{4} \quad (2.35)$$

l_0 : khoảng cách đường tâm hai má treo chịu lực, cm.

Ứng suất uốn tính theo công thức :

$$\sigma_u = \frac{M_v}{W} \leq [\sigma_u] \quad (2.36)$$

W : mômen chống uốn của mặt cắt tính toán, cm^3 .



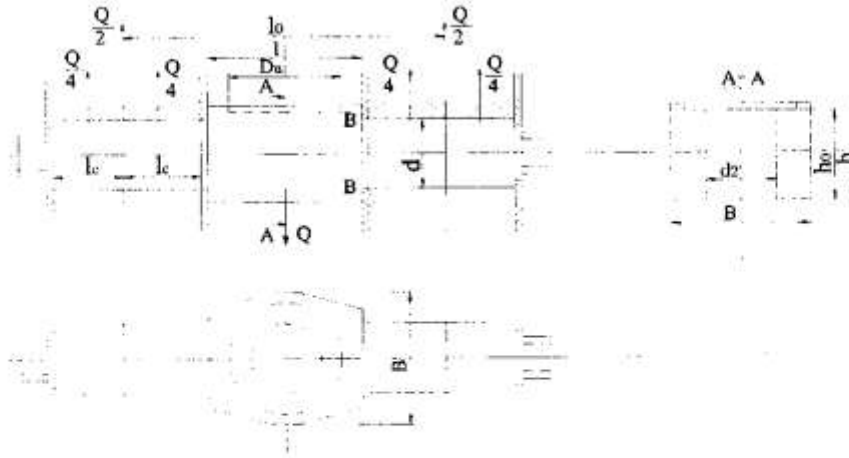
Hình 2.17

Cổ trục của trục treo móc cũng được tính toán theo điều kiện chịu uốn với mômen uốn tương ứng. Ngoài ra cổ trục cần phải được kiểm tra áp suất tại mặt tiếp xúc với thanh treo :

$$P = \frac{Q}{d_0 \cdot \delta} \leq [p] \quad (2.37)$$

d_0 : đường kính ngoài của cổ trục, cm

$[p]$ = 300-350 kG/cm^2 : áp suất đập cho phép.



Hình 2.18

Trục treo móc của giá treo ngan cung được tính tương tự (hình 2.18). Tại mặt cắt A-A

$$M_{vmax} = \frac{Ql_0}{4}$$

$$\sigma_u = \frac{M_{vmax}}{W_A} \leq [\sigma_u] \quad (2.38)$$

Tại mặt cắt B-B :

$$M_u = \frac{Q}{2} \left(\frac{l_0 - l}{2} \right)$$

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_B} \leq [\sigma_u] \quad (2.39)$$

Trục của ròng rọc trong giá treo dài cũng chịu uốn, lực tác dụng truyền từ ròng rọc tới trục qua may ở ròng rọc là lực phân bố, nhưng khó đảm bảo phân đều trên chiều dài của may ở, nên để an toàn ta có thể coi như truyền lực tập trung tại đường tâm của ròng rọc.

Khi ròng rọc lắp ổ trượt thì ngoài kiểm tra ứng suất uốn còn phải kiểm tra áp suất trên trục, kG/cm^2 :

$$p = \frac{Q}{zd_0 h} \leq [p] \quad (2.40)$$

d_0 : đường kính trục, cm

h : chiều dài may ở ròng rọc, cm

z : số ròng rọc trên trục

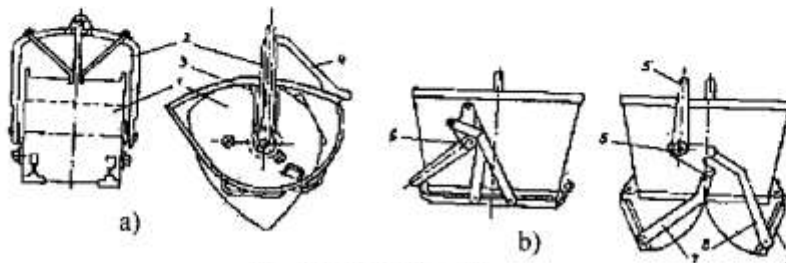
$[p] = 50 \div 100 \text{ kG/cm}^2$: áp suất cho phép tùy thuộc vật liệu làm bạc và điều kiện làm việc để lấy trị số lớn hoặc nhỏ.

Má treo móc và ròng rọc được kiểm tra theo điều kiện chịu kéo tại các tiết diện A-A và B-B nơi có diện tích mặt cắt bị giảm yếu do có lỗ để lắp đầu trục.

§ 2.6. GÀU TỰ DỠ VÀ GÀU NGOẶM

2.6.1. Gầu tự dỡ

Để nâng chuyển các vật liệu rời và vật liệu nhão như đất, cát, sỏi, đá, vôi, vữa bằng cầu trục người ta dùng gầu lật và gầu mở đáy treo và móc.



Hình 2.19. Gầu lật

Các bộ phận chính của gầu lật (hình 2.19a) gồm có gầu lệch tâm 1, khung treo 2, chốt hãm 3 và cần hãm 4. Khi gầu không tải, trọng tâm của gầu luôn luôn lệch về phía bên phải của khung treo và thấp hơn chốt xoay của gầu. Lúc này chốt hãm 3 sẽ giữ cho gầu ở vị trí thẳng bằng không bị lật sang phải. Khi gầu có tải, phía bên trái của gầu chứa được nhiều vật liệu hơn, nên trọng tâm của gầu lúc này lại chuyển lệch về phía bên trái và cao hơn chốt xoay của gầu. Lúc này cần hãm 4 sẽ giữ cho gầu thẳng bằng khỏi bị lật sang trái khi cần trục nâng gầu lên. Khi dỡ tải dùng tay mở cần hãm 4 và nâng gầu lên thì sẽ bị lật nghiêng sang trái để tự dỡ tải. Sau khi dỡ hết tải gầu lại tự động lật trở về vị trí ban đầu do trọng lượng của bản thân.

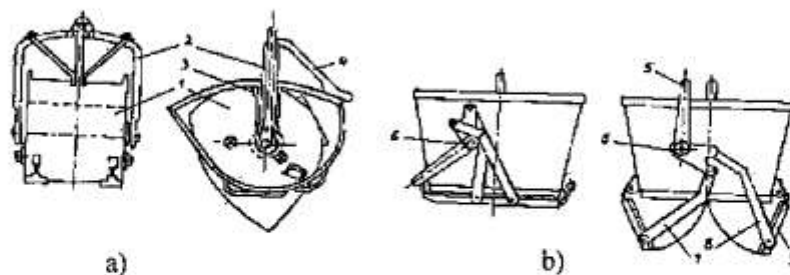
Ở loại gầu tự mở đáy (hình 2.19b) thì việc đóng mở các tấm đáy được thực hiện bằng cách điều khiển tay gạt 5 xoay quanh chốt 6 để đẩy hay kéo các thanh kéo 7 và 8 khi cần mở hay đóng gầu trong quá trình bốc dỡ tải.

Các loại gầu tự dỡ này có trọng lượng nhỏ hơn gầu ngoạm cùng dung tích, nhưng lại không tự xúc, kém thuận tiện, nên không được sử dụng rộng rãi như gầu ngoạm.

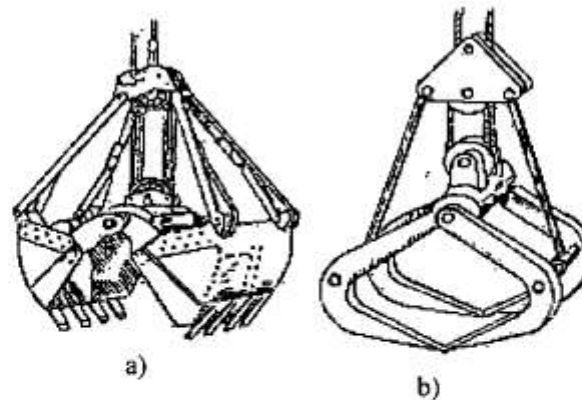
2.7.2 Gầu ngoạm

Để nâng – chuyển các vật liệu rời, nhão như đất, cát, đá, sỏi, bùn, vôi, vữa bằng máy trục, người ta dùng gầu lật và gầu mở đáy treo vào móc (hình 2.20). Nhưng các loại gầu này không có khả năng tự xúc, không thuận tiện, nên không được sử dụng rộng rãi như gầu ngoạm (hình 2.21). Gầu ngoạm là cơ cấu mang tải có thể tự xúc và tự dỡ tải.

Căn cứ vào kết cấu ta có thể chia gầu ngoạm thành hai loại : gầu ngoạm hai cánh và gầu ngoạm nhiều cánh. Nếu theo sơ đồ làm việc và cách điều khiển có thể chia ra thành 3 loại : gầu ngoạm một dây, gầu ngoạm hai dây và gầu ngoạm dẫn động bằng máy đặt trực tiếp trong gầu ngoạm (hình 2.22).



Hình 2.20

**Hình 2.21**

Để bốc dỡ các loại vật liệu cục nhỏ và vừa hoặc vật liệu dạng hạt người ta dùng gầu ngoạm hai cánh; còn bốc dỡ vật liệu cục lớn như đá hoặc người ta dùng gầu ngoạm nhiều cánh, thường là sáu cánh hoặc tám cánh.

Gầu ngoạm hai dây (hình 2.22.a) gồm có các bộ phận chủ yếu : dây cáp 1 nâng hạ và giữ gầu; ụ trên 2 để gắn thanh kéo 3; cánh gầu 4, khớp bản lề 5; ụ dưới 6 để lắp khớp bản lề; và dây cáp đóng mở gầu 7. Dây cáp 1 và 7 hoạt động được nhờ các tời kéo đặt trên toa quay cần trục.

Quá trình làm việc của gầu ngoạm hai dây như sau :

- *Mở gầu (vị trí I) :* để chuẩn bị bốc xúc vật liệu hoặc tháo dỡ vật liệu ra khỏi gầu. Lúc này dây cáp giữ gầu 1 ngừng chuyển động giữ gầu ở tư thế treo, còn dây cáp đóng mở gầu 7 sẽ thả chúng làm cho ụ 6 đi xuống và gầu được mở ra.
- *Hạ gầu (vị trí II) :* khi cánh gầu đã được mở ra thì thả cả hai dây 1 và 7 để cho gầu rơi thẳng xuống đồng vật liệu; dưới tác dụng của trọng lượng bản thân, cánh gầu được vục sâu vào đồng vật liệu.
- *Gầu tự xúc vật liệu (vị trí III) :* dây cáp 1 chùng và kéo căng dây cáp 7 để đóng gầu. Đây là quá trình gầu tự xúc vật liệu, gầu vừa tự vục sâu vào đồng vật liệu vừa dẫn vật liệu vào trong gầu cho đến khi cánh gầu được khép kín.
- *Nâng gầu (vị trí IV) :* khi gầu đã xúc xong, tiếp tục kéo dây cáp 7 để cho gầu được nâng lên khỏi mặt đất, đồng thời cũng kéo luôn dây cáp 1 cho dây khỏi bị quá chùng.

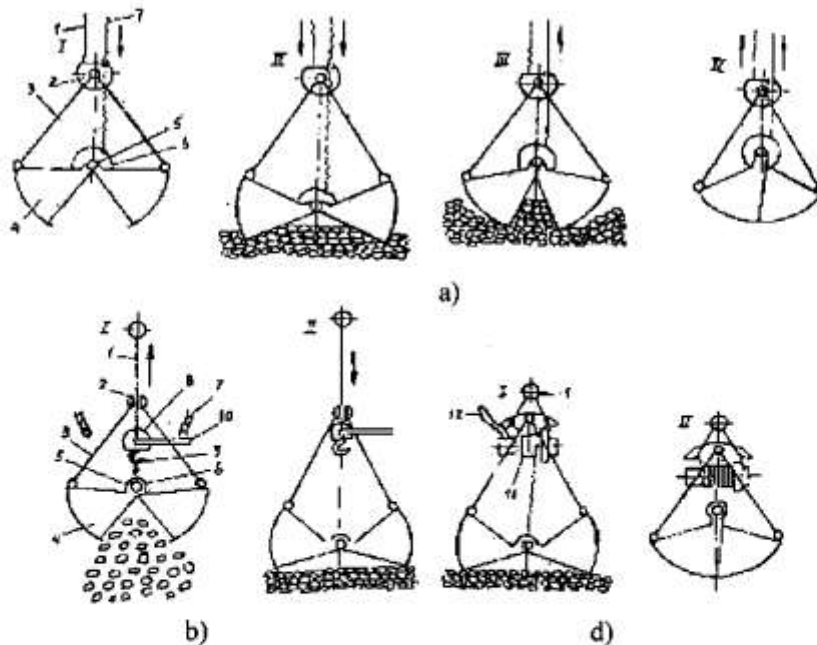
Để tăng lực xúc cho lưỡi gầu, đảm bảo cho cánh gầu có thể ngoạm sâu vào đồng vật liệu, dây cáp đóng mở gầu được vắt qua các ròng rọc lắp trên ụ trên và ụ dưới của gầu tạo nên palăng giảm lực. Bội xuất của palăng được tính sao cho gầu ngoạm có đủ lực để ngoạm sâu vào vật liệu trong quá trình gầu xúc vật liệu.

Muốn tháo dỡ vật liệu ra khỏi gầu (xem vị trí I), khi cánh gầu đã được mở ra, dưới tác dụng của trọng lượng bản thân, vật liệu sẽ rơi ra khỏi gầu.

Gầu ngoạm một dây (hình 2.22.b) có ưu điểm nổi bật là chỉ dùng có một dây cáp vừa làm nhiệm vụ treo gầu vừa làm nhiệm vụ đóng mở gầu, nên có thể treo trực tiếp vào móc của các loại cần trục bình thường, để mở rộng thêm tính năng làm việc của máy trục, không cần bố trí thêm tời gầu ngoạm như đối với gầu ngoạm hai dây.

Khi sử dụng gầu ngoạm một dây thông thường phải có thêm công nhân phụ trách việc đóng mở gầu. Muốn xúc vật liệu ta hạ gầu ở tư thế cánh gầu mở nằm trên đồng vật liệu, người công nhân dùng tay móc móc câu vào ụ dưới 6, sau đó người lái cần trục cho tời kéo cáp 1 lên, gầu từ từ đóng lại và vật liệu được gom vào trong gầu. Tiếp tục kéo dây cáp 1, gầu đóng chứa vật liệu bên trong được nâng lên và di chuyển đến vị trí cần tháo dỡ vật liệu.

Muốn tháo dỡ vật liệu ra khỏi gầu ta phải hạ gầu xuống nơi dỡ, người công nhân lại dùng tay tháo móc câu ra khỏi ụ dưới 6, người lái máy nâng gầu lên hai cánh gầu sẽ mở ra, vật liệu sẽ thoát ra khỏi gầu và ở lại nơi dỡ vật liệu. Gầu không có vật liệu được nâng lên và quay trở lại nơi xúc ban đầu, kết thúc một chu kỳ làm việc.



Hình 2.22

Để thay cho người công nhân phục vụ ở nơi xúc và nơi dỡ vật liệu người ta trang bị thêm tay gạt 10; khi nâng gầu (ở tư thế đóng) đến một độ cao nào đó thì tay gạt 10 sẽ tỳ vào thanh chặn 7 đặt ở nơi dỡ vật liệu làm cho móc bị xoay và tuột ra khỏi ụ 6, lúc đó

cánh gầu được tự do mở ra và vật liệu tự rơi xuống. Còn khi xúc vật liệu, dưới tác dụng của trọng lượng bản thân, thanh ngang 8 cùng với móc 9 đi xuống và tự móc vào ụ dưới 6; tiếp tục kéo dây cáp 1 ụ dưới 6 đi lên cánh gầu từ từ đóng lại và vật liệu được gom vào trong gầu.

Gầu ngoãm một dây có nhược điểm là không có khả năng tháo dỡ vật liệu ở một độ cao tùy ý, đồng thời thao tác đóng mở gầu khó khăn vất vả; mặt khác không thể bố trí hệ thống ròng rọc dây cáp giảm tốc để tăng lực đóng gầu. Nên gầu ngoãm một dây ít thông dụng trong xây dựng.

Gầu ngoãm truyền động bằng máy cũng được treo trên móc của cần trục, nhưng việc đóng mở cánh gầu được thực hiện bằng tời điện (palăng điện) 11 đặt ở ụ trên của gầu ngoãm. Dây cáp điện mềm 12 dẫn cáp điện cho palăng. Loại gầu ngoãm dùng palăng điện rất thuận tiện cho sử dụng nhưng cấu tạo phức tạp.

Ngoài truyền động bằng palăng điện, còn có loại gầu ngoãm truyền động bằng thủy lực (thường dùng pittông thủy lực).

Gầu ngoãm hai cánh thường có thể tích từ 0,4 đến 10 m³ và dùng để xúc vật liệu có trọng lượng riêng từ 500 đến 2800 kG/m³ và vật liệu cục với kích thước nhỏ hơn 300 mm.

Trọng lượng của gầu cần phải đủ lớn để có thể tạo ra động năng làm chìm cánh gầu xuống đồng vật liệu, có như vậy mới xúc được đầy gầu. Trọng lượng của gầu đủ làm cho gầu chìm sâu vừa phải xuống đồng vật liệu và làm cho gầu vừa đủ xúc được đầy gầu người ta gọi là trọng lượng tiêu chuẩn. Nếu trọng lượng của gầu thực tế nhỏ hơn trọng lượng tiêu chuẩn thì gầu sẽ bị trượt trên đồng vật liệu, không xúc được đầy gầu, còn nếu trọng lượng gầu lớn hơn trọng lượng tiêu chuẩn thì gầu sẽ bị vùi quá sâu trong đồng vật liệu, tổn năng lượng không cần thiết. Trọng lượng tiêu chuẩn của gầu phụ thuộc vào loại vật liệu được bốc dỡ.

Như vậy, để phù hợp thì ta phải chế tạo nhiều loại gầu ngoãm có các trọng lượng khác nhau cho các loại vật liệu bốc dỡ khác nhau, làm như thế sẽ không kinh tế và không tiện lợi trong sử dụng. Do đó người ta chế tạo loại gầu ngoãm có thể thay đổi trọng lượng bản thân tùy yêu cầu; bằng cách gắn thêm hoặc tháo bớt các miếng tải trọng phụ lắp tại ụ dưới của gầu ngoãm.

Trọng lượng tiêu chuẩn của gầu đối với vật liệu rời dùng trong xây dựng được xác định theo công thức thực nghiệm :

$$Q_g = k_g \cdot Q_v \approx 0,8 \cdot q \cdot \gamma_v \quad (2.41)$$

k_g : hệ số đặc trưng trọng lượng của gầu phụ thuộc kết cấu

Q_v : trọng lượng của vật liệu được bốc xếp, kg

q : dung tích của gầu, m³

γ_v : tỷ trọng của vật liệu, kG/cm³.

Bề dày của thép tấm dùng để chế tạo gầu có thể chọn theo công thức :

$$\delta = 0,01 \sqrt[3]{q} \quad (2.42)$$

Thép tấm chế tạo cánh gầu cần dùng loại thép có khả năng chống mòn cao. Khi cần bốc dỡ vật liệu cục lớn người ta dùng gầu ngoạm có răng, răng gầu chế tạo bằng thép hợp kim mangan có khả năng chống mòn tốt và bố trí so le với nhau giữa hai cánh gầu, đảm bảo cánh gầu vẫn được đóng kín. Răng gầu có thể tháo rời để khi cần sửa chữa hoặc thay thế.

Các kích thước cơ bản của gầu (hình 2.23) có thể xác định sơ bộ theo công thức thực nghiệm dưới đây :

1. Bề rộng bên trong gầu, m :

$$B = 1,1 \sqrt[3]{q}$$

2. Bán kính cong của gầu, m:

$$r = 1,25 \sqrt[3]{q}$$

3. Chiều dài thanh kéo, m:

$$l = 1,9 \sqrt[3]{q}$$

4. Góc choán của phần cong trong gầu : $\gamma = 60^\circ$

5. Độ mở rộng tối đa của gầu, m :

$$L = 1,95 r \approx 2,45 \sqrt[3]{q}$$

6. Góc mở tối đa của gầu : $2\beta = 160^\circ$

7. Diện tích đồng vật liệu bị choán giữa hai miệng lưới gầu khi mở đến mức tối đa được tính gần đúng theo công thức :

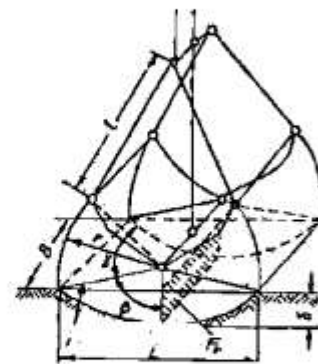
$$F = B.L \approx 1,1 \sqrt[3]{q} . 2,45 \sqrt[3]{q} \approx 2,7 \sqrt[3]{q^2} \quad , m^2$$

8. Khối lượng đồng vật liệu :

$$P = \frac{2}{3} L.P.S \approx 1,8 \sqrt[3]{q^2} . S \quad , m^3 \quad (2.43)$$

9. Độ sâu xúc của gầu :

$$S = \frac{q}{1,8 \sqrt[3]{q}} \approx 0,56 \sqrt[3]{q} \quad , m \quad (2.44)$$



Hình 2.23. Sơ đồ tính

10. Diện tích mặt cắt ngang lớn nhất của lớp vật liệu bị đào :

$$F_n = S.B \approx 0,56 \sqrt[3]{q} \cdot 1,1 \sqrt[3]{q} \approx 0,62 \sqrt[3]{q^2} \quad , m^2$$

11. Quan hệ giữa bội suất a và hiệu suất η_0 của palăng với dung tích q của gầu, tỷ trọng của vật liệu và hệ số cản trở riêng của vật liệu k được biểu thị bằng công thức :

$$a\eta_0 \approx 1,23 \sqrt[3]{\frac{1}{q} \cdot \frac{k^2}{g \cdot \gamma}} \quad (2.45)$$

Các trị số γ_v và k tra bảng ;

g : gia tốc trọng trường.

CHƯƠNG III :

CÁC BỘ PHẬN CUỐN VÀ HƯỚNG DẪY

§ 3.1. RÒNG RỌC

3.1.1. Công dụng và kết cấu

I. Công dụng

Ròng rọc trong máy trục dùng để chuyển hướng dây cáp hoặc là một khâu trong palăng cáp để giảm lực kéo, tăng hoặc giảm tốc độ nâng hạ vật. Trục của ròng rọc trên cùng của palăng được đặt cố định, còn trục các ròng rọc khác có hai loại : ròng rọc cố định và ròng rọc di động.

II. Kết cấu

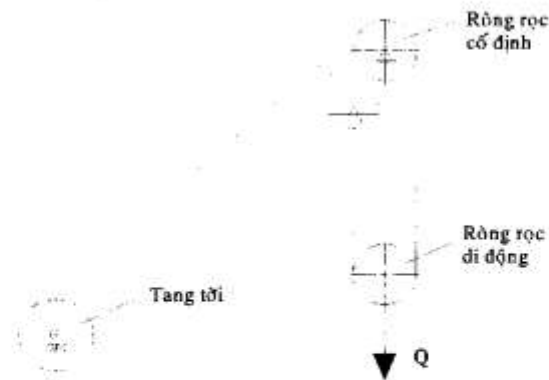
Ròng rọc có kết cấu phải đảm bảo sao cho cáp hoặc xích khi làm việc không bị trượt ra khỏi rãnh của nó, không bị uốn nhiều và không bị mài mòn nhanh, để kéo dài tuổi thọ của cáp và xích. Để đảm bảo độ bền lâu của các loại dây, đường kính D_0 của ròng rọc được qui định như sau :

Đối với dây chèo $D_0 \geq 10.d$;

Đối với dây cáp $D_0 \geq (16-30).d$;

Đối với dây xích $D_0 \geq 20.d$;

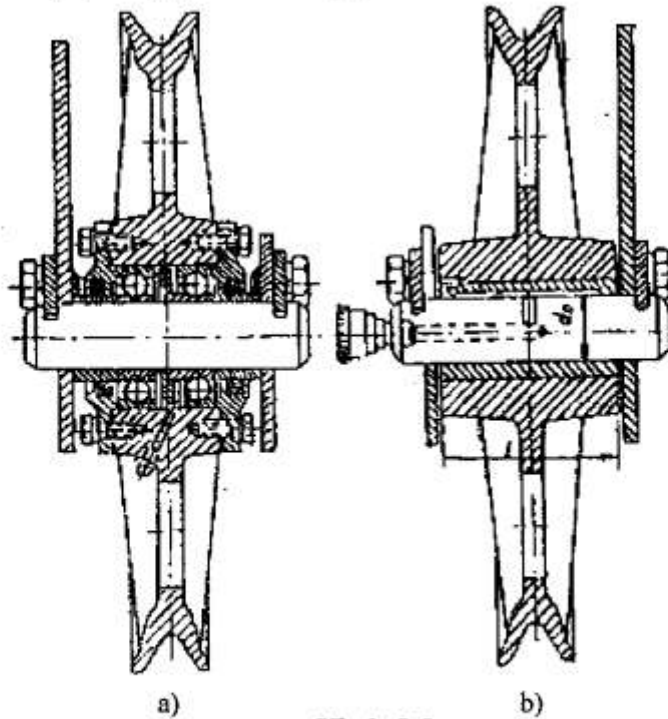
d : đường kính của dây.



Hình 3.1.

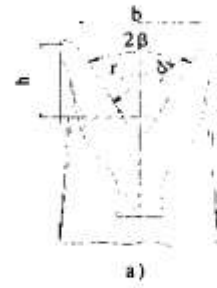
Các kích thước của ròng rọc (hình 3.3) thường được chọn theo tiêu chuẩn (xem bảng tiêu chuẩn). Đặc điểm hình dạng rãnh của ròng rọc cáp là bán kính lòng máng lớn hơn nửa đường kính của cáp : $r = (0,6 - 0,7).d$, góc mở của rãnh $2\beta \approx 60^\circ$; chiều sâu của rãnh $h = (1,5 - 2).d$, chiều rộng miệng rãnh $b = (2 - 2,25).d$, để đảm bảo cho dây cáp khi vòng qua không bị kẹt trong rãnh, đỡ bị mòn và cho phép các nhánh dây cáp có thể lệch về mỗi phía

$5 - 6^\circ$ so với mặt phẳng giữa của ròng rọc.

