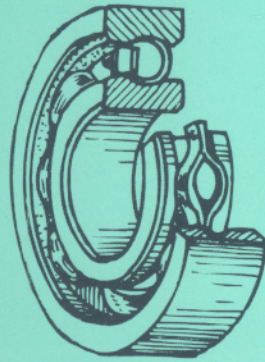
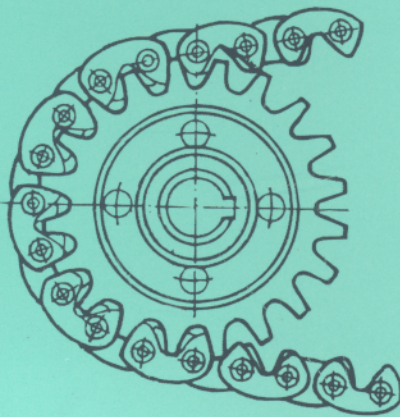


NGUYỄN TRỌNG HIỆP

CHI TIẾT MÁY

TẬP HAI



NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

GS.TS. NGUYỄN TRỌNG HIỆP

CHI TIẾT MÁY

TẬP HAI

(Tái bản lần thứ bảy)

NHÀ XUẤT BẢN GIÁO DỤC

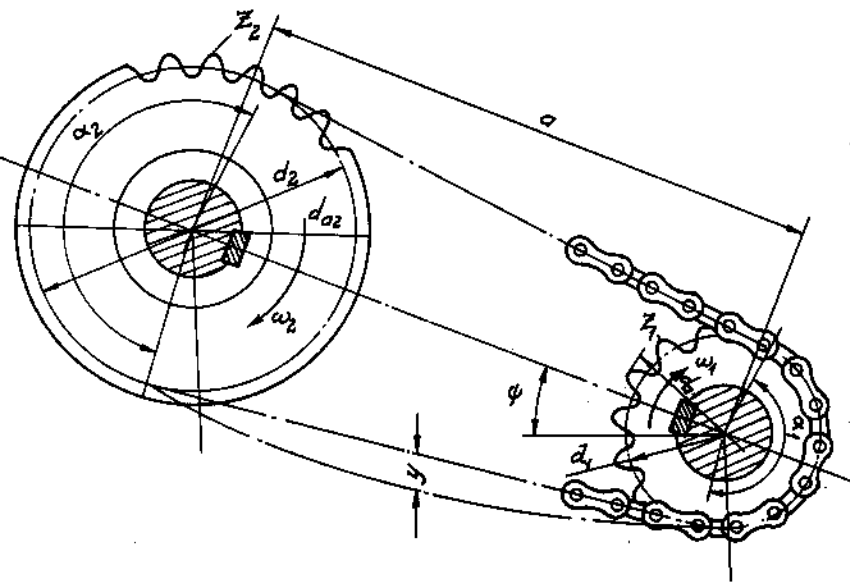
Chương 12

TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

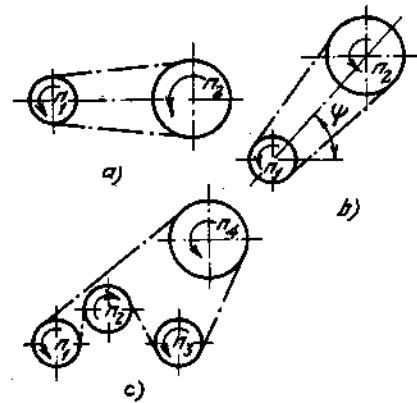
12.1. KHÁI NIỆM CHUNG

12.1.1. Cấu tạo chính của bộ truyền xích

Xích là một chuỗi các mắt xích nối với nhau bằng bản lề. Xích truyền chuyển động và tải trọng từ trục dẫn (trục chủ động), sang trục bị dẫn (trục bị động) nhờ sự ăn khớp của các mắt xích với các răng đĩa xích. Cấu tạo chính của bộ truyền xích gồm đĩa dẫn Z_1 , đĩa bị dẫn Z_2 và xích (hình 12.1). Ngoài ra tùy trường hợp, có thể có thêm bộ phận căng xích, bộ phận bôi trơn, hộp che. Có khi dùng một xích để truyền động từ đĩa dẫn sang nhiều đĩa bị dẫn (hình 12.2c).



Hình 12.1



Hình 12.2

12.1.2. Ưu, nhược điểm và phạm vi sử dụng

Ưu điểm của truyền động xích là :

- Có thể truyền chuyển động giữa các trục cách nhau tương đối xa.

- So với truyền động đai, kích thước bộ truyền xích nhỏ gọn hơn, làm việc không có trượt, hiệu suất khá cao ($\eta = 0,96 \div 0,98$) và lực tác dụng lên trục tương đối nhỏ.

- Có thể cùng một lúc truyền chuyển động và công suất cho nhiều trục.

Truyền động xích có những nhược điểm sau :

- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc.

- Vận tốc tức thời của xích và đĩa bị dẫn không ổn định.

- Yêu cầu chăm sóc thường xuyên (bôi trơn, điều chỉnh làm căng xích).

- Chóng mòn, nhất là khi làm việc nơi nhiều bụi và bôi trơn không tốt.

Truyền động xích chủ yếu được dùng trong các trường hợp các trục có khoảng cách trung bình (nếu dùng truyền động bánh răng cần có thêm các bánh răng trung gian...); yêu cầu kích thước tương đối nhỏ gọn hoặc làm việc không trượt (do không dùng được truyền động đai).

Truyền động xích được dùng để giảm tốc độ quay hoặc tăng tốc độ quay giữa các trục song song. Công suất truyền thường không quá 100 kW, khoảng cách trục a đến 8 mét. Trong các bộ truyền tốc độ cao (đĩa dẫn lắp với trục động cơ), vận tốc xích $v = 6 \div 25$ m/s, tỷ số truyền $u \leq 3$. Đối với các bộ truyền tốc độ chậm (truyền dẫn từ trục ra của hộp giảm tốc đến bộ phận công tác), vận tốc xích $v = 2 \div 6$ m/s, tỷ số truyền $u \leq 6$; nếu $v \leq 2$ m/s tỷ số truyền có thể tới 10 ÷ 15. Bộ truyền xích được bố trí nằm ngang (hình 12.2a) hoặc dốc nghiêng, đường nối hai tâm tạo thành với mặt phẳng ngang 1 góc ψ (hình 12.2b).

Hiện nay truyền động xích được dùng rộng rãi trong các máy vận chuyển (môtô, xe đạp, xích tải...), máy nông nghiệp, máy công cụ, tay máy...

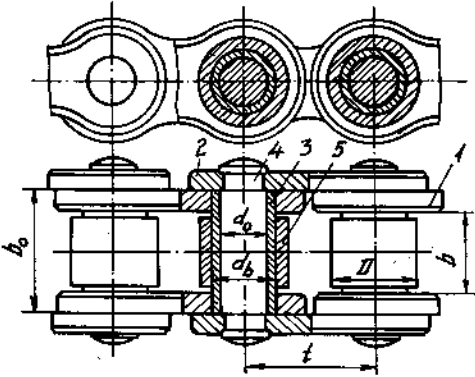
12.2. CÁC LOẠI XÍCH TRUYỀN ĐỘNG VÀ ĐĨA XÍCH

12.2.1. Các loại xích truyền động

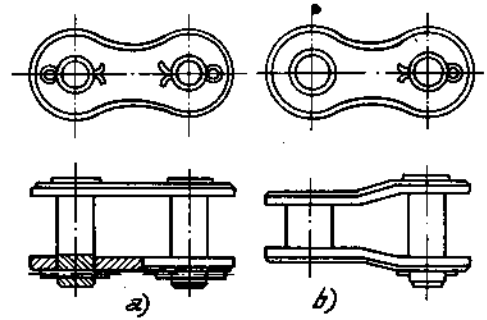
Các loại xích truyền động thường dùng hiện nay gồm xích con lăn, xích ống, và xích răng. (Ngoài các loại xích truyền động, trong chế tạo máy còn có các loại xích trục, xích kéo để nâng hạ, vận chuyển vật nặng). Cấu tạo, kích thước, vật liệu, cơ tính và độ chính xác của xích được quy định trong tiêu chuẩn.

Xích con lăn có cấu tạo như trình bày trên hình 12.3, gồm các má trong 1 xen kẽ với các má ngoài 2, có thể xoay tương đối đối với nhau. Các má trong 1 lắp chặt với ống 3, các má ngoài lắp chặt với chốt 4, ống và chốt có khe hở, có thể xoay tự do đối với nhau, tạo thành bản lề. Nhằm mục đích giảm mòn răng đĩa xích, phía ngoài ống có lắp con lăn 5, cũng có thể xoay tự do. Để nối hai mắt cuối của xích lại với nhau thành vòng kín, thường dùng chốt chẻ (hình 12.4a). Nếu số mắt xích là lẻ, phải dùng mắt chuyển có má cong (hình 12.4b) và cũng được chốt bằng chốt chẻ. Dùng mắt chuyển, xích bị yếu do tại đây trong má xích có thêm ứng suất uốn. Vì vậy nên lấy số mắt xích là số chẵn.

Bước xích t là thông số chủ yếu của xích truyền động. Các kích thước chính của xích được quy định theo bước xích. Trong bảng 12.1 cho một số thông số của các cỡ xích con lăn (Liên Xô cũ) có bước $t = 12,7 + 50,8$ mm.



Hình 12.3



Hình 12.4

Bảng 12.1

Xích con lăn (Liên Xô cũ)

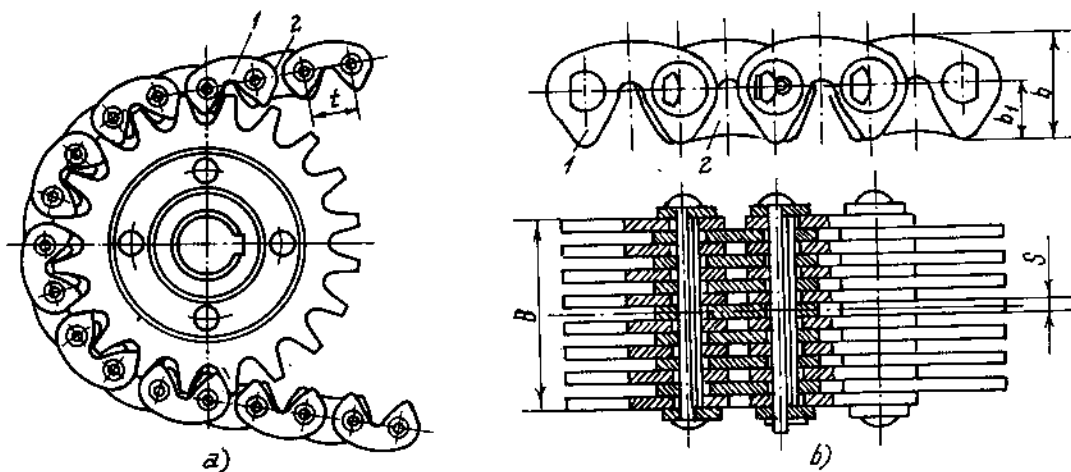
Cỡ xích	Bước xích t ,	Đường kính con lăn D	Đường kính chốt d_0	Khoảng cách má trong, b	Tải trọng phá hỏng, N	Khối lượng 1 mét xích, kg
	mm					
ΠΠ - 12,7 - 9000 - 2	12,700	7,75	3,66	3,30	9000	0,35
ΠΠ - 12,7 - 18000 - 1	12,700	8,51	4,45	5,40	18000	0,65
ΠΠ - 12,7 - 1800 - 2	12,700	8,51	4,45	7,75	18000	0,75
ΠΠ - 15,875 - 23000 - 1	15,875	10,16	5,08	6,48	23000	0,80
ΠΠ - 15,875 - 23000 - 2	15,875	10,16	5,08	9,65	23000	1,00
ΠΠ - 19,05 - 32000	19,050	11,91	5,96	12,70	32000	1,52
ΠΠ - 25,4 - 56700	25,400	15,88	7,95	15,88	56700	2,57
ΠΠ - 31,75 - 88500	31,750	19,05	9,55	19,05	88500	3,73
ΠΠ - 38,1 - 127000	38,100	22,23	11,12	22,23	127000	5,50
ΠΠ - 44,45 - 172400	44,450	25,40	12,72	25,40	172400	7,50
ΠΠ - 50,8 - 226800	50,800	28,58	14,29	31,75	226800	9,70

Khi tải trọng lớn, vận tốc cao, để khỏi phải chọn bước xích quá lớn, gây nên những va đập mạnh có hại, người ta dùng xích nhiều dây (2 dây, 3 dây). Cấu tạo của xích nhiều dây cũng tương tự như xích 1 dây, chỉ trừ chiều dài chốt được tăng thêm. Tải trọng phá hỏng và công suất truyền của xích tỷ lệ thuận với số dây.

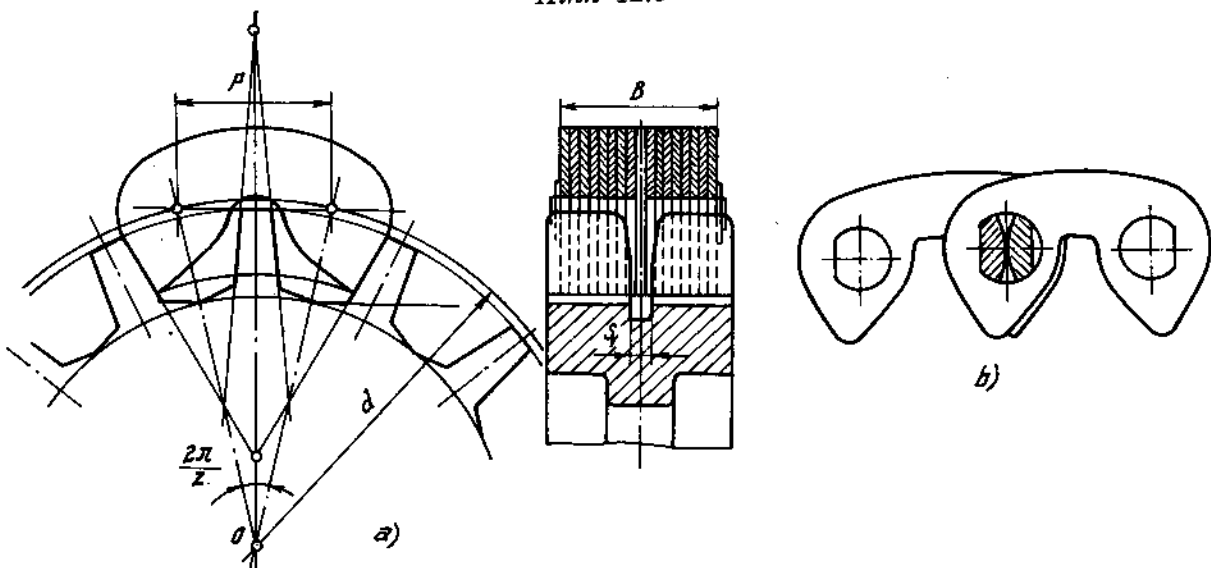
Trong các máy xây dựng hoặc máy làm đường, bộ truyền làm việc có tải trọng động, va đập hoặc quay hai chiều, người ta dùng xích con lăn có má cong, gồm các mắt xích có hình dạng như các mắt chuyển. Do má xích cong cho nên độ dài của xích tăng lên, làm tăng khả năng chịu tải trọng động.

Xích ống cấu tạo giống như xích con lăn nhưng không có con lăn. Giá thành chế tạo rẻ hơn khối lượng xích cũng nhỏ hơn, nhưng xích và răng đĩa chống mòn, do đó tương đối ít dùng.

Xích răng (hình 12.5) gồm nhiều má xích 1 và 2 liên kết với nhau, bằng các chốt hình quạt lạng trụ. Các má xích 1 là má làm việc, mỗi má có hai răng và hai lỗ định hình để xuyên chốt. Các má xích 2 không có răng, có tác dụng dẫn hướng, giữ cho xích không bị dịch chuyển khỏi đĩa khi làm việc. Bề mặt làm việc của mỗi má xích là hai mặt phía ngoài, có dạng mặt phẳng. Các bề mặt này sẽ tỳ lên hai răng của đĩa xích (hình 12.6a).



Hình 12.5



Hình 12.6

Mặt làm việc của các chốt là các mặt cong lồi (hình 12.6b), khi các má xích xoay đối với nhau, các chốt sẽ lăn không trượt, nhờ đó bản lề đỡ mòn. Xích răng có khả năng tải cao hơn xích con lăn, làm việc êm và ít ồn hơn, song chế tạo phức tạp và khối lượng nặng hơn, do đó ít dùng.

Bảng 12.2 cho một số thông số của xích răng (Liên Xô cũ) (các ký hiệu kích thước xem hình 12.5). Cường độ tải trọng phá hỏng, là tải trọng phá hỏng xích có chiều rộng 1 mm, được tính bằng N/mm.

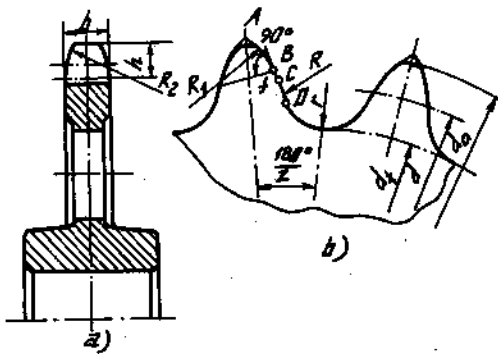
Bảng 12.2

Xích răng (Liên Xô cũ) (bản lề ma sát lăn)

Xích có bước t, mm	Chiều rộng xích B, mm	b mm	b ₁ mm	s mm	Cường độ tải trọng phá hỏng (đối với 1 mm chiều rộng xích) N/mm	Khối lượng 1 mét xích có chiều rộng 1 cm, q _m , kg
12,700	22,5 - 52,5 (tăng từng 6 mm)	13,4	7,0	1,5	10000	0,58
15,875	30 - 70 (tăng từng 8 mm)	16,7	8,7	2,0	12500	0,72
19,050	45 - 93 (tăng từng 12 mm)	20,1	10,5	3,0	15000	0,86
25,400	57 - 105 (tăng từng 12 mm)	26,7	14,0	3,0	20000	1,14
31,750	69 - 117 (tăng từng 12 mm)	33,4	17,5	3,0	25000	1,45

12.2.2. Đĩa xích

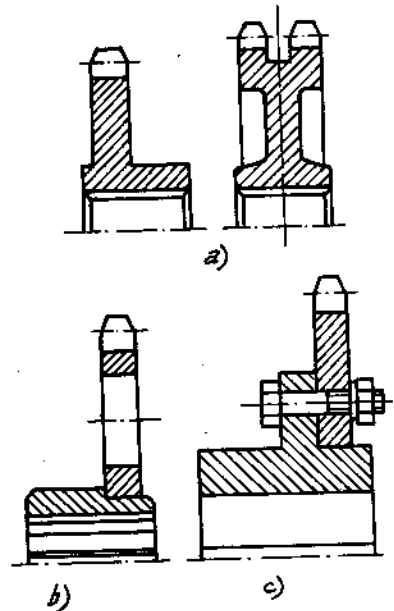
Đĩa xích có hình dạng kết cấu tương tự như bánh răng. Hình dạng kích thước profin răng được quy định theo tiêu chuẩn.



Hình 12.7

Profin răng đĩa xích con lăn gồm các đoạn cong đỉnh răng AB bán kính R₁, đoạn thẳng BC chuyển tiếp, cung CD có bán kính R và rãnh bán kính r (hình 12.7). Chiều rộng b của vành răng được lấy hơi nhỏ hơn khoảng cách b₁ giữa hai má trong. Profin răng đĩa xích có hình thang (hình 12.6a).

Đĩa xích có đường kính nhỏ được chế tạo bằng dập (hình 12.8a). Đĩa xích đường kính trung bình và lớn được chế tạo riêng máy và vành răng rồi ghép lại bằng hàn (hình 12.8b) hoặc bulông (hình 12.8c) v.v...



Hình 12.8

12.2.3. Vật liệu xích và đĩa xích

Má xích thường được làm bằng thép cán nguội, hàm lượng các bon trung bình hoặc thép hợp kim cán nguội : thép 45, 50, 40X, 40XH (Liên Xô cũ) v.v... tôi có độ rắn 40 + 50 HRC. Vật liệu làm bản lè (chốt, ống, con lăn) thường là thép 15, 20, 15X, 20X, 12XH3A v.v... thấm than rồi tôi đạt độ rắn 50 + 65 HRC.

Đối với những đĩa xích chịu tải trọng nhỏ, vận tốc thấp ($v < 3$ m/s) có thể chế tạo bằng gang C4 20 hoặc gang có độ bền cao hơn và tôi. Trường hợp tải trọng và vận tốc cao hơn, đĩa xích được chế tạo bằng thép các bon hoặc thép hợp kim như thép 45, 40X, 40XH tôi hoặc thép 15, 20, 12X2 H4A v.v... thấm than và tôi với chiều sâu lớp thấm tôi 1 + 1,5 mm. Độ rắn bề mặt răng 50 + 60 HRC.

12.3. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CHÍNH

12.3.1. Bước xích t là thông số cơ bản của bộ truyền xích. Xích có bước càng lớn thì khả năng tải trọng càng lớn nhưng tải trọng động, va đập và tiếng ồn càng tăng, nhất là khi vận tốc càng cao. Do đó khi xích làm việc với vận tốc cao, nên chọn bước xích nhỏ và nếu cần thì tăng số dây xích (đối với xích con lăn) hoặc tăng chiều rộng xích (đối với xích răng) để xích có đủ khả năng tải. Bảng 12.3 cho trị số vòng quay giới hạn n_{1g} (vg/ph) của đĩa xích dẫn (xích 1 dây), phụ thuộc số răng đĩa dẫn Z_1 và bước xích t .

Bảng 12.3

Số vòng quay giới hạn n_{1g} (vg/ph) của đĩa xích dẫn

Z_1	n_{1g} , vg/ph, khi bước xích t , mm							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
	Xích con lăn							
20	2780	2000	1520	1000	725	540	430	350
25	2900	2070	1580	1030	750	560	445	365
30	3000	2150	1640	1070	780	580	460	375
	Xích răng							
17 - 35	3300	2650	2200	1650	1300	-	-	-

12.3.2. Đường kính và số răng đĩa xích

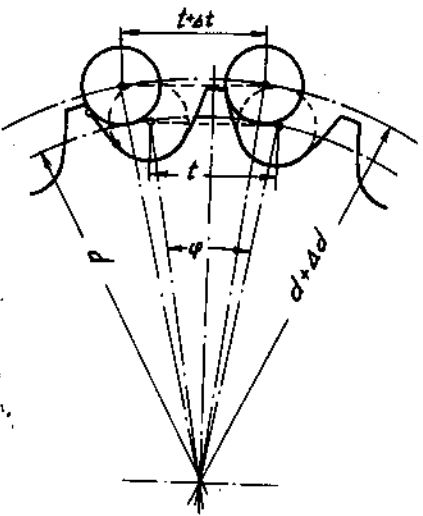
Đường kính vòng chia (hình 12.6 và 12.7) của đĩa xích dẫn d_1 và của đĩa bị dẫn d_2 tính theo công thức.

$$d_1 = \frac{t}{\sin(\pi/Z_1)} \quad d_2 = \frac{t}{\sin(\pi/Z_2)} \quad (12-1)$$

Z_1 và Z_2 - số răng đĩa dẫn và đĩa bị dẫn.

Bộ truyền xích thường được dùng để giảm tốc độ, do đó số răng đĩa dẫn Z_1 nhỏ hơn số răng đĩa bị dẫn Z_2 . Nếu số răng càng ít, góc quay tương đối của bản lè khi xích vào đĩa và ra khỏi đĩa (bằng $2\pi/Z$) càng lớn, xích sẽ mòn càng nhanh. Mặt khác va đập của mắt xích khi tiếp xúc với răng đĩa cũng tăng lên và xích làm việc càng

ổn. Do đó cần hạn chế số răng nhỏ nhất Z_{1min} của đĩa dẫn. Trên cơ sở thực nghiệm người ta lấy $Z_{1min} \geq 19$ khi vận tốc xích $v > 2$ m/s. Trong các bộ truyền có vận tốc $v < 2$ m/s có thể lấy $Z_{1min} = 13 + 15$. Đối với các bộ truyền chịu tải trọng va đập nên lấy $Z_{1min} \geq 23$. Để bảo đảm cho bộ truyền xích làm việc lâu dài, ít ồn, trong trường hợp vận tốc trung bình và cao nên lấy $Z_1 = 29 - 2u \geq 19$ và nên quy tròn theo số lẻ (u - tỷ số truyền). Số răng tối thiểu Z_{1min} của đĩa xích răng lấy tăng 20 + 30% so với các trị số trên đây.



Hình 12.9

Số răng đĩa lớn (đĩa bị dẫn) $Z_2 = uZ_1$, nhưng không nên lấy vượt quá trị số giới hạn $Z_{2max} \leq 100 + 120$ đối với xích con lăn và $Z_{2max} \leq 120 + 140$ đối với xích răng. Sở dĩ có sự giới hạn này vì sau một thời gian làm việc, xích sẽ bị mòn, bước xích sẽ tăng thêm 1 lượng là Δt . Khi ăn khớp với răng đĩa, các mắt xích sẽ có vị trí ở xa tâm đĩa hơn so với vị trí ban đầu. Khi xích chưa bị mòn. Nói cách khác, đường kính vòng tròn đi qua tâm các bản lề xích sẽ lớn hơn đường kính vòng chia (hình 12.9) một trị số Δd , suy từ công thức (12-1)

$$\Delta d = \frac{\Delta t}{\sin(\pi/Z)} \quad (12-1)$$

Rõ ràng là với xích đã mòn, độ tăng bước xích là Δt . Nếu số răng đĩa xích Z càng lớn thì Δd càng lớn,

xích càng dễ tuột khỏi đĩa. Số răng Z_2 cũng nên là số lẻ, như vậy với số mắt xích chẵn, các bản lề và răng đĩa sẽ mòn đều hơn.