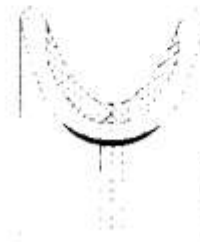


Hình 3.2

Để giảm bớt độ mòn của dây cáp khi làm việc với ròng rọc, đôi khi người ta còn lót rãnh bằng lớp nhựa ni-lông chịu lực. Với ròng rọc có lót rãnh bằng ni-lông thì tuổi thọ của dây cáp tăng lên 2,5 lần. Ròng rọc được chế tạo bằng để cho cáp đỡ bị mòn và trong trường hợp phải với tải trọng lớn thì chế tạo bằng thép. Để giảm ròng rọc quay trên trục, người ta ép vào moay-ơ bạc lót bằng gang giảm ma sát hoặc bằng đồng (hình 3.2). Áp suất cho phép trên trục (trục được mặt) với bạc gang giảm ma sát $P = 0,5 \div 0,75$ với bạc đồng thanh



a)



b)

gang xám
làm việc
ma sát khi
ròng rọc
thanh
tôi bề
 kG/mm^2 ,
 $P = 0,75$

Hình 3.3

$\div 1,25 \text{ kG/mm}^2$. Tốc độ quay của ròng rọc không lớn, nên bạc thường được bôi trơn bằng mỡ qua vú mỡ và các đường rãnh trong trục hoặc moay-ơ ròng rọc. Trong trường hợp phải làm việc thường xuyên với tải trọng lớn thì người ta dùng ổ lăn (ổ bi cầu hay ổ bi đĩa) lắp vào moay-ơ của ròng rọc (hình 3.2.a). Dùng ổ lăn lực cản ma sát sẽ nhỏ hơn, việc chăm sóc cũng đơn giản và đảm bảo làm việc được tốt và lâu bền. Đối với những trường hợp không quan trọng và làm việc với tải trọng nhỏ thì có thể lắp ròng rọc gang, không cần có bạc trượt hay ổ bi (như trong cơ cấu nâng dẫn động bằng tay, làm việc ở chế độ làm việc nhẹ).

3.1.2. Lực cản và hiệu suất ròng rọc cáp

I. Ròng rọc cố định

Đối với ròng rọc cố định (hình 3.4) để nâng được vật có trọng lượng Q thì đặt một lực $S > Q$ ở đầu dây cáp đi ra, có nghĩa là :

$$S = Q + W \quad (3.1)$$

W : lực cản của ròng rọc, gồm hai thành phần chủ yếu :

$$W = W_1 + W_2 \quad (3.2)$$

W_1 : lực cản do độ cứng của dây, vì phải uốn cong khi chạy vào và phải duỗi thẳng trở lại khi chạy ra, kG. Lực cản do độ cứng của dây được xác định bằng thực nghiệm và bằng $W_1 = (0,01-0,02).Q$ – đối với dây cáp

W_2 : lực cản do ma sát ổ trục, kG

$$W_2 = \frac{2M_{ms}}{D_0} = N.f \cdot \frac{d_0}{D_0} \quad (3.3)$$

d_0 : đường kính trục ròng rọc, cm

f : hệ số ma sát giữa ròng rọc và trục

M_{ms} : mômen ma sát trong ổ trục, kG.cm

N : áp lực lên trục, là hợp lực của S và Q , kG

Lực cản chung của ròng rọc được đặc trưng bằng hệ số cản và bằng :

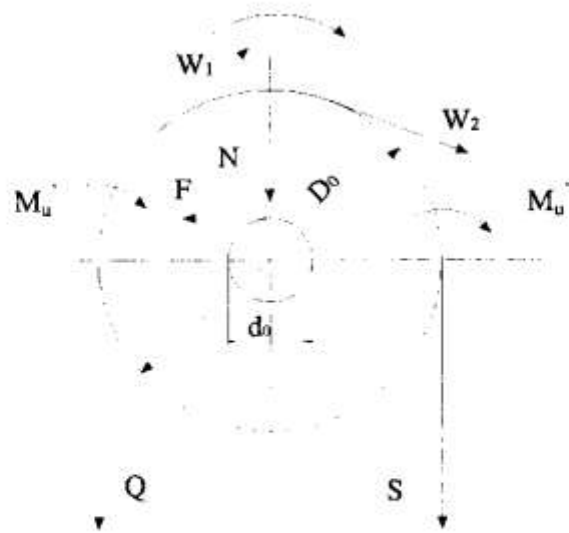
$$\psi = \frac{S}{Q} > 1 \quad (3.4)$$

Hiệu suất của ròng rọc cố định bằng :

$$\eta = \frac{Q}{S} < 1 \quad (3.5)$$

Suy ra
$$\eta = \frac{1}{\psi}$$

(3.6)

**Hình 3.4. Sơ đồ tính hiệu suất****II. Ròng rọc di động**

Đối với ròng rọc di động ta có phương trình cân bằng :

$$S + S_0 = Q$$

S_0 : lực căng ở đầu cáp cố định.

Do có lực cản nên :

$$S = S_0 \psi \text{ hoặc } S = \frac{Q}{2\eta'}$$

thay thế vào phương trình cân bằng lực :

$$2\eta' S = S + S_0$$

từ đó rút ra

$$\eta' = \frac{S + S_0}{2S}$$

thay $S = S_0 \psi$ vào công thức trên ta sẽ rút ra hiệu suất của ròng rọc động có dạng :

$$\eta' = \frac{\psi + 1}{2\psi} \quad (3.7)$$

So sánh hai công thức (3.6) và (3.7) ta thấy hiệu suất của ròng rọc di động bao giờ cũng lớn hơn ở ròng rọc cố định. Nhưng chênh lệch không lớn; để đơn giản tính toán trong thực tế, người ta chọn hiệu suất của ròng rọc cố định và di động bằng nhau. Trị số trung bình của hiệu suất ròng rọc và hệ số cản của ròng rọc đối với các loại dây khác nhau (xem bảng).

§ 3.2. RÒNG RỌC XÍCH VÀ ĐĨA XÍCH

3.2.1. Cấu tạo và kích thước của ròng rọc xích dùng cho xích hàn

Ròng rọc xích có hai loại : loại không có vành (hình 3.5.a) và loại có vành gờ (hình 3.5.b). Ròng rọc xích có vành gờ tuy có ưu điểm giữ cho xích không bị văng ra ngoài khi dây xích chuyển động nhanh, nhưng nó có nhược điểm lòng rãnh ở chân vành gờ là mặt trụ, nên mỗi mặt tiếp xúc với ròng rọc chỉ có ở tại một điểm (hình 3.5.b), do đó ứng suất uốn ở đây rất lớn, ròng rọc xích không có vành gờ có mặt tiếp xúc với mắt xích không phải là mặt trụ mà là hai mặt côn có độ nghiêng 1:4 cắt nhau để tạo nên bốn điểm tiếp xúc với mắt xích. Do đó ứng suất uốn của mắt xích được giảm đi nhiều. Cả hai loại ròng rọc này dùng cho xích hàn không chính xác.

Đĩa xích cũng có hai loại : một loại dùng cho xích hàn chính xác (hình 3.5.c) và một loại là đĩa xích có răng dùng cho xích bản lề (hình 3.5.d)

Đường kính của ròng rọc xích dùng cho xích hàn không chính xác chọn theo kiểu dẫn động trong cơ cấu nâng được qui định như sau :

$D \geq 20.d$: đối với kiểu dẫn động bằng tay

$D \geq 30.d$: đối với dẫn động bằng máy

d : đường kính dây thép làm xích hàn.

Đối với đĩa xích dùng cho xích hàn chính xác đường kính vòng chia D_0 của nó được xác định theo công thức :

$$D_0 = \sqrt{\left(\frac{T}{\sin 90^\circ / z}\right)^2 + \left(\frac{d}{\cos 90^\circ / z}\right)^2} \quad (3.8)$$

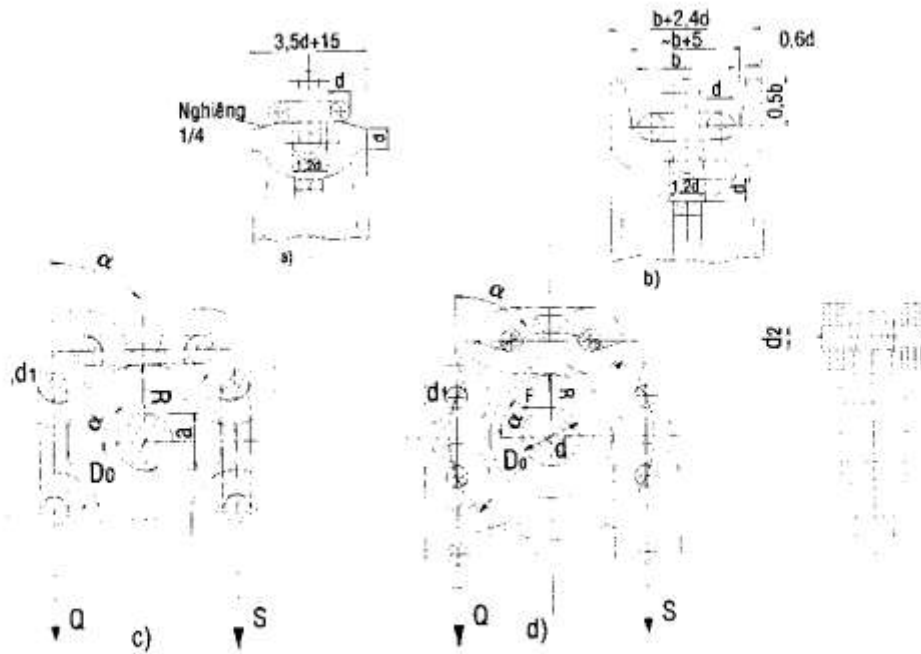
T : bước xích, cm

z : số hóc đặt mắt xích

d : đường kính dây thép làm xích, cm.

Khi $Z > 9$ và $d < 1,6$ cm thì số hạng thứ hai dưới căn là số rất nhỏ có thể bỏ qua, do đó đường kính vòng chia D_0 của đĩa xích trong trường hợp này có thể tính gần đúng :

$$D_0 \approx \frac{T}{\sin \frac{90^\circ}{z}} \quad (3.9)$$

**Hình 3.5****3.2.2. Lực cản và hiệu suất của ròng rọc xích**

Trong trường hợp lý tưởng để nâng một vật có trọng lượng Q cần một lực kéo $S = Q$ ở đầu dây xích (hình 3.5.c). Nhưng trong thực tế phải đặt lực S lớn hơn Q , cụ thể là :

$$S = Q + W$$

W : lực cản quay của ròng rọc xích

$$W = W_1 + W_2 \quad (3.10)$$

W_1 : lực cản do độ cứng của dây xích thể hiện qua ma sát giữa các mắt xích, vì các mắt xích kế nhau phải xoay tương đối một góc α khi vào khớp và khi ra khỏi khớp với ròng rọc.

W_2 : lực cản do ma sát trong ổ trục.

Để khắc phục lực cản do độ cứng của dây xích khi ròng rọc quay một góc α phải tiêu hao một công A bằng :

$$A = W_1 \frac{D_0}{2} \alpha \quad (3.11)$$

D_0 : đường kính vòng chia của ròng rọc, cm

α : góc quay của ròng rọc bằng góc xoay của mắt xích khi vào và ra khớp.

Công này bằng tổng số công lực ma sát trong mắt xích đã xoay một góc α vào khớp và trong mắt xích khác cũng xoay một góc α khi ra khớp, nghĩa là :

$$A = Q \cdot f_1 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \alpha + Q \cdot f_2 \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \alpha = Q \cdot f \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \alpha$$

f_1, f_2 : hệ số ma sát giữa các mắt xích

d_1 : đường kính dây thép làm xích hàn hoặc của chốt bản lề, cm.

Ta có :

$$A = W_1 \cdot \frac{D_0}{2} \cdot \alpha = 2Q \cdot f \cdot \frac{d_1}{2} \cdot \alpha$$

rút ra :
$$W_1 = 2Q \cdot f \cdot \frac{d_1}{D_0} \quad (3.12)$$

Với $f_1 = 0,25 + 0,3$ và $\frac{D_0}{d_1} = 20$ thì $W_1 = 3\%$ của Q .

Lực cản do ma sát trong ổ trục W_2 cũng giống như lực cản đã tính cho ròng rọc cáp. Với hệ số ma sát của ổ trượt $f = 0,1$ và tỷ số đường kính giữa trục và ròng rọc là $\frac{1}{6}$ ta có $W_2 = 3\% \cdot Q$. Kết quả nghiên cứu thực nghiệm cho thấy rằng lực cản quay của ròng rọc xích cũng tương đương với lực cản của ròng rọc cáp và bằng :

$$W = W_1 + W_2 \approx (0,02 + 0,06) \cdot Q$$

§ 3.3. TANG TỜI

3.3.1. Công dụng

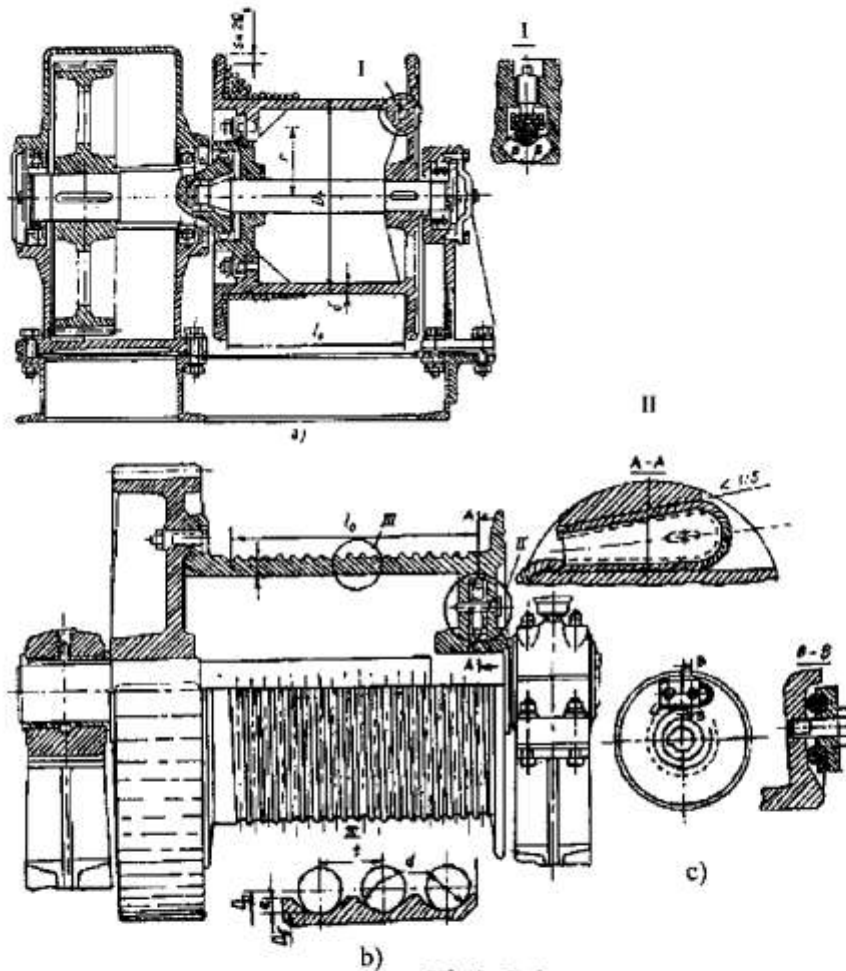
Tang tời dùng để cuốn cáp và biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến để nâng hạ hoặc kéo di chuyển vật.

3.3.2. Cấu tạo

Đường kính của tang tời được chọn sao cho các sợi trong cáp khi cuốn vào sẽ không chịu ứng suất uốn quá lớn, nhằm kéo dài tuổi thọ của dây cáp. Trong thực tế sử dụng người ta qui định kích thước đường kính nhỏ nhất của tang tời đối với dây cáp $D_0 \geq (16 + 30) \cdot d$, tùy thuộc điều kiện sử dụng.

Tang tời thường có dạng hình trụ, bề mặt cuốn cáp của nó có thể để trơn nhẵn hoặc có rãnh xoắn. Tang tời có rãnh xoắn dùng để cuốn một lớp cáp trong cơ cấu nâng dẫn động bằng máy (hình 3.6.b). Tang tời trơn dùng để cuốn nhiều lớp cáp trong trường hợp chiều cao nâng tải hoặc chiều dài kéo di chuyển vật rất lớn (hình 3.6.a). Loại tang trơn bắt buộc phải có thành bên cao tương ứng với số lớp cáp cuốn trên nó. Ưu điểm chủ yếu của tang có rãnh xoắn là dây cáp cuốn theo đường rãnh xoắn trên tang, do đó được cuốn rất đều không bị chổng chéo lên nhau, tránh được kẹt rối cáp trong lúc làm việc, dây cáp

ít mòn hơn vì các vòng cáp trên tang không cọ sát vào nhau, và áp suất của cáp trên tang có rãnh cũng nhỏ hơn, do bề mặt tiếp xúc của cáp với rãnh trên tang lớn hơn so với khi cáp cuốn trên tang trơn.



Hình 3.6

Kích thước của rãnh xoắn thường được chọn như sau :

- Bước của rãnh xoắn : $t \approx d + (2 \div 3) \text{ mm}$. (3.13)
- Bán kính rãnh xoắn : $r = (0,6 \div 0,7).d$
- Chiều sâu rãnh xoắn : $e < r$.

Đường kính tính toán của tang cuốn nhiều lớp cáp là một giá trị thay đổi và được xác định theo công thức :

$$D_m = D_t + d.(2m - 1) \quad (3.14)$$

- m : số lớp cáp cuốn trên tang
- d : đường kính của dây cáp, cm

D_t : đường kính của tang, cm.

Chiều dài làm việc của tang l_0 phụ thuộc vào chiều dài của cáp cuốn vào tang L , phụ thuộc vào số lớp cáp m , đường kính của tang D_t , đường kính của cáp d và được xác định theo công thức sau :

$$l_0 = \frac{L.d}{\pi.m.(m.d+D_t)} + (1,5 \div 2).d \quad (3.15)$$

Đối với tời cuốn một lớp cáp, $m = 1$ và chiều dài làm việc sẽ là :

$$l_0 = \frac{L.t}{\pi.(d+D_t)} + (1,5 \div 2).t \quad (3.16)$$

Trong đó :

$(1,5 \div 2,0).d$ hoặc $(1,5 \div 2,0).t$ là đoạn dự trữ an toàn, số vòng cáp cuốn trên đoạn này không được mở ra trong quá trình làm việc

Chiều dài của cáp cuốn vào tang $L = H.a$, cm

H : chiều cao nâng hạ vật, cm

a : bội suất của pa lăng cáp (bằng số nhánh cáp của palăng).

Đầu mút của cáp cuốn vào tang được luồn vào rãnh hình nêm, hay ép chặt bởi bu lông vít, hoặc được kẹp chặt vào thành tang (hình 3.6.c). Muốn cho cáp được giữ chặt trên tang thì cần có lực giữ đầu mút cáp thông qua bulông vít phải lớn hơn hoặc bằng lực căng của cáp tại điểm kẹp S_0 .

$$S_0 = \frac{S}{e^{\mu\alpha}}$$

S : lực căng làm việc của nhánh cáp vào tời, kG

μ : hệ số ma sát giữa cáp và bề mặt của tang

α : góc ôm của cáp với tang (tính bằng radian, $\alpha \approx (3 \div 4). \pi$).

Lực kéo cần thiết của bulông ép giữ cáp là :

$$P = \frac{S_0}{\mu + f}$$

f : hệ số ma sát giữa cáp và tấm kẹp.

Khi sử dụng tang trơn cuốn nhiều lớp cáp cần chú ý điều khiển dây cáp cuốn vào tang cho đều để tránh những hiện tượng cáp bị rối kẹt trong tang. Để khắc phục hiện tượng này đối với tang tời dài, người ta trang bị thêm cơ cấu rải cáp.

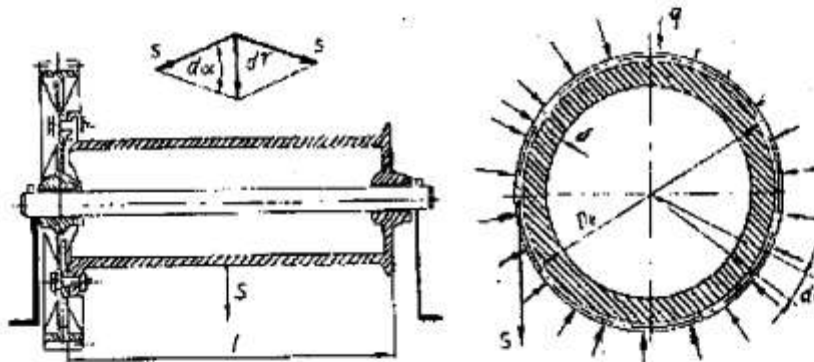
Tang cuốn cáp thường có dạng hình trụ; đôi khi có dạng hình côn. Trong trường hợp tang hình côn, trên tang phải có rãnh xoắn cuốn cáp.

3.3.3. Tính toán sức bền của tang tời

Trong quá trình làm việc tang hình trụ chịu lực nén do dây cáp cuốn quanh tang khi có tải. Ngoài ra tang còn bị xoắn và bị uốn do mômen tạo ra bởi lực căng của dây cáp và trọng lượng bản thân của tang và dây cáp cũng làm tăng thêm độ uốn của tang. Mômen uốn lớn nhất sẽ xảy ra khi dây cáp có tải ở vị trí khoảng giữa chiều dài của tang. Nhưng đối với các tang có chiều dài làm việc $l_0 \leq 2D_t$ thì ứng suất nén có ý nghĩa quyết định đối với độ bền của tang.

Đối với tang cuốn một lớp cáp để tính kiểm tra độ bền của tang theo ứng suất nén ta có thể vận dụng công thức Lamé tính thành hình ống trụ chịu áp lực phân bố đều trên mặt ngoài.

Để tính ứng suất nén của tang ta giả thiết cắt một vòng ra khỏi tang. Vòng tang này có bề dày δ và chiều rộng $b = t$ là bước cuốn cáp. Trạng thái ứng suất của vành tang chịu áp lực q do lực siết chặt bằng lực căng của nhánh cáp vào tời S (hình 3.7).



Hình 3.7

Từ vòng tang ta lấy ra một phần tử nhỏ hình quạt với góc cắt $d\alpha$. Trên bề mặt của phần tử nhỏ này chịu tác dụng lực nén (lực pháp tuyến) dT :

$$dT = 2.S.\sin\frac{d\alpha}{2}$$

Lực nén tác dụng trên cả vòng tang là :

$$T = 2.S.\int_0^{2\pi}\sin\frac{d\alpha}{2}$$

góc $d\alpha$ rất nhỏ nên ta có thể coi $\sin\frac{d\alpha}{2} \approx \frac{d\alpha}{2}$ và ta có :

$$T = 2.S \cdot \int_0^{2\pi} \sin \frac{d\alpha}{2} = 2\pi.S \quad (3.17)$$

Áp suất trên bề mặt vòng tang được tính như sau :

$$q = \frac{T}{F} \quad (3.18)$$

F : diện tích bề mặt vòng tang chịu lực ép T.cm²

$$F = t \cdot \pi \cdot D_t$$

Do đó :

$$q = \frac{2\pi.S}{t\pi.D_t} = \frac{2.S}{t.D_t} \quad (3.19)$$

Sự phân bố ứng suất nén do tác dụng của áp lực đều từ trên mặt ngoài của tang, có thể được xác định như đối với ống thành mỏng và theo công thức Lamé như sau :

$$\sigma_r = \frac{q.R}{\delta} = \frac{2.S.R}{\delta t.D_t} = \frac{S}{\delta t} \quad (3.20)$$

R : bán kính tang tời, cm

δ : chiều dày tang tời, cm ; có thể chọn sơ bộ theo công thức sau: đối với tang cuốn cấp $\delta = 0,02.D_t + (6 \div 10)$ mm.

Những tang hình trụ thành mỏng thường bị phá huỷ do mất ổn định trước khi bị phá hỏng do độ bền. Để khắc phục tình trạng trên, chiều dày tang tời phải thỏa mãn những điều kiện sau đây :

$$\delta \geq 1,25 \cdot \sqrt[3]{\frac{S \cdot D_t^2}{E t}}$$

E : môđun đàn hồi của vật liệu tang tời, KG/cm².

Ngoài ứng suất nén, tang còn chịu ứng suất uốn và xoắn, trị số của chúng nhỏ hơn nhiều so với ứng suất nén.

Mômen uốn đạt tới trị số tối đa khi dây cáp ở vị trí giữa của tang (hình 3.8) và bằng :

$$M_{u \max} \approx \frac{S.L}{4}$$

Ứng suất uốn : $\sigma_u = \frac{M_{u \max}}{W_u} \quad (3.21)$

Mômen xoắn : $M_x = S \cdot \frac{D_0}{2}$



Hình 3.8.

Ứng suất xoắn của tang :

$$\tau_x = \frac{M_x}{W_x} \quad (3.22)$$

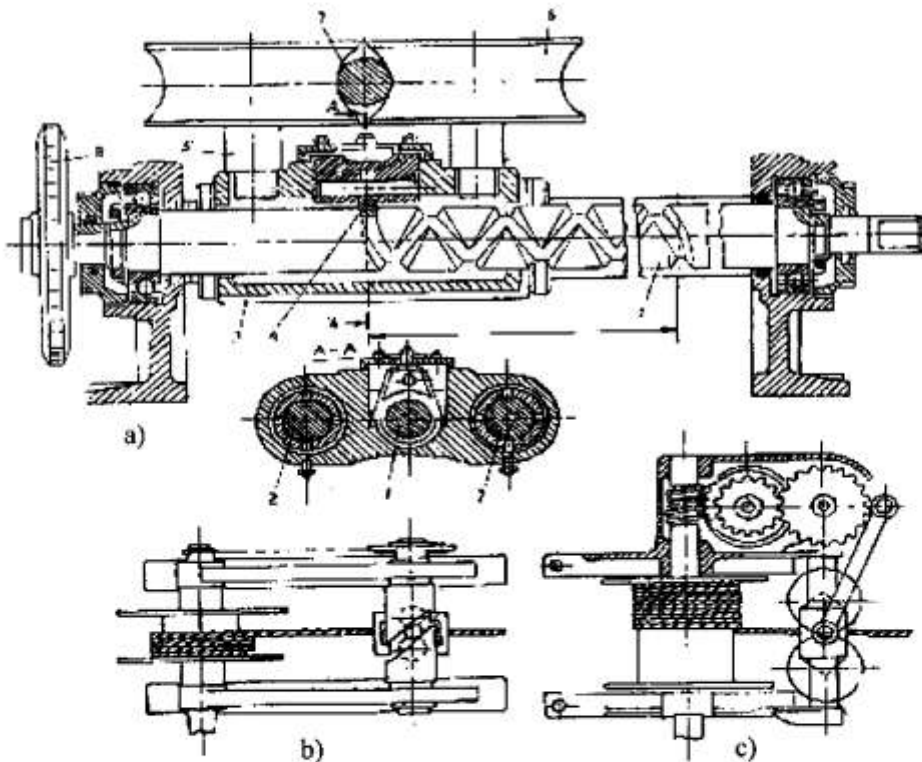
D_0 : đường kính tâm vòng dây cáp, cm.

Thành tang chịu lực tổng hợp nén, uốn và xoắn; ứng suất tổng hợp trong thành tang là

$$\sigma = \frac{\sigma_n + \sigma_u}{2} + \frac{1}{2} \sqrt{(\sigma_n + \sigma_u)^2 + 4\tau_x^2} \quad (3.23)$$

Trong tính toán thực tế người ta thường chỉ kiểm tra ứng suất nén, bỏ qua các ứng suất uốn và xoắn.

$$\sigma_{n\max} = \frac{S}{\delta t} \leq [\sigma_n] \quad (3.24)$$



Hình 3.9.

Đối với tang cuốn nhiều lớp cáp cần chú ý điều khiển dây cáp cuốn vào tang cho đều để tránh những hiện tượng cáp bị rối kẹt trong tang. Để khắc phục hiện tượng này ở một số trường hợp cần thiết người ta trang bị thêm cơ cấu rải cáp (hình 3.9). Đối với tang

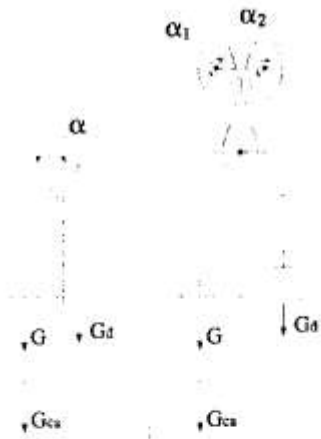
nhiều lớp cáp, ứng suất nén của tang sẽ tăng lên khi tăng số lớp cáp. Do đó để kiểm tra sức bền theo ứng suất nén vẫn có thể sử dụng công thức (3.24), nhưng ứng suất nén cho phép phải được giảm thấp tương ứng với số lớp cáp :

- Khi tang cuốn 2 lớp cáp : $[\sigma_n]_2 = 0,9[\sigma_n]$
- Khi tang cuốn 3 lớp cáp : $[\sigma_n]_3 = 0,7[\sigma_n]$
- Khi tang cuốn 4 lớp cáp : $[\sigma_n]_4 = 0,5[\sigma_n]$
- Khi tang cuốn 5 lớp cáp : $[\sigma_n]_5 = 0,35[\sigma_n]$

§ 3.4. TANG TỜI MA SẮT

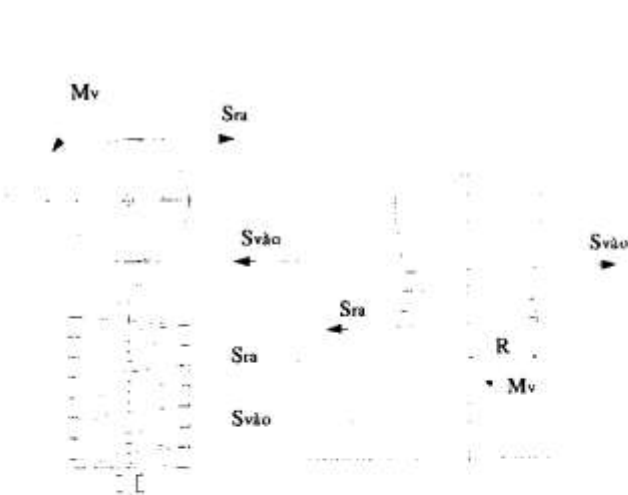
3.4.1. Cấu tạo

Tang tời ma sắt được sử dụng rộng rãi trong các cơ cấu nâng hay kéo tải như : tời (kiểu ròng rọc) dẫn cáp trong thang máy (hình 3.10); tời ma sắt của bộ máy di chuyển xe lăn trong cầu trục, cầu chuyển tải, cầu trục đường dây cáp (hình 3.11); tời ma sắt để kéo xà lan (cầu trục nổi) và để kéo gỗ v.v... (hình 3.12)



Hình 3.10. Ròng rọc dẫn

3.4.2. Tính toán



Hình 3.11. Tang ma sắt của cơ cấu di chuyển xe

Hình 3.12. Tang ma sắt đặt đứng

Ưu điểm chủ yếu của loại tang này là có khả năng kéo tải di chuyển trong một khoảng cách lớn mà không phải cuốn nhiều lớp cáp trên tang hoặc phải tăng chiều dài của tang; đồng thời có thể dùng một lực căng nhỏ ở đầu cáp chạy ra từ tang để có thể duy trì một lực kéo khá lớn ở đầu cáp cuốn vào tang ma sắt. Điều này thể hiện bằng công thức Óle :

$$S_v = S_r \cdot e^{f\alpha} \quad (3.24)$$

S_v : lực căng của nhánh cáp cuốn vào tang (lực kéo vật), kG

S_r : lực căng nhánh cáp đi ra khỏi tang, kG

α : góc ôm của cáp trên tang

e : cơ số lôgarit tự nhiên.

Khác với các tang cuốn cáp thông thường, tang ma sát không có đầu cáp cố định kẹp trên tang, mà cáp được giữ trên bề mặt của tang chỉ nhờ lực ma sát giữa các vòng cáp với tang. Lực ma sát ở đây phải lớn hơn lực kéo vật, nếu không sẽ gây ra hiện tượng trượt làm cho cáp và mặt tang mòn rất nhanh.

Các vòng cáp cuốn trên tang ma sát hình trụ trong quá trình làm việc sẽ dịch chuyển dọc theo đường sinh của tang, do đó chiều dài tang phải lớn tương ứng với chiều dài (cự ly) kéo tải. Chiều dài làm việc của tang l_0 được tính như sau :

$$l_0 = \frac{Lt}{\pi(D_t + d)} \quad (3.25)$$

L : cự ly kéo vật, cm

t : bước của rãnh cuốn cáp, cm

D_t : đường kính của tời, cm

d : đường kính dây cáp, cm.

Tang ma sát có đường kính thay đổi (hình 3.12), các vòng cáp trên tang không chạy dọc tang như đối với tang hình trụ. Nhưng lại xảy ra hiện tượng trượt cục bộ dọc tang tại nơi tiếp xúc giữa các vòng cáp và mặt tang gây ra mài mòn giữa chúng. Người ta dùng tang loại này khi cự ly kéo vật lớn.

Từ công thức (3.25) ta thấy rõ có thể tăng lực kéo S_v của tời ma sát ở nhánh vào bằng cách tăng góc ôm α (hoặc số vòng cáp cuốn trên tang) và hệ số ma sát f giữa cáp và bề mặt tang.

Số vòng cáp cuốn trên tang ma sát thường không được vượt quá 2 vòng. Để tăng hệ số ma sát f người ta làm các gân nhỏ trên mặt tang phân bố dọc theo các đường sinh, hoặc sử dụng các loại tang và ròng rọc dẫn cáp có vành tăng ma sát bọc bên ngoài được làm bằng các loại vật liệu chuyên dùng (gỗ, chất dẻo, cao su v.v...).

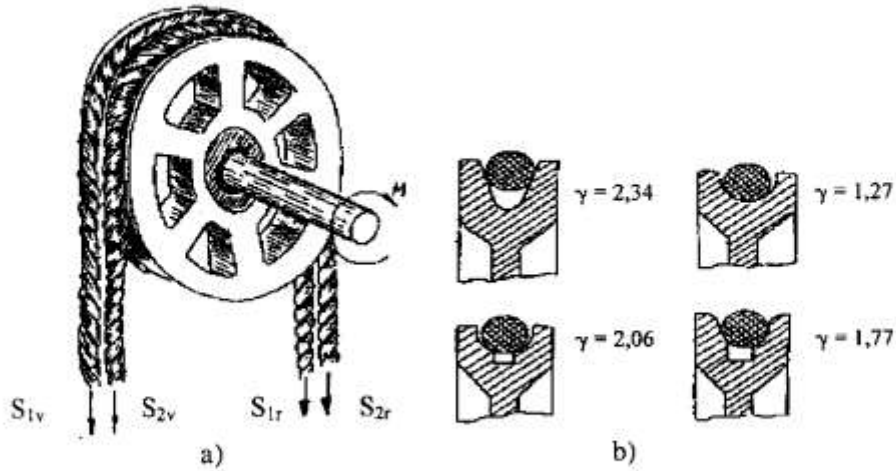
Một biện pháp thường dùng để tăng hệ số ma sát f một cách có hiệu quả là chế tạo các rãnh chứa cáp trên bề mặt làm việc của tang hay ròng rọc dẫn cáp có hình dạng hợp lý. Các kiểu rãnh khác nhau (hình 3.13), trong đó có kiểu rãnh cáp hình nêm là kiểu ưu việt nhất, tạo ra được hệ số ma sát f lớn nhất.

Nếu tính đến ảnh hưởng của tiết diện kiểu rãnh cáp trong ròng rọc hay tang thì hệ số ma sát sẽ tăng lên từ f đến f' và bằng :

$$f' = \gamma \cdot f \quad (3.26)$$

f' : hệ số ma sát qui đổi của rãnh cáp đã xử lý

γ : hệ số phụ thuộc kiểu rãnh cáp đã chọn của ròng rọc hay tang dẫn cáp, $\gamma = 1,2 \div 2,34$.



Hình 3.13

a. Ròng rọc dẫn cáp ; b. Các dạng profin rãnh

Lực vòng P trên tang ma sát là hiệu số giữa lực căng ở nhánh vào và nhánh ra :

$$P = S_v - S_r \quad (3.27)$$

hoặc
$$P = S_r (e^{f\alpha} - 1) \quad (3.28)$$

Từ điều kiện này có thể tính được các lực căng S_v và S_r theo mômen quay trên tang M_t cho trước :

$$S_r = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{2M_t}{D_t(e^{f\alpha} - 1)} \quad (3.29)$$

$$S_v = \frac{2M_t e^{f\alpha}}{D_t(e^{f\alpha} - 1)} \quad (3.30)$$

§ 3.5. PALĂNG

3.5.1. Công dụng :

Palăng là một hệ thống ròng rọc cố định và di động nối với nhau bằng dây dùm để nâng hạ vật theo phương thẳng đứng.

3.5.2. Phân loại : có 4 loại

1. Palăng đơn : có một đầu cáp cuốn lên tang.
2. Palăng kép : có hai đầu cáp cuốn lên tang.
3. Palăng tay : palăng nâng hạ vật bằng tay.
4. Palăng điện : palăng có lắp mô tơ điện để điều khiển khi nâng hạ vật.

3.5.3. Bội suất của palăng :

$$a = \frac{\text{Số nhánh dây giữ vật}}{\text{Số nhánh dây quấn lên tang}}$$

Bội suất chung của palăng có thể chọn theo kinh nghiệm (bảng 3 -1)

Bảng 3-1

Bội suất palăng thường dùng

Cách cuốn dây lên tang	Loại palăng	A với trọng tải Q (t)				
		Dưới 1	2 ÷ 6	5 ÷ 10	15 ÷ 20	30 ÷ 40
Trực tiếp lên tang (cầu lăn, cổng trục...)	Kép (Đơn)	2 (1)	2 (2)	2 -	2 ÷ 3 -	3 ÷ 4 -
Qua các ròng rọc đổi hướng (cản trục các loại)	Đơn (Kép)	1 ÷ 2 -	2 ÷ 3 (2)	3 ÷ 4 (2)	4 ÷ 6 -	- -

Chú thích : Các số liệu cho trong ngoặc dùm trong những trường hợp đặc biệt (palăng trọng tải nhỏ, xe lăn di chuyển bằng dây kéo ...)

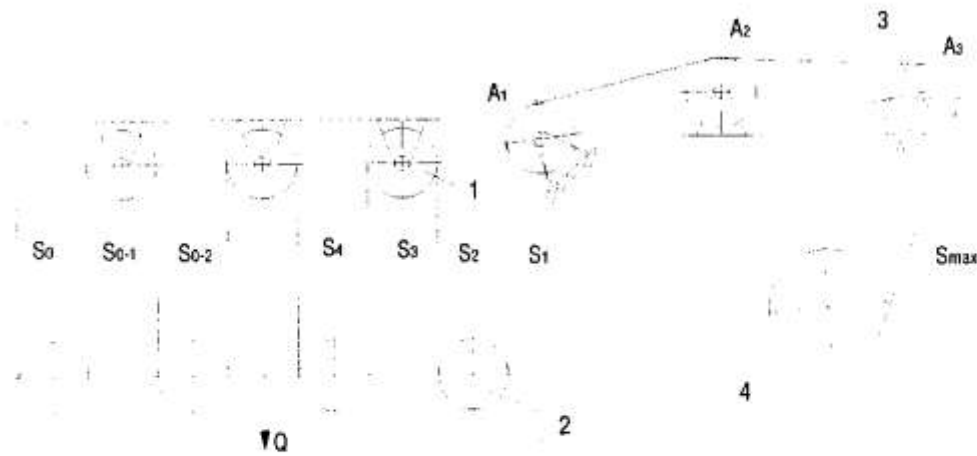
❖ Đặc trưng

Đặc trưng cơ bản của palăng là bội suất palăng. Bội suất palăng là tỷ số giữa vận tốc cuốn cáp lên tang và vận tốc nâng vật :

$$a = \frac{v_{tg}}{v_n} \quad (3.31)$$

Mặt khác nó chính là số lần giảm lực căng cáp khi không kể tới hiệu suất puly. Do đó ta dễ dàng nhận thấy rằng bội suất palăng bằng số nhánh cáp treo puly di động.

Sơ đồ khai triển palăng đơn (hình 3.14)



Hình 3.14. Sơ đồ khai triển palăng

1. ròng rọc cố định ; 2. ròng rọc di động ;
3. ròng rọc ngoài hõnòng ; 4. tang

Số ròng rọc đối hướng t nằm ngoài palăng là những ròng rọc cố định, không tham gia vào việc tạo bội suất a , tức là nếu bỏ chúng đi, bội suất sẽ không thay đổi.

3.5.4. Tính toán lực căng

1. Lực căng lớn nhất

Lực căng dây lớn nhất xuất hiện tại chỗ cuốn lên tang trong quá trình nâng vật, xác định theo công thức :

$$S_{\max} = \frac{Q(1-\lambda)}{m(1-\lambda^a)\lambda^t} = \frac{Q}{a\eta_p} \quad (3.32)$$

Q : trọng lượng vật nâng, N

λ : hiệu suất từng ròng rọc (bảng 3-2)

a : bội suất palăng

t : số ròng rọc đối hướng, không tham gia tạo bội suất a

η_p : hiệu suất chung của palăng.

Nếu có m nhánh dây cuốn lên tang thì lực căng lớn nhất ở mỗi nhánh sẽ là :

$$S_{\max} = \frac{Q(1-\lambda)}{m(1-\lambda^a)\lambda^t} = \frac{Q}{ma\eta_p} \quad (3.33)$$

Bảng 3-2

Hiệu suất ròng rọc cáp λ

Loại ổ	Điều kiện làm việc	λ	λ^2	λ^3	λ^4	λ^5	λ^6	λ^7
Ổ trượt	Bôi trơn kém, làm việc ở nhiệt độ cao	0,91	0,885	0,83	0,78	0,74	0,69	0,65
	Ít khi được bôi trơn	0,95	0,90	0,86	0,81	0,775	0,74	0,70
	Bôi trơn chu kỳ	0,96	0,92	0,885	0,85	0,815	0,785	0,75
	Bôi trơn tự động	0,97	0,94	0,91	0,885	0,86	0,835	0,81
Ổ lăn	Bôi trơn kém, làm việc ở nhiệt độ cao	0,97	0,94	0,91	0,885	0,86	0,835	0,81
	Bôi trơn bình thường bằng mỡ, nhiệt độ môi trường bình thường	0,98	0,96	0,94	0,92	0,905	0,885	0,87

Hiệu suất chung của palăng

$$\eta_p = \frac{(1-\lambda^a)\lambda^t}{a(1-\lambda)} \quad (3.34)$$

hoặc
$$\eta_p = \frac{S_0}{S_{\max}} \quad (3.35)$$

với
$$S_0 = \frac{Q}{a} \text{ trong palăng đơn}$$

hoặc
$$S_0 = \frac{Q}{ma} \text{ trong palăng kép có } m \text{ nhánh dây cuốn lên tang}$$

2. Lực căng nhỏ nhất

Trong quá trình hạ vật lực căng ở nhánh dây cuốn lên tang sẽ là lực căng nhỏ nhất, xác định theo công thức :

$$S_{ha} = S_{\min} = \frac{Q}{m} \frac{1-\lambda}{1-\lambda^a} \lambda^{a+t-1} \quad (3.36)$$

CHƯƠNG IV :**BỘ PHẬN PHANH Hãm**

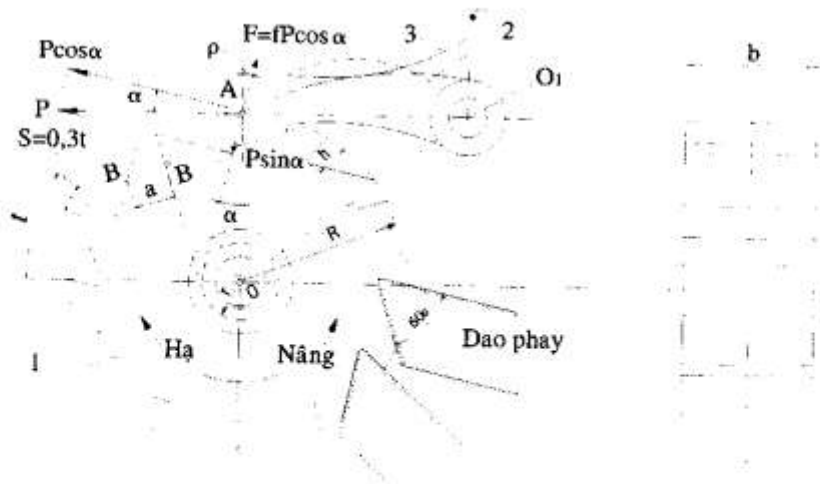
Cơ cấu nâng cần phải có thiết bị đảm bảo treo giữ vật nâng trên cao hoặc điều chỉnh vận tốc hạ nâng theo yêu cầu. Thiết bị này gọi là phanh hãm, có thể chia ra thành hai nhóm : một nhóm chỉ để treo giữ vật nâng; nhóm thứ hai vừa để treo giữ vừa để điều chỉnh vận tốc hạ vật nâng. Thiết bị của nhóm thứ nhất gồm có : cơ cấu bánh cóc, khoá dừng ma sát và khoá dừng bi đĩa; nhóm thứ hai gồm các loại phanh.

§ 4.1. CƠ CẤU KHÓA DỪNG**4.1.1. Cơ cấu bánh cóc****1. Cấu tạo**

Cơ cấu bánh cóc (hình 4.1) gồm có bánh cóc 1 và con cóc 2, răng bánh cóc có hình dạng không đối xứng, con cóc cho bánh cóc quay theo chiều nâng vật, khi quay theo chiều hạ thì con cóc chống vào răng bánh cóc, giữ bánh cóc lại. Khi con cóc đặt ở phía trên bánh cóc, nó sẽ tỳ vào bánh cóc nhờ trọng lượng bản thân, còn đặt ở vị trí khác thì cần phải có thêm lò xo 3 để giữ con cóc.

2. Hoạt động

Trước khi hạ vật đang treo, phải kéo con cóc ra khỏi bánh cóc. Muốn vậy cần quay bánh cóc một góc nhỏ theo chiều nâng vật, làm cho con cóc không còn chịu tải nữa, sau đó mới kéo con cóc ra khỏi bánh cóc.



Hình 4.1. Cơ cấu bánh cóc

Tất cả các trục truyền động của cơ cấu nâng đều liên kết động học với nhau nên cơ cấu bánh cóc có thể đặt trên bất kỳ trục nào cũng được. Cần lưu ý, đặt cơ cấu bánh cóc trên tang tời là an toàn nhất, kể cả trường hợp răng bánh răng hoặc các trục trung gian bị gãy. Nhưng trị số mômen trên tang là lớn nhất nên cơ cấu bánh cóc sẽ nặng nề công kênh. Bởi vậy, thường cơ cấu bánh cóc vẫn được đặt trên trục dẫn (trục thứ nhất), là nơi có mômen nhỏ nhất.

3. Tính toán

Vị trí tương đối của trục đi qua tâm bánh cóc và chiều dài con cóc được chọn sao cho góc $OA O_1$ bằng 90° thì lực tác dụng lên răng bánh cóc và con cóc là nhỏ nhất và bằng lực vòng :

$$P = \frac{M}{R} \quad (4.1)$$

Ở đây :

M : mômen trên trục bánh cóc.

Mặt làm việc của răng bánh cóc vát nghiêng so với bán kính một góc $\alpha \square 20^\circ$, nhằm làm cho con cóc luôn luôn đi trượt xuống đáy rãnh răng bánh cóc, đảm bảo gài chắc chắn, con cóc không tuột ra khỏi rãnh bánh cóc. Phân tích lực ta thấy : thành phần $P \sin \alpha$ là lực có ích, nó kéo con cóc luôn đi vào đáy rãnh răng bánh cóc, còn lực ma sát F chống lại lực trượt ($P \sin \alpha$) bằng $f.P \cos \alpha$.

Điều kiện để con cóc đi trượt được :

$$P \sin \alpha > f.P \cos \alpha \quad (4.2)$$

Hoặc $P \sin \alpha - f.P \cos \alpha > 0$

Bất đẳng thức này có thể viết dưới dạng :

$$\begin{aligned} & \operatorname{tg} \alpha > f & (4.3) \\ \text{hoặc} & \operatorname{tg} \alpha > \operatorname{tg} \rho \\ \sigma & & \text{đây} \end{aligned}$$

f : hệ số ma sát

ρ : góc ma sát.

Như vậy là điều kiện để con cóc không bị bật ra khỏi răng bánh cóc là:

$$\alpha > \rho \quad (4.4)$$

Góc ma sát giữa thép với thép, $\rho = 14^\circ \div 17^\circ$.

Sức bền răng bánh cóc được kiểm nghiệm theo uốn.

Mômen uốn tại tiết diện BB

$$M_u = P \cdot h \quad (4.5)$$

Và ứng suất uốn :

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{P \cdot h}{\frac{a^2 b}{6}} \leq [\sigma_u] \quad (4.6)$$

ở đây :

W : mômen chống uốn của răng bánh cóc, cm^3

h, a, b : xem hình (4.1), cm

$[\sigma_u]$: ứng suất uốn cho phép, kG/cm^2 .

Ngoài ra, răng bánh cóc và con cóc được kiểm nghiệm theo áp suất trên một đơn vị dài (cm) của răng :

$$p = \frac{P}{b} \leq [p] \quad (4.7)$$

đối với gang : $[p] = 75 \div 150 \text{ kG/cm}$

đối với thép : $[p] = 300 \div 400 \text{ kG/cm}$.



Hình 4.2. Con cóc ở trạng thái chịu lực

Ứng suất lớn nhất trong con cóc sinh ra khi mới bắt đầu vào khớp, lúc này con cóc tỳ đầu vào răng bánh cóc (hình 4.2).

Con cóc có dạng cong nên trong tiết diện chịu lực bất lợi nhất của con cóc phát sinh ứng suất nén và ứng suất uốn :

$$\sigma_n = \frac{P}{F} = \frac{P}{b' \cdot \delta} \quad \text{và} \quad \sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{P \cdot e}{\frac{b' \cdot \delta^2}{6}}$$

Ứng suất tổng sinh ra tại tiết diện nguy hiểm của con cóc :

$$\sigma = \sigma_n + \sigma_u \leq [\sigma] \quad (4.8)$$

ở đây :

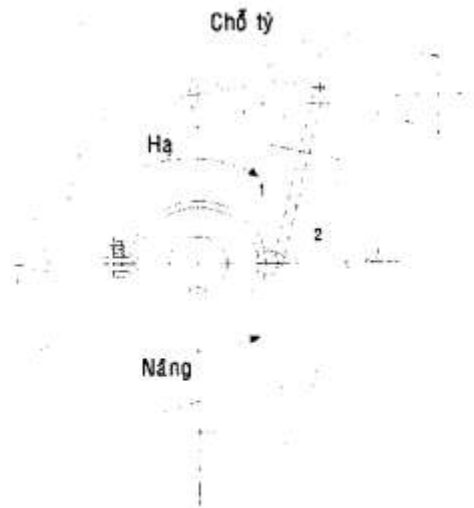
b' : chiều rộng nâng con cóc, $b' = b + (0,2 \div 0,3)$, cm

δ : chiều dày con cóc tại tiết diện tính toán, cm

e : độ lệch tâm (nên chọn là nhỏ nhất), cm

$[\sigma]$: ứng suất cho phép, đối với thép 40, $[\sigma] = 50 \div 65 \text{ kG/cm}^2$.

Để giảm tiếng ồn và chống mòn do con cóc va đập và trượt trên răng bánh cóc, người ta chọn bước răng cóc đủ lớn theo yêu cầu độ bền. Đôi khi người ta còn bố trí trên bánh cóc hai hoặc ba con cóc, bố trí sao cho các con cóc không tỳ một lúc vào răng bánh cóc mà chúng lần lượt tỳ vào răng bánh cóc sau khi đã trượt trên răng một phần ba bước răng.



Hình 4.3.