12.3.3. Khoảng cách trục a (hình 12.1) cũng có ảnh hưởng đến khả năng làm việc của bộ truyền xích. Nếu khoảng cách trục a nhỏ, tần số chịu tải của các bản lề tăng lên. Ngoài ra, góc ôm của xích trên đĩa nhỏ α_1 càng giảm nếu giảm khoảng cách trục a. Khoảng cách nhỏ nhất a_{min} giữa hai trục đĩa xích được định theo điều kiện góc ôm trên đĩa nhỏ $\alpha_1 \geq 120^\circ$ và hai đĩa xích không chạm nhau.

Góc ôm trên đĩa nhỏ được tính theo công thức

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ \quad (12-2)$$

Để thỏa mãn điều kiện $\alpha_1 \geq 120^\circ$, từ công thức (12-2) ta định được a_{min}

$$a_{min} \geq d_2 - d_1$$

Điều kiện để hai đĩa xích không chạm nhau

$$a_{min} \geq 0,5(d_{a1} + d_{a2}) + (30 + 50) \text{ mm}$$

trong đó : d_{a1} và d_{a2} - đường kính vòng đỉnh răng đĩa dẫn và đĩa bị dẫn.

Nếu khoảng cách trục a lớn quá xích sẽ chóng bị chùng (vì số mắt xích sẽ nhiều, với độ tăng bước xích Δt tương đối nhỏ cũng làm xích dài thêm nhiều), khi làm việc bị rung nhiều. Do đó cũng cần hạn chế khoảng cách trục tối đa $a_{max} \leq 80t$.

Thực tế cho thấy khoảng cách trục nên lấy $a = (30 + 50)t$. Khi đã định được khoảng cách trục a, có thể tìm được chiều dài xích $L = X.t$; X - số mắt xích, tính theo công thức.

$$X \approx 0,5(Z_1 + Z_2) + 2a/t + 0,25(Z_2 - Z_1)^2 t/(\pi^2/a) \quad (12-3)$$

X tính được cần qui tròn theo số nguyên gần đó và nên lấy số chẵn để tránh dùng mắt chuyển. Sau đó tính chính xác khoảng cách trục

$$a = 0,25t \left[X - 0,5(Z_1 + Z_2) + \sqrt{[X - 0,5(Z_1 + Z_2)]^2 - 2[(Z_2 - Z_1)/\pi]^2} \right] \quad (12-4)$$

Để nhánh xích bị dẫn có độ chùng bình thường cần rút bớt khoảng cách trục a tính được theo (12-4) một lượng $\Delta a = (0,002 + 0,004)a$ đối với các bộ truyền xích không điều chỉnh được khoảng cách trục. Nếu bộ truyền xích đặt nghiêng 1 góc $\psi > 70^\circ$ so với đường nằm ngang (hình 12.1) thì không cần giảm bớt a ($\Delta a = 0$).

12.4. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

12.4.1. Vận tốc và tỷ số truyền

Vận tốc (trung bình) của xích

$$v = \frac{nZt}{60 \cdot 1000} \text{ m/s} \quad (12-5)$$

trong đó Z, n - số răng và số vòng quay trong 1 phút của đĩa xích (đĩa dẫn hoặc đĩa bị dẫn); t - bước xích, mm.

Vận tốc của xích càng tăng thì xích càng chóng mòn, tải trọng động tăng lên và xích làm việc càng ồn. Thường lấy vận tốc xích không quá 15 m/s. Từ thực nghiệm người ta qui định số vòng quay giới hạn n_{lg} của đĩa xích dẫn theo bảng 12.3.

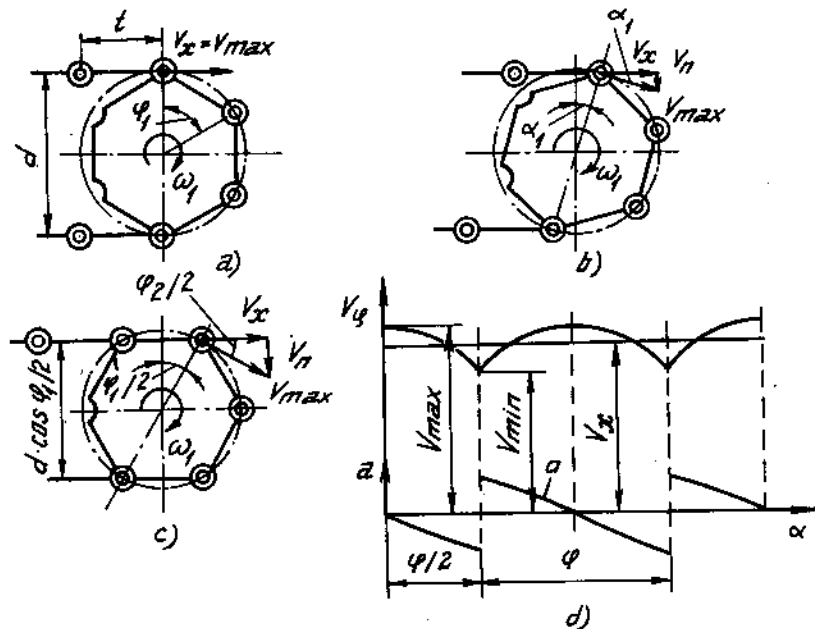
Tỷ số truyền được xác định từ điều kiện vận tốc vòng (trung bình) của hai đĩa bằng nhau (bằng vận tốc xích).

$$n_1 Z_1 t = n_2 Z_2 t$$

(12-6)

Do đó $u = n_1/n_2 = Z_2/Z_1$

Tỷ số truyền u tìm được trên đây là tỷ số truyền trung bình. Thực ra vận tốc của xích và tỷ số truyền thay đổi theo thời gian. Do các mắt xích ăn khớp với các răng đĩa theo hình đa giác cho nên ngay cả khi đĩa dẫn quay đều với vận tốc góc ω_1 thì xích vẫn chuyển động không đều với vận tốc thay đổi từ v_{\max} đến v_{\min} (hình 12.10a và c). Vận tốc tuyệt đối của bản lề xích được chia làm hai thành phần: thành phần có phương dọc theo xích là vận tốc v_x của xích và thành phần vuông góc với xích v_n (hình 12.10b).



Hình 12.10

$$v_x = 0,5\omega_1 d_1 \cos\alpha_1 = v_{\max} \cos\alpha_1 ;$$

$$v_n = v_{\max} \sin\alpha_1$$

Góc α_1 thay đổi trong khoảng từ $-\varphi_1/2$ đến $+\varphi_1/2$; $\varphi_1/2 = \pi/Z_1$. Vận tốc xích có trị số lớn nhất khi $\alpha_1 = 0$, $v_x = v_{\max} = 0,5\omega_1 d_1$ và có trị số nhỏ nhất $v_x = v_{\min} = 0,5\omega_1 d_1 \cos(\varphi_1/2)$ khi $\alpha_1 = \pm \varphi_1/2$. Với cách xem xét tương tự như trên, ta có vận tốc góc của đĩa xích bị dẫn

$$\omega_2 = v_x / (0,5d_2 \cos\alpha) = \omega_1 d_1 \cos\alpha_1 / d_2 \cos\alpha \quad (12-7)$$

trong đó góc α thay đổi trong khoảng $-\varphi_2/2 \leq \alpha \leq +\varphi_2/2$; $\varphi_2/2 = \pi/z_2$. Hình 12.10d trình bày đồ thị vận tốc xích v_x và gia tốc a_x của xích.

Công thức (12-7) cho thấy vận tốc góc ω_2 của đĩa bị dẫn thay đổi theo chu kỳ, đĩa bị dẫn chuyển động không đều cho dù đĩa dẫn quay đều.

Tỷ số truyền tức thời

$$u_{tt} = d_2 \cos\alpha / d_1 \cos\alpha_1 \quad (12-8)$$

Có thể giảm bớt sự chuyển động không đều của đĩa bị dẫn bằng cách tăng số răng đĩa xích, để cho khoảng biến thiên của các góc α_1 và α nhỏ đi và $\cos\alpha_1$, $\cos\alpha$ càng gần tới 1. Vì số răng đĩa dẫn (đĩa nhỏ) ít cho nên tăng Z_1 có tác dụng lớn hơn.

12.4.2. Tải trọng động và va đập trong truyền động xích

Trong truyền động xích, do vận tốc của xích và đĩa bị dẫn thay đổi cho nên sinh ra tải trọng động. Khi xích có khối lượng m chuyển động với vận tốc v_x thay đổi theo thời gian, nghĩa là chuyển động với gia tốc a_x , sẽ sinh ra tải trọng động (lực quán tính). Tải trọng động là cực đại khi gia tốc đạt trị số cực đại ($a_x = a_{x\max}$)

$$F_d = m a_{x\max}$$

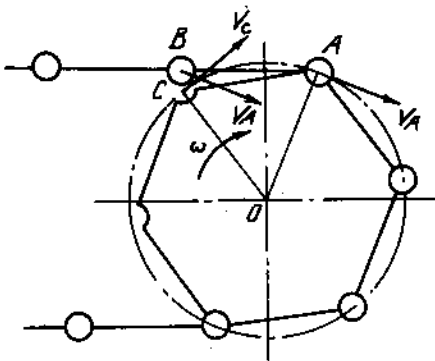
với $m \approx q_m a$ - khối lượng của nhánh xích dẫn; q_m - khối lượng 1 mét xích; a - khoảng cách giữa hai trục đĩa xích, mét.

Nghiên cứu cho thấy gia tốc xích cực đại khi mắt xích bắt đầu vào khớp với răng

đĩa dẫn, lúc này $a_{x\max} = \frac{\omega_1^2 t}{2}$ t - bước xích.

Ta tìm được

$$F_d \approx \frac{q_m a n_1^2 t}{180000} \quad (12-9)$$



Hình 12.11

trong đó F_d tính bằng N; a - mét; q_m - kg/m; n_1 - vg/ph; t - mm. Công thức (12-9) cho thấy khi tăng bước xích và tần số quay của đĩa dẫn, tải trọng động F_d sẽ tăng lên.

Va đập giữa bản lề xích với răng đĩa sinh ra khi bản lề vào khớp với răng đĩa với những vận tốc khác nhau. Tại thời điểm vào khớp, bản lề B có vận tốc là $\vec{v}_B = \vec{v}_A$, có phương vuông góc với bán kính OA (hình 12.11), còn vận tốc của răng C là \vec{v}_C có phương vuông góc với OC. Động năng va đập tăng lên khi tăng bước xích và tần số quay của đĩa dẫn.

Va đập và tải trọng động ảnh hưởng lớn đến khả năng làm việc và tuổi thọ của bộ truyền xích, gây nhiều tiếng ồn. Vì vậy cần hạn chế số vòng quay n_1 của đĩa dẫn (bảng 12.3) và không nên lấy bước xích t lớn quá.

12.4.3. Lực tác dụng trong truyền động xích

Khi chưa làm việc bộ truyền xích chịu lực căng ban đầu F_0 do trọng lượng bản thân xích gây nên. Lực căng ban đầu được tính theo công thức gần đúng

$$F_0 = gq_m a^2 / (8y) = gq_m a (1 + 5\cos^2\psi) \quad (12-10)$$

trong đó q_m - khối lượng 1 mét xích ; a - khoảng cách giữa hai trục ; y - độ võng của xích (hình 12.1) ; ψ - góc nghiêng của đường nối hai tâm đĩa xích (hình 12.1) ; $g \approx 10 \text{ m/s}^2$ - gia tốc trọng trường.

Độ võng của nhánh bị dẫn cần được lấy vừa phải để bộ truyền làm việc tương đối êm và ít mòn bản lề : Khi góc nghiêng của bộ truyền $\psi \leq 40^\circ$ nên lấy $y = 0,02a$ và khi $\psi > 40^\circ$ lấy $y = (0,015 + 0,01)a$, trị số nhỏ dùng khi ψ lớn.

Trong tính toán thực tế có thể lấy

$$F_0 \approx k_y q_m a \quad (12-11)$$

trong đó $k_y = 60$ khi bộ truyền nằm ngang và $y \approx 0,02a$; nếu góc nghiêng của bộ truyền $\psi > 40^\circ$ lấy $k_y = 40 + 20$, trị số nhỏ khi ψ lớn và $k_y = 10$ khi $\psi = 90^\circ$.

Khi bộ truyền làm việc lực vòng F_t được truyền từ răng đĩa dẫn qua các mắt xích nhánh dẫn, từ các mắt xích này lên các răng đĩa bị dẫn :

$$F_t = 1000Rv = 6 \cdot 10^7 R(Znt), \text{ N} \quad (12-12)$$

với R - công suất, kW, v - vận tốc xích, m/s ; t - bước xích, mm ; Z, n - số răng và số vòng quay trong 1 phút của đĩa xích. Nếu cho trước trị số mômen xoắn T_1 trên trục dẫn và d_1 là đường kính vòng chia của đĩa dẫn ta có :

$$F_t = 2T_1/d_1 = F_1 - F_2 \quad (12-13)$$

trong đó F_1 và F_2 - lực tác dụng lên nhánh xích dẫn và nhánh xích bị dẫn (hình 12.12a).

Khi các mắt xích chạy vòng qua đĩa xích với vận tốc v sẽ sinh ra lực ly tâm. Giả sử phân tử xích có khối lượng d_m , lực ly tâm sẽ là (hình 12.12).

$$dF_{lt} = d_m \frac{d}{2} \omega^2 = d_m \frac{2v^2}{d}$$

Lực ly tâm dF_{lt} gây nên lực căng phụ F_v trong xích. Từ điều kiện cân bằng phân tử xích (hình 12-12b).

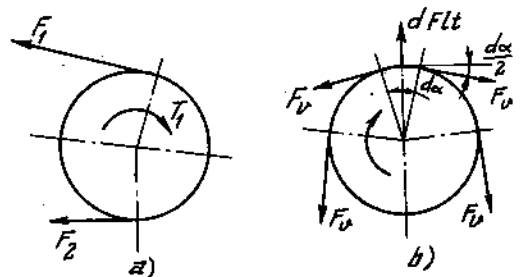
$$dF_{lt} = 2F_v \sin \frac{d\alpha}{2} \approx F_v d\alpha$$

$$\text{Do đó} \quad F_v = d_m \frac{2v^2}{d d\alpha}$$

Vì $d_m = \rho A \frac{d}{2} d\alpha$; ρ - khối lượng riêng ;

A - diện tích tiết diện ngang (trung bình) của xích, cho nên

$$F_v = \rho A v^2 = q_m v^2 \quad (12-14)$$



Hình 12.12

trong đó $q_m = \rho A$ - khối lượng 1 mét xích. Lực F_v tính bằng Niuton (N) ; vận tốc v - m/s.

Ta có lực tác dụng lên nhánh xích dẫn F_1 và nhánh xích bị dẫn F_2 bằng :

$$F_1 = F_t + F_2 ; F_2 = F_o + F_v \quad (12-15)$$

Lực tác dụng lên trục đĩa xích F_r do lực vòng F_t và trọng lượng xích gây nên, được tính gần đúng theo công thức

$$F_r = k_t \cdot F_t = k_t \cdot 6.10^7 \mathcal{R}(Znt) \quad (12-16)$$

trong đó k_t - hệ số xét đến tác dụng của trọng lượng xích lên trục, khi bộ truyền nằm ngang $k_t = 1,15$; khi bộ truyền thẳng đứng $k_t = 1,05$; Z và n - số răng và số vòng quay trong 1 phút của đĩa dẫn (hoặc đĩa bị dẫn) ; \mathcal{R} - công suất của bộ truyền, kW.

12.5. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

12.5.1. Các dạng hỏng

Trong bộ truyền xích có thể xảy ra các dạng hỏng sau :

- **Mòn bản lề xích** do khi làm việc các bản lề chịu áp suất (ứng suất tiếp xúc) lớn và có sự xoay tương đối (giữa chốt 4 với ống 3). Bản lề bị mòn khiến bước xích tăng lên, xích ăn khớp không chính xác với răng đĩa. Nếu bản lề bị mòn quá nhiều, bộ truyền sẽ không làm việc được vì xích thường xuyên tuột khỏi đĩa hoặc xích sẽ bị đứt (do mòn làm yếu các mắt xích). Để giảm mòn cần bôi trơn xích và hạn chế áp suất trong bản lề xích.

- **Các phần tử xích bị hỏng** do môi, dẫn đến xích bị đứt, con lăn bị vỡ hoặc vỡ. Xích bị hỏng vì môi do tác dụng của ứng suất thay đổi gây nên bởi tải trọng làm việc, tải trọng động hoặc va đập. Hiện tượng hỏng vì môi thường chỉ xảy ra đối với các bộ truyền xích chịu tải trọng lớn, vận tốc cao, làm việc trong các hộp kín (được bôi trơn tốt nên ít mòn).

Ngoài ra do chất lượng chế tạo không tốt hoặc do làm việc với vận tốc $v > 15$ m/s bộ truyền chịu tải trọng và đập lớn má xích có thể bị long, con lăn bị vỡ.

Trong các dạng hỏng trên, mòn bản lề là dạng hỏng chủ yếu của bộ truyền xích.

12.5.2. Tính bộ truyền xích con lăn

Thực nghiệm chứng tỏ rằng áp suất trong bản lề xích là một trong các nhân tố chủ yếu quyết định tuổi thọ (độ bền mòn) của xích. Xích có thể làm việc trong thời gian tương đối lâu nếu như áp suất p sinh ra trong bản lề nhỏ hơn áp suất cho phép $[p]$

$$p = \frac{K \cdot F_t}{A \cdot K_x} \leq [p] \quad (12-17)$$

trong đó F_t - lực vòng ;

$A = d_o b_o$ - diện tích tính toán của bản lề xích 1 dây ; d_o - đường kính chốt ; b_o - chiều dài ống (hình 12.3) ; có thể lấy $A \approx 0,28t^2$; t - bước xích. K - hệ số điều kiện sử dụng xích.

$$K = K_d \cdot K_a \cdot K_o \cdot K_{dc} \cdot K_b \quad (12-18)$$

K_d - hệ số tải trọng động, nếu dẫn động bằng động cơ điện và tải trọng ngoài tác dụng lên bộ truyền tương đối êm $K_d = 1$, nếu tải trọng có va đập $K_d = 1,2 \div 1,5$; nếu va đập mạnh $K_d = 1,8$;

K_a - hệ số xét đến chiều dài xích, xích càng dài thì số lần vào khớp của mỗi mắt xích trong một đơn vị thời gian càng ít, xích sẽ ít mòn hơn (khi các điều kiện khác như nhau).

Với $a = (30 + 50)t$, $K_a = 1$; $a < 25t$, $K_a = 1,25$; $a = (60 + 80)t$, $K_a = 0,8$;

K_o - hệ số xét đến cách bố trí bộ truyền, nếu bộ truyền đặt càng nghiêng (so với đường nằm ngang) thì độ mòn (hoặc độ tăng tương đối của bước xích) cho phép càng giảm vì xích càng dễ tuột. Khi đường nối hai tâm đĩa xích làm với đường nằm ngang một góc nhỏ hơn 60° , $K_o = 1$; nếu lớn hơn 60° , K_o có thể lấy tới 1,25 ;

K_{dc} - hệ số xét đến khả năng điều chỉnh lực căng xích, nếu trục có thể điều chỉnh được $K_{dc} = 1$, nếu dùng đĩa căng xích hoặc con lăn căng xích $K_{dc} = 1,1$; nếu trục không điều chỉnh được và cũng không có bộ phận căng xích $K_{dc} = 1,25$;

K_b - hệ số xét đến điều kiện bôi trơn, nếu bôi trơn liên tục (xích nhúng dầu hoặc được phun dầu liên tục) $K_b = 0,8$, nếu bôi trơn nhỏ giọt $K_b = 1$, nếu bôi trơn định kỳ (bôi trơn gián đoạn) $K_b = 1,5$;

K_x - hệ số xét đến số dây xích x , với $x = 1 ; 2 ; 3 ; 4$ thì $K_x = 1 ; 1,7 ; 2,5 ; 3$ tương ứng.

Trị số áp suất cho phép $[p]$ theo điều kiện bền mòn của xích cho trong bảng 12.4.

Công thức (12-17) được dùng để chọn xích. Chọn một trị số bước xích t và lấy số răng đĩa xích nhỏ Z_1 theo hướng dẫn trong mục 12.3.2 rồi tính áp suất p và so sánh với áp suất $[p]$ cho phép. Nếu không phù hợp thì chọn và tính lại.

Bảng 12.4

Áp suất cho phép $[p]$ về bền mòn của xích

t, mm	$[p]$, MPa, khi n_1 , vg/ph								
	< 50	200	400	600	800	1000	1200	1600	2800
Xích con lăn									
12,7 - 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5	14
19,05 - 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15	-
31,75 - 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-	-
44,45 - 50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-	-
Xích răng									
12,7 - 15,875	20	18	16,5	15	14	13	12	10,5	8
19,05 - 25,4	20	17	15	13	12	11	10	8,5	-
31,75	20	16,5	14	12	10,5	9,5	7	-	-

Có thể biến đổi công thức (12.17) để tính trực tiếp bước xích t . Biểu thị lực vòng $F_t = 2T_1/d_1$; $T_1 = 9,55 \cdot 10^6 \mathcal{R} n_1$; $d_1 \approx Z_1 t / \pi$; $A \approx 0,28 t^2$; \mathcal{R} và n_1 - công suất và số vòng quay trong 1 phút của đĩa xích dẫn, ta có công thức tính bước xích t của xích con lăn

$$t \geq 2,82 \sqrt[3]{\frac{T_1 K}{Z_1 K_x [p]}}, \text{ mm} \quad (12-19)$$

$$\text{hoặc } t \geq 600 \sqrt[3]{\frac{\mathcal{R} K}{Z_1 n_1 K_x [p]}}, \text{ mm} \quad (12-20)$$

Trong các công thức trên T_1 tính bằng N.mm ; \mathcal{R} - kW ; $[p]$ - MPa ; n_1 - vg/ph. Trị số áp suất cho phép $[p]$ có thể lấy trị số trung bình, ứng với số vòng quay n_1 của

đĩa xích dẫn (bảng 12.4), sau khi tính được bước xích t , ta qui tròn theo trị số tiêu chuẩn gần nhất và kiểm nghiệm lại áp suất theo công thức (12-17).

Để tính toán thiết kế xích được thuận tiện hơn, có thể biến đổi điều kiện (12-17) ra dạng dưới đây. Từ (12-17) ta có

$$\mathcal{R} = \frac{F_1 v}{1000} \leq \frac{[p] \cdot A \cdot K_x}{1000 \cdot K} \cdot \frac{Z_1 n_1 t}{60 \cdot 1000} \quad (12-21)$$

Nhân cả mẫu số và tử số của vế phải bất đẳng thức (12-21) với Z_{o1} và n_{o1} và đặt

$$[\mathcal{R}] = \frac{[p] \cdot A \cdot Z_{o1} \cdot n_{o1} t}{6 \cdot 10^7}; K_z = \frac{Z_{o1}}{Z_1}; K_n = \frac{n_{o1}}{n_1}$$

từ (12-21) có thể viết

$$\mathcal{R} \leq \frac{[\mathcal{R}] \cdot K_x}{K \cdot K_z \cdot K_n}$$

hoặc

$$\mathcal{R}_1 = \frac{K \cdot K_z \cdot K_n \cdot \mathcal{R}}{K_x} \leq [\mathcal{R}] \quad (12-22)$$

trong đó \mathcal{R}_1 - công tính toán, $[\mathcal{R}]$ - công suất cho phép của bộ truyền xích một dãy (Liên Xô cũ) có bước t , số răng đĩa dẫn $Z_{o1} = 25$ và số vòng quay đĩa dẫn n_{o1} , cho trong bảng 12.5. Khi sử dụng các số liệu trong bảng 12.5 ta lấy $K_z = 25/Z_1$; $K_n = n_{o1}/n_1$, trị số n_{o1} tùy thuộc việc chọn trị số $[\mathcal{R}]$ theo cột nào trong bảng.

Bảng 12.5

Trị số công suất cho phép $[\mathcal{R}]$, kW, của bộ truyền xích (với $Z_{o1} = 25$)

Cỡ xích	Bước xích t , mm	$[\mathcal{R}]$, kW, khi số vòng quay đĩa nhỏ n_{o1} vg/ph							
		50	200	400	600	800	1000	1200	1600
<i>Xích con lần 1 dây</i>									
ΠP12,7 - 9000 - 2	12,7	0,19	0,68	1,23	1,68	2,06	2,42	2,72	3,20
ΠP12,7 - 18000 - 1	12,7	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ΠP12,7 - 18000 - 2*	12,7	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ΠP15,875 - 23000 - 1	15,875	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ΠP15,875 - 23000 - 2*	15,875	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ΠP19,05 - 32000*	19,05	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,3	16,9	19,3
ΠP25,4 - 56700*	25,4	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
ΠP31,75 - 88500*	31,75	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	-
ΠP38,1 - 127000*	38,1	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	-
ΠP44,45 - 172400*	44,45	14,7	43,7	70,6	88,3	101	-	-	-
ΠP50,8 - 226800*	50,8	22,9	68,1	110	138	157	-	-	-
<i>Xích răng</i>									
Chiều rộng B = 10 mm	12,7	0,13	0,49	0,88	1,23	1,53	1,80	1,97	2,28
	15,875	0,19	0,69	1,25	1,72	2,15	2,52	2,76	3,20
	19,05	0,28	0,98	1,74	2,30	2,79	3,20	3,50	4,00
	25,4	0,46	1,59	2,79	3,70	4,52	5,12	5,60	6,40

Chú thích : Xích có đánh dấu * được chế tạo 1 dây, 2 dây và 3 dây

Đối với xích răng trị số công suất cho phép cho trong bảng 12.5 ứng với xích có chiều rộng 10 mm. Chiều rộng B của xích răng làm việc với công suất \mathcal{R}

$$B \geq \frac{10 \mathcal{R} \cdot K_z K_n}{[\mathcal{R}]}, \text{ mm} \quad (12-23)$$

Ngoài cách tính xích về mòn trên đây, người ta còn tính xích theo độ bền mỏi, để tránh xảy ra hỏng vì mỏi các phần tử xích (thường là các má xích). Tính toán tiến hành theo phương pháp kiểm nghiệm hệ số an toàn về độ bền mỏi n_o của má xích tại tiết diện đi qua lỗ. Vì biên độ ứng suất sinh ra trong tiết diện nguy hiểm má xích cũng tỷ lệ thuận với áp suất trong bản lề xích, cho nên để tính toán được đơn giản, cách tính về mỏi cũng được quy về kiểm nghiệm áp suất trong bản lề xích, tương tự như tính về mòn [công thức (12-17)], nhưng áp suất cho phép $[p]^*$ được lấy theo điều kiện đảm bảo độ bền mỏi. Ví dụ đối với má xích con lăn (Liên Xô cũ) có bước $t = 15,875$, làm bằng thép 45 trị số $[p]^* = 24 \text{ MPa}$.