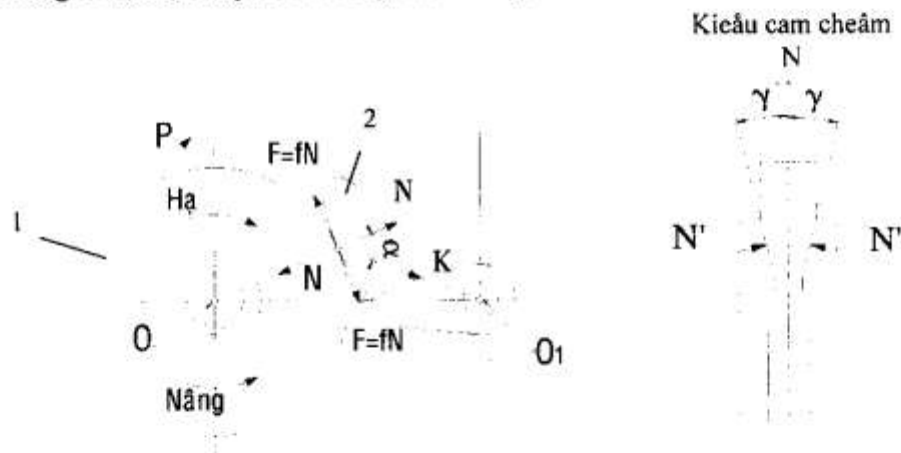
Trên hình 4.3 trình bày cơ cấu bánh cóc không gây tiếng ồn và chống mòn. Thiết bị đẩy con cóc gồm một vòng đàn hồi 1 ôm lấy moay-ơ của bánh cóc, thanh đẩy 2 ghép bản lề vào vòng và con cóc. Khi bánh cóc quay theo chiều nâng vật, vòng 1 quay theo nhờ lực

ma sát, thanh đẩy ghép trên vòng sẽ đẩy con cóc rời khỏi bánh cóc. Để giữ con cóc không cho ra quá xa, người ta làm một chốt tỳ, lúc đó moay-ơ của bánh cóc bắt đầu trượt trong vòng 1 và vòng 1 không quay nữa. Để điều chỉnh áp lực giữa vòng và moay-ơ bánh cóc, người ta thường cho một bulông lỏng vào một lò xo có đai ốc ép. Khi bánh cóc vừa mới bắt đầu quay theo chiều hạ vật, vòng 1 sẽ kéo con cóc về vị trí làm việc, con cóc sẽ chống vào răng bánh cóc và dừng cơ cấu lại.

4.1.2. Khóa dừng ma sát

Khóa dừng ma sát (hình 4.4) gồm có tang phanh 1 lắp then trên trục của cơ cấu nâng và cam lệch tâm 2 quay tự do trên chốt O_1 . Khi tang phanh quay theo chiều nâng, cam lệch tâm sẽ không tỳ chặt vào và không cản lại sự chuyển động của tang, còn khi hạ vật nó sẽ ép chặt vào tang phanh; khoá dừng tang phanh lại nhờ lực ma sát sinh ra tại mặt tiếp xúc giữa cam và tang phanh.

Để phanh làm việc được, lực ép N đòi hỏi rất lớn, cam và bề mặt tang mòn nhanh và mòn không đều, hiện nay cơ cấu này rất ít dùng.



Hình 4.4

4.1.3. Khóa dừng bi đĩa

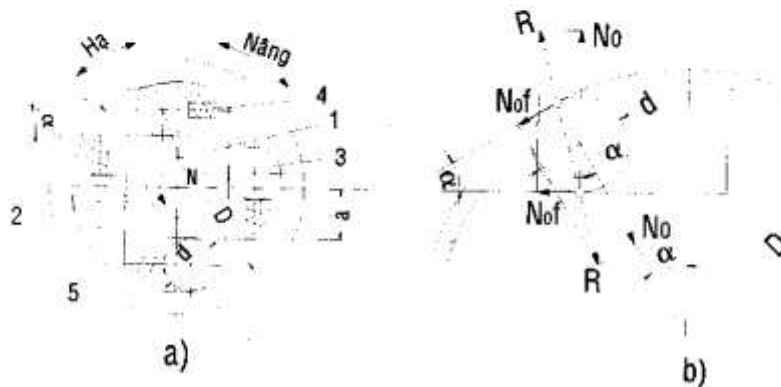
1. Công dụng

Khoá dừng bi đĩa (hình 4.5) chỉ quay được theo một chiều nhất định. Nó thường được sử dụng trong cơ cấu nâng hạ cần của cần trục, máy xúc với mục đích hạn chế tốc độ quay của tời cần khi hạ cần; đảm bảo tốc độ hạ cần nhỏ, an toàn, kể cả khi phanh giữ cần bị hỏng, thiết bị này đảm bảo cần không bị rơi tự do.

2. Cấu tạo

Trên trục 5 lắp then với đĩa chủ động 1 có 6 cạnh hoặc 4 cạnh, ở mỗi cạnh có mặt vát vuông góc với nó, ở trong rãnh đặt các viên bi đĩa 3. Để đảm bảo cho viên bi luôn bị đẩy

vào khe hẹp, người ta đặt lò xo 4 tỳ lên viên bi. Khi trục và đĩa chủ động quay ngược chiều kim đồng hồ (theo chiều nâng vật) thì các viên bi đĩa 3 không bị kẹt vào khe hẹp giữa đĩa 1 và vành 2, do đó đĩa cùng với trục quay tự do, không ảnh hưởng tới quá trình nâng vật. Khi quá trình nâng kết thúc, dưới tác dụng của trọng lượng vật nâng, trục 5 có xu hướng quay cùng chiều kim đồng hồ (theo chiều hạ vật, ngược với chiều nâng vật), thì lập tức các viên bi 3 bị dồn vào khe hẹp, kẹt cứng lại, làm cho đĩa và trục dừng lại giữ vật nâng ở tư thế treo. Lúc này vành 2 đứng yên.



Hình 4.5

3. Các biểu thức tính

Điều kiện để khoá dừng bi đĩa làm việc được an toàn (xem hình 4.5.b) hợp lực ma sát T trong 2 mặt tiếp xúc của bi đĩa phải lớn hơn hoặc bằng hợp lực S .

$$S \leq T \quad (4.9)$$

$$S = 2N_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (4.10)$$

$$T = 2N_0 \cdot f \cdot \cos \frac{\alpha}{2} \quad (4.11)$$

Vậy :
$$2N_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \leq 2N_0 \cdot f \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$$

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \leq \operatorname{tg} \rho$$

hoặc :
$$\alpha \leq 2\rho \quad (4.12)$$

Ở đây :

N_0 : lực ép trên bề mặt bi đĩa tại vị trí tiếp xúc, kG

f : hệ số ma sát

ρ : góc ma sát.

Xác định lực ép N_0 xem hình (4.5.b)

Mômen dừng (phanh) M_d khi con lăn bị kẹt vào khe hẹp sẽ phải lớn hơn mômen xoắn trên trục 5 và bằng :

$$M_d = M \cdot \beta \quad (4.13)$$

$\beta = 1,2 \div 1,4$: hệ số an toàn của mômen dừng.

Mặt khác mômen dừng do lực ma sát sinh ra bằng :

$$M_d = F \cdot Z \frac{D}{2} = N_0 \cdot Z \cdot \frac{D}{2} \operatorname{tg} \rho \quad (4.14) \quad F = N_0 \cdot f :$$

lực ma sát trên một viên bi, kG

Z : số viên bi

D : đường kính trong của vành 2, cm.

Kết hợp giữa hai công thức (4.13) và (4.14) ta rút ra được áp lực N_0 tác dụng lên con lăn :

$$N_0 = \frac{2 \cdot M \cdot \beta}{Z \cdot D \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}} \quad (4.15)$$

Theo trị số của lực N_0 để kiểm tra độ bền tiếp xúc của các chi tiết trong khoá dừng bi dũa.

§ 4.2. PHANH

4.2.1. Công dụng và phân loại

1. Công dụng

Phanh là bộ phận quan trọng của máy trục, nó đảm bảo cho máy trục hoạt động bình thường và đảm bảo an toàn trong quá trình nâng hạ vật nặng. Phanh được sử dụng để treo giữ và điều chỉnh tốc độ khi hạ vật nặng. Ngoài ra phanh còn có khả năng triệt tiêu động năng của các khối lượng chuyển động tịnh tiến và chuyển động quay trong cơ cấu cũng như của vật nâng. Quá trình phanh được thực hiện bằng cách đưa vào cơ cấu các kực cản phụ dưới dạng lực ma sát. Lực ma sát sẽ sinh ra mômen phanh lớn hơn mômen xoắn trên trục đặt phanh để thực hiện quá trình treo giữ vật nâng hay điều chỉnh vận tốc hạ vật.

2. Phân loại

Phanh được chia ra các loại như sau :

- Theo kết cấu gồm có : phanh guốc, phanh đai, phanh đĩa, phanh áp trực, phanh ly tâm.
- Theo nguyên tắc hoạt động gồm có : phanh điều khiển, phanh tự động.
- Theo trạng thái làm việc : phanh thường mở, phanh thường đóng.

Phanh guốc thường được dùng trong các loại tời và cơ cấu máy trục có truyền động điện độc lập. Phanh đai thường dùng trong các cơ cấu máy trục truyền động chung cho các nhóm cơ cấu. Phanh đĩa được sử dụng rộng rãi trong các palăng điện.

Trong các phanh điều khiển thì quá trình phanh được thực hiện có thể dùng tay người điều khiển, hay bằng lực hút của nam châm điện hoặc dùng lực của các cơ cấu bằng hơi nén, thủy lực – hơi nén thông qua các tay đòn, thanh kéo ... tác động đến bộ phận tạo ma sát của phanh. Trong phanh tự động kiểu áp trực thì quá trình phanh cơ cấu nâng được thực hiện nhờ tác dụng của trọng lượng vật nâng, còn trong phanh ly tâm là do tác dụng của lực ly tâm.

Phanh thường mở là loại phanh có bộ phận tạo ma sát (đĩa, guốc hoặc đai phanh) thường xuyên để hở không tiếp xúc với nhau khi cơ cấu không làm việc. Khi cần phanh phải dùng ngoại lực để đóng phanh. Phanh thường đóng là loại phanh có bề mặt ma sát luôn luôn đóng khi cơ cấu không làm việc. Khi cơ cấu hoạt động phải dùng ngoại lực để mở phanh ra, tức là làm mất đi lực ma sát của phanh. Phanh thường đóng an toàn hơn phanh thường mở, vì khi người điều khiển bị đau đột ngột, máy bị sự cố hoặc mất điện đột ngột, phanh tự đóng lại, làm cho vật nâng không bị rơi. Do đó trong máy trục thường dùng phanh thường đóng. Đặc biệt cơ cấu nâng bắt buộc phải dùng phanh thường đóng.

Trong những cơ cấu nâng quan trọng, người ta đặt hai phanh; một phanh nhỏ đặt trên trục dẫn và một phanh lớn đặt trên tang. Hai phanh này phối hợp làm việc với nhau bằng điện, phanh nhỏ thường đóng hãm cơ cấu trong giai đoạn đầu của quá trình phanh, còn phanh lớn chỉ đóng sau khi máy đã dừng để giữ vật nâng hoặc trong giai đoạn cuối của quá trình phanh.

4.2.2. Mômen phanh

Phanh là quá trình chuyển hệ thống đang chuyển động về trạng thái tĩnh. Nhờ có mômen ma sát (mômen phanh) trong bề mặt tiếp xúc của phanh, động năng của hệ thống sẽ được chuyển thành nhiệt năng và hệ thống sẽ dừng lại sau một thời gian t_{ph} . Trong quá trình phanh còn có sự tham gia của các mômen cảm tính. Trong trường hợp chung mômen cảm tính giúp thêm cho phanh tiêu hao động năng của hệ thống.

Mômen phanh cần có, gồm 2 thành phần : mômen cảm tính M_t^+ và mômen động M_d^+ do quán tính của hệ :

$$M_{ph} = M_t^+ + M_d^+ \quad (4.16)$$

Phần diễn giải biểu thức M_{ph} nhận được công thức cụ thể tính mômen phanh cho các cơ cấu trong máy trục sẽ được trình bày ở chương 5.

Riêng đối với cơ cấu nâng quá trình phanh khi hạ vật sẽ nguy hiểm hơn phanh khi nâng vật, tức là yêu cầu mômen phanh lớn hơn, bởi vì lúc này mômen tĩnh có chiều theo chiều hạ vật, sẽ có xu hướng làm cho hệ thống tiếp tục đi xuống, chứ không cản trở. Do đó mômen phanh còn phải đảm bảo yêu cầu của "Qui phạm an toàn thiết bị nâng", là phải lớn hơn mômen tĩnh M_t^* một lượng nhất định.

$$M_{ph} \geq n.M_t^* \quad (4.17) \quad n : \text{hệ số}$$

an toàn của phanh.

Khi phanh đặt trên trục 1 :

$$M_{ph} \geq n \frac{Q.D_0.\eta}{2.a.i} \quad (4.18)$$

Q : trọng lượng vật nâng, kG

D_0 : đường kính tang kể đến tấm cáp, cm

a : bội suất của palăng

i : tỷ số truyền động của bộ truyền

η : hiệu suất chung của cơ cấu.

Hệ số an toàn n phụ thuộc chế độ làm việc của cơ cấu, kiểu phanh và cách đặt phanh, v.v... đối với cơ cấu nâng dùng ròng rọc một phanh : $n = 1,5 \div 2,5$.

Như vậy, đối với cơ cấu nâng, mômen phanh được chọn theo giá trị lớn tính theo 2 công thức nói trên (4.16) và (4.17).

§ 4.3. PHANH GUỐC

4.3.1. Phanh một guốc

Phanh một guốc là loại phanh có kết cấu đơn giản nhất trong các loại phanh guốc (hình 4.6), gồm có tang phanh 1, guốc phanh 2 ép vào tang nhờ tay đòn 3, trên bề mặt tiếp xúc giữa guốc và tang phanh sinh ra lực ma sát cần thiết để phanh. Gọi D là đường kính tang phanh, P là lực vòng, ta có lực ma sát F :

$$F = P = \frac{M_{ph}}{\frac{D}{2}} \quad (4.19)$$

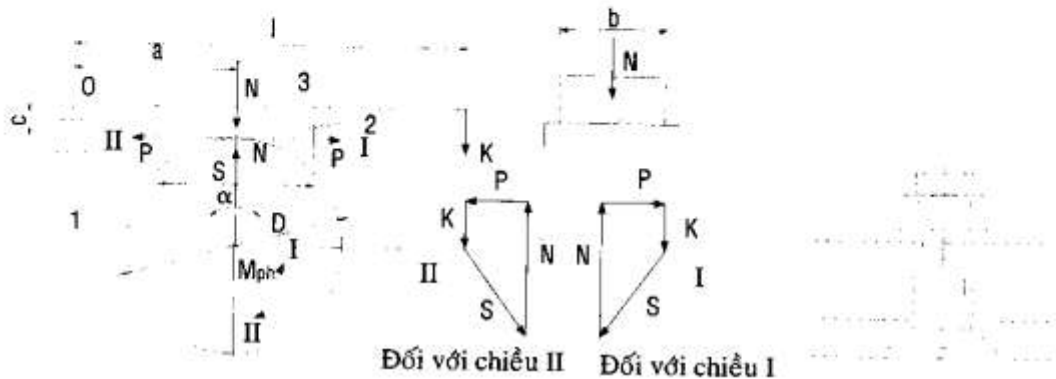
Áp lực N cần thiết trên tang để tạo nên lực ma sát F :

$$N = \frac{F}{f} = \frac{2M_{ph}}{f.D} \quad (4.20)$$

ở đây :

f : hệ số ma sát giữa guốc và tang phanh.

Ta thấy muốn lực ép nhỏ thì cần phải tăng hệ số ma sát f , do đó người ta thường chọn vật liệu của guốc phanh và tang phanh sao cho có hệ số ma sát lớn nhất có thể. Hiện nay người ta thường dùng guốc phanh thép hoặc gang có tấm lót bằng amiăng có hệ số ma sát cao (hình 4.7). Chúng được liên kết với nhau bằng đinh tán ghép chìm đầu.



Hình 4.6

Hình 4.7

Để phanh làm việc được bình thường, cần phải kiểm tra áp suất trung bình p theo áp suất cho phép $[p]$:

$$p = \frac{N}{b.S} \leq [p] \quad (4.21)$$

b : chiều rộng guốc phanh, $b = (0,3 \div 0,4).D$, cm

S : hình chiếu cung tiếp xúc của guốc phanh, cm

$$S = D \cdot \sin \frac{\alpha}{2}$$

α : góc ôm của guốc phanh, $\alpha = 60^\circ \div 90^\circ$.

Cường độ mài mòn và phát nhiệt của guốc phanh không những phụ thuộc vào áp suất p , mà còn phụ thuộc vào vận tốc trượt v trên bề mặt tang phanh.

Do vậy cần phải kiểm tra công ma sát trung bình A :

$$A = p.f.v$$

Để đơn giản tính kiểm tra, người ta dùng trị số qui ước $p.v \leq [p.v]$ thay cho A .

Đối với phanh điều chỉnh $[p.v] = 20 \div 25 \text{ kG.m/cm}^2.s$

Đối với phanh treo vật $[p.v] = 50 \text{ kG.m/cm}^2.s$.

Để xác định lực điều khiển K ta lập phương trình cân bằng của tất cả các lực tác dụng vào tay đòn điều khiển đối với chốt quay O (hình 4.6). Khi tang phanh quay ngược chiều kim đồng hồ (chiều I), phương trình có dạng :

$$K_I.l - N.a + P.C = 0$$

Do đó :

$$K_I = \frac{N.a - P.C}{l} \quad (4.21)$$

Khi tang phanh quay theo chiều kim đồng hồ (chiều II)

$$K_{II}.l - N.a - P.C = 0$$

$$\text{và} \quad K_{II} = \frac{N.a + P.C}{l} \quad (4.22)$$

So sánh các biểu thức (4.21) và (4.22), ta thấy :

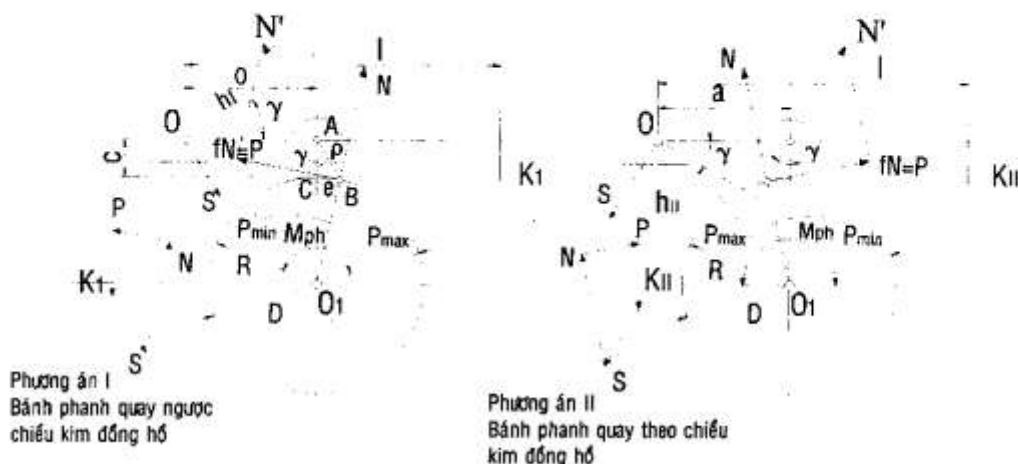
$$K_I < K_{II}$$

Bởi vậy khi thiết kế phanh cần lưu ý đến cả chiều quay của mômen phanh M_{ph} để đặt chốt quay sao cho lực K có trị số nhỏ nhất (đối với phanh một chiều).

Trường hợp mômen phanh đổi chiều (cần phanh cả hai chiều) thường gặp trong phanh cơ cấu quay và cơ cấu di chuyển máy trục, thì cần phải thiết kế phanh sao cho $K_I = K_{II}$ bằng cách uốn cong tay đòn theo đường chấm chấm (hình 4.6) để có $c = 0$, khi đó mômen $\pm P.C = 0$, ta có :

$$K_I = K_{II} = K = \frac{N.a}{l} \quad (4.23)$$

Trị số và phương của phản lực S tại chốt quay O tay phanh có thể xác định bằng phương pháp đồ thị như trên hình 4.6.



Hình 4.8

Trong phanh guốc thường không ghép cứng guốc phanh vào tay phanh là để tránh hiện tượng guốc phanh không áp sát vào tang phanh trên toàn bộ bề mặt tiếp xúc, gây ra mòn lệch. Guốc phanh thường được lắp trên tay phanh bằng chốt (hình 4.8). Trong trường hợp này hợp lực của lực N và $f.N$ là N' ở trạng thái cân bằng của guốc phanh phải đi qua tâm chốt A. Điểm đặt của N' là điểm B bị lệch sang phải hoặc sang trái so với điểm C (tùy theo chiều quay của tang phanh) một đoạn là e và gây nên sự phân bố áp suất không đều trên guốc phanh.

Để hạn chế nhược điểm này khi thiết kế phanh cần chú ý chọn kích thước e nhỏ để giảm độ lệch điểm phân bố lực N' là $e = B.C \cdot \tan \alpha$ và để e có trị số nhỏ nhất.

Khi cần tính lực K tác dụng lên tay phanh trong trường hợp này, trước tiên phải xác định lực N' theo công thức :

$$N' = \sqrt{N^2 + P^2}$$

Sau đó viết phương trình cân bằng mômen đối với tay phanh trong 2 hướng quay của mômen phanh :

Khi tang phanh quay ngược chiều kim đồng hồ :

$$K_I \cdot l - N' \cdot h_I = 0$$

Do đó :

$$K_I = \frac{N' \cdot h_I}{l} \quad (4.24)$$

Khi tang quay theo chiều kim đồng hồ :

$$K_{II} \cdot l - N' \cdot h_{II} = 0$$

$$\text{Và} \quad K_{II} = \frac{N' \cdot h_{II}}{l} \quad (4.25)$$

Trong hai công thức trên :

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

Ta thấy khi guốc phanh được lắp chốt với tay phanh thẳng (không cần uốn cong) lực K không phụ thuộc vào chiều quay của tang phanh, do góc α có trị số không thay đổi trong cả 2 hướng quay, nên :

$$K = K_I = K_{II}$$

Trong thực tế tính toán, kết cấu phanh guốc có góc α và β tương đối nhỏ nên hợp lực N' xấp xỉ bằng N (chỉ chênh lệch dưới 20%). Do đó ta có thể tính lực điều khiển K theo công thức :

$$K \approx \frac{N \cdot a}{l} \quad (4.26)$$

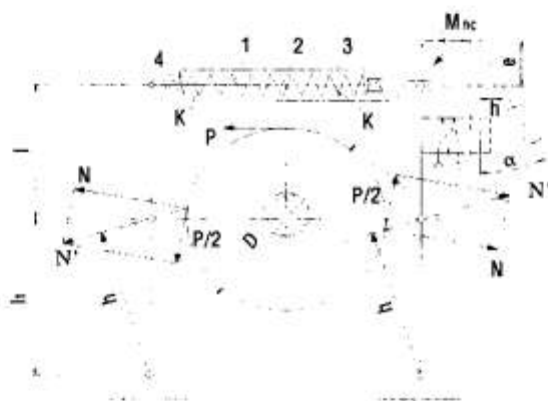
Khi điều khiển bằng tay, lực K tính toán không được vượt quá $10 \div 12$ kG. Sau khi đã xác định được các lực tác dụng lên hệ thống phanh, ta có thể tính sức bền của tay phanh, của chốt và trục quay.

Phanh một guốc có nhược điểm lớn là guốc phanh ép lên tang phanh ở một phía, gây cho trục tang phanh bị uốn và làm tăng phản lực ổ trục.

4.3.2. Phanh hai guốc

Phanh hai guốc có ưu điểm không làm cho trục tang phanh bị uốn như phanh một guốc. Phanh hai guốc có thể coi như hai phanh một guốc được ghép với nhau bởi một cơ cấu phối hợp, đảm bảo ép hay nhả đồng thời hai guốc phanh với tang phanh. Chúng ta xét một số loại phanh hai guốc điển hình thường dùng dưới đây :

a. Phanh hai guốc kiểu lò xo có nam châm điện (hình 4.9)



Phanh loại này kết cấu theo kiểu phanh thường đóng nhờ có lò xo 1 tác động vào tay phanh phía bên trái qua thanh 2, và vào tay phanh bên phải qua ống 3, hai guốc phanh được ép chặt vào tang phanh. Mở phanh nhờ lực hút của nam châm điện, thanh cong 5 bị hút quay xuống (đường chấm chấm) đẩy thanh 3 dịch chuyển về phía trái, cùng với tác dụng của lò xo, tay phanh bên trái bị đẩy ra, làm cho guốc phanh rời khỏi tang phanh. Lò xo phụ 4 có tác dụng đẩy tay phanh bên phải lúc mở phanh. Để đảm bảo hai guốc phanh có thể mở đều nhau, trên tay phanh có đặt vít điều chỉnh. Trên thanh 2 người ta lắp ốc hãm và ốc điều chỉnh. Điều chỉnh lực đóng phanh K bằng cách điều chỉnh lực ép lò xo 1.

Lực K xác định theo công thức (4.26) được viết dưới dạng :

$$K = \frac{N \cdot l_1}{l_1 + l} \quad \text{hoặc} \quad K = \frac{N' \cdot h}{l_1 + l}$$

ở đây :

$$N' = \sqrt{N^2 + \left(\frac{P}{2}\right)^2} \quad \text{va} \quad h = a \cdot \cos \gamma$$

$$N = \frac{P}{2f} \quad \text{va} \quad P = \frac{2M_{ph}}{D}$$

Lực K này được tạo ra bởi lò xo 1, ngoài ra lò xo này còn chịu tác dụng một lực nhỏ của lò xo phụ 4, nên lực tính toán chung của lò xo chính được chọn bằng :

$$K_{lx} = (1,10 \div 1,15) \cdot K$$

Lò xo được tính theo xoắn :

$$\tau_x = \frac{8 \cdot k \cdot K_{lx} \cdot D_0}{\pi d^3} \leq [\tau_x] \quad (4.27)$$

D_0 : đường kính trung bình của lò xo, cm

d : đường kính sợi của lò xo, cm

k : hệ số điều chỉnh, phụ thuộc vào tỷ số $\frac{D_0}{d}$

$[\tau_x]$: ứng suất cho phép của vật liệu lò xo, kG/cm².