12.6. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ. THÍ DỤ

12.6.1. Trình tự thiết kế bộ truyền xích

1. Chọn loại xích
2. Chọn số răng đĩa nhỏ $Z_1 = 29 - 2u \geq 19$, trong đó u - tỷ số truyền. Tính số răng đĩa lớn $Z_2 = uZ_1$.
3. Tính bước xích t . Kiểm nghiệm xem bước xích này có nhỏ hơn trị số giới hạn cho trong bảng 12.3 không. Nếu lớn hơn, đối với xích con lăn phải tăng số dây xích và giảm bước xích để điều kiện (12-17) được thỏa mãn, còn đối với xích răng phải tăng chiều rộng xích B (để giảm bước xích t).
4. Định sơ bộ khoảng cách trục a (nếu a chưa cho trước) rồi tính số mắt xích X theo công thức (12-3) và qui tròn X theo số chẵn gần nhất. Tính chính xác khoảng cách trục a theo công thức (12-4). Để xích không quá căng, cần giảm bớt khoảng cách a đã tính một lượng $\Delta a = (0,002 + 0,004)a$.
5. Tính đường kính các đĩa xích [theo công thức (12-1)].
6. Tính lực tác dụng lên trục [theo công thức (12-16)].

12.6.2. Thí dụ

Thiết kế bộ truyền xích trong dẫn động băng tải, vận tốc đĩa xích dẫn $n_1 = 140 \text{ vg/ph}$, tỷ số truyền $u = 2,5$, công suất $\mathcal{R} = 2,5 \text{ kW}$, tải trọng êm. Xích nằm nghiêng một góc lớn hơn 60° so với đường nằm ngang, trục đĩa xích có thể điều chỉnh được, bôi trơn xích bằng phương pháp nhỏ giọt.

Giải :

1. Chọn loại xích. Vì vận tốc không cao cho nên chọn loại xích con lăn.
2. Chọn số răng đĩa nhỏ theo điều kiện $Z_1 = 29 - 2u \geq 19$, lấy $Z_1 = 25$ răng. Tính số răng đĩa lớn

$$Z_2 = uZ_1 = 2,5 \cdot 25 = 62,5$$

Lấy $Z_2 = 63$ răng.

Tỷ số truyền thực của bộ truyền xích

$$u = Z_2/Z_1 = 63/25 = 2,52$$

3. Xác định bước xích t theo công suất tính toán \mathcal{R}_1 [công thức (12-22)] và tra bảng 12.5.

Lấy $K_d = 1$ (tải trọng êm) ; $k_a = 1$ (vì lấy khoảng cách trục $a \approx 40t$) ; $K_o = 1,25$ (bộ truyền có góc nghiêng $\psi > 60^\circ$) ; $K_{dc} = 1$ (bộ truyền có thể điều chỉnh được) ; $K_b = 1$ (bôi trơn nhỏ giọt).

Hệ số điều kiện sử dụng xích [công thức (12-18)]

$$K = 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1 = 1,25$$

Hệ số răng đĩa dẫn :

$$K_z = Z_{o1}/Z_1 = 25/25 = 1$$

Hệ số số vòng quay (lấy $n_{o1} = 200$ vg/ph)

$$K_n = n_{o1}/n_1 = 200/140 = 1,42$$

Công suất tính toán

$$\mathcal{R}_1 = 1,25 \cdot 1 \cdot 1,42 \cdot 2,5 = 4,44 \text{ kW}$$

Theo bảng 12.5 (với $n_{o1} = 200$ vg/ph) chọn xích 1 dây có bước $t = 19,05$ có ký hiệu ПП 19,05 - 32000, công suất cho phép $[\mathcal{R}] = 4,8$ kW. Trị số t nhỏ hơn trị số giới hạn (bảng 12.3).

4. Định sơ bộ khoảng cách trục $a = 40t = 40 \cdot 19,05 = 762$ mm.

Tính số mắt xích theo công thức (12-3)

$$X = 0,5(25 + 63) + 2 \cdot 762/19,05 + 0,25(63 - 25)^2 \cdot 19,05/(\pi^2 \cdot 762) = 124,9$$

Lấy số mắt xích $X = 124$.

Tính chính xác khoảng cách trục a [công thức (12-4)]

$$a = 0,25 \cdot 19,05 [124 - 0,5(25 + 63)] + \sqrt{[124 - 0,5(25 + 63)]^2 - 2[(63 - 25)/\pi]^2} = 753,2 \text{ mm}$$

Để xích khỏi chịu lực căng quá lớn, rút bớt khoảng cách a một lượng

$$\Delta a = 0,002a \approx 1,5 \text{ mm.}$$

Vậy lấy $a = 752$ mm.

5. Tính đường kính các đĩa xích [công thức (12-1)]

Đường kính đĩa xích dẫn

$$d_1 = \frac{19,05}{\sin(\pi/25)} = 152 \text{ mm}$$

Đường kính đĩa xích bị dẫn

$$d_2 = \frac{19,05}{\sin(\pi/63)} = 382 \text{ mm}$$

6. Tính lực tác dụng lên trục theo công thức (12-16). Lấy hệ số $k_t = 1,1$. Lực vòng [công thức (12-12)]

$$F_t = 6 \cdot 10^7 \cdot 2,5 / (25 \cdot 140 \cdot 19,05) = 2250N$$

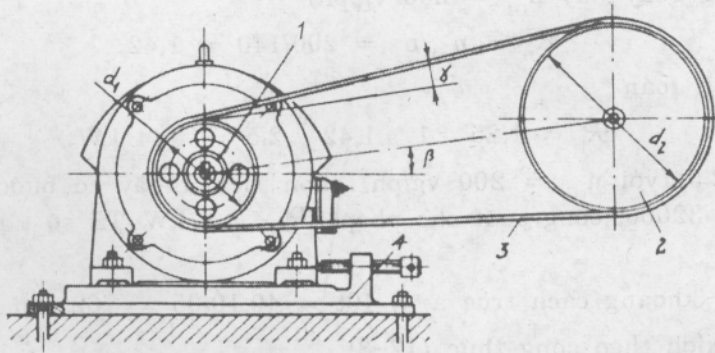
Chương 13

TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

13.1 KHÁI NIỆM CHUNG

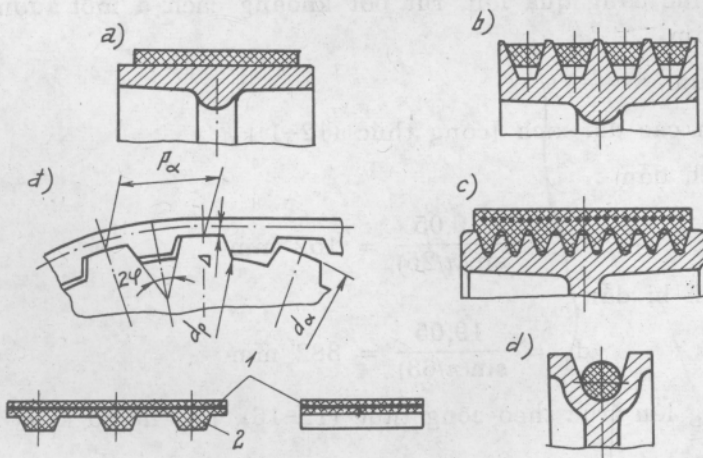
13.1.1. Cấu tạo chính của bộ truyền đai

Bộ truyền đai thường gồm hai bánh đai, (hình 13.1) bánh dẫn 1 và bánh bị dẫn 2, vòng đai 3 mắc căng trên hai bánh đai nhờ bộ phận căng đai 4. Do có ma sát giữa đai và bánh, bánh dẫn quay sẽ truyền chuyển động và cơ năng sang bánh bị dẫn.



Hình 13.1

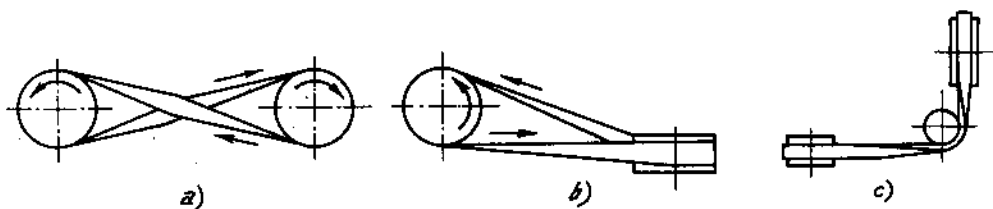
Theo hình dạng tiết diện đai, đai được chia làm bốn loại : đai dẹt (hình 13.2a) có tiết diện chữ nhật, đai hình thang (hình 13.2b) có tiết diện hình thang, đai hình lược (hình 13.2c) và đai tròn (hình 13.2d). Đai hình lược có cấu tạo gồm nhiều gân dọc có tiết diện hình thang. Ngoài ra hiện nay còn dùng đai răng (hình 13.2đ), truyền lực



Hình 13.2

nhờ ăn khớp của đai với các răng trên bánh đai. Đai dẹt và đai hình thang được dùng rộng rãi hơn cả, còn đai tròn chỉ dùng trong những máy công suất nhỏ : máy khâu, trong các khí cụ v.v...

Thường dùng bộ truyền đai để truyền chuyển động giữa các trục song song và quay cùng chiều nhau (hình 13.1). Tuy nhiên, nếu bắt chéo đai (hình 13.3a) bộ truyền có thể truyền chuyển động giữa các trục song song quay ngược chiều nhau. Nếu bắt nửa chéo vòng đai (hình 13.3b) hoặc dùng bánh đai trung gian (hình 13.3c) ta sẽ có các bộ truyền đai truyền chuyển động giữa trục bố trí chéo góc hoặc cắt nhau. Trong các trường hợp này cạnh đai chóng bị mòn và bánh đai phải khá rộng, do đó ít được dùng.



Hình 13.3

13.1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

Truyền động đai có các ưu điểm sau :

- Có khả năng truyền chuyển động và cơ năng giữa các trục ở khá xa nhau.
- Làm việc êm, không ồn.
- Giữ được an toàn cho các tiết máy khác khi bị quá tải (lúc này đai sẽ trượt trên bánh).
- Kết cấu đơn giản, giá thành rẻ.

Các nhược điểm của truyền động đai :

- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường kính bánh đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt dần hồi của đai trên bánh.
- Lực tác dụng lên trục và ổ lớn do phải căng đai (lực tác dụng lên trục và ổ tăng thêm khoảng 2 ÷ 3 lần so với trong truyền động bánh răng).
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao.

Bộ truyền đai thường được dùng để truyền công suất không quá 40 ÷ 50 kW, vận tốc thông thường khoảng 5 ÷ 30 m/s. Tỷ số truyền u của truyền động đai dẹt thường không quá 5, đối với truyền động đai hình thang $u \leq 10$. Bộ truyền đai thường được bố trí ở cấp tốc độ nhanh, bánh dẫn lắp vào trục động cơ (hình 13.1). Trong trường hợp này kích thước bộ truyền tương đối nhỏ gọn.

13.2. CÁC LOẠI ĐAI VÀ BÁNH ĐAI

13.2.1. Các loại đai

Vật liệu làm đai phải thỏa mãn các yêu cầu như có đủ độ bền mỏi và bền mòn, hệ số ma sát tương đối lớn và có tính đàn hồi cao (mô đun đàn hồi thấp).

Trong các vật liệu tự nhiên, chỉ có da loại tốt là thỏa mãn các yêu cầu trên. Đối với đai làm bằng vật liệu tổng hợp, để bảo đảm đai có đủ độ bền, các lớp chịu

tải trọng chính được làm bằng sợi vải bền hoặc sợi kim loại, bố trí theo mặt trung hòa của đai. Lớp vỏ bọc của đai được làm bằng vật liệu có hệ số ma sát cao, chẳng hạn như cao su.

Các loại đai dẹt

Đai da làm việc bền lâu, khả năng tải cao, chịu va đập tốt. Đai da rất bền mòn nên làm việc tốt trong các bộ truyền chéo. Nhược điểm của đai da là giá đắt, không dùng được ở nơi có axit, ẩm ướt, cho nên hiện nay ít dùng.

Đai vải cao su gồm nhiều lớp vải và cao su được sunfua hóa. Đai vải cao su có độ bền cao, đàn hồi tốt, ít chịu ảnh hưởng của thay đổi nhiệt độ và độ ẩm. Do đó hiện nay đai vải cao su được dùng rộng rãi, dùng để truyền tải trọng tương đối ổn định. Không nên cho dầu dây vào đai vải cao su vì dễ làm hỏng cao su. Loại đai này không chịu được va đập mạnh.

Đai sợi bông có hai loại: đai dẹt dày và đai khâu nhiều lớp. Đai sợi bông có khối lượng nhỏ, giá rẻ, dùng thích hợp ở các truyền động có vận tốc cao, công suất nhỏ. Đai sợi bông khá mềm nên có thể làm việc với các bánh đai có đường kính nhỏ. Khả năng tải và tuổi thọ của đai sợi bông thấp hơn đai da và đai cao su. Không nên dùng đai sợi bông ở những nơi ẩm ướt hoặc nhiệt độ cao.

Đai sợi len chế tạo từ len dẹt (sợi ngang là sợi vải), tẩm hỗn hợp oxyt chì và dầu gai. Đai có tính đàn hồi khá cao nên có thể làm việc tốt khi tải trọng không ổn định hoặc có va đập và khi bánh đai có đường kính nhỏ. Đai sợi len ít chịu ảnh hưởng của môi trường (nhiệt độ, độ ẩm, bụi, axit v. v...) nhưng khả năng tải kém hơn so với các loại đai khác. Đai sợi len giá đắt.

Đai bằng các loại vật liệu tổng hợp với nền cơ bản là nhựa pôliamít liên kết với các lớp sợi tổng hợp là caprôn... có độ bền và tuổi thọ cao, chịu được va đập, có thể làm việc với tốc độ cao đến $80 + 100$ m/s.

Trừ một số loại đai dẹt bằng vật liệu tổng hợp được chế tạo sẵn thành vòng kín, còn nói chung đai dẹt được chế tạo thành những băng dài. Khi dùng, tùy theo khoảng cách trục người ta cắt ra và nối đầu đai lại thành vòng đai. Đai được nối bằng cách dán, khâu hoặc dùng các vật nối bằng kim loại (dùng các tấm kẹp và bulông v.v...). Chất lượng đầu nối có ảnh hưởng lớn đến sự làm việc của bộ truyền đai nhất là khi vận tốc lớn và khoảng cách trục ngắn.

Kích thước chiều rộng b và chiều dài h của đai dẹt được tiêu chuẩn hóa. Bảng 13.1 cho các kích thước tiêu chuẩn của một số loại đai vải cao su của Liên Xô cũ. Chiều dày của đai không có các lớp lót bằng cao su xen giữa lớp vải nhỏ hơn so với đai có các lớp lót.

Bảng 13.1

Kích thước đai vải cao su (Liên Xô cũ)

Số lớp vải	Chiều rộng đai b , mm	Chiều dày đai h , mm			
		Đai B-800 và B-820		Đai БKHЛ -65 và БKHЛ 65-2	
		có lớp lót	không lớp lót	có lớp lót	không lớp lót
3	20 - 112	4,5	3,75	3,0	3,0
4	20 - 250	6,0	5,0	4,8	4,0
5	20 - 250	7,5	6,25	6,0	5,0
6	8 - 250	9,0	7,5	7,2	6,0

Một số trị số chiều rộng tiêu chuẩn của đai vải cao su : 20, 25, (30), 32, 40, 50, (60), 63, (70), 71, (75), 80, (86), 90, 100, 112, (115), (120), 125, 140, (150), (160), (175), 180, 200, 224, (225), 250 (nên tránh dùng các trị số trong ngoặc).

Các kích thước tiêu chuẩn của đai sợi bông (Liên Xô cũ) cho trong bảng 13.2

Bảng 13.2

Kích thước đai sợi bông (Liên Xô cũ)

Chiều rộng b, mm	Số lớp	Chiều dày h, mm
30, 40, 50, 60, 75, 90, 100	4	4,5
30, 40, 50, 60, 75, 90, 100, 115, 125, 150, 175	6	6,5
50, 75, 110, 115, 125, 150, 175, 200, 225, 250	8	8,5

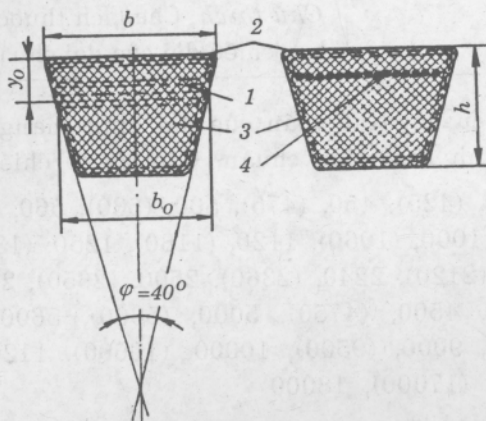
Đai hình thang

Cấu tạo của đai hình thang gồm các phần sau (hình 13.4) : lớp sợi xếp hoặc lớp sợi bện 1 chịu kéo, lớp vải cao su 2 bọc quanh đai và lớp cao su 3 chịu nén. Mặt làm việc của đai là hai mặt bên, ép vào rãnh có tiết diện hình thang của bánh đai. Khi đai vòng qua bánh đai, giữa mặt trong của đai và đáy rãnh có khe hở. Nhờ tác dụng chêm của đai vào bánh đai cho nên ma sát giữa đai và bánh đai tăng lên : góc chêm φ của đai hình thang bằng 40° .

Lớp sợi 2 là lớp chịu tải chủ yếu, làm bằng các vật liệu như sợi caprôn, lớp xan, viscô v.v... có môđun đàn hồi cao hơn nhiều so với cao su. Lớp sợi này được bố trí trên mặt trung hòa của đai cho nên không phải chịu ứng suất uốn sinh ra khi đai uốn quanh bánh đai.

Đai hình thang được chế tạo thành vòng liền, do đó làm việc êm hơn so với đai dẹt, phải nối đai.

Tiêu chuẩn quy định 6 loại tiết diện đai hình thang, theo thứ tự từ nhỏ đến lớn Z, O, A, B, C và D, kích thước tương ứng với 6 loại đai tiêu chuẩn của Liên Xô cũ O, A, B, B, Г, Д. Tỷ số giữa chiều rộng đáy lớn hình thang với chiều cao của đai hình thang bình thường $b/h \approx 1,6$, còn đối với đai hình thang hẹp $b/h \approx 1,2$. Tiêu chuẩn TCVN 3210-79 quy định kích thước tiết diện đai hình thang hẹp gồm 3 loại SPZ, SPA và SPB, tương ứng với đai YO, YA, YB của Liên Xô cũ (có 4 loại đai hình thang hẹp YO, YA, YB, YB). Với cùng chiều rộng đai, đai hình thang hẹp có chiều cao h lớn hơn, do đó khả năng tải cao hơn đai hình thang bình thường. Bảng 13.3 cho các thông số chủ yếu về kích thước các loại đai hình thang Liên Xô cũ.



Hình 13.4

Kích thước đai hình thang (Liên Xô cũ)

Loại đai	Loại tiết diện	Kích thước tiết diện, mm				A_1 , mm ²	l_0 , mm	Chiều dài giới hạn, mm	Khối lượng lm đai, kg/m
		b_0	b	h	y_0				
Đai hình thang	O	8,5	10	6	2,1	47	1320	400 - 2500	0,06
	A	11	13	8	2,8	81	1700	560 - 4000	0,10
	B	14	17	10,5	4,0	138	2240	800 - 6300	0,18
	B	19	22	13,5	4,8	230	3750	1800 - 10600	0,30
	Г	27	32	19	6,9	476	6000	3150 - 15000	0,62
	Д	32	38	23,5	8,3	692	7100	4500 - 18000	0,90
Đai hình thang hẹp	YO	8,5	10	8	2,0	56	1600	630 - 3550	0,07
	YA	11	13	10	2,8	95	2500	800 - 4500	0,12
	YB	14	17	13	3,5	158	3550	3550 - 8000	0,37
	YB	19	22	18	4,8	278	5600	2000 - 8000	0,37

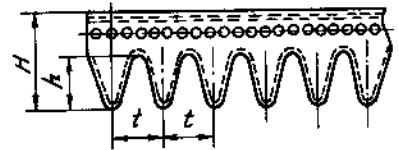
Chú thích. Các kích thước b_0 , b, h, y_0 - xem hình 13.4 ;
 l_0 - chiều dài của đai chuẩn ; A_1 - diện tích tiết diện đai.

Chiều dài tính toán của đai hình thang, đo theo mặt phẳng trung hòa của đai, được quy định theo tiêu chuẩn. Các trị số chiều dài tiêu chuẩn (mm) của đai hình thang :

400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, (4750), 5000, (5300), 5600, (6000), 6300, (6700), 7100, (7500), 8000, (8500), 9000, (9500), 10000, (10600), 11200, (11800), 12500, (13200), 14000, (15000), 16000, (17000), 18000.

Đai hình lược

Đai hình lược có các gân dọc ở mặt trong của đai (hình 13.2c và 13.5), các gân này gài vào các rãnh hình thang khi đai vòng qua bánh đai. Số gân nên lấy chẵn, thường trong khoảng $2 \div 20$ gân, cho phép có thể chế tạo đai có đến 50 gân. Trong phần phẳng của đai có một số lớp vải cao su và các sợi bền. Đai hình lược có ưu điểm là hệ số ma sát khá cao đồng thời cũng dễ uốn quanh bánh đai như đai dẹt, do đó có thể giảm đường kính bánh đai và tăng tỷ số truyền đến $u \leq 15$. Kích thước đai hình lược các loại K, JI và M của Liên Xô cũ cho trong bảng 13.4.



Hình 13.5

Loại đai hình thang, đai hình lược và đường kính tối thiểu của bánh đai nhỏ d_{\min} được chọn theo mô men xoắn T_1 trên trục quay nhanh, (bảng 13.5).

Bảng 13.4

Kích thước đai hình lục (Liên Xô cũ)

Loại tiết diện	Kích thước, mm			Diện tích A_{10} , mm ²	Chiều dài giới hạn, mm	Số gân		Khối lượng 1m đai có 10 gân, kg/m
	t	H	h			nên lấy	cho phép	
K	2,4	4,0	2,35	72	400 - 2000	2 - 36	36	0,09
JI	4,8	9,5	4,85	356	1250 - 4000	4 - 20	50	0,45
M	9,5	16,7	10,35	1137	2000 - 4000	2 - 20	50	1,60

A_{10} - diện tích của tiết diện đai có 10 gân.

Bảng 13.5

Đường kính tối thiểu của bánh đai nhỏ và phạm vi mômen xoắn đối với các loại đai hình thang (Liên Xô cũ)

Loại đai	Ký hiệu tiết diện	Mômen trên trục quay nhanh T_1 , N.m	d_{1min} , mm	Loại đai	Ký hiệu tiết diện	Mômen trên trục quay nhanh T_1 , N.m	d_{1min} , mm
Đai hình thang	O	< 30	63	Đai hình thang hẹp	YO	< 150	63
	A	15 - 60	90		YA	90 - 400	90
	B	45 - 150	125		YB	300 - 2000	140
	B	120 - 600	200		YB	> 1500	224
	Г	420 - 2400	315				
	Д	1600 - 6000	500				

Chú thích : 1. Với trị số T_1 đã cho, để tăng tuổi thọ và hiệu suất nên chọn loại đai tiết diện nhỏ trong phạm vi có thể.
2. Lấy d_1 lớn sẽ tăng được hiệu suất và tuổi thọ đai.

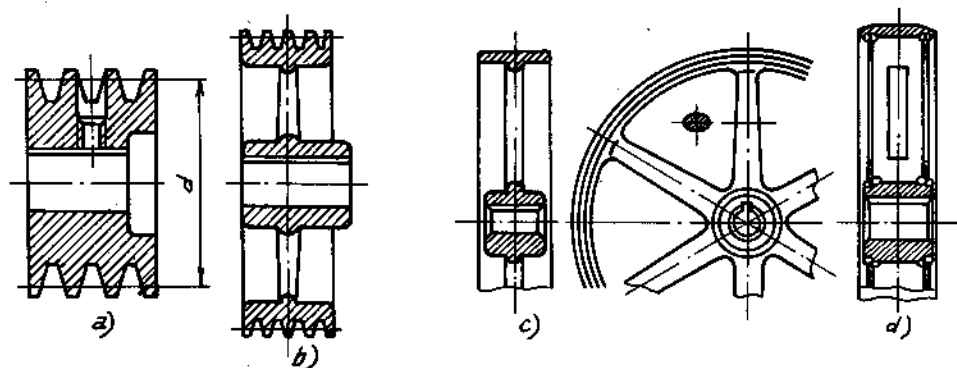
Đai răng

Đai răng được chế tạo thành vòng kín, phía trong có răng hình thang (hình 13.2đ) ăn khớp với các răng trên bánh đai. Cấu tạo đai gồm các sợi thép bền (cáp) là phần tử truyền tải trọng, và nền là cao su hoặc chất dẻo, đai được bọc vải nylon để tăng độ bền mòn. Truyền động đai răng kết hợp được các ưu điểm của truyền động đai và truyền động xích. So với truyền động xích đai răng làm việc ít ồn hơn (khe hở khi ăn khớp tương đối nhỏ) và không đòi hỏi bôi trơn. Thông số kết cấu chính của đai răng là môđun $m = t/\pi$ (t - bước của đai răng) và góc 2φ (hình 13.2đ).

Đai răng được dùng với vận tốc $v \leq 50$ m/s, tỷ số truyền $u \leq 12$ (đôi khi $u \leq 20$) và công suất đến 100 kW.

13.2.2. Bánh đai

Hình dạng kết cấu bánh đai được quyết định bởi kích thước (thường là đường kính ngoài), loại đai và số lượng sản xuất (đơn chiếc, hàng loạt, hàng khối) và khả năng chế tạo của cơ sở sản xuất (hình 13.6).



Hình 13.6

Bánh đai có đường kính nhỏ (dưới 100mm) được chế tạo bằng dập hoặc đúc, không khoét lỗm (hình 13.6a).

Bánh đai có đường kính lớn thường được khoét lỗm, có lỗ hoặc có 4 ÷ 6 nan hoa, để giảm bớt khối lượng. Các bánh đai này thường bao gồm ba phần: vành ngoài, tiếp xúc với đai; mayơ để lắp lên trục và nan hoa hoặc đĩa nối vành với mayơ. Trong sản xuất đơn chiếc hoặc hàng loạt nhỏ bánh đai đường kính lớn chế tạo từ phôi cán, phôi rèn, đúc hoặc hàn; trong sản xuất hàng loạt lớn và hàng khối bánh đai được đúc. Hình dạng vành phụ thuộc vào loại đai (hình 13.2).

Bánh đai dẹt có bề mặt ngoài là mặt trụ (hình 13.6c) hoặc có hình trống (phần giữa hơi lồi) (hình 13.6d) để hạn chế khả năng tuột đai khỏi bánh khi làm việc.

Đối với những bộ truyền vận tốc cao ($v > 40$ m/s) người ta làm những rãnh vòng trên bề mặt bánh đai để giảm tác dụng của các "chêm khí động", sinh ra khi đai chạy vào bánh đai, có ảnh hưởng xấu đến khả năng tải của bộ truyền.

Đường kính bánh đai nên lấy theo các trị số tiêu chuẩn (mm):

40, 45, 50, 56, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 315, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.

Đường kính tính toán của bánh đai hình thang, là đường kính vòng tròn qua lớp trung hòa của đai cũng lấy theo các trị số tiêu chuẩn trên đây (từ 63 mm trở lên).

Chiều rộng B bánh đai dẹt khi mắc bình thường

$$B = 1,1b + (10 + 15) \text{ mm}$$

khi mắc chéo hoặc nửa chéo:

$$B = 1,4b + (10 + 15) \text{ mm}$$

b - chiều rộng đai. Trị số B nên lấy tròn theo tiêu chuẩn (mm):

40, 50, 63, 71, 80, 100, 125, 140, 160, 200, 224, 250, 315, 355, 400, 450. Kích thước của rãnh bánh đai hình thang được quy định theo tiêu chuẩn. Góc rãnh φ trong khoảng $34 + 40^\circ$, tùy theo đường kính bánh đai, lấy trị số nhỏ khi đường kính nhỏ (vì có biến dạng của tiết diện đai khi bị uốn, đường kính bánh đai càng nhỏ, đai bị biến dạng càng nhiều). Bảng 13.6 cho các kích thước chủ yếu của rãnh bánh đai hình thang (Liên Xô cũ) (hình 13.7).

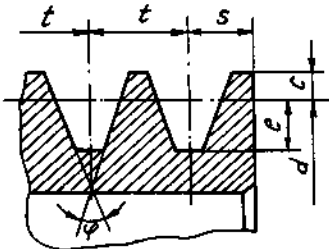
Chiều rộng B của bánh đai

$$B = (x - 1)t + 2S$$

x - số đai.

Bảng 13.6

Kích thước chủ yếu của rãnh bánh đai hình thang (Liên Xô cũ) (mm)



Hình 13.7

Loại tiết diện đai	c	e	t	s
O	2,5	7,5	12	8
A	3,5	9	15	10
B	4,2	11	19	12,5
B	5,7	14,5	25,5	17
YO	2,5	10	12	8
YA	3,3	13	15	10

Kích thước kết cấu bánh đai hình lược và bánh đai răng cho trong các tài liệu về truyền động đai.

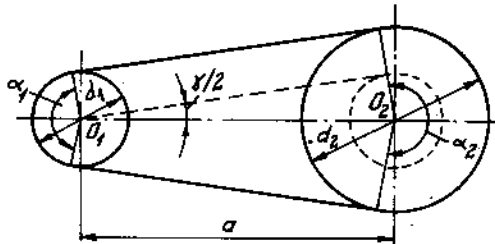
13.3. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CHÍNH

Xét trường hợp bộ truyền đai mức bình thường như sơ đồ trên hình 13.8 ; d_1 và d_2 - đường kính tính toán của bánh dẫn và bánh bị dẫn ;

a - khoảng cách giữa hai trục ;

α_1, α_2 - góc ôm của đai trên bánh nhỏ và bánh lớn.

γ - góc giữa hai nhánh dây, là góc giữa hai đường tiếp tuyến với các vòng tròn d_1 và d_2 (góc làm bởi 1 nhánh dây với đường nối hai tâm O_1O_2 bằng $\gamma/2$).



Hình 13.8

vòng tròn qua lớp trung hòa của đai. Các thông số hình học chính của bộ truyền đai là đường kính d_1, d_2 , góc ôm α_1 , chiều dài đai L và khoảng cách trục a.

Đường kính bánh đai không nên lấy quá nhỏ để tránh cho đai khỏi chịu ứng suất uốn quá lớn, sinh ra khi đai vòng quanh bánh đai.

Đường kính d_1 của bánh đai nhỏ trong bộ truyền đai dẹt có thể xác định theo công thức thực nghiệm của Xavérin

$$d_1 = (1100 + 1300) \sqrt[3]{\mathcal{R}_1/n_1}$$

hoặc

(13-1)

$$d_1 = (5,2 + 6,4) \sqrt[3]{T_1}, \text{ mm}$$

\mathcal{R}_1 - công suất trên trục dẫn, kW ;

T_1 - mômen xoắn trên trục dẫn, N.m

Đối với đai hình thang nên lấy đường kính bánh đai nhỏ $d_1 \approx 1,2d_{1\min}$;
 $d_{1\min}$ - đường kính tối thiểu, tra bảng 13.5.

Đường kính bánh đai lớn

$$d_2 = d_1 u (1 - \xi) \quad (13-2)$$

trong đó u - tỷ số truyền ; ξ - hệ số trượt.

Góc ôm α_1 trên bánh nhỏ

$$\alpha_1 = 180^\circ - \gamma \approx 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1) / a \quad (13-3)$$

Chiều dài đai

$$L = 2a \cos(\gamma/2) + 0,5\pi(d_2 + d_1) + 0,5\gamma(d_2 - d_1)$$

Thông thường $\gamma < 35^\circ$, do đó ta chỉ chú ý đến hai số hạng đầu của dãy khai triển, có thể lấy $\cos(\gamma/2) \approx 1 - \gamma^2/8$ và lấy $\gamma \approx (d_2 - d_1)/a$.

Do đó ta có

$$L \approx 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (13-4)$$

$$a = \frac{1}{4} \left\{ L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} \right]^2 - 2(d_2 - d_1)^2} \right\} \quad (13-5)$$

Góc ôm α_1 nhỏ sẽ ảnh hưởng xấu đến khả năng kéo của đai, do đó đối với đai dẹt cần thỏa mãn điều kiện $\alpha_1 \geq 150^\circ$; đối với đai hình thang, do có tác dụng chêm của đai với rãnh bánh đai, cho nên chỉ yêu cầu $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

Khoảng cách trục a càng lớn thì góc ôm α_1 càng lớn (trong trường hợp $u \neq 1$) và tần số thay đổi ứng suất trong đai sẽ giảm. Do đó đối với đai dẹt nên lấy $a \geq 2(d_1 + d_2)$. Đối với đai hình thang khoảng cách trục tối thiểu

$$a_{\min} = 0,55(d_1 + d_2) + h$$

h - chiều cao đai hình thang.

Để hạn chế kích thước, giảm giá thành và ngăn ngừa dao động ngang của đai, khoảng cách trục lớn nhất của bộ truyền đai hình thang $a_{\max} = 2(d_1 + d_2)$. Tuy nhiên khoảng cách trục a càng nhỏ số vòng chạy của đai trong 1 giây v/L sẽ tăng lên, khiến tuổi thọ của đai giảm xuống. Nên lấy $v/L \approx 3 + 5$ đối với đai dẹt và $v/L \approx 20 + 30$ đối với đai hình thang và đai hình lược.

13.4. CƠ HỌC TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

13.4.1. Lực tác dụng lên đai

Để tạo nên lực ma sát giữa đai và bánh đai, cần phải căng đai với lực căng ban đầu F_0 .

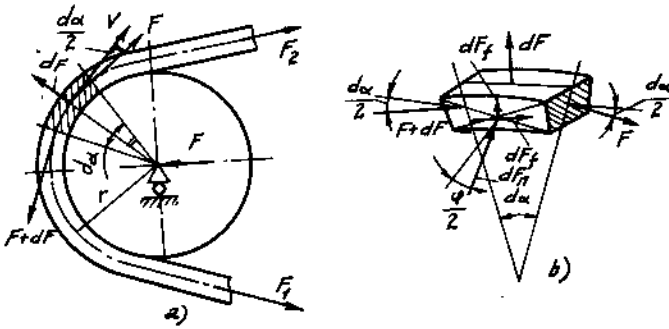
Khi bộ truyền làm việc, bánh dẫn chịu tác dụng của mômen xoắn T_1 , trong nhánh dẫn lực sẽ tăng lên là F_1 và trong nhánh bị dẫn lực sẽ giảm xuống còn F_2 (hình 13.9a).

Ta có hệ thức

$$T_1 = \frac{d_1}{2} (F_1 - F_2)$$

Gọi F_t là lực vòng trong truyền động đai

$$F_t = F_1 - F_2 \frac{2T_1}{d_1} = \frac{1000R}{v} \quad (13-6)$$



Hình 13.9

$$F_1 = F_0 + 0,5F_t \text{ và } F_2 = F_0 - 0,5F_t, \text{ vậy} \\ F_0 = 0,5(F_1 + F_2) \quad (13-7)$$

Ole đã tìm ra hệ thức giữa các lực căng F_1 và F_2 phụ thuộc ma sát giữa đai và bánh đai.

Trong trường hợp tổng quát ta xét đai hình thang. Cắt một phần tử đai bằng hai mặt cắt theo hướng kính (hình 13.9a) và đặt các lực pháp tuyến với các mặt cắt này $F + dF$ và F . Trên phần tử đai này (hình 13.9b) còn chịu: các lực pháp tuyến dF_n , lực ma sát hướng kính và lực ma sát vòng $dF_f = fdF_n$ (f hệ số ma sát giữa đai và bánh đai) và lực quán tính ly tâm của phần tử đai $dF_{ll} = q_m v^2 d\alpha$ (q_m - khối lượng đai có chiều dài 1 mét; v - vận tốc vòng của đai).

Điều kiện cân bằng của phần tử đai theo hướng kính

$$(F + dF) \frac{d\alpha}{2} - F \frac{d\alpha}{2} + dF_{ll} + 2dF_n \sin \frac{\varphi}{2} + 2dF_f \cos \frac{\varphi}{2} = 0 \quad (13-8)$$

Điều kiện cân bằng theo hướng tiếp tuyến

$$F + 2dF_f - (F + dF) = 0 \quad (13-9)$$

Từ đẳng thức (13-9) ta có $dF = 2dF_f = 2fdF_n$ và thay vào đẳng thức (13-8), bỏ qua số hạng vô cùng bé bậc cao, tìm được

$$(F - q_m v^2) d\alpha = \frac{dF}{f^*} \quad (13-10)$$

trong đó, f^* - hệ số ma sát tương đương

$$f^* = \frac{f}{\sin(\varphi/2) + f \cos(\varphi/2)} \quad (13-11)$$

F_t là lực có ích, N; d_1 - đường kính bánh dẫn, mm; T_1 - mômen xoắn trên trục dẫn, N.m; R - công suất, kW; v - vận tốc vòng của bánh đai, m/s.

Để tìm quan hệ giữa lực căng ban đầu F_0 với các lực F_1, F_2 , ta bỏ qua lực ly tâm và giả thiết vật liệu đai tuân theo định luật Húc, khi đai chịu tải trọng ngoài lượng dẫn trên nhánh dẫn bằng lượng co trên nhánh bị dẫn nghĩa là

Từ đẳng thức (13-10) có thể viết

$$\frac{dF}{F - q_m v^2} = f^* d\alpha$$

Tích phân hai vế đẳng thức trên theo cả cung trượt α , ta có

$$\int_{F_2}^{F_1} \frac{dF}{F - q_m v^2} = \int_0^{\alpha_1} f^* d\alpha$$

hay là

$$\frac{F_1 - F_v}{F_2 - F_v} = e^{f^* \alpha_1} = \lambda \quad (13-12)$$

trong đó $F_v = q_m v^2$ - lực căng phụ do lực ly tâm gây nên. Lực ly tâm có tác dụng làm giảm áp suất giữa đai và bánh đai, nghĩa là làm giảm tác dụng có ích của lực căng ban đầu F_0 (Các công thức trên lực tính bằng Niuton, q_m tính bằng kg/m và v tính bằng m/s).

Thực nghiệm cho thấy không có chuyển vị hướng kính của đai trên bánh dẫn, do đó

$$f_1^* = f / \sin(\varphi/2) \quad (13-13)$$

Đối với đai dẹt $\varphi = 180^\circ$ và $f^* = f$. Qua đây có thể thấy rõ khả năng tải của đai dẹt khá thấp so với đai hình thang (khi góc $\varphi = 40^\circ$ thì $f^* \approx 3f$). Giảm góc φ sẽ tăng được hệ số ma sát tương đương f^* , tuy nhiên có thể gây nên hiện tượng kẹt đai, làm hỏng đai rất nhanh.

Trong các bộ truyền đai có vận tốc $v \leq 10$ m/s, có thể bỏ qua lực quán tính và công thức (13-12) có dạng thông thường, gọi là công thức Ôle

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \alpha_1} = \lambda \quad (13-14)$$

Từ các hệ thức (13-6) và (13-12) ta có

$$F_1 = \frac{\lambda}{\lambda - 1} F_t + F_v; F_2 = F_1 - F_t = \frac{F_1}{\lambda - 1} + F_v \quad (13-15)$$

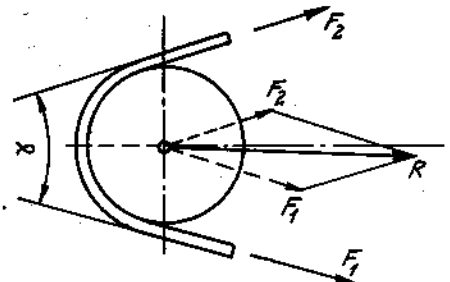
Lực tác dụng lên trục bánh đai (hình 13.10)

$$F_r = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1 F_2 \cos\gamma} \approx 2F_0 \cos(\gamma/2)$$

hoặc

$$F_r = 2F_0 \sin(\alpha_1/2) \quad (13-16)$$

với α_1 - góc ôm trên bánh đai nhỏ



Hình 13.10

13.4.2. Ứng suất trong đai

Ứng suất căng ban đầu do F_0 gây nên

$$\sigma_0 = \frac{F_0}{A} \quad (13-17)$$

A - diện tích tiết diện đai. Để đai làm việc được lâu bền, qua kinh nghiệm sử dụng bộ truyền đai, người ta lấy $\sigma_0 = 1,2 + 1,8$ MPa.

Khi chịu tác dụng của tải trọng ngoài, ứng suất trong nhánh dẫn σ_1 và trong nhánh bị dẫn σ_2 (hình 13.11a) :

$$\left. \begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{F_1}{A} = \frac{\lambda}{\lambda - 1} \sigma_t + \sigma_v \\ \sigma_2 &= \frac{F_2}{A} = \frac{\sigma_t}{\lambda - 1} + \sigma_v \end{aligned} \right\} \quad (13-18)$$

trong đó $\sigma_v = F_v/A = q_m v^2/A = \rho_m v^2$ (13-19)

ρ_m - khối lượng riêng của vật liệu đai, đối với đai vải cao su $\rho_m = 1250 + 1400$ kg/m³, A - diện tích tiết diện đai. Ứng suất σ_v là ứng suất do lực ly tâm gây nên. Ứng suất

$$\sigma_t = \frac{F_t}{A} \quad (13-20)$$

được gọi là ứng suất có ích.

Ngoài các ứng suất trên, trong các đoạn đai vòng qua bánh đai còn xuất hiện ứng suất uốn σ_{u1} , σ_{u2} (hình 13.11).

Theo định luật Húc, ứng suất tỷ lệ bậc nhất với biến dạng tương đối

$$\sigma_u = \varepsilon E = \frac{y_{\max}}{r} E$$

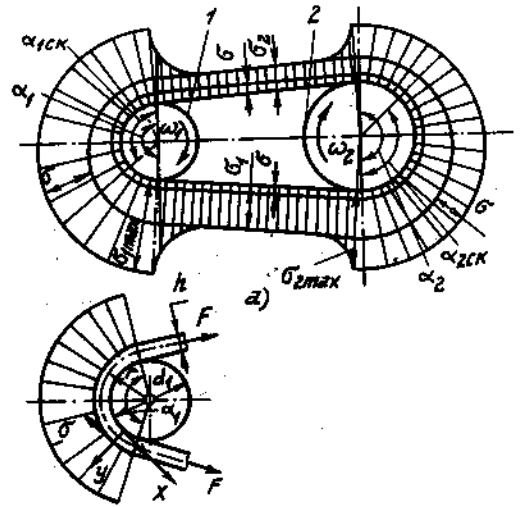
y_{\max} - khoảng cách từ thớ đai ngoài cùng đến lớp trung hòa của đai ; r - bán kính cong của vòng đai ; E - mô đun đàn hồi, đối với đai vải cao su $E = 200 + 350$ MPa.

Ứng suất uốn lớn nhất trong đai dẹt khi đai vòng qua bánh nhỏ, đường kính d_1 ; $y_{\max} = 0,5h$ và $r = 0,5 (d_1 + h) \approx 0,5d_1$; h - chiều dày đai dẹt (hình 13.11b)

$$\sigma_{u1} = \frac{h}{d_1} E \quad (13-21)$$

Đối với đai hình thang, ứng suất uốn lớn nhất

$$\sigma_{u1} = \frac{2y_0}{d_1} E \quad (13-22)$$



Hình 13.11

trong đó y_0 - khoảng cách từ lớp trung hòa đến đáy lớn của tiết diện hình thang.

Các công thức (13-20) và (13-21) cho thấy ứng suất uốn phụ thuộc chiều dài đai và đường kính bánh đai nhỏ. Để hạn chế ứng suất uốn không nên lấy đường kính bánh đai quá nhỏ và dùng đai có chiều dày lớn.

Ứng suất tổng lớn nhất trên nhánh dẫn của đai, lúc đai vào bánh nhỏ (hình 13.11a)

$$\sigma_{\max} = \frac{\lambda}{\lambda - 1} \sigma_t + \sigma_v + \sigma_{u_1} \quad (13-23)$$

Biểu đồ phân bố ứng suất theo chiều dài đai trình bày trên hình 13.11. Khi đai làm việc mỗi phần tử đai chịu ứng suất thay đổi, trị số lớn nhất là σ_{\max} và trị số nhỏ nhất là σ_2 . Ứng suất thay đổi là nguyên nhân gây nên sự hỏng vì mỏi của đai.

13.4.3. Sự trượt của đai

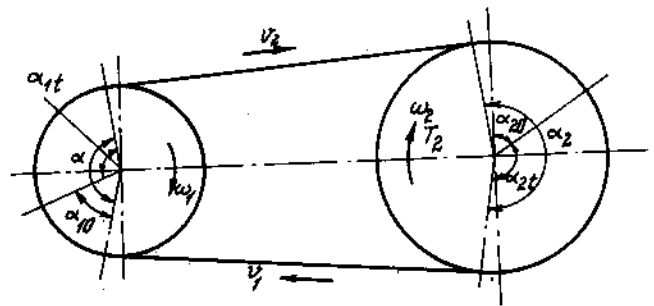
Tương tự như trong truyền động bánh ma sát, khi truyền tải trọng giữa đai và bánh đai cũng xảy ra hiện tượng *trượt đàn hồi*. Như đã trình bày ở trên, khi bộ truyền đai làm việc, các nhánh đai chịu tác dụng lực khác nhau (sơ đồ lực có nét liền trên hình 13.12).

Các phần tử đai chạy trên nhánh dẫn chịu lực là F_1 , vòng qua bánh đai dẫn sang nhánh bị dẫn chịu lực $F_2 < F_1$. Do đó độ dẫn dài tương đối của đai cũng giảm xuống. Kết quả là xuất hiện sự trượt đàn hồi của đai trên bánh đai, nghĩa là đai chạy chậm hơn bánh dẫn.

Khi phần tử đai chạy vòng qua bánh bị dẫn, độ dẫn dài tương đối của đai tăng lên (do lực tăng từ F_2 lên F_1) và xảy ra trượt đàn hồi, đai chạy nhanh hơn bánh bị dẫn. Như vậy trượt đàn hồi có nguyên nhân do đai có tính đàn hồi, khi làm việc đi qua những vùng chịu lực khác nhau, làm thay đổi biến dạng của đai, gây nên sự trượt tương đối giữa đai và bánh đai.

Sự trượt đàn hồi không xảy ra trên toàn bộ cung ôm α_1 và α_2 , mà xảy ra trên một phần của các cung này là α_{1t} và α_{2t} , gọi là các cung trượt. Cung trượt ở về phía nhánh đai sắp ra khỏi bánh đai (hình 13.12). Tải trọng ngoài càng tăng lên thì cung trượt càng tăng lên và các cung không trượt α_{10} và α_{20} còn gọi là cung tĩnh, giảm xuống.

Nếu tiếp tục tăng tải trọng đến mức cung trượt choán toàn bộ cung ôm, sẽ xảy ra trượt hoàn toàn, ta gọi là hiện tượng trượt trơn. Vậy hiện tượng trượt trơn xảy ra khi bộ truyền bị quá tải, bánh bị dẫn dừng lại và hiệu suất của bộ truyền bằng số không.



Hình 13.12

13.4.4. Đường cong trượt và hiệu suất bộ truyền đai

Khả năng tải của bộ truyền đai được đặc trưng bởi lực vòng F_t hoặc môđun xoắn T_1 truyền qua bánh dẫn, phụ thuộc lực căng ban đầu F_0 và ma sát giữa đai và bánh đai. Thật vậy, bỏ qua ảnh hưởng của lực ly tâm, từ các hệ thức (13-6), (13-7) và (13-14) ta có :

$$F_t = \frac{2(\lambda - 1)}{\lambda + 1} F_0 \text{ hoặc } F_t = 2 \psi F_0 \quad (13-24)$$

trong đó : $\psi = (\lambda - 1)/(\lambda + 1)$ - hệ số kéo.

Rõ ràng là nếu tăng lực căng ban đầu F_0 thì lực vòng F_t cũng tăng lên. Tuy nhiên điều này cũng dẫn tới là lực $F_1 = F_0 + 0,5F_t$ cũng tăng lên, ứng suất trong đai tăng lên và tuổi thọ của đai giảm xuống. Ngược lại, nếu lực căng ban đầu nhỏ, lực ma sát sinh ra giữa đai và bánh đai sẽ nhỏ và bộ truyền không thể truyền được lực vòng F_t lớn.

Trị số hợp lý của lực căng ban đầu F_0 được xác định qua nghiên cứu mối liên hệ giữa hệ số kéo :

$$\psi = (\lambda - 1)/(\lambda + 1) = F_t/2F_0 = \sigma_1/2\sigma \quad (13-25)$$

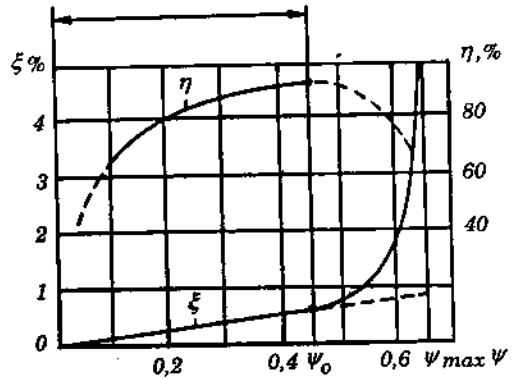
với hệ số trượt $\xi = (v_1 - v_2)/v_1$ (v_1 - vận tốc vòng của bánh dẫn ; v_2 - vận tốc vòng của bánh bị dẫn) và với hiệu suất η . Các đồ thị đường cong trượt $\xi - \psi$ và đồ thị đường cong hiệu suất $\eta - \psi$ (hình 13.13) được lập theo kết quả thí nghiệm các loại đai, trên trục tung ghi hệ số trượt ξ và hiệu suất η , tính theo phần trăm, trên trục hoành ghi hệ số kéo ψ .