Mômen tính toán của nam châm điện cần có được xác định theo công thức :

$$M_{nc} = K_{lx} \cdot e \quad (4.28)$$

e : cánh tay đòn của lực K, cm.

Hành trình dịch chuyển h của thanh 2 được xác định trên cơ sở so sánh tỷ lệ với độ mở của hai guốc phanh :

$$h = 1,1 \cdot 2 \cdot \frac{\varepsilon (l_1 + l)}{l_1} = 2,2 \cdot \frac{\varepsilon (l_1 + l)}{l_1} \quad (4.29)$$

ε : khe hở (hành trình) giữa guốc và tang phanh, cm

1,1 : hệ số tính đến hành trình chết của các chốt bản lề và biến dạng của các tay phanh.

Có thể tính góc quay α (bằng độ) của phần ứng nam châm điện thay cho tính hành trình h :

$$\alpha \approx \frac{h}{e} \cdot \frac{180^0}{\pi} = \frac{2,2 \cdot \varepsilon (l_1 + l) \cdot 180^0}{e \pi l_1} \quad (4.30)$$

Từ kết quả tính M_{nc} , h hoặc α ta chọn được loại nam châm điện phù hợp.

b. Phanh hai guốc kiểu lò xo có cần đẩy điện – thủy lực :

Sơ đồ phanh loại này biểu thị trên hình 4.10. Cũng như các phanh guốc khác đã nói ở trên, ta cần phải tính toán lực K tác dụng tại đầu mút tay phanh để xác định lực T của cần đẩy điện – thuỷ lực và hành trình h_c của nó.

$$K \approx \frac{N \cdot l_1}{l_1 + l}$$

$$N = \frac{P}{2 \cdot f} \quad P = \frac{2M_{ph}}{D}$$

Để tính lực lò xo P_{lx} ta xét điều kiện cân bằng của tay đòn tam giác A khi cần đẩy điện – thuỷ lực chưa làm việc :

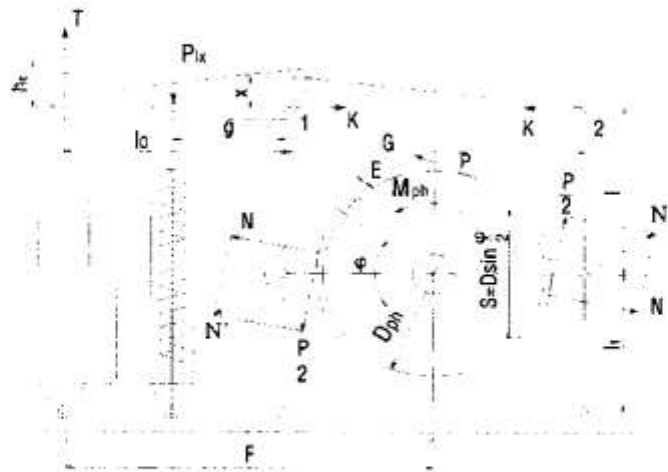
$$P_{lx} \cdot g = K \cdot x$$

$$\text{Rút ra : } P_{lx} = \frac{K \cdot x}{g}$$

Khi cần đẩy điện – thuỷ lực làm việc (mở phanh) ta có :

$$T \cdot l_0 = P_{lx} \cdot g$$

$$\text{Do đó : } T = \frac{P_{lx} \cdot g}{l_0} = \frac{K \cdot x}{l_0} \quad (4.31)$$



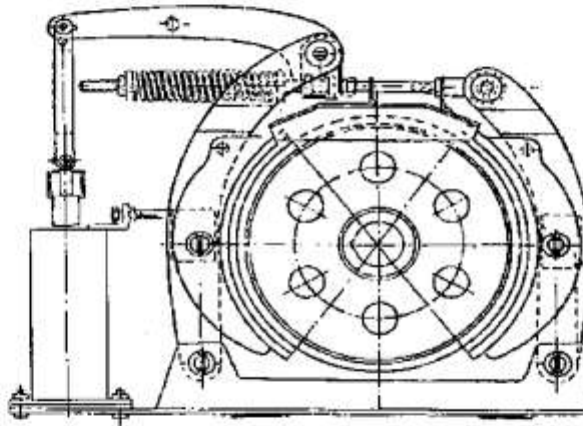
Hành trình dịch chuyển của các điểm 1 và 2 tính theo tỷ lệ so với hành trình dịch chuyển ngang của guốc phanh ε sẽ là :

$$\frac{\varepsilon \cdot (l_1 + l)}{l_1}$$

góc quay của tay đòn A $\frac{2\varepsilon \cdot (l_1 + l)}{l_1 \cdot x}$

và hành trình cần đẩy điện – thủy lực :

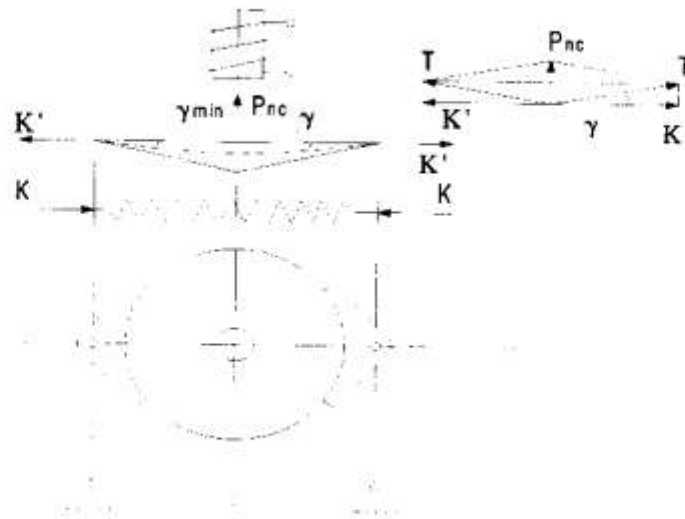
$$h_c = \frac{2\varepsilon \cdot (l_1 + l) \cdot l_0}{l_1 \cdot x} \quad (4.32)$$



Hình 4.11. Phanh có nam châm điện kiểu pit tông

Ngoài các loại phanh điện hình đã trình bày ở trên, trong máy trục còn dùng nhiều loại phanh có kết cấu khác về sơ đồ liên kết hai tay phanh, về hình dạng tay phanh v.v... Thí dụ như trên hình 4.11 trình bày một kiểu phanh lò xo tương tự như kiểu trình bày trên hình 4.9 nhưng không phải với nam châm điện cánh hoa, mà với nam châm điện kiểu pittông để mở phanh; kiểu phanh này dùng khi mômen phanh M_{ph} lớn.

Hình (4.12) là sơ đồ phanh lò xo có nam châm điện đặt ở phía trên tang phanh. Phản ứng của nam châm điện nối với đầu các tay phanh bằng hai thanh kéo; khi bị nam châm điện kéo lại, các thanh này có vị trí gần như nằm ngang (góc $\gamma_{min} \approx 4 \div 5^\circ$), do đó mở rộng các tay phanh và guốc phanh rời khỏi tang phanh; phanh được mở ra.

**Hình 4.12**

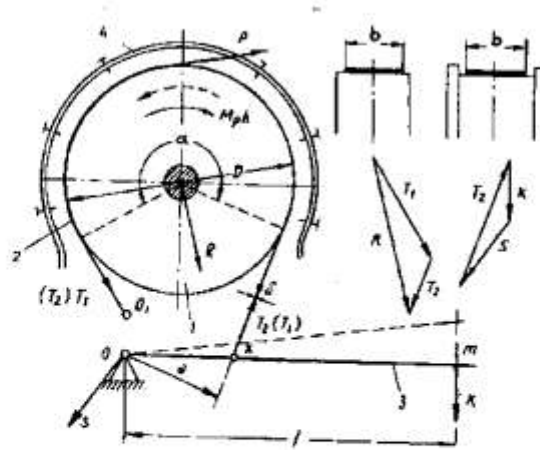
§ 4.4. PHANH ĐAI

4.4.1. Phanh đai đơn giản

Phanh đai (hình 4.13) gồm có tang phanh 1, đai phanh 2 ôm lấy tang phanh và tay phanh 3 để căng và ép đai phanh vào tang phanh. Tang phanh hình trụ nhẵn hoặc có gờ để đai phanh không bị dịch ngang. Đai phanh bằng thép có chiều dày $\delta = 2 \div 5$ mm, tùy theo đường kính tang phanh. Để tăng hệ số ma sát, đai phanh thường được bọc một lớp amiăng.

Mômen phanh M_{ph} là số liệu xuất phát để tính phanh, gọi D là đường kính tang phanh, thì lực vòng trên bề mặt tang phanh là :

$$P = \frac{2 \cdot M_{ph}}{D}$$



Hình 4.13. Phanh đai đơn

Lực căng T_1 và T_2 của đai phanh phải có trị số đủ tạo ra lực ép đai phanh vào tang phanh; trong bề mặt tiếp xúc sinh ra lực ma sát F cân bằng với lực vòng P . Lực căng T_1 và T_2 trên các đầu của đai phanh được xác định theo 2 phương trình :

Từ phương trình Ole :

$$T_1 = T_2 \cdot e^{f\alpha}$$

Và $T_1 = T_2 + F = T_2 + P$

Ở đây :

f : hệ số ma sát giữa đai và tang phanh

α : góc ôm của đai trên tang phanh, tính bằng radian.

Giải hệ thống phương trình trên ta được :

$$T_1 = \frac{P \cdot e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} ; \quad T_2 = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1} \quad (4.33)$$

Ta thấy, với lực vòng P đã cho, nếu tăng hệ số ma sát f và góc ôm α , $e^{f\alpha}$ sẽ tăng và T_1 , T_2 sẽ giảm. Trong thiết kế người ta cố gắng nhận được T_1 và T_2 là nhỏ nhất, vì thế góc ôm α càng lớn càng tốt (thường lấy bằng $250^\circ \div 270^\circ$) và ghép lên bề mặt làm việc của đai phanh một lớp amiăng để tăng ma sát.

Trong phanh đai đơn giản một đầu đai thường nối với chốt cuối tay phanh (chốt cố định), còn đầu kia nối với khoảng giữa tay phanh (chốt di động theo tay phanh), nơi có lực căng T_2 nhỏ hơn T_1 .

Để xác định lực làm việc K , ta lập phương trình cân bằng của các lực tác dụng lên tay phanh 3.

$$-T_2 \cdot a + Kl = 0$$

Do đó

$$K = \frac{T_2 \cdot a}{l} = \frac{P \cdot a}{(e^{f\alpha} - 1)l} \quad (4.34)$$

Nếu ta đổi chiều quay mômen phanh ngược lại thì lực căng T_1 và T_2 sẽ đổi chỗ cho nhau, nhưng trị số của chúng vẫn giữ nguyên. Lúc này lực điều khiển K' sẽ là :

$$K' = \frac{T_1 \cdot a}{l} = \frac{P \cdot a \cdot e^{f\alpha}}{(e^{f\alpha} - 1)l}$$

Tức là lực điều khiển K tăng lên $e^{f\alpha}$ lần (khoảng 2 đến 6 lần), do đó phanh đai đơn giản không dùng được trong trường hợp mômen phanh M_{ph} đổi chiều, (chỉ phanh được một chiều).

Lực tác dụng lên các trục của cơ cấu phanh R và S ta có thể xác định bằng phương pháp đồ thị (hình 4.13).

Lực căng đai có trị số thay đổi tại các điểm khác nhau từ T_2 đến T_1 , do đó áp suất cũng thay đổi tương ứng. Áp suất lớn nhất ở trên nhánh vào của đai :

$$P_{\max} = \frac{T_1}{\frac{D}{2} \cdot b} \quad (4.35)$$

b : chiều rộng của đai phanh, cm.

Áp suất trung bình của đai phanh được tính theo trị số trung bình của lực căng lớn nhất T_1 và nhỏ nhất T_2 .

$$T_{tb} = \frac{\frac{T_1 + T_2}{2}}{\frac{D}{2} \cdot b} = \frac{(T_1 + T_2)}{D \cdot b}$$

Áp suất cho phép của đai phanh lên tang phanh cũng chọn như đối với phanh guốc.

Kiểm nghiệm phanh đai về nhiệt và mòn cũng tiến hành theo hệ số p.v (v : vận tốc vòng trên tang phanh, m/s), ở đây trị số p.v cho phép lấy thấp hơn :

Với phanh treo vật nặng $[p.v] \leq 25 \text{ kG.m/cm}^2 \cdot \text{s}$

Với phanh điều chỉnh $[p.v] \leq 15 \text{ kG.m/cm}^2 \cdot \text{s}$.

Để xác định hành trình m của tay phanh tại điểm đặt lực K , trước hết phải tính hành trình x tại điểm đặt lực T_2 .

So sánh vòng cung của đai phanh với góc ôm α khi phanh còn mở với sau khi phanh đã đóng ta có thể xác định được hành trình x .

$$x \approx \left(\frac{D}{2} + e \right) \cdot \alpha - \frac{D}{2} \cdot \alpha = e \cdot \alpha \quad (4.36)$$

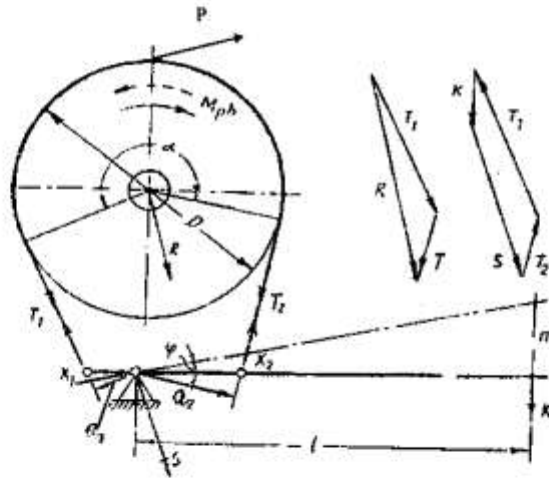
e : khe hở giữa đai phanh và tang phanh khi phanh mở, $e = 1 \div 2 \text{ mm}$.

Từ quan hệ trong hai tam giác đồng dạng do tay phanh tạo ra khi đóng và mở phanh, ta tính được gần đúng hành trình m .

$$m \approx \frac{x l}{a} = \frac{e \alpha l}{a}$$

4.4.2. Phanh đai vi sai

Phanh đai vi sai có cấu tạo như trên hình 4.14, hai đầu của đai phanh được nối chốt với tay phanh ở về hai phía của trục quay tay phanh. Khi phanh phải tác dụng lực K để tạo ra lực căng T_2 ; khi đó ở đầu bên kia tay phanh lại được lực T_1 hỗ trợ, vì thế trị số lực K trong phanh vi sai luôn nhỏ hơn so với lực K trong phanh đai đơn giản.



Hình 4.14

Các lực căng T_1 và T_2 xác định theo công thức (4.33).

$$T_1 = \frac{P \cdot e^{f\alpha}}{e^{f\alpha} - 1} \quad ; \quad T_2 = \frac{P}{e^{f\alpha} - 1}$$

Lực K cũng được xác định từ điều kiện cân bằng tay phanh và bằng :

$$K = \frac{T_2 \cdot a_2 - T_1 \cdot a_1}{l} = \frac{P \cdot (a_2 - a_1 \cdot e^{f\alpha})}{(e^{f\alpha} - 1) l} \quad (4.37)$$

So sánh kết quả tính của hai công thức (4.34) và (4.37) ta thấy lực K ở phanh đai vi sai nhỏ hơn ở phanh đai đơn giản.

Trong công thức (4.37) cần chú ý là biểu thức $a_2 - a_1 e^{f\alpha}$ với những trị số a_2 và a_1 tương ứng, có thể là âm hoặc dương và dấu của nó quyết định dấu của lực K. Lực K âm biểu thị phanh tự đóng do tác dụng của nội lực trong cơ cấu phanh, không cần đến ngoại lực K tác dụng vào tay phanh. Tính chất “tự đóng” này có thể lợi dụng làm khoá dừng.

Muốn phanh đai vi sai điều khiển điều chỉnh được vận tốc hạ vật, cần phải thoả mãn điều kiện sau đây :

$$K > 0 \text{ hoặc } (a_2 - a_1 \cdot e^{f\alpha}) > 0$$

Tức là :

$$\frac{a_2}{a_1} > e^{f\alpha}$$

Khi đổi chiều mômen phanh M_{ph} , lực điều khiển K sẽ tăng nhiều hơn so với trường hợp phanh đai đơn giản, do đó phanh này cũng không thể dùng được cho các cơ cấu có mômen phanh đổi chiều.

Hành trình m của phanh đai vi sai cũng được xác định từ biểu thức (4.36). Có khác ở chỗ, khi mở phanh thì nhánh ra của đai đi xuống, còn nhánh vào đi lên, nên ta có :

$$x = x_2 - x_1 = a_2 \cdot \varphi - a_1 \cdot \varphi = (a_2 - a_1) \cdot \varphi \approx e \cdot \alpha$$

do đó :

$$\varphi \approx \frac{e \cdot \alpha}{a_2 - a_1} \quad (4.38)$$

$$\text{vào} \quad m \approx l \cdot \varphi = \frac{e \cdot \alpha \cdot l}{a_2 - a_1} \quad (4.39)$$

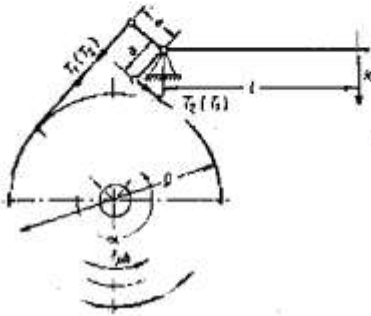
4.4.3. Phanh đai hai chiều

Phanh đai hai chiều dùng cho các cơ cấu máy trục có mômen phanh M_{ph} đổi chiều, tương ứng với hai chiều quay của tang phanh, (hình 4.15). Đặc điểm của nó là hai nhánh đai được lắp chốt với tay phanh hình gấp khúc làm thế nào để các lực căng T_1 và T_2 tạo nên mômen cùng dấu trên tay phanh. Cánh tay đòn của T_1 và T_2 chọn bằng nhau (đều bằng a). Như vậy đối với cả hai chiều mômen phanh M_{ph} , ta có :

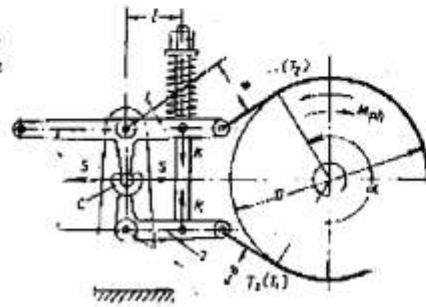
$$-T_1 \cdot a - T_2 \cdot a + K \cdot l = 0$$

$$K = \frac{T_1 \cdot a + T_2 \cdot a}{l} = \frac{P e^{f\alpha} \cdot a}{e^{f\alpha} - 1} + \frac{P \cdot a}{e^{f\alpha} - 1} = \frac{P \cdot (e^{f\alpha} + 1) \cdot a}{(e^{f\alpha} - 1) l} \quad (4.40)$$

So sánh biểu thức tính K ở đây với biểu thức K theo công thức (4.34), ta thấy với các điều kiện như nhau, lực điều khiển K ở phanh hai chiều lớn hơn so với ở phanh đai đơn giản là $(e^{f\alpha} + 1)$ lần. Như vậy để có phanh hai chiều ta phải hạ thấp điều kiện sử dụng, chịu thiệt về lực. Do đó phanh đai hai chiều không được sử dụng rộng rãi.



Hình 4.15



Hình 4.16

Để khắc phục nhược điểm của phanh đai hai chiều nói trên, người ta có thể dùng phanh đai đảo chiều trình bày trên hình 4.16. Kết cấu phanh loại này gồm hai đòn khuỷu 1 và 2, ghép với nhau tại điểm C bằng chốt quay. Khi mômen phanh M_{ph} theo chiều kim đồng hồ, phương trình cân bằng của tay phanh phía trên :

$$-T_1 \cdot a + K \cdot l + S \cdot C = 0$$

tay phía dưới :

$$+T_2 \cdot a - K \cdot l + S \cdot C = 0$$

ở đây :

K : lực đóng phanh của lò xo

S : nội lực trong khớp chốt C.

Giải các phương trình này, ta được :

$$\left. \begin{aligned} K &= \frac{(T_1 + T_2) \cdot a}{2l} \\ S &= \frac{(T_1 - T_2) \cdot a}{2c} \end{aligned} \right\} \quad (4.41)$$

Khi mômen phanh ngược chiều kim đồng hồ, đối với tay phanh phía trên :

$$-T_2.a + K.l - S.C = 0$$

tay phanh dưới :

$$+T_1.a - K.l - S.C = 0$$

Giải hệ phương trình trên ta cũng được giá trị K và S như trường hợp mômen phanh M_{ph} cùng chiều kim đồng hồ ở trên.

So sánh biểu thức K trong phanh này với biểu thức (4.40), ta thấy trong điều kiện như nhau, lực điều khiển K trong phanh đai đảo chiều nhỏ hơn hai lần so với phanh đai hai chiều. Tuy nhiên cũng không nên dùng loại phanh này khi mômen phanh không thay đổi (chỉ phanh một chiều), vì so với loại phanh này thì phanh đai đơn giản thông thường (hình 4.13) trong những điều

kiện tương tự, lực điều khiển K nhỏ hơn khoảng 2 lần.

4.4.4. Các chi tiết của phanh đai

Chi tiết chính của phanh đai là đai phanh, được tính về kéo, tính theo lực căng lớn nhất T_1 , có xét đến sự làm yếu tiết diện đai do lỗ đinh tán, những đinh tán này dùng để ghép lót amiăng vào đai phanh và để nối đai phanh vào chốt xoay và vào tay phanh (hình 4.17).

Phương trình tính toán :

$$\sigma_k = \frac{T_1}{(b - Z_1.d).\delta} \leq [\sigma_k] \quad (4.42)$$

ở đây :

b : chiều rộng đai phanh, cm

δ : bề dày đai phanh, cm

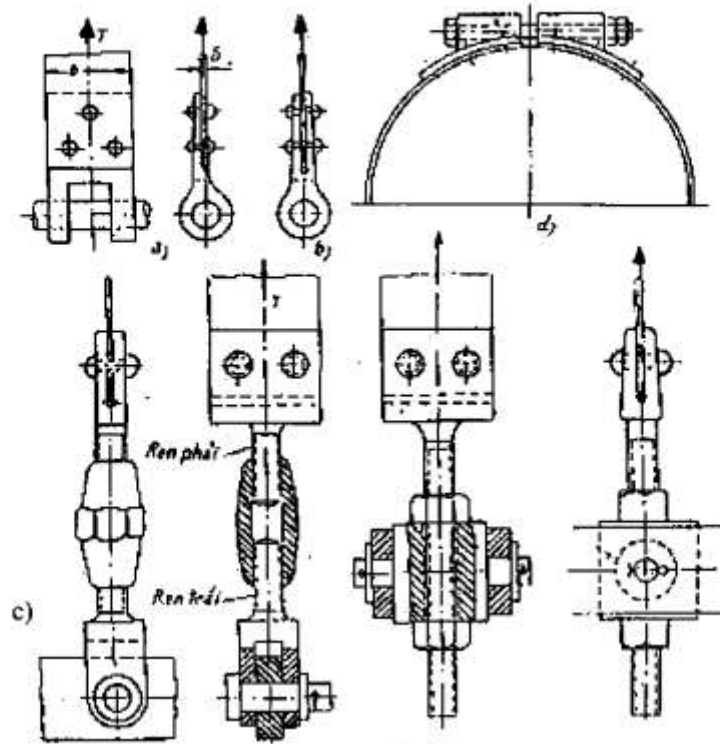
d : đường kính đinh tán, cm

Z_1 : số đinh tán tại mặt cắt tính toán

$[\sigma_k]$: ứng suất kéo cho phép, kG/cm^2 .

Đối với đai phanh có lót amiăng : $[\sigma_k] = 800 \div 1000 \text{ kG/cm}^2$

Đối với đai không lót : $[\sigma_k] = 600 \text{ kG/cm}^2$.

**Hình**

Mối ghép đinh tán giữa đai phanh với các chi tiết máy liên kết được kiểm nghiệm về cắt đinh và dập bề mặt tiếp xúc giữa chúng với đai phanh :

$$\left. \begin{aligned} \tau_c &= \frac{T}{z \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_c] \\ \text{hoặc} \quad \tau_c &= \frac{T}{2z \cdot \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_c] \end{aligned} \right\} \quad (4.43)$$

$$\sigma_d = \frac{T}{z \cdot d \cdot \delta} \leq [\sigma_d] \quad (4.44)$$

ở đây :

z : số đinh tán trong mối ghép

$[\tau_c]$: ứng suất cắt cho phép, bằng 500 – 600 kG/cm²

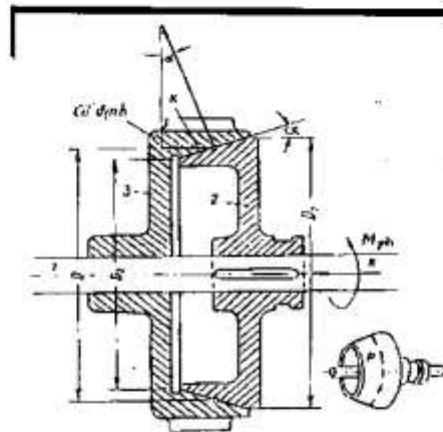
$[\sigma_d]$: ứng suất dập cho phép, bằng 1000 kG/cm².

Tay đòn phanh đai được tính theo uốn. Mặt cắt nguy hiểm của nó ở chỗ kẹp đai và chỗ trục quay; mômen uốn và ứng suất uốn cũng được xác định bằng phương pháp thông thường.

§ 4.5. PHANH HÌNH NÓN

Phanh hình nón (hình 4.18) gồm tang hình nón ngoài 2 lắp then hoa trên trục 1 và vỏ hình nón 3 được lắp lỏng trên trục 1 đồng thời là chi tiết được giữ cố định.

Việc đóng mở phanh nhờ càng của kẹp vào rãnh của moay-ơ tang hình nón 2 để dịch chuyển tang này chạy dọc theo trục 1.