Đường biểu diễn quan hệ giữa ξ và ψ được gọi là *đường cong trượt*. Qua đồ thị ta thấy đoạn đầu của đường cong trượt, khi $0 \leq \psi \leq \psi_0$, ψ_0 là hệ số kéo tới hạn, gần như đoạn thẳng. Điều này chứng tỏ ở giai đoạn này, với một trị số F_0 đã định, nếu tăng dần tải trọng có ích F_t thì hệ số trượt cũng tăng theo tỷ lệ bậc nhất, nghĩa là khi $0 \leq \psi \leq \psi_0$ trong bộ truyền chỉ xảy ra trượt dần hồi. Nếu tăng F_t để $\psi > \psi_0$ đai sẽ bị trượt trơn từng phần (vừa trượt dần hồi vừa trượt trơn), hệ số trượt ξ tăng nhanh. Nếu tiếp tục tăng F_t để ψ đạt trị số ψ_{max} sẽ xảy ra hiện tượng trượt trơn hoàn toàn (trượt trơn toàn phần).

Qua đồ thị *đường cong hiệu suất* $\eta - \psi$ (hình 13.13) ta thấy ở giai đoạn đầu η tăng khi ψ tăng lên (chủ yếu do công suất mất mát trong các ổ trục giảm tương đối so với công suất có ích). Hiệu suất η đạt trị số cực đại khi $\psi \approx \psi_0$. Lúc này công suất mất mát chủ yếu do nội ma sát trong đai, vì vậy mất mát công suất càng tăng khi đường kính bánh đai càng nhỏ.

Khi $\psi > \psi_0$ hiệu suất giảm nhanh vì tăng mất mát công suất do đai bị trượt nhiều, ngoài ra, đai bị mòn khá nhanh.

Nghiên cứu đồ thị đường cong trượt và đường cong hiệu suất, có thể kết luận rằng bộ truyền đai làm việc có lợi nhất khi $\psi = \psi_0$, tại đây hiệu suất η lớn nhất, đối với đai dệt $\eta = 0,97 \div 0,98$, đối với đai hình thang $\eta = 0,92 \div 0,97$. Nếu non tải ($\psi < \psi_0$), khả năng của bộ truyền không được dùng hết, nếu làm việc với tải trọng quá lớn ($\psi > \psi_0$),



Hình 13.13

đai sẽ bị mòn nhanh, hiệu suất giảm và tăng mất mát vận tốc. Qua các số liệu thí nghiệm tìm được $\psi_0 = 0,4 + 0,5$ đối với đai dẹt bằng vật liệu tổng hợp, $\psi_0 = 0,6$ đối với đai dẹt vải cao su; $\psi_0 = 0,6 + 0,7$ đối với đai hình thang. Tỷ số $\varphi_{\max}/\varphi_0 = 1,15 + 1,50$ biểu thị khả năng chịu quá tải tức thời của bộ truyền.

13.4.5. Vận tốc và tỷ số truyền

Vì có trượt cho nên vận tốc vòng v_2 của bánh bị dẫn chậm hơn vận tốc vòng v_1 của bánh dẫn :

$$v_2 = v_1 (1 - \xi)$$

Hệ số trượt của đai dẹt vải cao su hoặc vải $\xi \approx 0,01$, của đai hình thang sợi xếp $\xi \approx 0,02$, sợi bện $\xi = 0,01$.

Vận tốc vòng được xác định theo công thức

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \text{ m/s}$$

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 1000} \text{ m/s} \quad (13-26)$$

trong đó đường kính d_1, d_2 tính bằng mm; n_1, n_2 - số vòng quay trong 1 phút của bánh dẫn và bánh bị dẫn, vg/ph.

Tỷ số truyền

$$u = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} \quad (13-27)$$

Khi tính gần đúng có thể bỏ qua hệ số trượt, do đó $u = \frac{d_2}{d_1}$.

13.5. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

13.5.1. Chỉ tiêu tính toán bộ truyền đai

Qua những phân tích ở trên ta thấy chỉ tiêu chủ yếu để tính toán bộ truyền đai là khả năng kéo và tuổi thọ.

Để đảm bảo khả năng kéo của đai, nghĩa là khi đai làm việc không xảy ra trượt trơn (dù chỉ trượt trơn từng phần) thì hệ số kéo $\psi \leq \psi_0$, hay là từ hệ thức (13-25), ta có điều kiện

$$\psi = \sigma_t / 2\sigma_0 \leq \psi_0$$

$$\sigma_t \leq 2\psi_0 \sigma_0 \quad (13-28)$$

Mặt khác do tác dụng của ứng suất thay đổi, sau một số chu kỳ làm việc đai có thể bị hỏng do mỏi. Quan hệ giữa ứng suất lớn nhất σ_{\max} trong đai và số chu kỳ làm việc N_c cho đến khi đai bị hỏng được biểu thị bằng phương trình đường cong mỏi (1.6).

$$\sigma_{\max}^m N_c = C \quad (13-29)$$

Điều kiện để đai không bị hỏng do mỏi

$$\sigma_{\max} \leq C^{1/m}/N_c^{1/m} = C^*/N_c^{1/m} \quad (13-30)$$

số mũ $m = 6$ đối với đai dẹt ; $m = 11$ đối với đai hình thang ; $C^* = 60 + 70$ MPa đối với đai dẹt bằng cao su ; $C^* = 90 + 100$ MPa đối với đai hình thang. Trong miền chu kỳ lớn ($N_c > 10^9$) $C^* \approx 38$ MPa.

Từ các hệ thức (13-23) và (13-30) ta có điều kiện

$$\sigma_t \leq \frac{\lambda - 1}{\lambda} \left(C^*/N_c^{1/m} - \sigma_{H_1} - \sigma_{u1} \right) \quad (13-31)$$

Đối với bộ truyền có X_b bánh đai cùng đường kính ($u = 1$) số chu kỳ làm việc N_c cho tới khi hỏng được tính theo công thức

$$N_c = 3600 (v/L) x_b t_h \quad (13-32)$$

với t_h - số giờ làm việc cho tới hỏng ; v/L - số vòng chạy của đai trong 1 giây.

Khi $u \neq 1$ ta dùng hệ số ν_u xét đến ảnh hưởng khác nhau của ứng suất uốn trên bánh nhỏ và bánh lớn (ứng suất uốn trên bánh lớn có trị số nhỏ, do đó tuổi thọ tăng lên)

$$N_c = 3600 (v/L) x_b t_h / \nu_u \quad (13-33)$$

Tùy theo trị số u có thể lấy $\nu_u = 1,2 + 2...$

Qua các số liệu thực nghiệm có thể định được trị số ứng suất có ích cho phép $[\sigma_t]$ thỏa mãn các điều kiện (13-28) và (13-31) để đai có thể làm việc không bị trượt trơn (đảm bảo khả năng kéo) và lâu bền.

Như vậy đai được tính toán theo điều kiện

$$\sigma_t = \frac{F_t K_d}{A} \leq [\sigma_t] \quad (13-34)$$

trong đó A - diện tích tiết diện đai. Đối với đai hình thang $A = x.A_1$, x - số đai, A_1 - diện tích tiết diện 1 đai hình thang ; đối với đai hình lược $A = x.A_{10}/10$; x - số gân ; A_{10} - diện tích tiết diện đai hình lược có 10 gân ; K_d - hệ số tải trọng động, xét đến ảnh hưởng của tải trọng động và chế độ làm việc của bộ truyền (bảng 13.7).

Bảng 13.7

Hệ số tải trọng động K_d

Đặc tính tải trọng	Loại máy	K_d
Tải trọng tĩnh. Tải trọng mở máy đến 120% so với tải trọng danh nghĩa	Máy phát điện, quạt, máy nén và máy bơm ly tâm ; máy cắt gọt liên tục ; băng tải	1,0
Tải trọng làm việc có dao động nhỏ Tải trọng mở máy đến 150% so với tải trọng danh nghĩa	Máy bơm và máy nén khí kiểu pittông có ba xilanh trở lên ; xích tải, máy phay, máy tiện rô vôn ve	1,1
Tải trọng làm việc có dao động lớn. Tải trọng mở máy đến 220% so với tải trọng danh nghĩa	Thiết bị dẫn động quay hai chiều ; máy bơm và máy nén khí kiểu một hoặc hai pít tông ; máy bào và máy xọc ; vít vận chuyển và máng cào ; máy ép vít và máy ép lệch tâm có vô lăng nặng	1,25
Tải trọng có va đập và thay đổi nhiều Tải trọng mở máy đến 300% so với tải trọng danh nghĩa	Máy cắt tấm, búa máy, máy nghiền ; thang máy ; máy xúc ; máy ép kiểu vít và máy ép lệch tâm có vô lăng nhẹ	1,5 ÷ 1,6

Chú thích 1. Đối với động cơ có mômen mở máy lớn, đóng mở nhiều lần, các trị số trong bảng được tăng thêm 0,15
2. Các trị số trong bảng dùng cho chế độ làm việc 1 ca ; nếu làm việc 2 ca cần tăng thêm 0,15 và nếu làm việc 3 ca cần tăng thêm 0,35.

13.5.2. Tính đai dẹt

Ứng suất có ích cho phép của đai dẹt

$$[\sigma_1] = [\sigma_1]_0 C_b C_\alpha C_v \quad (13-35)$$

trong đó $[\sigma_1]_0$ - ứng suất có ích cho phép của bộ truyền đai làm việc trong điều kiện thí nghiệm tiêu chuẩn : bộ truyền nằm ngang, góc ôm $\alpha = 180^\circ$, vận tốc vòng của đai $v = 10\text{m/s}$, tải trọng không có va đập (bảng 13.8).

Bảng 13.8

Ứng suất có ích cho phép $[\sigma_1]_0$ của đai dẹt (với $\sigma_0 = 1,8 \text{ MPa}$)

Loại đai	d_1/h								
	25	30	35	40	45	50	60	75	100
Vải cao su	2,10	2,17	2,20	2,25	2,28	2,30	2,33	2,37	2,40
Da	1,70	1,90	2,04	2,15	2,23	2,30	2,40	2,50	2,60
Sợi bông	1,50	1,60	1,67	1,72	1,77	1,80	1,85	1,90	1,95
Sợi len	1,20	1,30	1,37	1,47	1,47	1,50	1,55	1,60	1,65

Chú thích : Với $\sigma_0 = 2\text{MPa}$ các trị số $[\sigma_1]_0$ trong bảng được tăng thêm 10%, với $\sigma_0 = 1,6 \text{ MPa}$ - giảm 10%.

Các hệ số : C_b - hệ số xét đến sự bố trí bộ truyền và cách căng đai. Nếu bộ truyền có bộ phận tự động căng đai, bảo đảm lực căng đai không đổi $C_b = 1$. Tùy theo góc nghiêng β của đường nối hai tâm bộ truyền so với đường nằm ngang (hình 13.1) : khi $0 \leq \beta \leq 60^\circ$ $C_b = 1$; khi $60^\circ < \beta \leq 80^\circ$ $C_b = 0,9$; khi $80^\circ < \beta \leq 90^\circ$ $C_b = 0,8$.

C_α - hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm, tra bảng 13.9 theo trị số góc ôm α_1 trên bánh nhỏ, hoặc tính theo công thức $C_\alpha = 1 - 0,003 (180 - \alpha_1)$, α_1 tính bằng độ.

Bảng 13.9

Hệ số C_α (đai dẹt)

α_1°	110	120	130	140	150	160	170	180
C_α	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,00

C_v - hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc ; vận tốc càng lớn lực ly tâm càng lớn, làm giảm ma sát giữa đai và bánh đai ; C_v đối với đai dẹt vải cao su tra theo bảng 13.10 hoặc tính theo công thức $C_v = 1,04 - 0,0004 v^2$, vận tốc đai v tính bằng m/s.

Bảng 13.10

Hệ số C_v (đai dẹt vải cao su)

$v \text{ (m/s)}$	1	5	10	15	20	25	30
C_v	1,04	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68

Diện tích A - tiết diện đai dẹt phải thỏa mãn điều kiện (13-34), do đó

$$A = bh \geq \frac{F_1 K_d}{[\sigma_1]} \quad (13-36)$$

Thông thường chiều dày h của đai được chọn trước theo đường kính bánh đai nhỏ d_1 sao cho h/d_1 không lớn quá. Nếu lấy $h/d_1 \geq 1/35$ đối với đai da, $h/d_1 \geq 1/40$ đối với đai vải cao su và $h/d_1 \geq 1/30$ đối với đai sợi bông. Chiều dày h của đai lấy theo các trị số tiêu chuẩn

Từ (13-36) tìm được chiều rộng b của đai :

$$b \geq \frac{F_1 K_d}{[\sigma_1]_o C_b \cdot C_\alpha \cdot C_v} \quad (13-37)$$

13.5.3. Tính đai hình thang và đai hình lược

Khi thiết kế bộ truyền đai hình thang hoặc đai hình thang hẹp, loại tiết diện đai được chọn theo trị số mômen xoắn T_1 (bảng 13.5), do đó đã biết diện tích A_1 của tiết diện 1 đai. Từ điều kiện (13-34) ta xác định được số đai x :

$$x \geq \frac{F_1 K_d}{A_1 [\sigma_1]} \quad (13-38)$$

Chú ý rằng $[F_1] = A_1 [\sigma_1]$ - lực vòng cho phép đối với 1 đai ; $F_1 \cdot v = \mathcal{R}$ và $[F_1] \cdot v = [\mathcal{R}]$, trong đó \mathcal{R} - công suất cần truyền ; $[\mathcal{R}]$ công suất cho phép của 1 đai, ta có thể viết hệ thức (13-38) dưới dạng :

$$x \geq \frac{\mathcal{R} \cdot K_d}{[\mathcal{R}]} \quad (13-39)$$

Công suất cho phép $[\mathcal{R}]$ của 1 đai được xác định theo công thức :

$$[\mathcal{R}] = \left(\mathcal{R}_o C_\alpha C_L + \frac{\Delta T_1 n_1}{9550} \right) \text{ kW} \quad (13-40)$$

với \mathcal{R}_o - công suất truyền được bởi 1 đai trong điều kiện số bánh đai trong bộ truyền $x_b = 2$, tỷ số truyền $u = 1$, góc ôm $\alpha = 180^\circ$, chiều dài đai L_o , làm việc không có tải trọng động (hình 13.14a, b - các loại đai hình thang Liên Xô O, A, B, B ; hình 13.14c - các loại hình thang hẹp Liên Xô YO, YA) ;

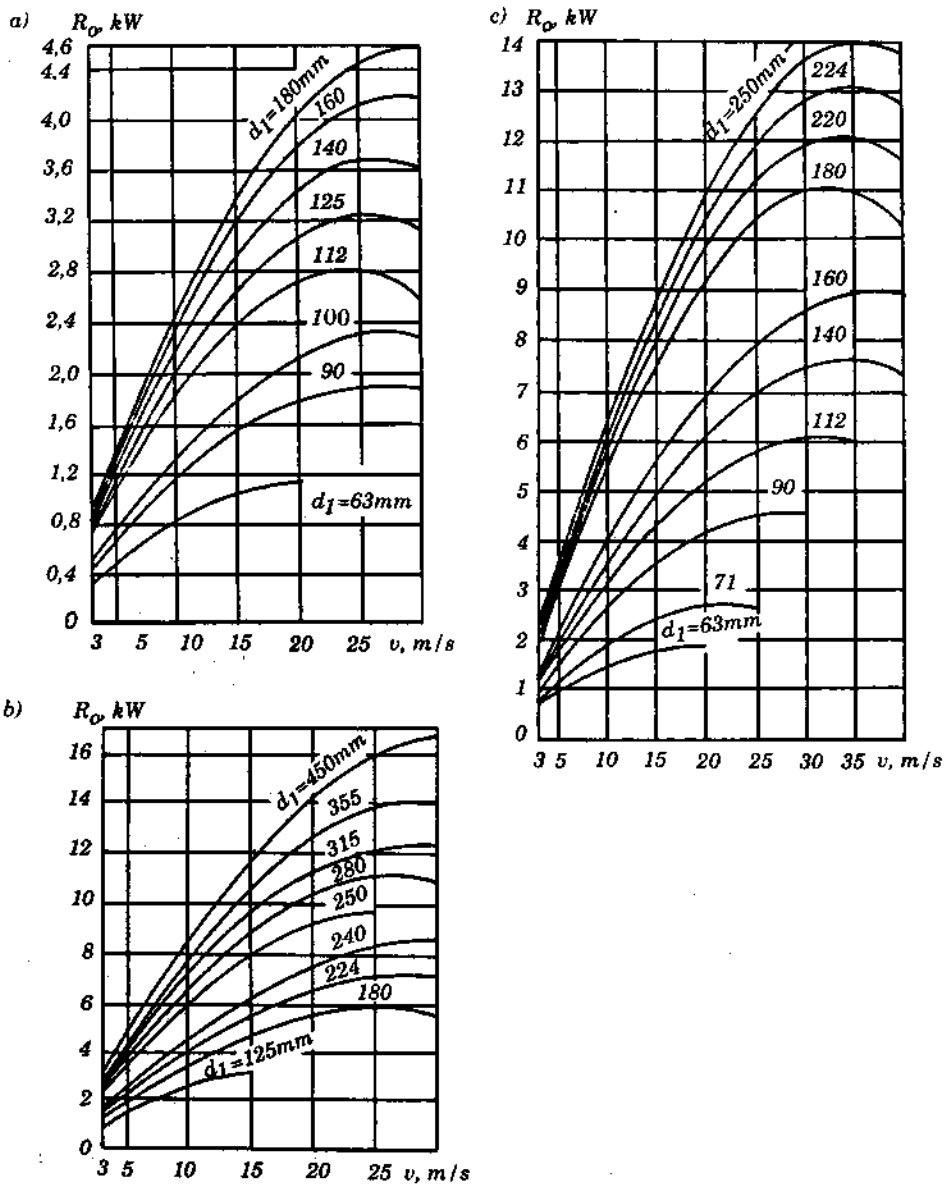
C_α - hệ số xét đến ảnh hưởng của góc ôm (bảng 13.11) ;

C_L - hệ số xét đến ảnh hưởng của chiều dài đai đến tuổi thọ đai ; phụ thuộc tỷ số chiều dài đai đang tính toán với chiều dài L_o ; chiều dài đai càng tăng tần số thay đổi ứng suất càng giảm và tuổi thọ sẽ tăng lên (bảng 13.12).

Bảng 13.11

Hệ số C_α (đai hình thang)

α_1°	70	80	90	100	120	140	160	180
C_α	0,56	0,62	0,68	0,74	0,83	0,89	0,95	1,0



Hình 13.14

Bảng 13.12

Hệ số CL

L/L_0	Đại hình thang	Đại hình thang hẹp và đại hình lược	L/L_0	Đại hình thang	Đại hình thang hẹp và đại hình lược
0,3	0,79	0,80	1,2	1,04	1,03
0,4	0,82	0,85	1,4	1,07	1,06
0,5	0,86	0,89	1,6	1,10	1,08
0,6	0,89	0,91	2,0	1,15	1,12
0,8	0,95	0,96	2,4	1,20	1,15
1	1	1			

C_1 - hệ số xét đến ảnh hưởng của tải trọng (bảng 13.10) ;

ΔT_1 - số gia mômen xoắn (N.m) là phần tải trọng có thể truyền thêm đối với các bộ truyền có tỷ số truyền $u > 1$, do ứng suất uốn được giảm bớt khi đai vòng qua bánh lớn (bảng 13.13) ; với $u = 1 \div 1,02$, $\Delta T_1 = 0$; n_1 - số vòng quay trong 1 phút của bánh đai dẫn.

Bảng 13.13

Số gia mômen xoắn ΔT_1 (N.m)

Tỷ số truyền u	Đai hình thang				Đai hình thang hẹp	
	O	A	B	B	YO	YA
1,03-1,07	0,08	0,20	0,5	1,5	0,3	0,7
1,08-1,13	0,15	0,40	1,1	2,9	0,6	1,4
1,14-1,20	0,23	0,60	1,6	4,4	0,9	2,1
1,21-1,30	0,30	0,80	2,1	5,8	1,2	2,8
1,31-1,40	0,35	0,90	2,3	6,6	1,4	3,1
1,41-1,60	0,38	1,0	2,6	7,3	1,5	3,5
1,61-2,39	0,40	1,1	2,9	8,0	1,7	3,8
2,40 và lớn hơn	0,50	1,2	3,1	9,0	1,8	4,2

Đai hình lược cũng được tính toán tương tự như đai hình thang.

Số gân

$$x \geq \frac{10 R K_d}{[R]} \quad (13-41)$$

trong đó $[R]$ - công suất truyền được bởi đai hình lược có 10 gân, tính theo công thức (13-40), trong đó R_0 - công suất truyền được bởi 1 đai hình lược có 10 gân làm việc với tỷ số truyền

$u = 1$, góc ôm $\alpha_1 = 180^\circ$, chiều dài đai L_0 và tải trọng tĩnh (tra bảng 13.14).

Công suất R_0 truyền được bởi 1 đai hình lược

Bảng 13.14

Tiết diện đai	Đường kính d_i , mm	R_0 (kW) khi vận tốc đai v, m/s					
		5	10	15	20	25	30
K $L_0 = 710\text{mm}$	50	1,65	2,9	4,0	4,8	5,3	-
	56	1,80	3,1	4,3	5,2	5,9	6,2
	63	1,90	3,4	4,6	5,7	6,4	6,8
	71	2,00	3,6	4,9	6,0	6,9	7,4
	80	2,05	3,7	5,2	6,4	7,3	7,9
	90	2,15	3,9	5,4	6,7	7,7	8,4
	100	2,20	4,0	5,6	6,9	8,0	8,7
JI $L_0 = 1600\text{mm}$	80	3,9	6,4	7,9	8,3	-	-
	90	4,5	7,6	9,7	10,8	-	-
	100	5,0	8,6	11,2	12,7	13,0	-
	112	5,5	9,6	12,7	14,7	15,3	-
	125	5,9	10,4	13,9	16,3	17,4	17,0
	140	6,3	11,0	15,0	17,8	19,2	19,0
	160	6,7	12,0	16,2	19,4	21,2	21,5
M $L_0 = 2240\text{mm}$	180	14,5	24,0	30,2	32,8	33,8	34,2
	200	16,3	27,7	35,8	40,3	43,4	45,4
	224	18,0	31,3	41,2	47,5	49,5	50,3
	250	19,7	34,4	45,9	53,8	57,0	59,0
	280	21,0	37,4	50,3	59,8	65,0	68,0

13.5.4. Tính đai răng

Đối với bộ truyền đai răng, các thông số hình học chủ yếu là môđun $m = t/\pi$, t - bước của đai (hình 13.2), số răng của đai Z_d và chiều dài đai L . Môđun được chọn theo mômen xoắn T_1 trên trục nhanh (bảng 13.15).

Đường kính bánh đai

$$d_1 = mZ_1 ; d_2 = mZ_2 \quad (13-42)$$

trong đó Z_1 và Z_2 - số răng của bánh đai

Số răng bánh đai nhỏ Z_1 chọn theo môđun (bảng 13.15). Số răng bánh lớn

$$Z_2 = Z_1 \cdot u \quad (13-43)$$

Thường chọn sơ bộ khoảng cách trục a

$$a = (0,5 \div 2,0) (d_1 + d_2) \quad (13-44)$$

sau đó định sơ bộ chiều dài L của đai theo công thức (13-4).

Theo trị số L tính sơ bộ số răng Z'_d của đai

$$Z'_d = L/(\pi m) \quad (13-45)$$

và qui tròn theo các số liệu chuẩn : 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160. Xác định chiều dài đai theo trị số Z_d tiêu chuẩn

$$L = \pi m Z_d \quad (13-46)$$

Bảng 13.15

Các thông số của đai răng Liên Xô cũ

Thông số	Môđun m , mm					
	2	3	4	5	6	7
Mômen trên bánh nhỏ T_1 , N.mm	$\leq 2.10^2$	$\leq 24.10^2$	$\leq 22.10^3$	$\leq 49.10^3$	$\leq 19.10^4$	$\leq 19.10^5$
Cường độ lực vòng cho phép q_0 , N/mm	5	10	$\frac{15^*}{25}$	35	45	60
Số răng bánh nhỏ Z_1	12-20	14-20	$\frac{16 - 22^*}{18 - 24}$	18-24	22-36	22-36
Số răng đai Z_d	32-125	36-160	40-160	45-140	45-125	50-100
Chiều rộng đai b , mm	8-16	12,5-25	20-40	25-50	50-80	50-80
Khối lượng 1m đai rộng 1mm q_m , kg/m.mm	0,0032	0,004	0,005	0,0075	0,009	0,011
* Tử số là các trị số của đai răng có đường kính cấp 0,35mm ; mẫu số là các trị số của đai răng có đường kính cấp 0,65mm.						

Theo trị số L tính lại khoảng cách trục a .

Tính số răng đai ăn khớp với bánh nhỏ

$$Z_{d1} = Z_1 \alpha_1 / 360^\circ \quad (13-47)$$

trong đó α_1 - góc ôm của đai trên bánh nhỏ. Nên lấy số răng đai $Z_{d1} \geq 6$. Nếu $Z_{d1} < 6$ cần tăng khoảng cách trục a.