Hình 4.18

Tính toán phanh dựa trên cơ sở mômen phanh M_{ph} và đường kính trung bình của tang D cho trước, cần xác định lực điều khiển K đủ để đóng phanh và áp suất phanh p phải nằm trong phạm vi cho phép.

Lực vòng P trên vòng tròn trung bình của mặt nón được xác định theo công thức :

$$P = \frac{2M_{ph}}{D}$$

Khi phanh làm việc lực vòng P được cân bằng với lực ma sát F , do đó tổng áp lực pháp tuyến N trên mặt tang hình nón có thể viết dưới dạng :

$$N = \frac{F}{f} = \frac{P}{f}$$

f : hệ số ma sát của tang nón khi mặt làm việc được bọc bằng amiăng.

Áp lực N được tạo ra do lực K tác động vào tang hình nón di động 2 khi đóng phanh. Từ tam giác lực trên hình 4.18 ta có :

$$K = N \cdot \sin \alpha = \frac{P \cdot \sin \alpha}{f} = \frac{2M_{ph} \sin \alpha}{f \cdot D} \quad (4.45)$$

Ta thấy muốn lực điều khiển K nhỏ thì góc α cũng phải nhỏ, nhưng không nên chọn α nhỏ hơn 15° để tránh hiện tượng bị kẹt tang hình nón khi mở phanh.

Áp suất trên mặt làm việc của tang hình nón :

$$p = \frac{N}{S_0} = \frac{K}{S_0 \cdot \sin \alpha} = \frac{K}{S_n} \quad (4.46)$$

S_0 : diện tích tiếp xúc của tang hình nón, cm^2

$S_n = S_0 \cdot \sin \alpha$: hình chiếu của S_0 lên mặt phẳng thẳng góc với trục tang phanh hình nón, cm^2 .

$$S_0 = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)$$

$[p]$: áp suất cho phép của phanh hình nón, bằng $1,0 - 2,5 \text{ kG/cm}^2$.

§ 4.6. PHANH ĐĨA

Phanh một đĩa ép có thể coi như trường hợp đặc biệt của phanh hình nón khi góc $\alpha = 90^\circ$ (hình 4.19), do đó có thể vận dụng các công thức (4.45) và (4.46) để tính lực điều khiển K và áp suất p như sau :

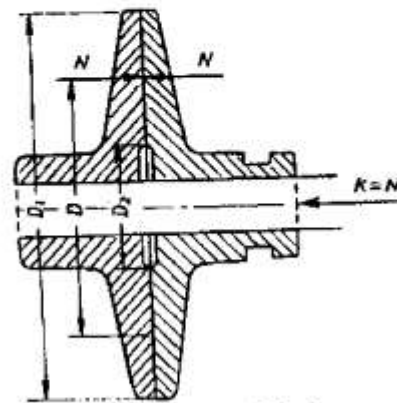
$$K = N \cdot \sin 90^\circ = N = \frac{P}{f} \quad (4.47)$$

và
$$p = \frac{K}{S} \leq [p]$$

S : diện tích mặt làm việc của phanh, cm^2 .

$$S = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - D_2^2)$$

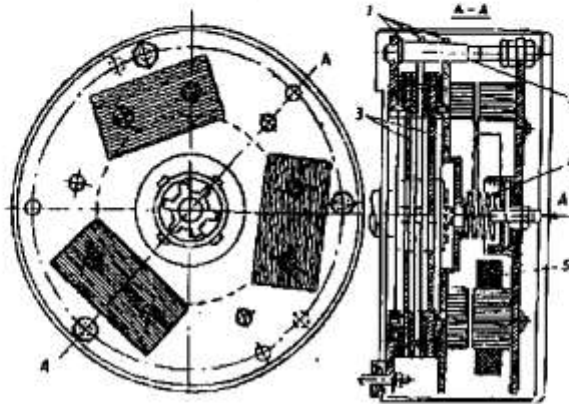
Để giảm được lực điều khiển K người ta dùng phanh nhiều đĩa, hệ thống các đĩa phanh làm việc đồng thời dưới tác dụng của lực ép K . Phanh nhiều đĩa kiểu lò xo đóng và nam châm điện để mở phanh có kích thước nhỏ gọn, nên



Hình

thường được sử dụng trong các palăng điện (hình 4.20). Phanh này gồm có 3 đĩa cố định 1 hình vành khăn với mặt làm việc lót amiăng và được lắp lỏng trên các thanh tròn 2 đầu ghép bulông để các đĩa này có thể dịch chuyển theo chiều trục, nhưng không quay được cùng với trục phanh, hai đĩa ma sát 3 được lắp then hoa với trục và quay theo cùng với trục phanh. Phanh luôn đóng nhờ lực ép K của lò xo 4. Mở phanh nhờ nam châm điện 5, nam châm hút các đĩa bị động 1 dịch về bên phải, thắng lực ép K của lò xo, do đó các đĩa 1 và 3 rời nhau ra, phanh được mở.

Mỗi đôi mặt tiếp xúc của các đĩa phanh sẽ tạo ra một mômen ma sát M_0



Hình 4.20

$$M_0 = \frac{M_{ph}}{z}$$

z : số đôi mặt tiếp xúc của các đĩa ma sát.

Lực vòng qui về trên vòng tròn trung bình của một đôi mặt tiếp xúc

$$P = \frac{2M_0}{D} = \frac{2M_{ph}}{z.D}$$

thay biểu thức này vào công thức (4.47) ta tính được lực làm việc K của phanh nhiều đĩa:

$$K = \frac{P}{f} = \frac{2M_{ph}}{z.D.f} \quad (4.48)$$

Căn cứ vào lực K để tính toán lò xo và nam châm điện của phanh nhiều đĩa.

§ 4.7. PHANH TỰ ĐỘNG CÓ BỀ MẶT MA SÁT KHÔNG TÁCH RỜI

Phanh tự động loại này được sử dụng trong cơ cấu nâng có truyền động trục vít (hình 4.21), gồm có: tang phanh hình côn 1, thường chế tạo liền với trục vít, vỏ tang 2 có mặt

côn trong, trên mặt ngoài vỏ tang có vành răng cóc, và con cóc 3. Chiều răng cóc và vị trí con cóc được chọn sao cho khi nâng vật, vỏ tang 2 có thể quay tự do cùng với trục vít, còn khi đã nâng xong và khi hạ vật, con cóc phải tỳ vào răng cóc và giữ vỏ tang 2 ở vị trí cố định.

Dưới tác dụng của trọng lượng Q của vật nâng, trong bộ truyền bánh vít – trục vít luôn sinh ra lực chiều trục $K = P_{bv}$ ép tang hình nón 1 vào mặt hình nón trong 2; hướng của lực K và P luôn luôn từ phải sang trái, nên mặt nón trong và mặt nón ngoài của phanh luôn luôn đóng, ở đây P_{bv} là lực vòng trên bánh vít. Khi quay trục vít theo chiều hạ vật, vỏ tang 2 bị con cóc đóng lại nên tang 1 sẽ quay trượt trong tang 2. Phanh này được gọi là phanh tự động, vì nó tự phanh được dưới tác dụng của vật nâng, không cần phải điều khiển, ngoài ra nó còn có khả năng tự động điều chỉnh được mômen phanh M_{ph} và lực làm việc K theo sự thay đổi của trọng lượng vật nâng Q .

$$M_{ph} = \beta \cdot M_{tv} = \beta \cdot \frac{M_{tv} \cdot \eta_{tv}}{i_{tv}}$$

ở đây :

$$M_{tg} = T_0 \cdot \frac{D_0}{2} \cdot \eta_{tg} = \frac{Q \cdot D_0 \cdot \eta_p \cdot \eta_{tg}}{2 \cdot a}$$

thay vào ta có :

$$M_{ph} = \beta \cdot \frac{Q \cdot D_0 \cdot \eta_p \cdot \eta_{tg} \cdot \eta_{tv}}{2 \cdot a \cdot i_{tv}} = \beta \cdot \frac{Q \cdot D_0 \cdot \eta}{2 \cdot a \cdot i_{tv}} \quad (4.49)$$

$\beta = 1,2 \div 1,3$: hệ số an toàn của phanh

M_{tv} : mômen trên trục vít, kG.cm

M_{tg} : mômen của tang, kG.cm

η_{tv} : hiệu suất bộ truyền trục vít khi hạ vật

i_{tv} , a : tỷ số truyền trục vít và bội suất palăng

D_0 , T_0 : đường kính tang tời và lực căng cáp trên tang, cm, kG

η_p , η_{tg} : hiệu suất của palăng cáp và tang.

$$\eta = \eta_p \cdot \eta_{tg} \cdot \eta_{tv}$$

Lực làm việc K để đóng phanh chính bằng lực vòng của bánh vít P_{bv} :

$$K = P_{bv} \approx \frac{2M_{tg}}{D_{bv}} = \frac{Q \cdot D_0 \cdot \eta}{a \cdot D_{bv}} \quad (4.50)$$

D_{bv} : đường kính bánh vít, cm.

Từ công thức này ta thấy lực K tỷ lệ thuận với Q có nghĩa là lực làm việc K của phanh cũng được tự động điều chỉnh theo trọng lượng vật nâng.

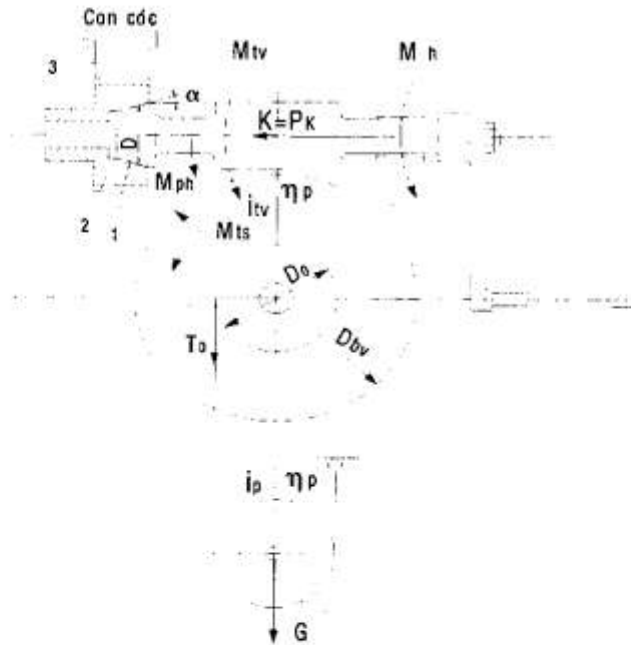
Điều kiện để phanh làm việc an toàn là :

$$K_0 \geq K_y$$

K_y : lực đóng phanh cần có để tạo ra mômen phanh yêu cầu, tính theo công thức (4.45) bằng :

$$K_y = \frac{2M_{ph} \sin \alpha}{D.f} = \frac{\beta.Q.D_0.\eta.\sin \alpha}{a_{i_{tv}}.D.f} \quad (4.51)$$

K_0 : lực có được trên trục vít (trục đặt phanh) để đóng phanh theo công thức (4.50), kG.



Hình

Nếu trị số lực K_y lại lớn hơn K_0 thì phải tăng đường kính D của tang phanh hình nón.

Vì không thể mở phanh ra, cho nên muốn hạ vật xuống, cần phải khắc phục mômen phanh còn dư bằng cách quay tay quay theo chiều hạ (ngược với chiều nâng vật).

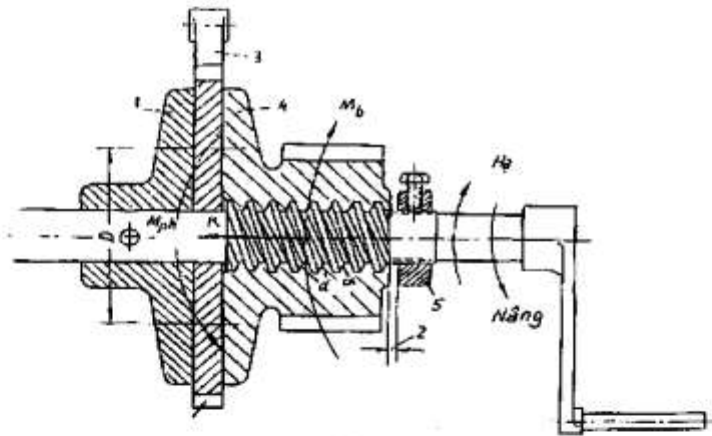
$$M_h = M_{ph} - M_{tv} = \beta.M_{tv} - M_{tv} = (\beta - 1).M_{tv}$$

Nhược điểm của loại phanh này là cần phải tiêu hao năng lượng khi hạ vật. Để giảm bớt mômen tay quay khi hạ vật M_h ta nên chọn hệ số an toàn β ở trị số nhỏ trong giới hạn cho phép.

§ 4.8. PHANH TỰ ĐỘNG CÓ MẶT MA SÁT TÁCH RỜI

Trên hình (4.22) trình bày kết cấu phanh tự động có mặt ma sát tách rời. Phanh này có thể đặt trên bất kỳ trục nào của cơ cấu nâng dẫn động bằng tay hoặc dẫn động bằng máy có dùng hệ thống truyền động bánh răng.

Phanh gồm đĩa 1 lắp cố định trên trục, bánh cóc 2 quay được tự do trên trục, con cóc 3, bánh răng có ren trong và mặt bích 4 đặt trên đoạn có ren của trục và mũ ốc điều chỉnh 5. Khi bánh răng 4 quay tương đối với trục, nó sẽ dịch chuyển dọc trục về phía trái hoặc phải tùy thuộc vào chiều của ren vít, do đó bánh cóc 2 hoặc bị ép chặt vào giữa hai bề mặt của các chi tiết máy 1 và 4, hoặc được tự do.



Hình 4.22

Bí quyết của loại phanh này là chiều của ren vít phải chọn sao cho, khi quay trục theo chiều nâng thì bánh răng 4 sẽ dịch chuyển sang trái và ép bánh cóc 2 sát vào đĩa cố định 1 bằng một lực dọc trục K , phanh được đóng lại và giữ vật khi ngừng nâng.

Nguyên lý làm việc của cơ cấu nâng dùng phanh loại này như sau : khi quay trục ren vít theo chiều nâng, bánh răng cùng đĩa ép 4 sẽ dịch chuyển sang trái, ép bánh cóc 2 vào đĩa 1 với lực dọc trục K , làm cho tất cả các chi tiết trên trục liên kết chặt với nhau thành một khối cùng quay với trục.

Khi ngừng nâng, dưới tác dụng của trọng lượng vật nâng Q , bánh răng 4 có xu hướng quay ngược lại theo chiều hạ vật nặng, nhưng không quay được do có lực ma sát đã được tạo ra trong các mặt tiếp xúc của đĩa 1, 4 và bánh cóc 2, đồng thời con cóc 3 không cho bánh cóc quay theo chiều hạ, nên vật nâng được giữ lại, treo trên cao.

Muốn hạ vật, ta phải quay trục theo chiều hạ, bánh răng 4 sẽ tách khỏi bánh cóc 2 và dịch chuyển về bên phải. Sau khi các mặt ma sát của phanh tách nhau ra, dưới tác dụng của trọng lượng bản thân, vật nâng rơi tự do với vận tốc nhanh dần, đến một thời điểm nào đó bánh răng 4 bị quay theo và quay nhanh hơn tốc độ quay của trục ren, với vận tốc quay “tương đối”, lúc này bánh răng 4 lại dịch chuyển sang trái ép bánh cóc 2 và phanh giữ vật nặng không cho rơi tự do nữa, làm kết thúc một chu kỳ hạ vật. Nhưng quá trình hạ vật vẫn chưa kết thúc, trục ren vẫn tiếp tục quay theo chiều hạ vật, nên bánh răng 4 lại bắt đầu tách ra khỏi bánh cóc và chu kỳ hạ vật tiếp theo lại được lặp lại như chu kỳ trên cho đến khi ngừng quay trục ren. Vật được hạ thành từng nấc, đặt cục, gây ra lực động lớn. Để tránh nhược điểm trên người ta đặt mũ ốc 5 để giới hạn hành trình dịch chuyển của bánh răng 4; trị số hành trình e lấy nhỏ (khoảng 2 mm), nhỏ hơn hành trình chạy tự do của bánh răng 4. Có nghĩa là làm cho tốc độ quay của bánh răng 4 khi chạm vào mũ ốc 5 sẽ còn nhỏ hơn vận tốc quay của trục ren; bánh răng 4 được giữ lại không chạy về bên trái nữa, làm cho quá trình hạ vật diễn ra đều đặn theo tốc độ hạ vật của trục ren.

Loại phanh này có ưu điểm khi hạ vật không tiêu hao năng lượng nhiều như phanh tự động có ma sát không tách rời.

Trên cơ sở mômen trên bánh răng M_b cho trước do vật nâng Q khi hạ vật gây ra, ta cần chọn các trị số D, d, α của phanh cho đạt yêu cầu an toàn đối với phanh và từ đó xác định lực đóng phanh K và kiểm tra áp suất p của phanh.

$$M_b = \frac{Q \cdot D \cdot \eta}{2 \cdot a \cdot i}$$

ở đây :

i : tỷ số truyền từ tang tới đến trục phanh

η : hiệu suất tương ứng

Khi phanh đã đóng, bánh răng 4 sẽ được cân bằng bởi ba mômen : mômen ngoại lực M_b , mômen M_r do ren vít tác dụng lên bánh răng và mômen ma sát M' trên bề mặt tiếp xúc giữa bánh cóc và mặt ép 4 :

$$M_b = M_r + M' \quad (4.52)$$

Gọi lực chiều trục sinh ra trong quá trình làm việc là K , ta có :

$$M_r = k \cdot \frac{d}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \quad (4.53)$$

và
$$M' = K \cdot f \cdot \frac{D}{2} \quad (4.54)$$

ở đây :

d : đường kính trung bình của đoạn trục có ren, cm

α : góc dẫn của đường ren trung bình

ρ : góc ma sát tương đương của đoạn ren, được xác định theo công thức :

$$\operatorname{tg} \rho = \frac{f'}{\cos \frac{\gamma}{2}}$$

f' : hệ số ma sát của ren vít

γ : góc dạng ren (đối với ren hình thang $\gamma = 30^\circ$)

D : đường kính trung bình của mặt tiếp xúc giữa bánh cóc và đĩa ep 4 (đĩa phanh), cm

f : hệ số ma sát trên bề mặt đĩa phanh.

Ghép các biểu thức này vào phương trình (4.52), ta được :

$$M_b = K \cdot \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + K \cdot f \cdot \frac{D}{2} \quad (4.55)$$

Từ đây ta tính được lực đóng phanh K :

$$K = \frac{M_b}{\frac{d}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + f \cdot \frac{D}{2}} \quad (4.56)$$

Phanh này có hai mặt tiếp xúc tạo ra mômen ma sát, nên mômen phanh M_{ph} bằng :

$$M_{ph} = 2M' = 2k \cdot f \cdot \frac{D}{2} = \delta \cdot M_b \quad (4.57)$$

hệ số an toàn của phanh :

$$\delta = \frac{M_{ph}}{M_b}$$

cần phải đảm bảo bằng 1,2 ÷ 1,3. Nếu điều kiện này không được thoả mãn, thì phải tính lại sau khi đã thay đổi trị số D và α thích hợp.

Đã giải quyết vấn đề nêu trên được đơn giản, hợp lý nhất, ta nên thiết lập trước mối quan hệ giữa các đại lượng D , d và α thoả mãn các phương trình (4.57) :

$$M_b = \frac{M_{ph}}{\beta} = \frac{2k \cdot f \cdot \frac{D}{2}}{\beta} = K \cdot \frac{d}{2} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) + K \cdot f \cdot \frac{D}{2}$$

Sau khi biến đổi ta được :

$$d \operatorname{tg}(\alpha + \rho) = f \cdot D \cdot \left(\frac{2}{\beta} - 1 \right) \quad (4.58)$$

Công thức này giúp ta chọn các trị số D, d và α khi tính phanh loại này sẽ đơn giản, nhanh chóng hơn.

Sau khi xác định được lực chiều trục K theo công thức (4.56), ta tính áp suất trên bề mặt làm việc của phanh theo công thức :

$$p = \frac{K}{S} \leq [p]$$

S : diện tích mặt tiếp xúc của 1 đĩa phanh

[p] = 1,0 ÷ 2,0 kG/cm² : áp suất cho phép.

CHƯƠNG V :**MÁY NÂNG****§ 5.1. CÔNG DỤNG VÀ PHÂN LOẠI****5.1.1. Công dụng**

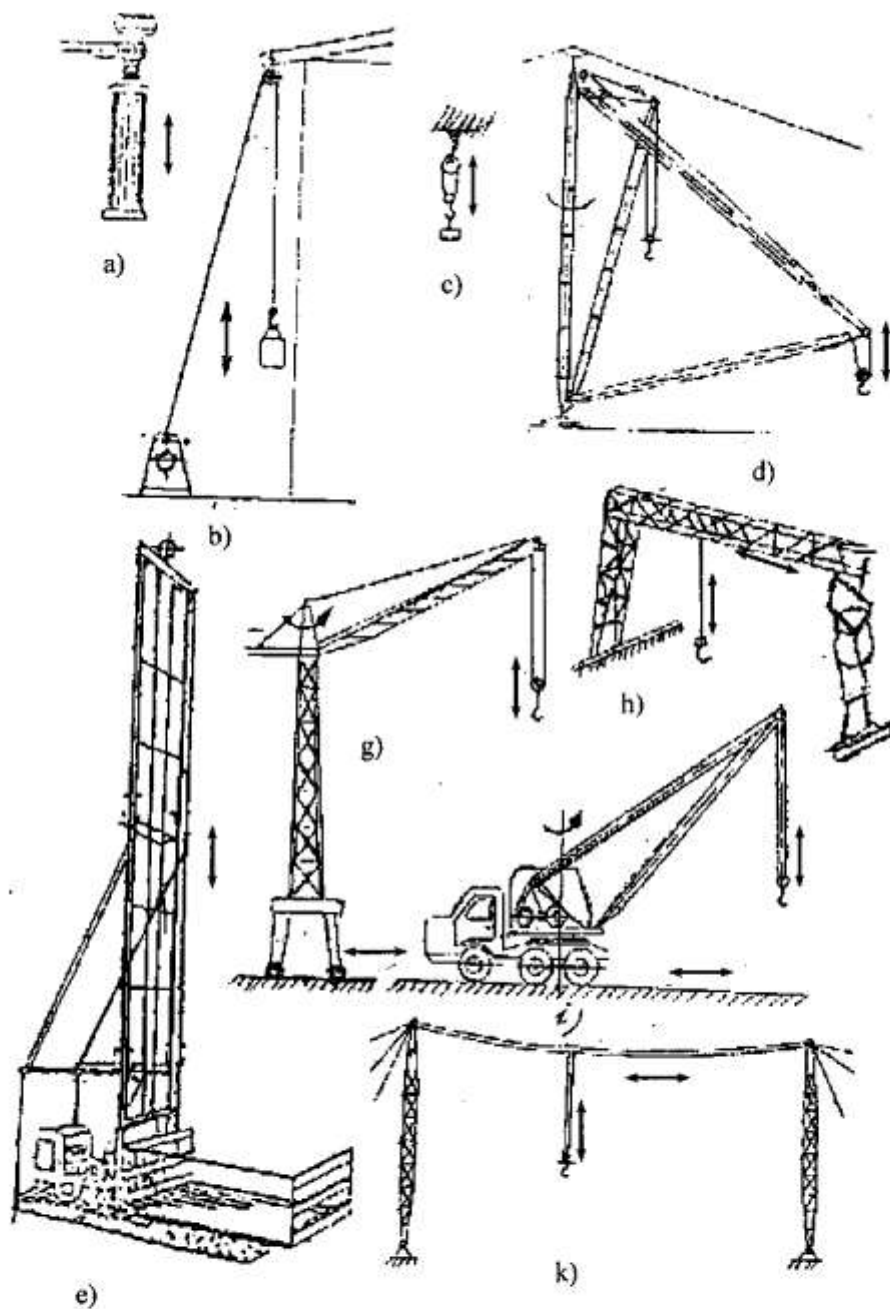
Máy nâng dùng để lắp ráp các cấu kiện xây dựng và công nghiệp, dùng để xếp dỡ và vận chuyển các thiết bị, máy móc trên công trường, trên các bến cảng, nhà ga, cũng như trong các ngành chế tạo máy, luyện kim, giao thông, khai thác mỏ và nhiều lĩnh vực khác của nền kinh tế quốc dân.

5.1.2. Phân loại : có 2 loại**I. Máy nâng đơn giản : có 4 loại**

1. Kịch : để nâng vật ở độ cao không lớn.
2. Tời : để nâng hoặc kéo vật. Nó có thể là một bộ phận của máy nâng phức tạp.
3. Palăng : được đặt ở trên cao để nâng vật. Nó cũng có thể là bộ phận của một máy nâng khác.
4. Thang tải : để nâng vật đặt trên bàn nâng.

II. Máy nâng phức tạp : có 5 loại

1. Cần trục cố định : để lắp ráp các cấu kiện và thiết bị trong miền diện tích bao của cần.
2. Cần trục tháp di chuyển trên ray : dùng để lắp ráp và di chuyển vật nâng theo đường ray, ở độ cao tương đối lớn.
3. Cần trục tự hành : để lắp ráp và xếp dỡ. Đây là loại máy có tính cơ động cao, phục vụ trong miền bất kỳ.
4. Cần trục cổng : để di chuyển vật và lắp ráp các cấu kiện trong miền phục vụ hình chữ nhật.
5. Cần trục cáp : để di chuyển vật và lắp ráp các cấu kiện trong miền của cáp.



Hình V : Sơ đồ máy nâng (mũi tên chỉ hướng chuyển động của vật nâng)

- a) Kịch vít; b) Tời; c) Palăng; d) Cần trục cột buồm; e) Thang tải ;
 g) Cần trục tháp; h) Cần trục cổng; i) Cần trục ô tô; k) Cần trục cáp có các gối tựa cố định.

$$i = \frac{M_Q}{M_p \cdot \eta} = \frac{Qr}{p_1 l \eta} \quad (5.3)$$

5.2.2. Kịch vít

Kịch vít (hình 5.2) thường có khả năng nâng được vật nặng từ 0,2 đến 2 tấn với chiều cao nâng từ 0,25 đến 0,65 m.

Kịch vít gồm thân kịch 1, vít 2, đầu kịch 8 có thể quay được trên trục vít 2, mũ ốc 3, tay kịch 4, cơ cấu cóc hai chiều 9, vít để dịch chuyển ngang 5, tay lắc cơ cấu dịch ngang 7. Bánh cóc kẹp chặt trên vít. Khi lắc tay kịch, vít sẽ quay và chuyển động tịnh tiến dọc thân kịch, đẩy vật nặng đi lên (nâng vật) hoặc đi xuống (hạ vật) tùy thuộc chiều đóng của con cóc. Khi cần dịch chuyển ngang vật ta lắc tay quay 7.

Người ta thường dùng vít ren hình thang và lợi dụng tính tự hãm của ren để hãm giữ vật nâng.

Theo nguyên tắc tính toán ren vít mũ ốc trong chi tiết máy, lực cần thiết lắc tay P_n để nâng vật nặng Q và lực P_h để hạ vật tính theo công thức :

$$P_n = \frac{Qr}{l} \operatorname{tg}(\alpha + \rho) \quad , \text{ kG} \quad (5.4)$$

$$P_h = \frac{Qr}{l} \operatorname{tg}(\rho - \alpha) \quad , \text{ kG} \quad (5.5)$$

r : bán kính trung bình của vít nâng, m

l : chiều dài tay kịch, m

α : góc nâng ren vít

ρ : góc ma sát trong ren vít.

Để vật nâng không tự hạ xuống, lực lắc P_h phải là số dương ($P_h > 0$), tức là : $\operatorname{tg}(\rho - \alpha) > 0$ hoặc $\rho > \alpha$, đây là điều kiện tự hãm của kịch vít. Thường góc nâng $\alpha = 4 \div 6^\circ$.

Hiệu suất của kịch khi có tính đến cả ma sát tại đầu kịch :

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\operatorname{tg}(\alpha + \rho) + \frac{r_1}{r} \cdot \mu} \quad (5.6)$$

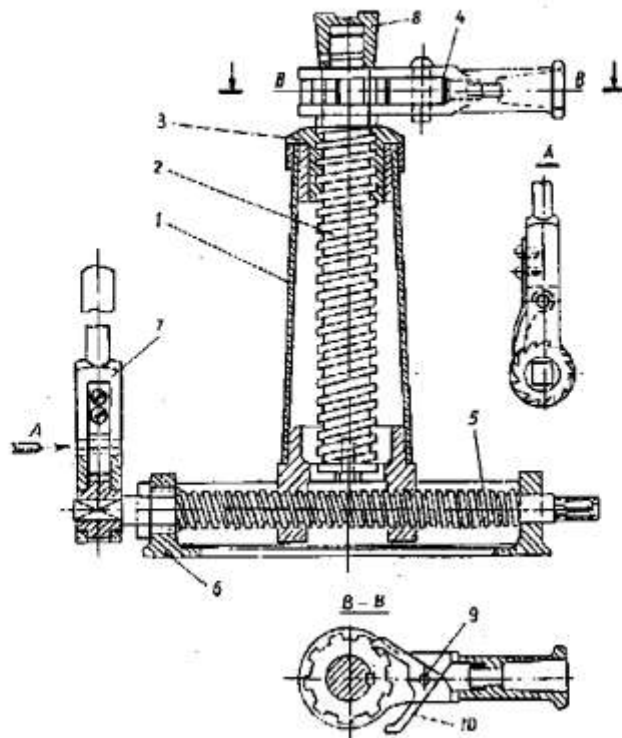
μ : hệ số ma sát tại đầu kịch

r_1 : bán kính trong của đầu kịch trên đầu vít, m.

Hiệu suất của kịch ren vít rất thấp, $\eta \square 0,3 \div 0,4$.

Khi cần thiết kịch vít có thể nâng được vật nặng đến 50 tấn.

Vật nâng $Q \geq 20$ tấn kịch phải được dẫn động điện.

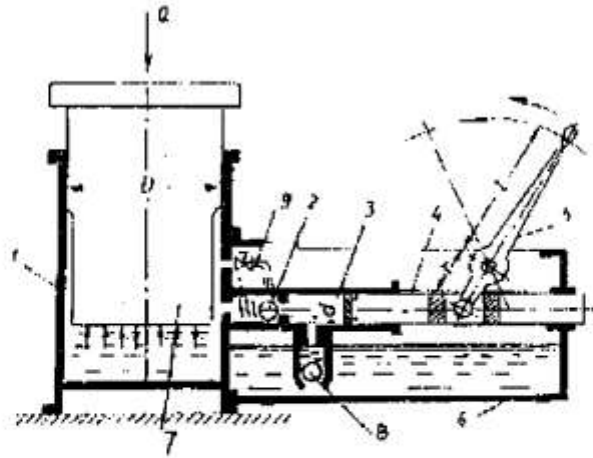
**Hình 5.2****5.2.3. Kịch thủy lực**

Ở kịch thủy lực vật nặng được nâng lên nhờ áp lực chất lỏng (dầu thực vật) tác dụng vào mặt dưới của pittông đầu kịch, khi cần hạ vật nặng chỉ việc tháo dầu xuống bình chứa của kịch. Kịch thủy lực làm việc êm, hiệu suất cao; tải trọng nâng lớn, có thể đạt tới 750 tấn, kích thước rất nhỏ gọn, được sử dụng rộng rãi. Dẫn động kịch có thể dùng bơm tay hoặc bơm máy.

Kịch bơm tay (hình 5.3) gồm vỏ kịch hình trụ 1, pittông đầu kịch 7, xi lanh bơm 3, pittông bơm tay 4, tay điều khiển bơm 5, bể chứa dầu 6. Khi lắc tay bơm 5 qua lại, dầu từ bể chứa được bơm vào khoang dưới pittông đầu kịch, đầu kịch cùng với vật nặng được nâng lên, khi pittông bơm 4 được kéo về bên phải, van 8 mở và van 2 đóng, khi pittông 4 được đẩy về bên trái thì ngược lại, van 8 đóng và van 2 mở. Để hạ vật nặng chỉ cần mở van xả 9, dưới tác dụng trọng lượng vật nâng pittông đầu kịch sẽ hạ xuống, dầu sẽ qua van 9 chảy trở về thùng chứa. Vận tốc hạ sẽ phụ thuộc vào độ mở của van 9

Muốn nâng được vật nặng Q thì trong khoang kịch phải tạo ra áp suất p tính theo công thức :

$$P = \frac{4.Q}{\pi.D^2} \quad (5.7)$$

**Hình**

Lực tác dụng lên đỉnh pittông bơm sẽ là :

$$P_b = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p \quad (5.8)$$

Lực tay của công nhân tác dụng vào tay kích tính gần đúng bằng :

$$P_{CN} = \frac{P_b \cdot r}{l} \quad (5.9)$$

đặt các biểu thức (5.7) và (5.8) vào (5.9) và rút gọn ta được :

$$P_{CN} = Q \frac{d^2}{D^2} \cdot \frac{r}{l} \cdot \frac{1}{\eta} \quad , \text{ kG} \quad (5.10)$$

Ở đây :

l, r : chiều dài các đoạn của tay điều khiển kích, m

η : hiệu suất của kích, khoảng $0,75 \div 0,8$

d, D : đường kính pittông bơm và đường kính pittông đầu kích, m.

Kích thuỷ lực rất nhỏ gọn, đối với kích có sức nâng $Q = 100 \div 200$ tấn, hành trình nâng $h = 0,15 \div 0,20$ m, trọng lượng chỉ $0,18 \div 0,3$ tấn.

§ 5.3. CẦN TRỤC THÁP

5.3.1. Đặc điểm cấu tạo

Cần trục tháp là loại máy trục có cột tháp cao, đỉnh tháp lắp cần dài, quay được toàn vòng, dẫn động điện độc lập, nguồn điện sử dụng từ mạng điện công nghiệp. Nó được sử dụng rộng rãi trong lĩnh vực xây dựng nhà cao tầng, xây dựng công nghiệp, lắp ráp thiết bị trên cao v.v...

Cần trục tháp thường được trang bị bộ máy di chuyển bánh thép trên đường ray chuyên dùng; di chuyển theo tuyến với cự ly ngắn. Tùy thuộc vào tính chất công việc cần trục tháp có các thông số kỹ thuật chủ yếu như sau :

- Đối với cần trục tháp phục vụ công việc xây dựng nhà cao tầng : tải trọng vật nâng $Q = 3 \div 8$ tấn, độ với lớn nhất $R = 20 \div 42$ m, chiều cao nâng $H = 32 \div 40$ m, đặc biệt có thể đến 80 m.

Tốc độ di chuyển cần trục $v_{dc} = 15 \div 30$ m/ph

Tốc độ nâng : $v_n = 15 \div 30$ m/ph

Tốc độ quay : $n_q = 0,5 \div 0,8$ v/ph.

- Đối với cần trục phục vụ xây dựng công nghiệp, lắp ráp máy : sức nâng có thể đến 80 tấn, thường từ $5 \div 15$ tấn, độ với lớn nhất $R = 31 \div 40$ m, chiều cao nâng $H = 60 \div 80$ m.

Tốc độ di chuyển : $v_{dc} = 6,00 \div 9,60$ m/ph

Tốc độ nâng : $v_n = 9,60 \div 12,00$ m/ph

Tốc độ quay : $n_q = 0,16 \div 0,32$ v/ph.

Tải trọng Q được nâng từng mã hàng phụ thuộc vào tầm với R , vị trí gần tâm quay được nâng mã hàng lớn, ở đầu xa nhất của tầm với, tải trọng được nâng là nhỏ nhất; thường phải đảm bảo mômen tải trọng là một giá trị không đổi :

$$M_Q = Q.R = \text{hằng số.}$$

Hình thức kết cấu của cần trục tháp rất đa dạng;

Theo đặc tính thay đổi tầm với người ta chia ra :

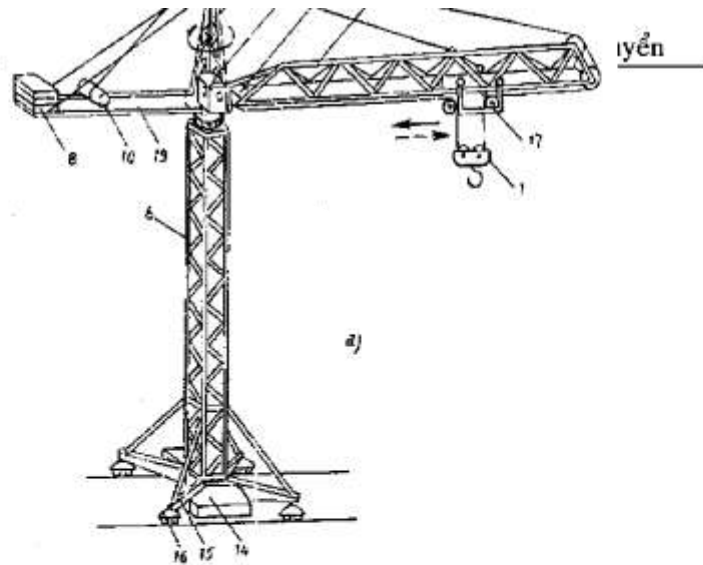
- Cần trục tháp thay đổi tầm với bằng cách thay đổi góc nghiêng của cần;
- Cần trục tháp thay đổi tầm với bằng cách thay đổi vị trí của xe con mang vật nâng di chuyển trên cần đặt nằm ngang.

Theo dạng kết cấu bộ phận quay :

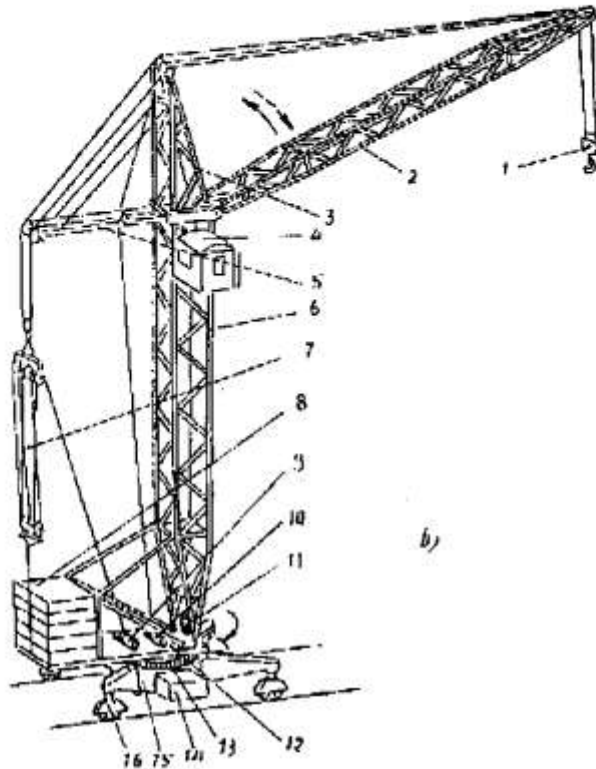
- Cần trục có tháp quay;
- Cần trục tháp không quay.

Theo yêu cầu sử dụng gồm có :

- Cần trục tháp tĩnh tại, đặt cố định tại chỗ;



- Cần trục tháp di động, di chuyển trên đường ray chuyên dùng; có một số ít đặt trên bộ di chuyển bánh lốp hoặc bánh xích.
Ngoài ra còn có cần trục tháp “tự dưng” và “tự leo”.

**Hình 5.4**

Trên hình (5.4.a) trình bày cần trục tháp có tháp không quay, cần và mũ tháp quay, và trên hình (5.4.b) trình bày cần trục tháp có tháp quay (còn gọi là loại toa quay). Ở cần trục tháp với tháp không quay, tất cả các bộ máy và đối trọng đều đặt trên cao; tính ổn định kém, nhưng tháp không chịu xoắn lớn, nên có thể giảm nhẹ kết cấu so với loại tháp quay. Ở loại tháp quay, trọng tâm của toàn bộ cần trục đặt dưới tháp, các bộ phận máy và đối trọng đều được đặt trên toa quay, do đó dễ tháo lắp, di chuyển thuận tiện và ổn định.

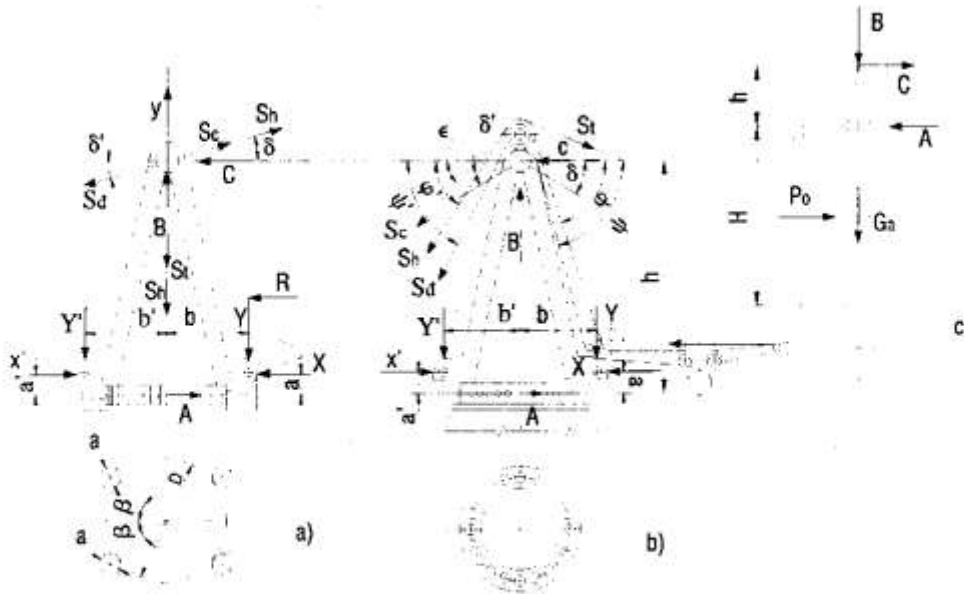
5.3.2. Tính toán cần trục tháp

a. Xác định các lực tác dụng vào cần và bộ máy nâng hạ cần và lực tác dụng vào tháp;

- Xác định lực căng palăng cáp nâng hàng;
- Xác định lực cần di chuyển cần trục và di chuyển xe con mang hàng (nếu có);
- Xác định lực cản quay của phần quay cần trục;
- Kiểm tra sự đứng vững của cần trục.

Dưới đây ta tính toán xác định các phản lực gối tựa trên đỉnh tháp đối với cần trục tháp có tháp không quay. Sơ đồ lực tác dụng lên đỉnh tháp của cần trục tháp với tháp không quay mà việc thay đổi tầm với được thực hiện bằng cách thay đổi góc nghiêng của cần (hình 5.5.a) có các nhánh cáp về tới cần và tới hàng đi qua tâm quay (tâm của trục tháp), ở đây tới cần, tới hàng lắp trên phần không quay của cần trục.

Các lực tác dụng lên mũ tháp gồm có trọng lượng bản thân của tất cả các bộ phận trên phần quay kể cả đối trọng G_k , trọng lượng vật nâng và cụm móc câu Q , sức căng dây cáp neo thanh chống treo đối trọng S_d , sức căng của palăng nâng cần S_c , sức căng của nhánh cáp nâng hàng S_h , sức căng của nhánh cáp vào tới cần S_t , lực ngang tại gối cần X , lực theo phương đứng tại gối cần Y , lực ngang tại gối thanh treo đối trọng X' và lực đứng Y' . Với các lực tác dụng như trên, tại đỉnh tháp xuất hiện ba phản lực A, B và C; phản lực A theo phương ngang tại gối dưới, phản lực B theo phương đứng và phản lực C theo phương ngang tại gối phía trên đỉnh.



Hình 5.5

Để xác định ba phản lực nói trên ta lập ba phương trình tĩnh lực :

$$\sum M_0 = 0; \quad \sum X = 0; \quad \sum Y = 0$$

ở đây góc δ luôn luôn dương (+) so với phương nằm ngang. Giải hệ ba phương trình trên ta sẽ được :

a. Đối với cần trục tháp theo sơ đồ trên hình (5.5.a) :

$$\sum y = 0$$

$$B = G_k + S_t + S_h + (S_c + S_h) \sin \delta + S_d \sin \delta' + Y + Y' \quad (5.11)$$

ở đây : G_k bao gồm : trọng lượng mũ tháp, trọng lượng của cần, trọng lượng thanh treo đối trọng và trọng lượng đối trọng :

$$S_t = \frac{S_c}{a_c \eta_c} ; \quad S_h = \frac{Q}{a \eta_h}$$

a_c, a : bội suất của palăng nâng cần và nâng hàng

η_c, η_h : hiệu suất trong palăng cần và palăng hàng

$$\sum M_0 = 0$$

$$C = \frac{(S_h + S_c)h \cos \delta - S_d h \cos \delta' + Yb + X'a' - X.a - Y'.b'}{h} \quad (5.12)$$

ở đây : các kích thước h, a, b, a', b' , và các góc δ, δ' được ghi trên hình (5.5.a).

$$\sum x = 0$$

$$A = C + X - X' + S_d \cos \delta' - (S_c + S_h) \cos \delta \quad (5.13)$$

hoặc

$$A = \frac{Yb + X'a' - X.a - Y'.b' + h(X - X')}{h} \quad (5.13a)$$

b. Đối với cần trục tháp với tháp không quay thay đổi tầm với bằng cách di chuyển xe con mang hàng di chuyển trên cánh dưới của cần đặt nằm ngang như sơ đồ hình (5.5.b) có sơ đồ lực tác dụng phức tạp hơn so với trường hợp ở trên (mục a). Ở đây tất cả các bộ máy nâng hạ hàng, nâng hạ cần và kéo xe con đều đặt trên phần quay của cần trục (cũng trên dầm treo đối trọng); góc δ trong trường hợp này nằm dưới đường nằm ngang.

Ta cũng dùng ba phương trình cân bằng tĩnh lực như trường hợp ở trên ta sẽ xác định được các phản lực trên đỉnh tháp :

$$C = S_c \cdot \cos \delta + S_d (\cos \psi - \cos \psi') + S_h (\cos \varphi - \cos \varphi') - S_r \cos \varepsilon - S_d \cos \delta' + \frac{Yb - X.a - Y'.b' + X'.a'}{h} \quad (5.14)$$

$$A = C + S_d \cos \delta' + X - S_c \cos \delta - X' - S_d (\cos \psi - \cos \psi') - S_h (\cos \varphi - \cos \varphi') + S_r \cos \varepsilon \quad (5.15)$$

$$\text{hoặc : } A = \frac{Yb - X.a - Y'.b' + X'.a' + h(X - X')}{h} \quad (5.15.a)$$

$$B = G_k + Y + Y' + S_c \sin \delta + S_d \sin \delta' + S_d (\sin \psi + \sin \psi') + S_h (\sin \varphi + \sin \varphi') + S_r \sin \varepsilon \quad (5.16)$$

Các lực A, B, C đã xác định ở trên sẽ là cơ sở để tính mômen cân quay, tính lực nén tháp và mômen uốn tháp v.v...

§ 5.4. CẢN TRỤC TỰ HÀNH

5.4.1. Cấu tạo

Cản trục tự hành (hình 5.6) gồm phần di chuyển 3, trên đó là phần quay 1 cùng với các cơ cấu, các thiết bị điện và cabin điều khiển. Phần quay tựa trên phần di chuyển qua thiết bị tựa quay 2. Phần lớn các thiết bị tựa quay làm theo dạng vòng tựa quay kiểu bi cầu hoặc bi đĩa chịu lực thẳng đứng và lực ngang.

Cản trục tự hành chủ yếu trên các kho bãi để lắp ghép, xếp dỡ. Do có thể di động dễ dàng nên cản trục tự hành có thể dùng trong mọi công việc xây dựng dân dụng và xây dựng công nghiệp.

Theo phần di chuyển có thể phân thành các loại sau :

- Cản trục đường sắt : di chuyển trên đường ray xe lửa bình thường, dùng để xếp dỡ ở các nhà ga, trên các công trình xây dựng.

- Cần trục bánh hơi và cần trục ô tô : có phần quay lắp trên khung gầm của một ô tô thông thường. Tính cơ động cao hơn cần trục đường sắt, dùng nhiều trong xếp dỡ và lắp ghép.

- Cần trục xích : thiết bị di chuyển là xích, có khả năng làm việc tốt trên các bãi gỗ ghe hoặc xấu.

- Cần trục máy kéo : thiết bị nâng được lắp trên máy kéo (thường là máy kéo xích) loại này thường dùng để đặt ống dẫn vào hào.

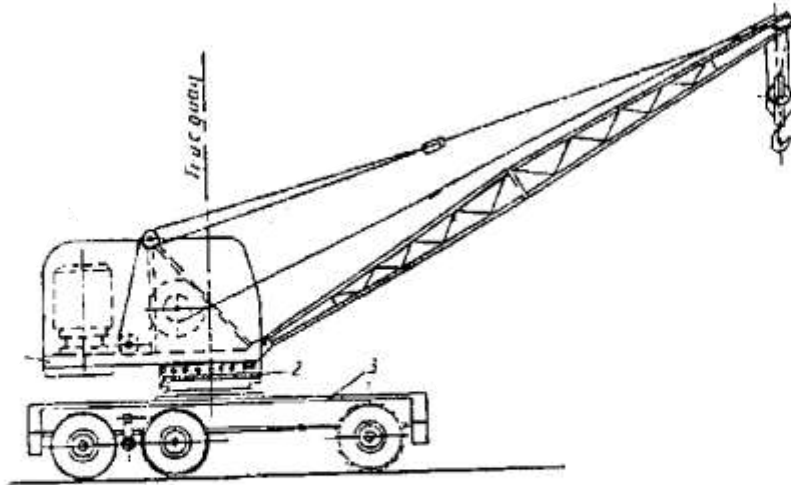
Theo phần quay được phân thành các loại :

- Dẫn động chung : dẫn động từ động cơ điêzen đến tất cả các cơ cấu (nâng, quay, thay đổi tầm với, di chuyển), điều khiển các cơ cấu bằng hệ thống côn, phanh ma sát. Loại này có nhược điểm là sơ đồ động phức tạp, điều khiển và sửa chữa phức tạp.

- Dẫn động riêng : trên cần trục đặt thêm máy phát điện nối với động cơ điêzen, dòng điện phát ra dẫn đến các cơ cấu riêng biệt là các lời điện (nâng, quay, thay đổi tầm với). Thường dùng dòng điện xoay chiều khi cần trục làm việc tại một chỗ, ít di chuyển thì có thể lấy điện từ lưới điện bên ngoài.

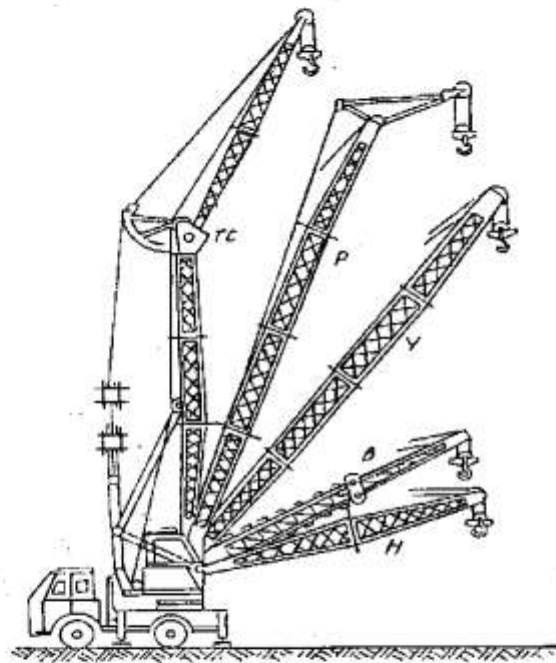
- Dẫn động bằng thủy lực : hệ thống truyền năng lượng từ động cơ đến các cơ cấu nhờ chất lỏng. Loại này có độ tin cậy cao, dễ điều khiển, làm việc êm và có thể điều chỉnh vô cấp vận tốc làm việc. Vì vậy cần trục dẫn động bằng thủy lực ngày càng được sử dụng rộng rãi.

Cần trục tự hành chỉ được phép làm việc với tải trọng nâng lớn nhất khi nó đứng trên các chân tựa vít đai ốc hoặc thủy lực. Khi không có các chân tựa, tải trọng nâng cho phép của cần trục giảm đi nhiều.