Từ điều kiện bền xác định chiều rộng b của đai cần thiết để truyền được lực vòng F_1

$$b \geq \frac{F_1 \cdot k_d}{[q] - q_m v^2} = \frac{2T_1 \cdot K_d}{d_1([q] - q_m v^2)}, \quad (13-48)$$

trong đó [q] - cường độ lực vòng cho phép, là lực vòng có thể truyền được qua 1 mm chiều rộng của đai răng :

$$[q] = q_o \cdot C_u \cdot C_z$$

q_o - cường độ lực vòng cho phép khi $u \geq 1$, số bánh đai $x_b = 2$ và $Z_{d1} \geq 6$ (bảng 13.15) ; C_u - hệ số tỷ số truyền, chỉ dùng đối với các bộ truyền tăng tốc, nếu $u \geq 1$, $C_u = 1$; C_z - hệ số xét đến số răng ăn khớp với bánh nhỏ Z_{d1} , ứng với $Z_{d1} = 6$; 5 và 4 lấy $C_z = 1$; 0,8 và 0,6 ;

K_d - hệ số tải trọng động (bảng 13.7) ; v - vận tốc của đai ;

q_m - khối lượng 1 mét đai rộng 1 mm (bảng 13.15)

Chiều rộng đai phải quy tròn theo các trị số tiêu chuẩn (mm) ; 8 ; 10 ; 12,5 ; 16 ; 20 ; 25 ; 32 ; 40 ; 50 ; 63 ; 80.

Truyền động đai răng không yêu cầu lực căng đai lớn. Lực căng ban đầu chỉ cần lớn hơn lực ly tâm một ít.

$$F_o = (1,1 + 1,3) F_{Ht} = (1,1 + 1,3) q_m v^2 b.$$

13.6. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI. THÍ DỤ

13.6.1 Trình tự thiết kế bộ truyền đai dẹt

1. Chọn loại đai tùy theo điều kiện làm việc.

2. Định đường kính bánh đai nhỏ d_1 (nếu chưa cho trước) theo công thức (13.1).

Kiểm nghiệm vận tốc đai theo điều kiện

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 1000} \leq (25 + 30) \text{ m/s} \quad (13-49)$$

Nếu vận tốc đai quá lớn phải giảm đường kính bánh đai.

3. Tính đường kính bánh đai lớn theo công thức (13-2). Nên lấy d_1 và d_2 theo các trị số tiêu chuẩn gần nhất. Tính lại số vòng quay thực n'_2 của bánh bị dẫn

$$n'_2 = (1 - \xi) n_1 d_1 / d_2$$

Nếu n'_2 chênh lệch nhiều so với n_2 yêu cầu (trên 3 + 5%) cần chọn lại d_1 và d_2 .

4. Xác định khoảng cách trục a và chiều dài đai L. Có thể chọn a theo chiều dài tối thiểu của đai

$$L_{\min} = v / (3 + 5)$$

sau đó tính a theo L_{\min} [công thức (13-5)]

Kiểm nghiệm điều kiện

$$a \geq 2 (d_1 + d_2)$$

Nếu không thỏa mãn điều kiện này, cần lấy $a = 2 (d_1 + d_2)$ và tính lại L theo a [công thức (13-4)]. Để nối đai, sau khi tính xong cần tăng chiều dài đai thêm $100 + 400\text{mm}$, tùy theo cách nối.

5. Tính góc ôm α_1 [công thức (13-3)] và kiểm nghiệm điều kiện

$$\alpha_1 \geq 150^\circ$$

(đối với đai bằng chất dẻo $\alpha_1 \geq 120^\circ$), nếu không đạt cần tăng khoảng cách trục a hoặc dùng bánh căng đai.

6. Xác định chiều dày và chiều rộng đai. Chọn trước chiều dày h của đai (xem mục 13.5.2) lấy theo các trị số tiêu chuẩn. Chiều rộng b của đai tính được theo công thức (13-37) và lấy theo tiêu chuẩn.

7. Tính chiều rộng B của bánh đai (xem mục 13.2.2).

8. Tính lực tác động lên trục theo công thức (13-16).

13.6.2. Trình tự thiết kế bộ truyền đai hình thang

1. Chọn loại đai (tiết diện đai) theo mômen xoắn trên trục quay nhanh

$T_1 = 9550 \cdot \mathcal{R}_1/n_1$ (N.m) (bảng 13.5). Nên chọn vài ba phương án để so sánh và quyết định.

2. Định đường kính bánh đai nhỏ $d_1 \approx 1,2d_{1\min}$; $d_{1\min}$ tra theo bảng 13.5 tùy theo loại đai được chọn. Tính đường kính bánh đai d_2 . Các trị số d_1 và d_2 nên lấy theo tiêu chuẩn. Kiểm nghiệm lại số vòng quay thực n_2' của bánh lớn (như đối với đai dẹt). Tính vận tốc v của đai.

3. Khoảng cách trục a được lấy theo yêu cầu của kết cấu máy hoặc chọn theo bảng 13.16 theo tỷ số truyền u.

Bảng 13.16

Chọn khoảng cách trục a của đai hình thang

u	1	2	3	4	5	≥ 6
a/d ₁	1,5	2,4	3	3,8	4,5	5

Khoảng cách trục a cần thỏa mãn điều kiện

$$2 (d_1 + d_2) \geq a \geq 0,55 (d_1 + d_2) + h$$

4. Tính chiều dài đai L theo khoảng cách trục a [công thức (13-4)] và quy tròn L theo các trị số tiêu chuẩn.

5. Xác định chính xác khoảng cách trục a theo L tiêu chuẩn [công thức (13-5)].

6. Tính góc ôm α_1 [công thức (13-3)] và kiểm nghiệm điều kiện

$$\alpha_1 \geq 120^\circ$$

(Trong trường hợp cần thiết có thể lấy $\alpha_1 \geq (70^\circ + 90^\circ)$, tuy nhiên lúc này C_α khá thấp - xem bảng 3.11).

7. Xác định số đai cần thiết x theo công thức (13-39). Số đai x không nên quá $5 + 6$ đai đối với các tiết diện O, A, B, B và YO, YA, không nên quá $8 + 12$ đối với các tiết diện đai còn lại. Số đai càng lớn thì sự phân bố tải trọng giữa các đai càng không đều.

So sánh các phương án đã tính toán (về kích thước, số đai) để chọn phương án thích hợp.

8. Tính chiều rộng bánh đai B (xem mục 13.2.2).

9. Tính lực tác dụng lên trục

$$F_r = 2F_o \times \sin(\alpha_1/2) \quad (13-50)$$

trong đó : F_o - lực căng ban đầu của 1 đai ; $F_o = \sigma_o A_1$; A_1 - diện tích tiết diện 1 đai, mm^2 ; σ_o - ứng suất căng ban đầu, có thể lấy $\sigma_o = 1,2 \text{ MPa}$.

13.6.3. Thí dụ

Thiết kế bộ truyền đai hình thang truyền dẫn từ động cơ điện đến hộp giảm tốc theo các số liệu sau : công suất $\mathcal{R}_1 = 5,5 \text{ kW}$, số vòng quay trong 1 phút (tần số quay) của trục dẫn $n_1 = 1440 \text{ vg/ph}$; số vòng quay của trục bị dẫn $n_2 = 550 \text{ vg/ph}$, với sai số cho phép $\pm 4\%$; tải trọng ổn định, bộ truyền làm việc 1 ca.

Giải

1. Chọn loại đai. Tính mômen xoắn trên trục dẫn

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{5,6}{1440} = 36,476 \text{ N.m}$$

Theo bảng 13.5 có thể chọn đai hình thang A hoặc đai hình thang hẹp YO. Ta tính toán theo hai phương án.

2. Định đường kính bánh đai

Đường kính bánh đai nhỏ $d_1 \approx 1,2 d_{1\text{min}}$, mm ($d_{1\text{min}}$ tra theo bảng 13.5), lấy theo tiêu chuẩn. Tỷ số truyền $u = 1440/550 \approx 2,6$. Đường kính bánh đai lớn $d_2 = u d_1$, mm lấy theo tiêu chuẩn.

Tính lại số vòng quay thực n'_2 , vg/ph sai số vòng quay $\frac{567 - 550}{550} \approx 3\%$ nhỏ hơn trị số cho phép.

Vận tốc đai $v = \pi d_1 n_1 / 60.1000$, m/s.

3. Khoảng cách trục a chọn theo bảng 13.15, với $u = 2,6$ lấy $a = 2,8 d_1$, mm

Khoảng cách trục a thoả mãn điều kiện

$$2(d_1 + d_2) \geq a \geq 0,55(d_1 + d_2) + h$$

4. Tính chiều dài đai L , mm theo công thức (13-4) ; và quy tròn theo tiêu chuẩn.

5. Xác định chính xác khoảng cách trục a , mm, theo công thức (13-5).

	A	YO
	100	80
	250	200
	567	567
	6	7,5
	280	224
	1120	900
	274,9	222

6. Tính góc ôm α_1 theo công thức (13-3). $\alpha_1 > 120^\circ$.	150°	150°
7. Xác định số đai cần thiết x theo công thức (13-39)		
\mathcal{P}_o , kW (hình 13.15)	1,2	1,4
C_α (bảng 13.11)	0,92	0,92
C_L (bảng 13.12)	0,91	0,90
ΔT_1 , N.m (bảng 13.13)	1,2	1,8
$[\mathcal{P}]$, kW	1,18	1,43
K_1 (bảng 13.7)	1	1
Tính được x	4,7	3,8
Lấy số đai	5	4
8. Chiều rộng bánh đai B		
t , mm (bảng 13.6)	15	12
S , mm (bảng 13.6)	10	8
$B = (x - 1)t + 2S$, mm	80	52
9. Tính lực tác dụng lên trục F_p , N theo công thức (13-50)	940	520

Kết luận : Chọn phương án đai YO số đai ít hơn, kích thước gọn hơn và lực tác dụng lên trục nhỏ hơn so với phương án đai A.

Chương 14

TRUYỀN ĐỘNG VÍT - ĐAI ỐC

14.1. KHÁI NIỆM CHUNG

14.1.1. Các loại truyền động vít-dai ốc

Truyền động vít - đai ốc được dùng để đổi chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến.

Tùy theo dạng chuyển động của vít và đai ốc có thể chia ra các loại : vít 1 quay và tịnh tiến, đai ốc 2 cố định với giá, như trường hợp vít ép trên hình 14.1a, hoặc đai ốc 2 quay còn vít 1 tịnh tiến, (hình 14.1.b) hoặc vít quay đai ốc tịnh tiến như trên hình 14.1c (vít chạy dao trong máy tiện...). Ngoài ra có loại truyền động vít - đai ốc có đai ốc vừa quay vừa tịnh tiến còn vít cố định, nhưng ít được dùng.

Giữa vận tốc tịnh tiến của vít v (m/s) và số vòng quay trong 1 phút n (vòng/ph) của đai ốc (hình 14.1.b) có hệ thức

$$v = \frac{nZP}{60.1000} \text{ m/s} \quad (14-1)$$

trong đó : Z - số mối ren ; P - bước ren, mm.

Truyền động vít - đai ốc rất có lợi về lực và có thể thực hiện được các dịch chuyển chậm và chính xác.

Ren dùng trong truyền động vít - đai ốc thường là các loại ren có góc profin khá nhỏ như ren hình thang, ren răng cưa, ma sát tương đối nhỏ, hiệu suất cao. Trong các cơ cấu truyền lực theo hai chiều người ta thường dùng ren hình thang, có độ bền khá cao. Ren răng cưa được dùng trong các bộ truyền chịu lực 1 chiều lớn (trong vít kích, máy ép v.v...).

Ren tam giác có bước nhỏ được dùng trong các khí cụ để thực hiện các dịch chuyển chính

xác, ở đây không quan tâm lắm đến hiệu suất truyền động.

Đối với các bộ truyền đòi hỏi chuyển vị rất chính xác người ta dùng ren hình thang có góc profin nhỏ và ren vuông. Các loại ren này có ưu điểm là độ chính xác dịch chuyển ít chịu ảnh hưởng của di động hướng tâm của vít, ngoài ra mất mát do ma sát cũng khá nhỏ. Tuy nhiên vì khó chế tạo cho nên ren vuông ngày càng ít dùng.

14.1.2 Ưu, nhược điểm

Truyền động vít - đai ốc có các ưu điểm :

- Cấu tạo đơn giản, thắng lực lớn, thực hiện được dịch chuyển chậm.

- Kích thước nhỏ, chịu được lực lớn.

- Thực hiện được các dịch chuyển chính xác cao.

Nhược điểm là :

- Hiệu suất thấp do ma sát trên ren.

- Chóng mòn ;

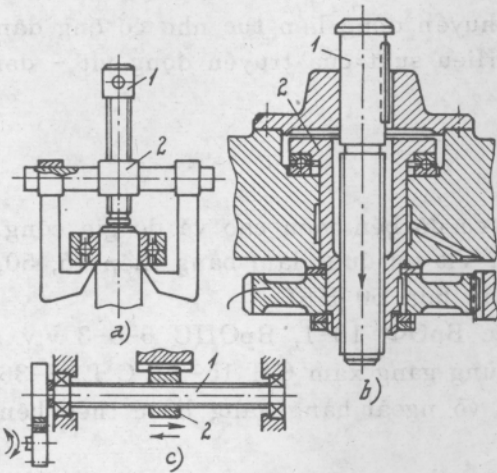
Trong truyền động vít - đai ốc công suất bị mất mát chủ yếu do ma sát trên ren. Hiệu suất của bộ truyền (đổi quay thành tịnh tiến) được tính theo công thức:

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)} \quad (14-2)$$

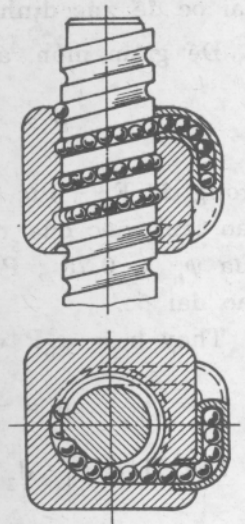
trong đó : γ - góc vít của ren ;

ρ - góc ma sát. Khi $\gamma = 5 \div 20^\circ$ và $\rho = 5^\circ$

thì $\eta = 0,40 \div 0,70$.



Hình 14.1



Hình 14.2

Để tăng hiệu suất và giảm mòn gấn dây người ta dùng truyền động vít - đai ốc bi, nhờ đó ma sát trượt trên ren được thay thế bằng ma sát lăn. Hình 14.2 trình bày kết cấu một loại truyền động vít - đai ốc bi. Trên vít và đai ốc có rãnh xoắn chứa các viên bi; khi làm việc, bi lăn trong rãnh. Bi chuyển động liên tục nhờ có ống dẫn nối thông các vòng rãnh đầu và cuối của đai ốc. Hiệu suất của truyền động vít - đai ốc bi có thể đạt 0,9.

14.1.3 Vật liệu

Ngoài yêu cầu về độ bền, vật liệu làm vít cần có độ bền mòn cao và dễ gia công. Vít không tôi được làm bằng thép CT5, 35, 45, 50. Vít tôi được làm bằng thép 45, 50, 40X, 40 XH, 50 XΓ v.v... Tôi có độ rắn không thấp hơn 50 HRC.

Đai ốc thường được làm bằng đồng thanh thiếc БрОФ 10-1, БрОЦС 6-6-3 v.v... Trường hợp tải trọng nhỏ và vận tốc thấp có thể dùng gang xám CЧ 15-32, CЧ 18-36 v.v... Để tiết kiệm đồng có thể chế tạo đai ốc có vỏ ngoài bằng gang hoặc thép bền trong lớp đồng (dùng cách đúc ly tâm).

14.2. TÍNH TRUYỀN ĐỘNG VÍT - ĐAI ỐC

Thực nghiệm cho thấy truyền động vít - đai ốc thường bị hỏng do mòn ren. Để giảm mòn cần chọn vật liệu vít và đai ốc thích hợp, bôi trơn đầy đủ và tính toán để hạn chế áp suất trên ren.

Ngoài hiện tượng hỏng vì mòn, bộ truyền có thể bị hỏng do không đủ độ bền (các vít chịu lực lớn...) hoặc không ổn định (các vít dài bị uốn dọc).

14.2.1. Tính theo độ bền mòn

Phương pháp tính theo độ bền mòn được dùng cho phần lớn các bộ truyền vít - đai ốc để xác định đường kính vít và chiều cao đai ốc.

Để giảm mòn, áp suất p trên mặt ren không được quá trị số cho phép $[p]$.

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 h x} \leq [p] \quad (14-3)$$

trong đó F_a - lực tác dụng dọc trục, d_2 - đường kính trung bình của vít; h - chiều cao làm việc của ren, $h = \psi_h P$, đối với ren hình thang $\psi_h = 0,5$; đối với ren răng của $\psi_h = 0,75$; P - bước ren; x - số vòng ren của đai ốc; $x = H/P$; H - chiều cao đai ốc.

Thay $h = \psi_h P$ và $x = H/P$ vào công thức (14-3)

$$p = \frac{F_a}{\pi d_2 \psi_h \cdot H} \leq [p] \quad (14-4)$$

Đặt $H = \psi_H \cdot d_2$, công thức xác định đường kính trung bình d_2 của đai có dạng

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [p]}} \quad (14-5)$$

Trị số ψ_H thường lấy trong khoảng 1,2 + 2,5.

Áp suất cho phép $[p]$ đối với thép tôi - đồng thanh $11 \div 13$ MPa, đối với thép không tôi - đồng thanh $8 \div 10$ MPa, đối với thép không tôi - gang $4 \div 6$ MPa. Trong các cơ cấu dịch chuyển chính xác (như trong bộ phận phân độ của máy cắt kim loại v.v...), $[p]$ lấy bằng $1/3 \div 1/2$ các trị số trên.

Sau khi tính được đường kính trung bình d_2 phải lấy tròn theo trị số gần nhất trong tiêu chuẩn và từ đó tra các kích thước khác. Đường kính D của đai ốc có thể lấy bằng $(3 \div 3,5)d$, d - đường kính ngoài của ren vít.

14.2.2 Tính theo độ bền

Đối với các vít chịu tải lớn cần kiểm tra độ bền vít đồng thời chịu nén (hoặc kéo) và xoắn cho nên phải tính ứng suất tương đương σ_{td} và kiểm nghiệm điều kiện

$$\sigma_{td} = \sqrt{s^2 + 3t^2} \leq [\sigma] \quad (14-6)$$

trong đó σ - ứng suất do lực dọc trục F_a gây nên

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1^2}$$

τ - ứng suất do mômen xoắn T gây nên

$$\tau = \frac{T}{W_o} = \frac{16T}{\pi d_1^3}$$

d_1 - đường kính trong của ren vít ; W_o - mômen cản xoắn của vít. Ứng suất cho phép $[\sigma] = \sigma_{ch}/3$; σ_{ch} - giới hạn chảy của vật liệu vít.

14.2.3. Tính theo điều kiện ổn định

Trường hợp vít bị nén và tương đối dài (chiều dài tương đương của vít $\mu l > 7d_1$), cần kiểm tra theo điều kiện ổn định (tính về uốn dọc).

Để vít không hỏng do uốn dọc, lực nén F_a phải thỏa mãn điều kiện ổn định Ole.

$$F_a = \pi^2 EJ/S(\mu l)^2 \quad (14-7)$$

trong đó E - môđun đàn hồi của vít ;

$J = \pi d_1^4/64$ - mômen quán tính của tiết diện vít ;

$S = 2,5 + 4$ - hệ số an toàn về ổn định ;

μl - chiều dài tương đương của vít, đối với vít có hai gối tựa, l là khoảng cách giữa hai gối tựa ; đối với vít có một gối tựa thì đai ốc được coi như gối tựa thứ hai và l là khoảng cách từ nửa chiều cao đai ốc đến gối tựa kia ; hệ số μ có thể xem trong giáo trình "Sức bền vật liệu". Riêng đối với trường hợp gối tựa là ổ lăn hoặc ổ trượt có tỷ số chiều dài ổ l_o với đường kính ổ d_o : $l_o/d_o \leq 2$, gối tựa được coi như "bản lề" và $\mu = 1$.

Người ta dùng công thức (14-7) khi $\mu l \geq 100 j$ hoặc $\mu l \geq 25d_1$, trong đó $j = \sqrt{J/A} \approx d_1/4$ - bán kính quán tính của tiết diện vít ; A - diện tích tiết diện vít.

Để đơn giản, có thể kiểm nghiệm vít có chiều dài bất kỳ theo điều kiện chung về bền và ổn định

$$\sigma_n = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \leq \varphi [\sigma_n] \quad (14-8)$$

trong đó: $[\sigma_n]$ - ứng suất nén cho phép, có thể lấy bằng $\sigma_{ch}/3$

σ_{ch} - giới hạn chảy.

φ - hệ số giảm ứng suất cho phép, phụ thuộc độ mềm μ/l_j của vít, φ tra trong bảng dưới đây, các trị số bảng dưới dùng cho các mác thép có độ bền cao.

$\frac{\mu l}{j}$	30	40	50	60	70	80	100	120	140	160
φ	0,91	0,89	0,86	0,82	0,76	0,70	0,51	0,37	0,29	0,24
	0,91	0,87	0,83	0,79	0,72	0,65	0,43	0,30	0,23	0,19

14.3. THÍ DỤ

Tính vít của kích chịu tải trọng $F_a = 150.000$ N, chiều dài làm việc của vít $l = 1000$ mm, gối tựa là ổ bi chặn và xác định hiệu suất của vít kích. Vít cần tự hãm, dùng ren răng cưa.

Giải

1. Chọn vật liệu vít - thép 35, vật liệu đai ốc ; gang C418-36.

2. Xác định đường kính trung bình của vít theo điều kiện bền mòn [công thức (14-5)]. Lấy áp suất cho phép $[p] = 6$ MPa ; $\psi_H = 2$; $\psi_h = 0,75$ (ren răng cưa), ta được

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{150000}{3,14 \cdot 2 \cdot 0,75 \cdot 6}} \approx 73 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn, ứng với đường kính d_2 hơi lớn hơn 73mm có thể chọn các bước ren 5, 12 và 20mm. Ren có bước $P = 5$ mm quá nhỏ, chóng mòn hỏng. Ta chọn bước ren 12 hoặc 20 mm tùy điều kiện đảm bảo tự hãm : góc vít γ phải nhỏ hơn góc ma sát ρ .

Đối với vít được bôi dầu, lấy hệ số ma sát $f = 0,1$ ta có

$$\rho = \arctg f = 5^\circ 40'$$

Đối với ren có bước $P = 12$ mm ($d_2 = 76$ mm), góc vít

$$\gamma = \arctg \frac{P}{\pi d_2} = \arctg \frac{12}{3,14 \cdot 76} \approx 2^\circ 50'$$

thỏa mãn điều kiện tự hãm $\gamma < \rho$.

Đối với ren có bước $P = 20\text{mm}$ ($d_2 = 75\text{mm}$)

$$\gamma = \arctg \frac{20}{3,14 \cdot 75} \approx 5^\circ$$

không an toàn về tự hãm (vì γ xấp xỉ bằng ρ).

Vậy chọn ren răng của 85×12 ; $d = 85\text{ mm}$; $P = 12\text{ mm}$; $d_1 = 64,2\text{ mm}$; $d_2 = 76\text{ mm}$; $h = 9\text{ mm}$.

3. Tính chiều cao đai ốc H . Theo công thức (14-3) tìm số vòng ren đai ốc

$$x = \frac{150000}{\pi \cdot 76 \cdot 9 \cdot 6} \approx 12$$

Vậy $H = xt = 12 \cdot 12 = 144\text{ mm}$

Hệ số chiều cao đai ốc $\psi_H = H/d_2 = 144/76 = 1,9$, trong khoảng cho phép là $1,2 \div 2,5$.

4. Vì vít khá dài và chịu lực nén lớn cho nên phải kiểm tra về độ bền và ổn định. Tính gần đúng theo điều kiện (14-8), với vật liệu vít là thép 35 có $\delta_{ch} = 300\text{ MPa}$; $[\sigma_n] = 300/3 = 100\text{ MPa}$; hệ số φ tra theo $\mu l/j = 4l/d_1 = 4 \cdot 1000/64,2 = 62$, vậy $\varphi = 0,8$

Ta có

$$\sigma_n = \frac{4 \cdot 150000}{3,14 \cdot (64,2)^2} = 46,5 \leq 0,8 \cdot 100 = 80\text{ MPa}$$

5. Xác định hiệu suất của vít kích theo công thức (14-2) (bỏ qua không chú ý đến ma sát trong ổ bi chặn vì khá nhỏ).

$$\eta = \frac{\text{tg} \gamma}{\text{tg}(\gamma + \rho)} = \frac{\text{tg} 2^\circ 50'}{\text{tg}(2^\circ 50' + 5^\circ 40')} = 0,33$$

Phần thứ tư

TRỤC, Ò TRỤC, KHỚP NỐI VÀ Lò XO

Chương 15

TRỤC

15.1. KHÁI NIỆM CHUNG

15.1.1. Công dụng và phân loại trục

Trục được dùng để đỡ các tiết máy quay như bánh răng, đĩa xích v.v..., để truyền mômen xoắn hoặc để thực hiện cả hai nhiệm vụ trên.

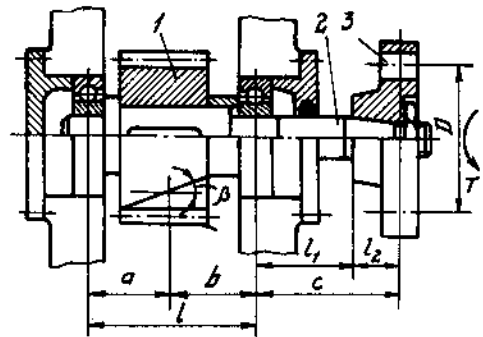
Theo đặc điểm chịu tải, trục được chia ra hai loại ; trục truyền và trục tâm.

Trục truyền vừa đỡ các tiết máy vừa truyền mômen xoắn, nghĩa là chịu cả mômen uốn lẫn mômen xoắn. Ví dụ trên hình 15.1 trình bày trục truyền 2 đỡ bánh răng 1 và khớp nối 3 ; mômen xoắn được truyền từ khớp nối qua trục sang bánh răng.