Cần của cần trục thường làm theo kết cấu dàn. Tùy theo yêu cầu, tính chất công việc mà có thể thay đổi dạng cần cho phù hợp (hình 5.7).

Ngoài dạng cần cơ bản H người ta còn làm các đoạn cần lồng vào nhau được B để có thể kéo dài cần hoặc cần được làm thành từng đoạn Y khi cần thiết có thể lắp thêm những đoạn cần để tăng khoảng không gian phục vụ của cần trục. Khi đó cần phải được tính toán với tải trọng nâng hợp lý để bảo đảm tính ổn định của cần trục. Để tăng khoảng không gian phục vụ có khi trên đầu cần được lắp thêm cần phụ (đầu vịt) P hoặc dùng hệ tháp cần TC (hình 5.7).



Hình 5.7

Cần trục tự hành phải ổn định trong cả hai trường hợp : khi có tải (trạng thái làm việc) và không tải (trạng thái không làm việc).

Hệ số an toàn ổn định khi có tải bằng tỷ số giữa mômen giữ và mômen lật, ứng với điểm lật A trong trường hợp mômen tải trọng là cực đại

5.4.2. Tính toán

Khi cần trục nằm trên mặt phẳng ngang và móc treo có vật nặng lớn nhất, ngoài ra không còn lực nào tác dụng vào cần trục, hệ số ổn định phải thỏa mãn yêu cầu ;

$$k_1' = \frac{M_G^0}{M_Q} \geq 1,4 \quad (5.17)$$

M_G : mômen giữ cho trọng lượng cần trục G ứng với điểm lật (hình 5.8.a)

$$M_G^0 = G(b+c) \quad (5.18)$$

M_Q : mômen lật do trọng lượng vật nâng lớn nhất ứng với điểm lật

$$M_Q = Q(a-b) \quad (5.19)$$

Khi cần trục làm việc, xuất hiện các mômen khác làm giảm mômen giữ. Các mômen này ứng với các điều kiện : cần trục nằm trên mặt phẳng nghiêng (M_G), cần trục quay với vật nâng trên móc treo (M_q), cần của cần trục nghiêng góc 45° và quay với một gia tốc nào đó (M_c^1), vật nâng được nâng hoặc hạ với một gia tốc nào đó (M_v), cần trục di chuyển trong thời kỳ chuyển động không ổn định (M_{dch}), lực gió ở thể làm giảm mômen giữ (M_g), nâng hạ cần để thay đổi tầm với tức đầu cần di chuyển với một gia tốc nào đó (M_c^2). Trong trường hợp này cần trục phải thoả mãn hệ số ổn định sau :

$$k_1 = \frac{M_G - M_c^1 - M_q - M_v - M_{dch} - M_c^2 - M_g}{M_Q} \geq 1,15 \quad (5.20)$$

Tính ổn định của cần trục khi không tải với các điều kiện sau : cần trục nằm trên mặt phẳng nghiêng với tầm với nhỏ nhất (hình 5.8.b) và lực gió tính theo mức gió khi cần trục không làm việc. Khi đó cần trục phải thoả mãn hệ số ổn định :

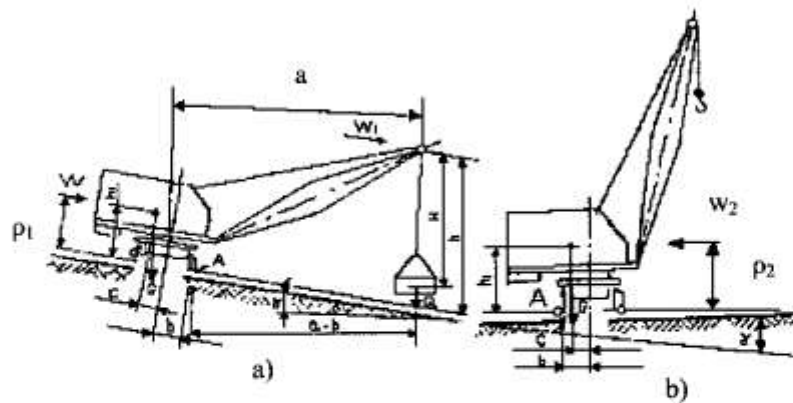
$$k_2 = \frac{M_G'}{M_g'} \geq 1,15 \quad (5.21)$$

M_G' : mômen giữ do trọng lượng cần trục ứng với điểm lật

$$M_G' = G[(b-c)\cos\alpha - h_1\sin\alpha] \quad (5.22)$$

M_g' : mômen lật do tải trọng gió W_2 (trường hợp cần trục không làm việc)

$$M_g' = W_2 P_2 \quad (5.23)$$



Hình 5.8. Sơ đồ tính ổn định cần trục tự hành .
 a) Trạng thái làm việc (có tải); b) Trạng thái không làm việc

§ 5.5. CẦN TRỤC CỔNG (CỔNG TRỤC)

5.5.1. Cấu tạo

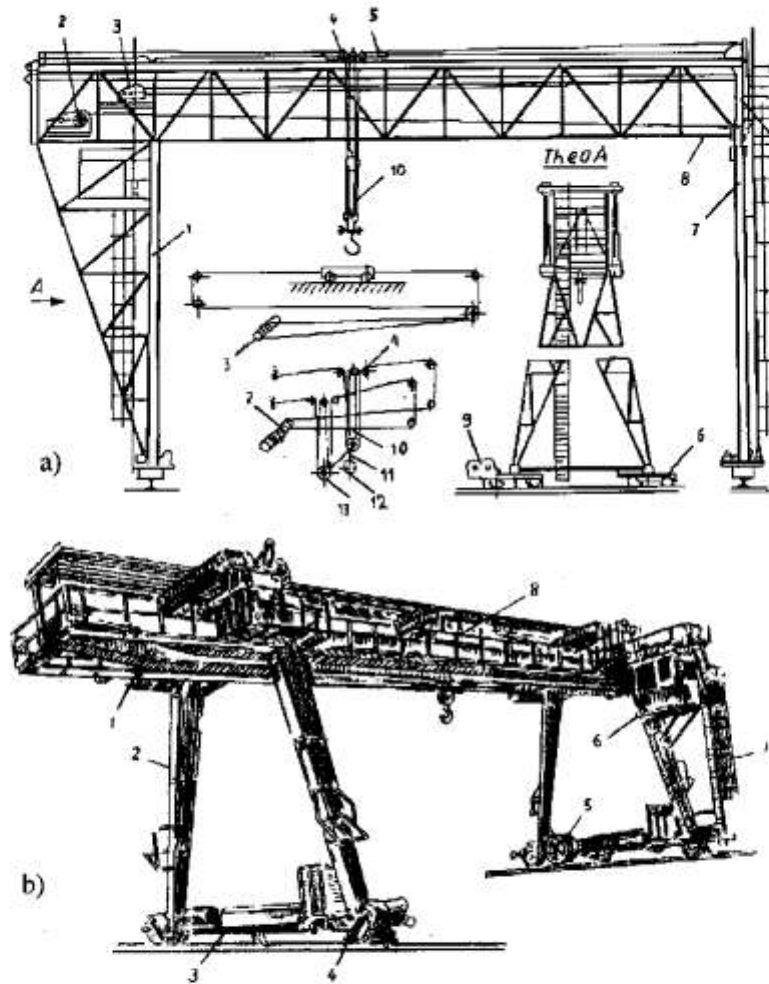
Máy trục kiểu cổng có kết cấu thép giống như khung cổng, nên người ta thường gọi là cổng trục. Cổng trục được sử dụng rộng rãi trong các công trình xây dựng như : xây dựng nhà dân dụng, nhà công nghiệp, dây dựng thuỷ lợi, thuỷ điện, Quốc phòng; xây dựng, lao lắp dầm cầu, phục vụ tại các phân xưởng sản xuất các cấu kiện xây dựng hoặc làm nhiệm vụ xếp dỡ hàng hoá tại các bến cảng sông, biển; trong các nhà kho, ga hàng hoá v.v...

Các chức năng làm việc của cổng trục giống như ở cầu trục như nâng hạ hàng, di chuyển xe con và di chuyển cổng trục, riêng về kết cấu thép thì có khác, cầu trục di chuyển trên cao trong nhà xưởng với giá cầu không cần có chân; còn cổng trục thường làm việc ngoài trời, di chuyển trên đường ray đặt trên mặt nền, nên phải có chân để tạo ra chiều cao nâng. Kết cấu thép của cổng trục gồm có kết cấu tầng trên dạng dàn hoặc dầm gàn giống giá cầu cầu trục và các chân, dưới chân lắp các cụm bánh xe di chuyển.

Cũng như ở cầu trục, các bộ máy của cổng trục đều được trang bị các động cơ điện riêng, dùng điện từ mạng điện công nghiệp. Sức nâng của cổng trục nằm trong phạm vi rất rộng từ 1 đến 500 tấn; trong trường hợp đặc biệt như ở công nghiệp đóng tàu và sửa chữa tàu biển, sức nâng có thể đến 1000 tấn.

Các cổng trục không có phần công son (hình 5.9.a) thường có sức nâng từ 5 đến 50 tấn và khẩu độ từ 15 đến 40 m. Cổng trục công son (hình 5.9.b) có thể ở một bên hoặc ở cả hai bên có công son ; chiều dài của một bên công son thường bằng 1/3 chiều dài của khẩu độ (khoảng cách giữa hai đường ray di chuyển cổng trục).

Chiều cao nâng của cổng trục thường trong khoảng 6 + 9 m, ở cổng trục phục vụ xây dựng nhà cao tầng và xếp dỡ ở cảng biển có chiều cao nâng lớn hơn, trường hợp đặc biệt có thể đến 40 m.



Hình 5.9

Hình dạng kết cấu cổng trục rất đa dạng, trên hình (5.9.a) trình bày một kiểu cổng trục kết cấu dạng dàn, các bộ máy đặt trên khung, xe con mang hàng di chuyển nhờ dây cáp kéo, gồm có : chân nối cứng 1, chân nối mềm 7, kết cấu tầng trên dạng dàn 8, các chân và kết cấu tầng trên liên kết với nhau tạo thành khung không gian đủ độ cứng làm việc, xe con 5 di chuyển trên 2 ray vuông ghép với thanh má trên của 2 dàn kết cấu tầng trên.

Trên hình (5.9.b) trình bày loại cổng trục có hai công son ở hai bên dùng xe con mang hàng, gồm có : kết cấu tầng trên 1 với dầm chủ dạng hình hộp, chân cổng 2, dầm liên kết 3 nối giữa hai chân, cụm bánh xe chủ động 4 di chuyển cổng trục, cơ cấu cuốn cáp điện 5 để lấy điện từ mạng lưới công nghiệp, cabin điều khiển 6, cầu thang 7 và xe con 8.

5.5.2. Tính toán

Sơ đồ tính toán dựng lắp thể hiện trên hình (5.10.b). Lực căng trong palăng cáp kéo H tính theo công thức :

$$H = \frac{k.G}{4.tg\alpha} \quad (5.24)$$

ở đây :

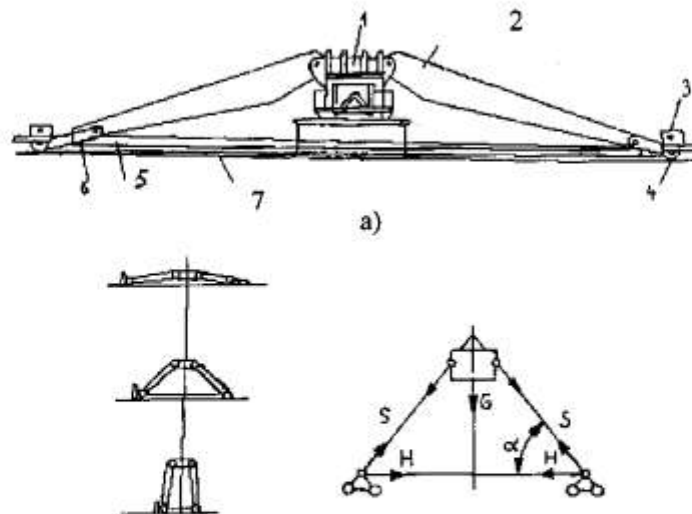
$k \square 1,25$: hệ số xét đến ma sát trong ổ trục, ma sát trên ray và sự phân bố không đều về tải trọng

G : trọng lượng của cổng trục, kG

α : góc nghiêng ban đầu của chân cổng; cần có giá kê để góc $\alpha \geq 15^\circ$ đảm bảo cho lực nén chân S không quá lớn và giảm nhẹ lực căng H .

Lực nén chân cổng S :

$$S = \frac{H}{\cos\alpha} + \frac{k.G}{4.\sin\alpha} \quad (5.25)$$



Hình 5.10

Đối với cổng trục có công son, dầm chính của kết cấu tầng trên thường có tiết diện không thay đổi để dễ chế tạo; đồng thời để tiết kiệm vật liệu thép, người ta thường chú ý

chọn chiều dài công son l_0 sao cho, khi xe con mang vật nặng đứng ở đầu mút công son tạo ra mômen uốn M_2 bằng với mômen uốn M_1 khi xe con mang hàng đứng ở giữa khẩu độ l . Nếu gọi q là trọng lượng trên một đơn vị chiều dài của kết cấu tầng trên (kG/m) ta có :

$$M_1 = (Q + G_x) \frac{1}{4} + \frac{q}{8} (l + 2l_0)(l - 2l_0) \quad (5.26)$$

$$M_2 = (Q + G_x) l_0 + \frac{q l_0^2}{2} \quad (5.27)$$

ở đây :

Q : trọng lượng vật nâng và ụ móc câu, kG

G_x : trọng lượng của xe con kể cả các bộ máy trên nó, kG

Nếu lấy $M_1 = M_2$, đặt $l_0 = k_0.l$, sau đó rút gọn ta sẽ được :

$$(Q + G_x) \cdot \frac{1}{4} (1 - 4k_0) + \frac{q l^2}{8} (1 - 8.k_0^2) = 0 \quad (5.28)$$

giải phương trình trên với ẩn số k_0 ta được kết quả :

$$k_0 = \frac{Q + G_x}{2.q.l} \pm \sqrt{\frac{(Q + G_x)^2}{4.q.l^2} + \frac{(Q + G_x)}{4.q.l} + \frac{1}{8}} \quad (5.29)$$

gọi k_0 là hệ số chiều dài kết cấu hợp lý của công son.

§ 5.6. CẢN TRỤC CÁP

5.6.1. Cấu tạo

Cản trực cáp (hình 5.11) gồm hai tháp (kết cấu ống hoặc dàn) 1, cáp treo 3 (loại bọc kín) nối với hai đầu của hai tháp. Xe con 4 có palăng nâng vật và móc treo 8 di chuyển trên cáp treo 3 nhờ cáp kéo 6 vòng qua tang của tời di chuyển xe con. Cáp nâng 5 một đầu thường được gắn vào một tháp còn đầu kia cuốn lên tang của tời nâng. Palăng 7 và tời chuyên dùng đặt phía dưới chân tháp bảo đảm cho cáp treo 3 luôn có một độ căng nhất định. Các tháp 1 đứng được nhờ các dây chằng 2.

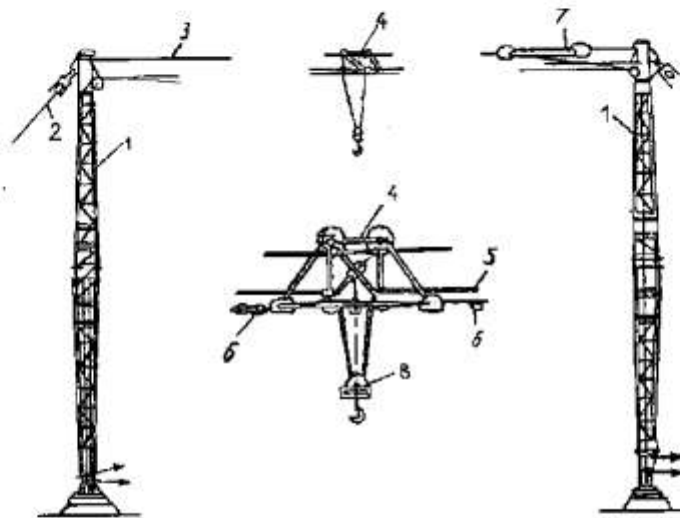
Khẩu độ trung bình của cản trực tháp khoảng 250 ÷ 400 m, chiều cao nâng phụ thuộc vào địa hình đặt cản trực sao cho vật nâng không chạm vào các vật khác trên công trường. Cản trực cáp chủ yếu dùng để vận chuyển vật liệu, lắp ghép các cấu kiện trong địa hình hiểm trở như qua sông, rừng, đồi núi mà các máy trực khác không làm việc được.

5.6.2. Tính toán

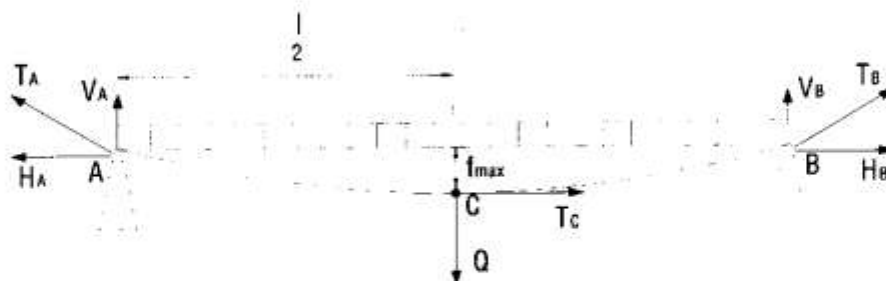
Để tính toán cáp treo 3, người ta quy ước : cáp là một dây mềm, nặng chịu tải trọng phân bố đều q (kG/m) do trọng lượng bản thân và tải trọng tập trung Q (kG) do xe con và vật nâng. Chiều dài cáp bằng đoạn thẳng nối hai điểm A và B (hình 5.12) và độ võng lớn nhất là ở điểm giữa AB.

Cần trục cáp thường có hai tháp cao bằng nhau nên ta tính cáp treo cho trường hợp này. Mục đích của tính toán là tìm được phản lực $T_A = T_B$, sau đó lấy hệ số an toàn $k = 3 \div 4$ ta tính được lực đứt cáp :

$$S_d = k.T_A, \text{ kG} \quad (5.30)$$



Hình 5.12 Cấu trúc cáp



Hình 5.12. Sơ đồ tính cáp

Từ S_d ta chọn cáp treo.

Để tính T_A ta phải tìm được V_A và H_A bởi vì

$$T_A = \sqrt{V_A^2 + H_A^2} \quad (5.31)$$

Theo hình 5.12 ta lấy phương trình cân bằng mômen ứng với điểm B

$$M_B = V_A l - ql \frac{l}{2} - Q \frac{l}{2} = 0 \quad (5.32)$$

Từ đó ta có

$$V_A = \frac{ql + Q}{2} \quad (5.33)$$

Để tính H_A , ta chia cáp làm 2 phần ở điểm giữa C và đưa vào lực căng cáp T_C tiếp xúc với đường cong tại C.

Lấy mômen với điểm C ta có

$$M_C = V_A \frac{l}{2} - H_A f_{\max} - \frac{ql}{2} \cdot \frac{l}{4} = 0 \quad (5.34)$$

từ đó suy ra

$$H_A = \frac{1}{f_{\max}} \left(V_A \frac{l}{2} - \frac{ql^2}{8} \right) \quad (5.35)$$

theo (5.35) ta thấy độ võng f_{\max} càng nhỏ thì H_A càng lớn, H_A sẽ bằng vô cùng nếu theo lý thuyết $f_{\max} = 0$. Thực tế cáp treo cho phép độ võng sau :

$$\varepsilon = \frac{f_{\max}}{l} = 0,035 \div 0,05 \quad (5.36)$$

Từ (5.35) và (5.36) ta có phản lực ngang H_A :

$$H_A = \frac{1}{\varepsilon} \left(\frac{V_A}{2} - \frac{ql}{8} \right), \text{ kG} \quad (5.37)$$

§ 5.7. AN TOÀN TRONG MÁY NÂNG

Máy nâng được đưa vào sử dụng phải có đầy đủ các tài liệu kỹ thuật và các biên bản kiểm tra, thử tải (biên bản phải ghi rõ ngày tháng kiểm tra, thử tải).

Tài liệu kỹ thuật của máy nâng gồm lý lịch máy, tài liệu hướng dẫn lắp dựng và sử dụng.

Trong lý lịch máy phải có toàn bộ đặc tính kỹ thuật của cần trục, của các cơ cấu, các thiết bị an toàn, sơ đồ dẫn động các cơ cấu, sơ đồ điều khiển và các bản vẽ chính.

Công nhân được phép điều khiển cần trục phải ở tuổi trưởng thành và có giấy chứng nhận đã qua lớp đào tạo lái cần trục.

Hàng năm phải tiến hành kiểm tra, thử tải từng phần đối với cần trục và ba năm một lần phải kiểm tra thử tải toàn phần.

Thử tải toàn phần bao gồm : xem xét kiểm tra, thử tải tĩnh và thử tải động. Ngoài ra phải kiểm tra trạng thái kết cấu thép, các mối hàn, móc treo, cáp, puly v.v...

Thử tải tĩnh nhằm mục đích kiểm tra bền và tính ổn định của cần trục. Khi thử tải tĩnh lần đầu hoặc thử tải tĩnh sau khi lắp dựng, đại tu, thay đổi kết cấu, cần trục được thử với tải trọng vượt 25% so với tải trọng danh nghĩa. Tải trọng thử được nhắc lên cao 100 ÷ 200 mm và giữ nguyên trong 10 phút. Mọi chi tiết của cần trục sau khi thử tải tĩnh đều không được biến dạng.

Thử tải động nhằm mục đích kiểm tra các cơ cấu làm việc, các phanh với tải trọng làm việc lớn nhất hoặc vượt 10% so với tải trọng danh nghĩa. Khi thử tải động, cần trục được thử với tất cả các chuyển động (nâng, hạ, di chuyển, quay, thay đổi tầm với, phanh ...) ít nhất là 3 lần.

Kết quả thử tải được ghi vào lý lịch máy có ghi rõ ngày tháng của đợt thử tải. Thử tải ngoài định kỳ còn tiến hành khi cần trục lắp dựng xong, đại tu, thay đổi kết cấu hoặc thay cáp, móc treo.

Khi sử dụng cần trục phải tuân theo những quy phạm an toàn chủ yếu sau :

- Cần trục chỉ được phép nâng những vật có trọng tải không lớn hơn trọng tải danh nghĩa của cần trục, đối với cần trục kiểu cần thì mômen tải không được vượt quá quy định cho từng cần trục.
- Trong tài liệu kỹ thuật của máy trục phải được ghi rõ ràng, chính xác tải trọng nâng cùng các thông số khác và ngày tháng phải tiến hành kiểm tra, thử tải tiếp theo.
- Trong sử dụng, các cáp chằng vật nâng phải được tính toán chính xác, làm đúng kỹ thuật và phải được thử nghiệm, ghi rõ thời hạn sử dụng chúng.
- Phải thống nhất chính xác các tín hiệu liên lạc giữa người lái và người lắp dựng trực tiếp.
- Cần trục tự hành khi làm việc phải đứng vững trên các chân tựa trên nền cứng.
- Không được phép đặt cần trục làm việc ở nơi nền không đủ độ cứng, độ dốc lớn hơn mức cho phép, nơi đất lở.
- Khi nâng vật đầu tiên phải nâng lên cao 200 ÷ 300 mm để kiểm tra cách buộc hàng và độ tin cậy của phanh. Không được nâng, chuyển hàng qua nơi có người đi lại. Không được cẩu hàng lên ô tô, toa tàu khi trong đó có người.

- Không được để vật nâng ở trạng thái treo khi giải lao hoặc hết giờ làm việc. Không được kéo lê vật nâng trên đất, nền đường bằng móc treo. Khi hết giờ làm việc, mọi cơ cấu phải được ngắt khỏi nguồn điện.
- Ngoài những điểm chung trên, cần phải tuân theo các quy phạm an toàn khác trong quy phạm an toàn của máy nâng tùy theo loại máy nâng.

Mục lục

	Trang
Chương I : CHẾ ĐỘ LÀM VIỆC VÀ NHỮNG VẤN ĐỀ TÍNH TOÁN CHUNG MÁY TRỤC	
§ 1.1. Định nghĩa và phân loại máy trục.....	1
§ 1.2. Những thông số cơ bản của máy trục.....	3
§ 1.3. Các cơ cấu tiêu biểu của máy trục.....	7
§ 1.4. Chế độ làm việc và dẫn động của máy trục	9
§ 1.5. Cơ sở tính toán máy trục.....	12
Chương II : CÁC CHI TIẾT CỦA BỘ PHẬN MANG TẢI	
§ 2.1. Dây cáp.....	23
§ 2.2. Xích	31
§ 2.3. Các thiết bị kẹp cáp, treo buộc tải và kìm cặp tải	35
§ 2.4. Thiết bị mang tải bằng nam châm điện và chân không.....	40
§ 2.5. Móc và giá treo móc	42
§ 2.6. Gầu tự dỡ và gầu ngoạm	52
Chương III : CÁC BỘ PHẬN CUỐN VÀ HƯỚNG DÂY	
§ 3.1 Ròng rọc	58
§ 3.2. Ròng rọc xích và đĩa xích	62
§ 3.3. Tang tời.....	64
§ 3.4. Tang tời ma sát	71
§ 3.5. Palăng	73
Chương IV : BỘ PHẬN PHANH Hãm	
§ 4.1. Cơ cấu khóa dừng	77
§ 4.2. Phanh	83
§ 4.3. Phanh guốc	86
§ 4.4. Phanh đai	93
§ 4.5. Phanh hình nón	101
§ 4.6. Phanh đĩa	102
§ 4.7. Phanh tự động có bề mặt ma sát không tách rời.....	103
§ 4.8. Phanh tự động có mặt ma sát tách rời.....	105
Chương V : MÁY NÂNG	
§ 5.1. Công dụng và phân loại.....	109

§ 5.2. Máy nâng đơn giản	111
§ 5.3. Cần trục tháp	114
§ 5.4. Cần trục tự hành.....	119
§ 5.5. Cần trục cổng (cổng trục)	123
§ 5.6. Cần trục cáp.....	127
§ 5.7. An toàn trong máy nâng	129