Khác với trục truyền, trục tâm chỉ chịu mômen uốn. Trên hình 15.2 giới thiệu tang quay của máy nâng chuyển, mômen được truyền từ vành răng qua tang quay sang dây cáp. Trục tâm có thể quay (hình 15.2a) hoặc không quay (hình 15.2b).

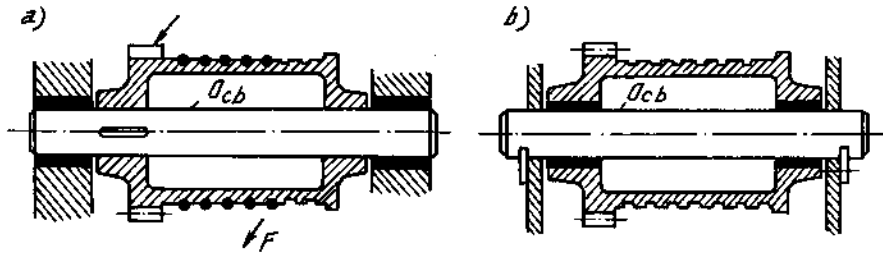
Ngoài ra còn có *trục truyền chung* là trục chỉ chịu mômen xoắn, dùng để truyền mômen xoắn đến bộ phận công tác của máy (ví dụ trong máy nông nghiệp, máy làm đường v.v...).

Theo hình dạng đường tâm trục, chia ra : trục thẳng (hình 15.3a, b) trục khuỷu (15.3c) và trục mêm. Trục khuỷu được dùng trong các máy có pít tông (động cơ đốt trong, máy bơm pít tông v.v...). Trục mêm có độ uốn cong khá lớn, được dùng để



Hình 15.1

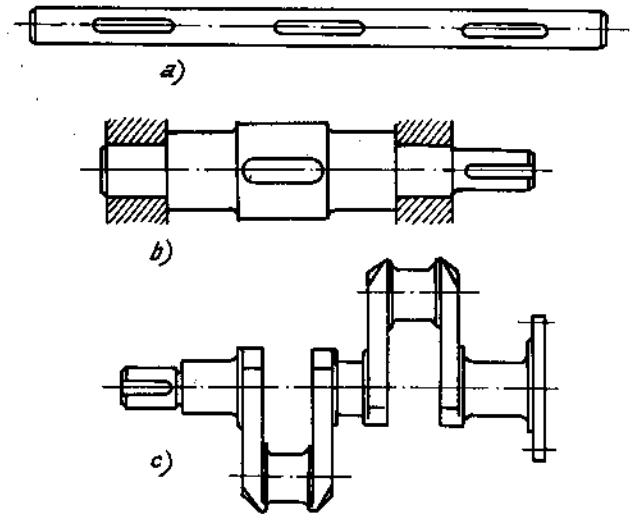
truyền chuyển động quay và mômen xoắn giữa các bộ phận máy hoặc giữa các máy có vị trí thay đổi khi làm việc (ví dụ trục mềm dùng trong máy chữa răng). Trục khuỷu và trục mềm thuộc loại chi tiết máy có công dụng riêng, được trình bày trong các giáo trình chuyên môn.



Hình 15.2

Theo cấu tạo chia ra : trục trơn (hình 15.3a) và trục bậc (hình 15.3b) ; trục đặc và trục rỗng.

Trục làm việc tốt hay xấu có ảnh hưởng trực tiếp đến sự làm việc của các tiết máy lắp trên trục hoặc của cả bộ máy. Khi thiết kế trục cần xét đến các vấn đề về kết cấu, độ bền, độ cứng và dao động của trục. Ngoài ra còn phải chú ý tới qui trình công nghệ chế tạo, nhiệt luyện trục và các biện pháp sử dụng, bảo dưỡng trục v.v..., là các nhân tố có ảnh hưởng lớn đến độ bền và tuổi thọ của trục.



Hình 15.3

15.1.2. Kết cấu của trục

Kết cấu của trục được xác định theo trị số và tình hình phân bố lực tác dụng lên trục, cách bố trí và cố định các tiết máy lắp trên trục, phương pháp gia công và lắp ghép v.v...

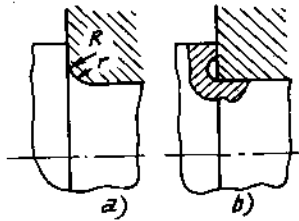
Trục thường được chế tạo có dạng hình trụ tròn nhiều bậc (gồm nhiều đoạn có đường kính khác nhau). Ít khi dùng trục trơn, có đường kính không đổi theo chiều dài vì không thích hợp với đặc điểm phân bố ứng suất trong trục : ứng suất thay đổi theo chiều dài trục ; mặt khác lắp ghép và sửa chữa khó khăn, phức tạp.

Khi cần giảm khối lượng có thể làm trục rỗng, tuy nhiên, giá thành chế tạo trục rỗng khá đắt.

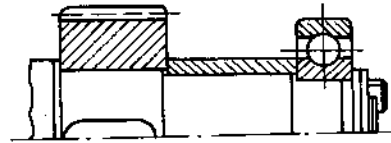
Tiết máy đỡ trục được gọi là ổ trục. Phần trục tiếp xúc với ổ trục gọi là ngông trục. Phần trục để lắp với các tiết máy được gọi là thân trục. Đường kính ngông trục và thân trục phải lấy theo trị số tiêu chuẩn để thuận tiện cho việc chế tạo và lắp ghép. Các trị số tiêu chuẩn của đường kính (mm) ngông trục lắp ổ lăn : 15 ; 17 ; 20 ; 25 ; 30 ; 35 ; 40 ; 45 ; 50 ; 55 ; 60 ; 65 ; 70 ; 75 ; 80 ; 85 ; 90 ; 95 ; 100

v.v... Các trị số tiêu chuẩn của đường kính (mm) thân trục lắp bánh răng, bánh đai, khớp nối v.v... 10 ; 10,5 ; 11 ; 11,5 ; 12 ; 13 ; 14 ; 15 ; 16 ; 17 ; 18 ; 19 ; 20 ; 21 ; 22 ; 24 ; 25 ; 26 ; 28 ; 30 ; 32 ; 34 ; 36 ; 38 ; 40 ; 42 ; 45 ; 48 ; 50 ; 52 ; 55 ; 60 ; 63 ; 65 ; 70 ; 75 ; 80 ; 85 ; 90 ; 95 ; 100 ; 105 ; 110 ; 120 ; 125 ; 130 ; 140 ; 150 ; 160.

Đối với các phần trục không lắp các tiết máy có thể lấy đường kính theo các trị số không tiêu chuẩn. Khi định kích thước trục bậc, phải lấy đường kính các đoạn trục sao cho mỗi tiết máy lắp lên trục có thể lóng qua các phần khác của trục cho tới chỗ cần lắp mà không bị vướng.



Hình 15.4



Hình 15.5

Để cố định các tiết máy trên trục theo chiều trục thường dùng vai trục, gờ, mặt hình côn, bậc, vòng chặn, đai ốc hoặc lắp bằng độ dôi v.v... Vai trục (hình 15.4) có mặt định vị và góc lượn. Để tiết máy có thể tỳ sát vào mặt định vị thì bán kính góc lượn r của vai trục phải nhỏ hơn bán kính góc lượn R của tiết máy (hình 15.4a). Góc lượn chỗ vai trục hoặc chỗ chuyển tiếp các đoạn trục có đường kính khác nhau, nên chế tạo với bán kính lớn nhất trong phạm vi có thể, để giảm bớt tập trung ứng suất. Người ta còn làm góc lượn có dạng elip hoặc làm góc lượn như hình 15.4b, trên đó có thêm rãnh vòng.

Ghép bằng mặt côn thường dùng trong trường hợp tải trọng động hoặc va đập. Để giữ khoảng cách tương đối giữa hai tiết máy, đơn giản nhất là dùng bậc (hình 15.5). Dai ốc, vòng hãm, kết hợp với ghép bằng độ dôi thường dùng để cố định ổ lăn.

Để cố định các tiết máy trên trục theo phương tiếp tuyến (giữ tiết máy không xoay tương đối đối với trục) thường dùng then, then hoa hoặc ghép bằng độ dôi.

Vì trục chịu ứng suất thay đổi cho nên thường bị hỏng do mỏi. Những vết nứt vì mỏi thường sinh ra ở những chỗ tập trung ứng suất như chỗ thay đổi đường kính (vai trục, gờ), chỗ có rãnh then, rãnh lùi đá mài, chỗ ghép bằng độ dôi v.v... Cần chú ý dùng các biện pháp làm giảm tập trung ứng suất, ví dụ như tăng bán kính góc lượn của vai trục, vát mép lỗ trên trục v.v... Đối với mối ghép bằng độ dôi có thể dùng cách vát mép may σ hoặc tăng độ mềm của mép may σ . Về công nghệ dùng các phương pháp lăn nén, phun bi, thấm than, nitơ hoặc xianua rồi tôi, gia công nhẵn bề mặt trục v.v... có thể nâng cao độ bền mỏi của trục.

15.2. CÁC DẠNG HỎNG VÀ VẬT LIỆU TRỤC

15.2.1. Các dạng hỏng trục

Trục bị gãy hỏng thường là do mỏi. Nguyên nhân gãy trục có thể là :

- Trục thường xuyên làm việc quá tải, do khi thiết kế không đánh giá đúng tải trọng tác dụng.

- Sự tập trung ứng suất do kết cấu gây nên (góc lượn, rãnh then, lỗ v. v...), hoặc do chất lượng chế tạo xấu (vết xước do gia công xấu, kỹ thuật nhiệt luyện kém v.v...).
- Sử dụng không đúng kỹ thuật (ổ trục điều chỉnh không đúng, khe hở cần thiết quá nhỏ v.v...).

Trường hợp dùng ổ trượt, nếu tính toán và sử dụng sai, màng dầu không hình thành được, ổ trục nóng lên nhiều, lót trục bị mòn nhanh, bị dính hoặc bị xước, kết quả là trục không làm việc được nữa.

Độ cứng uốn của trục có ảnh hưởng lớn đến sự làm việc của các tiết máy truyền động và ổ trục. Nếu trục bị võng nhiều, khe hở giữa ổ trục và ổ trượt thay đổi, ảnh hưởng trực tiếp đến màng dầu bôi trơn trong ổ, đồng thời phá hỏng sự tiếp xúc chính xác giữa các tiết máy truyền động. Trục chính của máy cắt kim loại không đủ độ cứng uốn sẽ ảnh hưởng đến độ chính xác và làm tăng độ nhám bề mặt vật gia công.

Trong một số kết cấu có khi phải hạn chế biến dạng xoắn của trục (ví dụ như trục của cơ cấu di chuyển cầu lăn).

Trục còn có thể bị hỏng do dao động ngang và dao động xoắn, do đó có những trường hợp phải kiểm nghiệm trục về dao động.

15.2.2. Vật liệu trục

Vật liệu dùng để chế tạo trục cần có độ bền cao, ít nhạy với tập trung ứng suất, có thể nhiệt luyện được và dễ gia công. Thép các bon và thép hợp kim là những vật liệu chủ yếu để chế tạo trục.

Những trục chịu ứng suất không lớn lắm được chế tạo bằng thép CT5 không nhiệt luyện. Nếu yêu cầu trục có khả năng tải tương đối cao thì dùng thép 35, 45, 50 v.v... nhiệt luyện, trong đó thép 45 được dùng nhiều nhất. Trường hợp chịu ứng suất lớn, làm việc trong các máy quan trọng, trục được chế tạo bằng thép 40X, 40XH, 40XH2MA, 30XTCa v.v... nhiệt luyện hoặc tôi bề mặt bằng dòng điện tần số cao.

Đối với những trục quay nhanh, lắp ổ trượt, ổ trục cần có độ rắn cao thì dùng thép 20, 20X thấm than rồi tôi; nếu trục chịu ứng suất lớn, vận tốc rất cao thì dùng thép 12XH 3J1, 12X2H4A, 18X1T thấm than và tôi hoặc thép 38X2M10A thấm nitơ và tôi.

Cần lưu ý rằng thép hợp kim nhiệt luyện tuy có độ bền và độ rắn cao nhưng môđun đàn hồi lại hầu như không khác các loại thép các bon thông thường. Do đó nếu theo điều kiện độ bền để thiết kế trục, kích thước trục bằng thép hợp kim sẽ tương đối nhỏ, nhưng trục có thể không đủ độ cứng cần thiết. Mặt khác, thép hợp kim khá đắt và nhạy với tập trung ứng suất. Vì vậy chỉ khi nào thật cần thiết (cần giảm kích thước và khối lượng trục, nâng cao tính chống mòn của ổ trục...) và xét thấy độ cứng cần thiết của trục vẫn được đảm bảo, thì mới dùng thép hợp kim để chế tạo trục.

Khi chế tạo trục thường dùng phôi cán hoặc phôi rèn, rất ít dùng phôi đúc.

Bảng 15.1 cho trị số trung bình về cơ tính của một số mác thép Liên Xô cũ chế tạo trục.

Bảng 15.1

Cơ tính một số mác thép chế tạo trục

Mác thép	Đường kính phôi, mm	Độ rắn, HB	Giới hạn bền σ_b MPa	Giới hạn chảy σ_{ch} MPa	Nhiệt luyện
CT5	Dưới 100 100 - 300	-	550 470	280 240	-
45	Dưới 100 -nt- -nt-	170 - 220 190 - 240 240 - 285	600 750 850	360 450 580	Thường hóa Tôi cải thiện Tôi cải thiện
40X	Dưới 60 60 - 100	260 - 280 230 - 260	1000 750	800 520	Tôi cải thiện
40XH	Dưới 100 100 - 300	250 - 280 230 - 260	850 800	600 580	Tôi cải thiện
35XГ CA	Dưới 30 30 - 60	310 270 - 310	1700 1000	1350 900	Tôi cải thiện
20X	Dưới 60	200(*)	650	400	Thấm than, tôi
12XH3A	Dưới 40 40 - 80	300(*) 250(*)	1000 920	800 700	Thấm than, tôi Thấm than, tôi
18XГT	Dưới 40 40 - 80	300(*) 270(*)	1000 950	800 750	Thấm than, tôi

Chú thích. Trị số có dấu (*) chỉ độ rắn trong lõi ; độ rắn bề mặt của các mác thép này đạt được 56 + 63 sau khi thấm than, tôi và ram thấp.

15.3. TÍNH ĐỘ BỀN CỦA TRỤC

15.3.1. Các bước thiết kế trục

Đối với trục, độ bền thường là chỉ tiêu quan trọng nhất về khả năng làm việc. Do đó trục thường được thiết kế theo điều kiện độ bền. Ngoài ra tùy trường hợp cụ thể, còn phải xét đến độ cứng và dao động của trục.

Ứng suất trong trục chủ yếu do các lực tác dụng vào các tiết máy truyền động lắp trên trục gây nên. Công thức xác định lực tác dụng lên trục đã trình bày trong các chương về tiết máy truyền động. Các lực này gây nên uốn, xoắn, kéo hoặc nén. Trong những trường hợp khác, thí dụ như trục còn chịu tác dụng của lực cắt gọt (trục chính của máy tiện v.v...), chịu lực kéo của cáp (trục tang, trục puli) v.v..., cách tính các lực này được trình bày trong các giáo trình chuyên môn ("Nguyên lý cắt kim loại", "Cán trục" v.v...). Ngoài ra, còn có trọng lượng bản thân trục và mômen ma sát trong ổ trục tác dụng lên trục, nhưng nhiều khi bỏ qua không tính đến vì trị số của chúng khá nhỏ.

Có thể tiến hành thiết kế trục theo các bước : tính sơ bộ đường kính trục ; định kết cấu và các kích thước trục ; kiểm nghiệm trục. Trước hết phải sơ bộ định đường kính trục theo kinh nghiệm hoặc theo mômen xoắn. Tiếp theo là định kết cấu trục ; đường kính và chiều dài các đoạn trục v.v... vị trí các điểm đặt lực trên trục và lập sơ đồ tính toán trục. Sau đó tiến hành kiểm nghiệm độ bền của trục theo hệ số an toàn. Nếu khi làm việc trục đôi khi bị quá tải đột ngột, cần kiểm nghiệm độ bền của trục khi bị quá tải. Trường hợp cần thiết phải kiểm nghiệm trục về độ cứng và dao động.

15.3.2. Tính sơ bộ đường kính trục

Để tính sơ bộ đường kính trục, có thể dùng các công thức kinh nghiệm. Thí dụ đường kính đầu trục vào của hộp giảm tốc được lấy bằng $0,8 \div 1,2$ đường kính trục động cơ điện. Đường kính trục bị dẫn của mỗi cấp trong hộp giảm tốc được lấy bằng $0,3 \div 0,35$ khoảng cách giữa hai trục. Khi không có công thức kinh nghiệm thích hợp, đường kính trục được định sơ bộ theo mômen xoắn. Sở dĩ tính theo mômen xoắn vì lúc này chiều dài trục chưa được xác định, do đó chưa tìm được mômen uốn.

Dưới tác dụng của mômen xoắn $T = \frac{9,55 \cdot 10^6 \mathcal{R}}{n}$ N . mm, trong trục sinh ra ứng suất xoắn

$$\tau = \frac{T}{W_o} \approx \frac{T}{0,2d^3}$$

trong đó W_o - mômen cản xoắn của trục, mm^3

d - đường kính trục, mm.

Theo điều kiện

$$\tau = \frac{T}{0,2d^3} \leq [\tau], \text{ MPa}$$

tính được đường kính trục

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{9,55 \cdot 10^6 \mathcal{R}}{0,2[\tau]n}} \text{ mm} \quad (15-1)$$

trong đó \mathcal{R} - công suất truyền qua trục, kW ; $[\tau]$ - ứng suất xoắn cho phép ;
 n - số vòng quay trong 1 phút của trục, vg/ph.

Từ công thức (15.1) ta có

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{\mathcal{R}}{n}} \text{ mm}, \quad (15-2)$$

với C - hệ số tính toán, phụ thuộc $[\tau]$

$$C = \sqrt[3]{\frac{9,55 \cdot 10^6}{0,2[\tau]}}$$

Vì khi tính đường kính trục không xét đến ứng suất uốn, cho nên để bù lại, phải lấy $[\tau]$ thấp xuống khá nhiều. Để định đường kính đầu trục vào hộp giảm tốc, vật liệu làm trục là thép 35, 40, 45 hoặc CT5, có thể lấy $[\tau] \approx 20 \div 30$ MPa hoặc $C \approx 130 \div 120$.

Khi tính đường kính tại tiết diện nguy hiểm của trục trong hộp giảm tốc, có thể lấy $[\tau] = 12 \div 15 \text{ N/mm}^2$ hoặc $C = 160 \div 150$. Đối với các trục truyền chung có thể lấy $C = 130 \div 110$.

15.3.3. Định kết cấu trục và sơ đồ tính toán trục

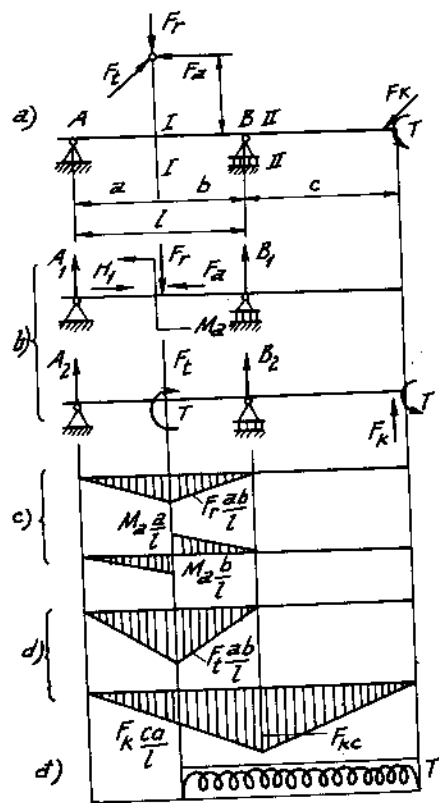
- Sau khi tìm được sơ bộ đường kính trục, tiến hành định kết cấu và các kích thước của trục, có xét đến các vấn đề lắp, tháo, cố định và định vị các tiết máy trên trục v.v...

- Định vị trí ổ trục và các điểm đặt lực. Trên thực tế lực phân bố trên chiều dài máy, ổ, nhưng để đơn giản ta coi như lực tập trung. Khi trục lắp trên ổ trượt, nếu chiều dài ổ không lớn lắm phần lực được coi như đặt ở giữa ổ, nếu chiều dài ổ lớn và ổ không tự lựa thì phần lực coi như đặt cách mút trong của ổ khoảng $1/3 - 1/4$ chiều dài ổ. Lực tác dụng lên bánh răng đặt tại tâm ăn khớp và coi như tập trung tại điểm giữa chiều rộng bánh răng. Ví dụ trường hợp trục ra của hộp giảm tốc như hình 15.1, trục chịu lực vòng F_t , lực dọc trục F_a , lực hướng tâm F_r và mômen xoắn T qua khớp nối. Ngoài ra trục còn chịu tải trọng phụ F_k do sự phân bố không đều các lực tác dụng lên các phần tử của khớp nối. Trong tính toán trục có thể lấy gần đúng $F_k \approx (0,2 \div 0,5)F_t$; F_t - lực vòng trong khớp nối. Đối với các hộp giảm tốc tiêu chuẩn có thể lấy trị số lực khớp nối $F_k \approx (4 \div 6) \sqrt{T}$; F_k tính bằng N, mômen xoắn T - N.mm. Phương chiều lực F_k được chọn ứng với trường hợp bất lợi nhất: làm tăng ứng suất uốn do các lực khác gây nên đối với trục.

- Phân tích lực tác dụng lên trục, tính phản lực và vẽ biểu đồ mômen uốn. Nếu lực nằm trong các mặt phẳng khác nhau thì phân tích chúng ra các thành phần nằm trong mặt phẳng đứng và mặt phẳng ngang, và tính các phản lực trong các mặt phẳng này. Vẽ các biểu đồ mômen uốn trong mặt phẳng đứng, mặt phẳng ngang và biểu đồ mômen xoắn.

Trên hình 15.6 trình bày sơ đồ các lực tác dụng lên trục (trục 2 trong hình 15.1) và các biểu đồ mômen. Các lực F_t và F_k tác dụng trong mặt phẳng ngang; các lực F_a và F_r tác dụng trong mặt phẳng đứng. Các mômen tác dụng lên trục: $T = 0,5F_t d_1$ và $M_a = 0,5F_a d_1$; d_1 - đường kính vòng chia của bánh răng. Theo các biểu đồ trên hình 15.6c và d có thể tìm được mômen uốn tổng tại bất kỳ tiết diện nào của trục. Ví dụ tại tiết diện I-I trị số mômen uốn

$$M = \sqrt{\left(F_r \cdot \frac{ab}{l} + M_a \cdot \frac{a}{l}\right)^2 + \left(F_t \cdot \frac{ab}{l} + F_k \cdot \frac{ca}{l}\right)^2}$$



Hình 15.6

15.3.4. Kiểm nghiệm trục theo hệ số an toàn

Dưới tác dụng của ứng suất uốn và ứng suất xoắn trục bị hỏng vì mỏi. Do đó phải tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi theo hệ số an toàn. Ứng suất uốn trong trục thay đổi theo chu trình đối xứng. Ứng suất xoắn được coi là thay đổi theo chu trình mạch động đối với các trục quay một chiều và chu trình đối xứng nếu trục quay 2 chiều.

Tiến hành kiểm nghiệm hệ số an toàn của trục tại một số tiết diện nguy hiểm (tiết diện có trị số mômen uốn và mômen xoắn lớn, có tập trung ứng suất lớn hoặc có đường kính tương đối nhỏ nhưng chịu mômen tương đối lớn v. v...).

Tại các tiết diện trục chịu ứng suất uốn và ứng suất xoắn hệ số an toàn s phải thỏa mãn điều kiện :

$$s = \frac{s_\sigma \cdot s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \quad (15-3)$$

trong đó $[s] = 1,5 \div 2$ - hệ số an toàn phải đạt được ; khi cần tăng độ cứng lấy $[s] = 2,5 \div 3$ và như vậy có thể không cần tính độ cứng của trục ;

s_σ - hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất uốn

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\beta \cdot \epsilon_\sigma} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad (15-4)$$

s_τ - hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất xoắn

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\beta \cdot \epsilon_\tau} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (15-5)$$

Trong các công thức trên :

σ_{-1} và τ_{-1} - giới hạn mỏi uốn và mỏi xoắn trong chu trình đối xứng của mẫu nhân đường kính $7 \div 10\text{mm}$; có thể tra trong các tài liệu hoặc lấy gần đúng theo các công thức

$$\sigma_{-1} \approx (0,40 + 0,45)\sigma_b ;$$

$$\tau_{-1} \approx (0,23 + 0,28)\sigma_b ;$$

σ_a và τ_a - biên độ ứng suất uốn và ứng suất xoắn trong tiết diện trục ; σ_m và τ_m - ứng suất uốn và ứng suất xoắn trung bình.

Ứng suất uốn được coi như thay đổi theo chu trình đối xứng (bỏ qua ứng suất kéo hoặc nén do lực dọc trục gây nên), do đó

$$\sigma_m = 0 ; \sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W} \quad (15-6)$$

Ứng suất xoắn được coi như thay đổi theo chu trình mạch động (khi trục quay 1 chiều)

$$\tau_m = \tau_a = 0,5\tau_{\max} = \frac{0,5T}{W_o} \quad (15-7)$$

W và W_o - mômen cản uốn và cản xoắn của tiết diện trục ; đối với tiết diện tròn đường kính d

$$W = \frac{\pi d^3}{32} \text{ và } W_o = \frac{\pi d^3}{16}$$

Đối với trục tiết diện tròn có rãnh then,

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d} \quad W_o = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d}$$

t_1 - chiều sâu rãnh then ; b - chiều rộng then.

Đối với trục rỗng, đường kính trong d' , đường kính ngoài d

$$W = \frac{\pi(1 - \gamma^4)d^3}{32} \quad W_o = \frac{\pi(1 - \gamma^4)d^3}{16}$$

với $\gamma = d'/d$

ψ_σ và ψ_τ - hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi ; có thể lấy $\psi_\sigma \approx 0,10$ và $\psi_\tau \approx 0,05$ đối với thép các bon ; $\psi_\sigma \approx 0,15$ và $\psi_\tau \approx 0,10$ đối với thép hợp kim.

ε_σ và ε_τ - hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến độ bền mỏi, có thể tính theo công thức (1-15) hoặc (1-16), hoặc tra bảng 15.2 (đối với các trục bằng thép).

Bảng 15.2

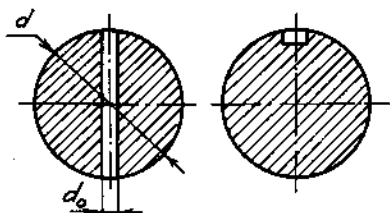
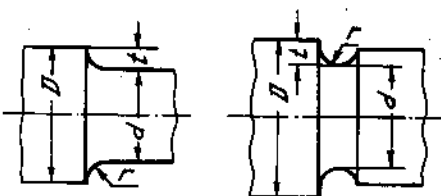
Hệ số kích thước $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$

Hệ số kích thước	Đường kính trục, mm							
	15	20	30	40	50	70	100	200
ε_σ	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
ε_τ	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

k_σ và k_τ - hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và khi xoắn (bảng 15.3, ký hiệu các kích thước xem hình 15.7)

Bảng 15.3
Hệ số tập trung ứng suất thực tế k_σ, k_τ

Chỗ tập trung ứng suất	k_σ		k_τ	
	khi σ_b , MPa			
	< 700	> 1000	< 700	> 1000
Góc lượn $D/d = 1,25 \div 2$:				
$r/d = 0,02$	250	350	180	210
$r/d = 0,06$	185	200	140	153
$r/d = 0,10$	180	164	125	135
Lỗ ngang : $d_o/d = 0,05 \div 0,025$	190	200	175	200
Rãnh vòng ($t = r$) :				
$r/d = 0,02$	190	235	140	170
$r/d = 0,06$	180	200	135	165
$r/d = 0,10$	170	185	125	150
Rãnh then	175	200	150	190
Ren trục vít	2,30	2,50	170	190



Hình 15.7

Nếu tại tiết diện trục vừa có tập trung ứng suất do hình dạng kết cấu trục vừa do bề mặt không nhẵn (so với bề mặt được mài), hệ số tập trung ứng suất tổng hợp được lấy bằng $k_\sigma + k'_\sigma - 1$ hoặc $k_\tau + k'_\tau - 1$ trong đó k'_σ và k'_τ - hệ số tập trung ứng suất do bề mặt không nhẵn gây nên, tra bảng 15.4. Trường hợp trục được tăng bền bề mặt thì không xét đến k'_σ và k'_τ nghĩa là lấy $k'_\sigma = k'_\tau = 1$.

Bảng 15.4

Hệ số tập trung ứng suất k'_σ , k'_τ do bề mặt không nhẵn

Cách gia công và độ nhám bề mặt	Hệ số $k'_\sigma = k'_\tau$ khi có σ_b , MPa			
	500	700	900	1200
Mài (cấp 9, 10) R_a 0,32 + 0,16	1	1	1	1
Tiện (cấp 6, 7, 8) R_a 2,5 + 0,63	1,05	1,1	1,15	1,25
Cao (cấp 3, 4, 5) R_z 80 + 20	1,20	1,25	1,35	1,50
Bề mặt không gia công	1,35	1,50	1,70	2,20

Người ta cũng bỏ qua không xét đến các hệ số k'_σ và k'_τ đối với các bề mặt lắp ghép với bánh đai, bánh răng v. v... Tỷ số $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và k_τ/ε_τ đối với các chỗ lắp ghép trục với các tiết máy trên trục, cho trong bảng 15.5, phụ thuộc kiểu lắp, đường kính và giới hạn bền của trục.

Bảng 15.5

Các trị số $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và k_τ/ε_τ của trục tại chỗ lắp ghép

Đường kính trục d, mm	Kiểu lắp	Trị số $k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ khi có σ_b , MPa				Trị số k_τ/ε_τ khi có σ_b , MPa			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
30	H7/r6	2,5	3,0	3,5	4,25	1,9	2,2	2,5	3,0
	H7/k6	1,9	2,25	2,6	3,2	1,55	1,55	2,0	2,3
	H7/h6	1,6	1,95	2,3	2,75	1,4	1,4	1,8	2,1
50	H7/r6	3,05	3,65	4,3	5,2	2,25	2,6	3,1	3,6
	H7/k6	2,3	2,75	3,2	3,9	1,9	2,15	2,5	2,8
	H7/h6	2,0	2,4	2,8	3,4	1,6	1,85	2,1	2,4
100	H7/r6	3,3	3,95	4,6	5,6	2,4	2,8	3,2	3,8
	H7/k6	2,45	2,95	3,45	4,2	1,9	2,2	2,5	2,9
	H7/h6	2,15	2,55	3,0	3,6	1,7	1,95	2,2	2,6

β - hệ số tăng bền bề mặt trục : (bảng 15.6). Nếu không dùng các phương pháp tăng bền bề mặt trục thì $\beta = 1$.

Hệ số tăng bền bề mặt trục β

Phương pháp tăng bền bề mặt trục	Giới hạn bền trong lõi σ_b , MPa	Hệ số tăng bền bề mặt β		
		Trục nhẵn	Trục có tập trung ứng suất	
			$k_\sigma \leq 1,5$	$k_\sigma = 1,8 \div 2$
Tôi bằng dòng điện tần số cao	600-800	1,5-1,7	1,6-1,7	2,4-2,8
Thấm nitơ	800-1000	1,3-1,5	-	-
Phun bi	900-1200	1,1-1,2	1,5-1,7	1,7-2,1
Lăn nén	600-1500	1,1-1,2	1,5-1,6	1,7-2,1
	-	1,1-1,3	1,3-1,5	1,8-2,0

Nếu hệ số an toàn s của trục nhỏ hơn $[s]$ thì phải tăng đường kính trục hoặc chọn vật liệu có độ bền cao hơn (so với vật liệu đã chọn) để làm trục. Ngược lại nếu hệ số an toàn s quá lớn so với $[s]$, nghĩa là trục làm việc quá thừa an toàn, cũng cần giảm bớt đường kính trục hoặc chọn vật liệu có độ bền thấp hơn.

15.3.5. Kiểm nghiệm trục về độ bền quá tải

Khi bị quá tải đột ngột (ví dụ khi mở máy) trục có thể bị biến dạng dư quá lớn hoặc gãy. Để trục có thể làm việc bình thường phải thỏa mãn điều kiện

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_u^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]_{qt} \tag{15-8}$$

trong đó :

$$\sigma_u \approx \frac{M_{qt}}{0,1d^3}$$

$$\tau \approx \frac{T_{qt}}{0,2d^3}$$

$[\sigma]_{qt} \approx 0,8\sigma_{ch}$ - ứng suất quá tải cho phép ; M_{qt} và T_{qt} - mômen uốn và mômen xoắn quá tải tại tiết diện nguy hiểm.

15.4. TÍNH ĐỘ CỨNG CỦA TRỤC

15.4.1. Tính toán độ cứng uốn

Nếu không đủ độ cứng uốn, trục bị biến dạng uốn lớn sẽ ảnh hưởng đến sự làm việc bình thường của trục và của các tiết máy lắp trên trục. Độ võng y của trục động cơ điện quá lớn sẽ làm thay đổi khe hở giữa rôto và stato, do đó phá hoại khả năng làm việc của động cơ điện. Góc xoay θ của trục tại chỗ ổ trục quá lớn làm ngồng trục và ổ trục mòn không đều sinh nhiệt nhiều. Đối với trục lắp bánh răng, nếu không đủ

cứng, bánh răng bị lệch ăn khớp không đều trên chiều dài răng, gây nên tập trung tải trọng lớn.

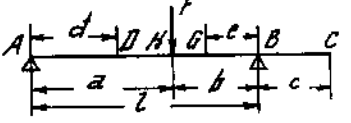
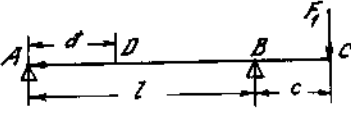
Vì vậy, khi thiết kế trục cần hạn chế biến dạng của trục. Trị số biến dạng uốn cho phép được định theo điều kiện làm việc cụ thể của trục. Độ võng cho phép $[y]$ của các trục nối chung trong chế tạo máy không quá $0,0002 + 0,0003$ khoảng cách giữa hai gối tựa, độ võng của trục chỗ lắp bánh răng không quá $(0,01 + 0,03)m$, (m - môđun bánh răng). Góc xoay tương đối giữa các trục tại chỗ lắp bánh răng phải dưới $0,001$ rad. Góc xoay của trục chỗ lắp ổ trượt không được quá $0,001$ rad, chỗ lắp ổ bi đỡ không quá $0,01$ rad, chỗ lắp ổ bi lòng cầu không được quá $0,05$ rad v.v...

Ngoài ra, độ cứng uốn của trục cũng có ảnh hưởng lớn đến sự dao động của trục.

Độ võng và góc xoay của trục được tính theo các phương pháp của Sức bền vật liệu. Đối với những trường hợp đơn giản, ta coi trục như 1 dầm có tiết diện không đổi và dùng các công thức ghi trong bảng 15.7 (ký hiệu trong bảng : E - môđun đàn hồi, J - mômen quán tính).

Bảng 15.7

Công thức tính góc xoay φ và độ võng y của trục có hai gối tựa

Góc xoay θ và độ võng y		
θ_A	$\frac{Fab(1+b)}{6EJl}$	$\frac{F_1cl}{6EJ}$
θ_B	$\frac{Fab(1+a)}{6EJl}$	$\frac{F_1c}{3EJ}$
θ_C	θ_B	$\frac{F_1c(2l+3c)}{6EJ}$
θ_D	$\frac{Fb(l^2-b^2-3d^2)}{6EJl}$	$\frac{F_1c(3d^2-l^2)}{6EJl}$
θ_G	$\frac{Fa(l^2-a^2-3e^2)}{6EJl}$	-
θ_H	$\frac{Fab(b-a)}{3EJl}$	-
y_D	$\frac{Fbd(l^2-b^2-d^2)}{6EJl}$	$\frac{F_1cd(l^2-d^2)}{6EJl}$
y_G	$\frac{Fae(l^2-a^2-e^2)}{6EJl}$	-
y_H	$\frac{Fa^2b^2}{3EJl}$	-
y_C	θ_Bc	$\frac{F_1c^2(l+c)}{3EJ}$

Đối với những trục bậc hoặc trục chịu lực phức tạp, ta tính độ võng và góc xoay của trục theo phương pháp tích phân Morơ.

15.4.2. Tính toán độ cứng xoắn

Biến dạng xoắn của trục trong các cơ cấu truyền động ảnh hưởng đến độ chính xác làm việc của máy (máy cắt ren, máy cắt răng, máy chia độ v.v...). Trục bánh răng không đủ độ cứng xoắn sẽ làm tăng tập trung tải trọng trên chiều dài răng.

Trong một số máy, nếu trục không đủ độ cứng xoắn, sẽ sinh ra dao động xoắn rất nguy hiểm (thí dụ như cơ cấu truyền động từ pittông của động cơ đốt trong, nếu không tính toán đúng về độ cứng xoắn, có thể xảy ra cộng hưởng, gây tác hại nghiêm trọng).

Góc xoắn φ của trục tròn, tiết diện tròn, được tính theo công thức của Sức bền vật liệu, phải thỏa mãn điều kiện

$$\varphi = \frac{Tl}{GJ_0} \leq [\varphi] \text{ rad}$$

hoặc

$$\varphi = \frac{57Tl}{GJ_0} \leq [\varphi] \text{ độ}$$

trong đó G - môđun đàn hồi trượt, MPa, đối với trục thép $G = 8.10^4$ MPa ; J_0 - mômen quán tính độc cực của tiết diện trục, mm^4 , đối với trục đặc đường kính d , $J_0 = 0,1d^4$; T - mômen xoắn, N.mm ; l - chiều dài đoạn trục đang xét, mm.

Đối với trục chính của máy cắt kim loại cỡ lớn, góc xoắn cho phép $[\varphi]$ không được quá 5' trên chiều dài 1 mét ; đối với trục cơ cấu di chuyển cầu lăn $[\varphi] = 15' + 20'$ trên chiều dài 1 mét ; đối với hộp giảm tốc có thể lấy $[\varphi] = 30'$ trên chiều dài 1m.

Tuy nhiên đối với phần lớn các máy, độ cứng xoắn không giữ vai trò quan trọng, do đó không cần kiểm nghiệm.

15.5. TÍNH TOÁN DAO ĐỘNG CỦA TRỤC

Nếu tần số dao động của tải trọng tác dụng lên trục bằng hoặc gần bằng tần số dao động riêng của trục hoặc của hệ thống trục thì biên độ dao động của trục và tiết máy lắp trên trục sẽ tăng lên, dẫn đến hiện tượng cộng hưởng. Dao động mạnh có thể làm hỏng trục hoặc các tiết máy lắp trên trục. Vì vậy, đối với những trục chịu tải trọng thay đổi với tần số cao cần tính toán kiểm nghiệm về dao động của trục.

Trục có thể bị dao động dọc, dao động ngang và dao động xoắn. Trong thực tế thường chú ý đến dao động ngang và dao động xoắn vì tần số riêng của dao động ngang và tần số riêng của dao động xoắn của trục tương đối thấp.

Đối với phần lớn các trục quay nhanh, lực kích thích chủ yếu là lực sinh ra do sự thiếu cân bằng của tiết máy quay. Tần số tác dụng của lực này bằng tần số quay của trục. Khi tần số quay của trục bằng hoặc là bội của tần số riêng của dao động ngang của trục thì xảy ra cộng hưởng. Vận tốc của trục khi xảy ra cộng hưởng được gọi là vận tốc tới hạn.

Để tránh xảy ra cộng hưởng, thường cho trục làm việc thấp hơn hoặc cao hơn vận tốc tới hạn.

Tính toán dao động của trục là vấn đề khá phức tạp. Trong phạm vi giáo trình này chỉ trình bày một trường hợp tính toán đơn giản về dao động ngang của trục, do lực ly tâm gây nên.

Giả sử có một trục, trên đó lắp đĩa có khối lượng m , đặt ở khoảng giữa hai ổ trục (hình 15.8). Gọi e là khoảng cách từ trọng tâm của đĩa đến trục quay. Bỏ qua không xét đến ảnh hưởng của khối lượng bản thân trục.

Khi trục quay đều với vận tốc góc ω , dưới tác dụng của lực ly tâm Q , trục bị võng đi một khoảng y .

Lực ly tâm Q được tính theo công thức

$$Q = m\omega^2(y + e) \quad (15-9)$$

Coi trục như một dầm đặt trên hai gối tựa tự do :

$$y = \frac{Ql^3}{48EJ} \quad (15-10)$$

trong đó l - khoảng cách giữa hai ổ trục ;

J - mômen quán tính của tiết diện trục.

Từ (15-10) có thể viết

$$Q = \frac{48EJ}{l^3} y = Cy$$

Với C - lực gây nên độ võng bằng một đơn vị.

Do đó ta có

$$m(y + e)\omega^2 = Cy \quad (15-11)$$

hoặc

$$y = \frac{e}{\frac{C}{m\omega^2} - 1} \quad (15-12)$$

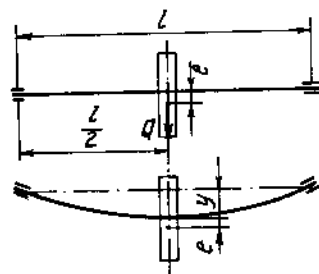
Qua công thức (15-12) ta thấy khi vận tốc góc ω của trục tăng lên độ võng y tăng lên. Khi $\omega = \sqrt{\frac{C}{m}}$ thì $y \rightarrow \infty$, nghĩa là ở vận tốc này trục sẽ bị phá hỏng. Vận tốc

góc $\omega = \sqrt{\frac{C}{m}}$ là vận tốc góc tới hạn của trục, ký hiệu là ω_{th}

$$\omega_{th} = \sqrt{\frac{C}{m}} \quad (15-13)$$

Số vòng quay tới hạn của trục trong 1 phút n_{th} được tính theo công thức

$$n_{th} = \frac{60}{2\pi} \omega_{th} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{C}{m}} \quad (15-14)$$



Hình 15.8

Gọi $y_t = \frac{G}{C}$ là độ võng tĩnh do trọng lượng $G = mg$ gây nên (g - gia tốc trọng trường), ta có thể viết

$$C = \frac{G}{y_t} = \frac{mg}{y_t}$$

Thay giá trị của C vào (15-14)

$$n_{th} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g}{y_t}} \quad (15-15)$$

Vì gia tốc trọng trường $g = 9810 \text{ mm/s}^2$ và nếu độ võng tĩnh y , tính bằng mm, công thức tính số vòng quay tới hạn của trục có dạng

$$n_{th} \approx 950 \sqrt{\frac{1}{y_t}} \text{ vg/ph} \quad (15-16)$$

Theo tính toán trên, khi $\omega = \omega_{th}$ thì độ võng $y \rightarrow \infty$, trục sẽ bị gãy, nhưng thực ra do có những lực giảm dao động (lực giảm chấn) như lực ma sát trong, lực cản của môi trường xung quanh v.v... cho nên trục không bị hỏng ngay tức khắc. Vì vậy có thể tăng tốc độ rất nhanh cho vận tốc góc ω của trục vượt quá ω_{th} và trục sẽ làm việc ổn định. Khi $\omega \rightarrow \infty$ thì $y \rightarrow e$, trục không bị võng nữa.

Có thể dùng các biện pháp sau đây để tránh cộng hưởng :

- Thay đổi kích thước trục.
- Thay đổi vận tốc của trục.
- Thay đổi mômen quán tính.
- Lắp những thiết bị giảm chấn.

15.6. THÍ DỤ

Thiết kế trục ra của hộp giảm tốc bánh răng (hình 15-1), công suất truyền qua trục $\mathcal{R} = 13 \text{ kW}$, số vòng quay của trục $n = 200 \text{ vg/ph}$; bánh răng nghiêng có môđun $m = 5$, số răng $z = 40$, góc nghiêng $\beta = 8^\circ$, chiều rộng bánh răng 100mm, trên đầu trục có lắp nối trục vòng đàn hồi, vật liệu trục là thép 45 thường hóa. Nối trục gây thêm tải trọng phụ bằng 0,3 lực vòng tác dụng vào nối trục. Trục quay một chiều, làm việc không liên tục.

Giải

1 - Theo công thức (15-2) tính sơ bộ đường kính trục tại chỗ lắp bánh răng

$$d = 160 \sqrt[3]{\frac{\mathcal{R}}{n}} = 160 \sqrt[3]{\frac{13}{200}} \approx 64 \text{ mm}$$

2 - Định kết cấu trục và kích thước các đoạn trục : đường kính tại chỗ lắp bánh răng $d_1 = 65 \text{ mm}$; đường kính chỗ lắp ổ lăn $d_0 = d_1 - 5 = 60 \text{ mm}$; đường kính chỗ lắp khớp nối $d_k = d_0 - 5 = 55 \text{ mm}$; các kích thước chiều dài $l = 160 \text{ mm}$; $a = b = 80 \text{ mm}$; $c = 170 \text{ mm}$; đường kính trung bình của vòng tròn qua tâm các vòng đàn hồi của khớp nối $D = 140 \text{ mm}$.

3 - Xác định các lực qua bánh răng tác dụng lên trục :

Mômen xoắn

$$T = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{13}{200} = 620000 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

Lực vòng

$$F_t = \frac{2T}{d_{br}} = \frac{2T \cdot \cos\beta}{m \cdot Z} = \frac{2 \cdot 620000 \cdot 0,9903}{5 \cdot 40} = 6140 \text{ N}$$

d_{br} - đường kính vòng lăn của bánh răng, $d_{br} = 5.40/0,9903 = 202\text{mm}$.

Lực dọc trục

$$F_a = F_t \cdot \tan\beta = 6140 \cdot 0,1405 = 860 \text{ N}$$

Lực hướng tâm

$$F_r = \frac{F_t \cdot \tan\alpha}{\cos\beta} = 6140 \cdot \frac{0,364}{0,9903} = 2260 \text{ N}$$

4. Tính tải trọng phụ do khớp nối gây nên.

$$F_k = 0,3 \cdot \frac{2T}{D} = \frac{0,3 \cdot 2 \cdot 620000}{140} = 2660 \text{ N}$$

5. Tính phản lực ở các ổ và vẽ biểu đồ mômen uốn, biểu đồ mômen xoắn (hình 15.6).

Xét các phản lực sinh ra bởi các lực F_r và F_a trong mặt phẳng đứng. Các phản lực A_1 và B_1 tại các gối đỡ A và B, theo phương F_r

$$F_r = A_1 + B_1$$

Giả sử ổ A chịu lực dọc trục F_a , phản lực dọc trục H_1 tại ổ A

$$H_1 = F_a = 860 \text{ N}$$

Lấy mômen đối với gối đỡ A (hình 15.6b)

$$B_1 l - F_r l/2 + F_a d_{br}/2 = 0$$

$$B_1 = F_r/2 - F_a d_{br}/(2l) = 2260/2 - 860 \cdot 202/(2 \cdot 160) = 590 \text{ N}$$

Do đó

$$A_1 = F_r - B_1 = 1670 \text{ N}$$

Tính các phản lực do F_t và F_k gây nên trong mặt phẳng nằm ngang (xét trường hợp xấu nhất là lực F_k cùng với lực F_t làm trục bị uốn nhiều nhất). Gọi A_2 và B_2 là các phản lực tại các ổ A và B, trong mặt phẳng nằm ngang

$$A_2 + B_2 = F_t - F_k$$

$$B_2 l + F_k(c + l) - F_t l/2 = 0$$

$$B_2 = F_t/2 - F_k(c/l + 1) = 6140/2 - 2660(170/160 + 1)$$

$$B_2 = -2420 \text{ N}.$$

Chiều của lực B_2 ngược với chiều ghi trên hình 15.6b.

$$A_2 = F_t - F_k - B_2 = 6140 - 2660 + 2420 = 5900 \text{ N}$$

6. Kiểm nghiệm hệ số an toàn về mỏi của trục theo công thức (15-3). Tiết diện nguy hiểm của trục là các tiết diện I-I và II-II (hình 15.6a), chịu tải trọng lớn và có tập trung ứng suất.

Tại tiết diện I-I lắp bánh răng, trục bị yếu do rãnh then

Mômen uốn toàn phần

$$M_u = \sqrt{(A_1 l/2)^2 + (A_2 l/2)^2} = 491000 \text{ N.mm}$$

Mômen xoắn $T = 620000 \text{ N.mm}$

Ứng suất uốn

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{491000}{0,1 \cdot 65^3} = 17,9 \text{ MPa}$$

Ứng suất xoắn

$$\tau = \frac{T}{W_o} = \frac{620000}{0,2 \cdot 65^3} = 11,3 \text{ MPa}$$

Trục làm bằng thép 45 thường hóa có giới hạn bền kéo $\sigma_b = 610 \text{ MPa}$,

giới hạn mỏi uốn $\sigma_{-1} = 0,42\sigma_b = 256 \text{ MPa}$,

giới hạn mỏi xoắn $\tau_{-1} = 0,25\sigma_b = 152 \text{ MPa}$

Hệ số tập trung ứng suất thực tế tra theo bảng 15.3, đối với rãnh then của trục có giới hạn bền $\sigma_b \leq 700 \text{ MPa}$ có $k_\sigma = 1,75$; $k_\tau = 1,50$. Hệ số kích thước tra bảng 15.2, $\varepsilon_\sigma = 0,78$; $\varepsilon_\tau = 0,67$. Trục được mài, do có hệ số tập trung ứng suất do bề mặt không nhẵn $k'_\sigma = k'_\tau = 1$. Trục không được tăng bền, hệ số $\beta = 1$.

Các hệ số $\psi_\sigma = 0,10$ và $\psi_\tau = 0,05$ đối với thép các bon. Theo công thức (15-4), với $\sigma_a = \sigma_u = 17,9$ và $\sigma_m = 0$, ta có

$$s_\sigma = \frac{256}{\frac{1,75}{0,78} \cdot 17,9} = 6,4$$

Theo công thức (15-5) với $\tau_a = \tau_m = \tau/2 = 5,6 \text{ MPa}$, ta có

$$s_\tau = \frac{152}{\frac{1,5}{0,67} \cdot 5,6 + 0,05 \cdot 5,6} = 11,8$$

Tính hệ số an toàn s theo công thức (15-3)

$$s = \frac{6,4 \cdot 11,8}{\sqrt{(6,4)^2 + (11,8)^2}} = 5,6 > [s]$$

Tại tiết diện II-II, kể chỗ lắp ổ, có tập trung ứng suất do góc lượn.

Mômen uốn tại đây

$$M_u \approx F_{k.c} = 2660 \cdot 170 = 452200 \text{ N.mm}$$

Mômen xoắn $T = 620000 \text{ N.mm}$

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{452200}{0,1 \cdot 55^3} = 27,2 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{620000}{0,2 \cdot 55^2 \cdot 2} = 9,3 \text{ MPa}$$

Lấy bán kính góc lượn $r = 3\text{mm}$; $r/d = 3/55 \approx 0,06$, theo bảng 15.3 $k_\sigma = 1,80$;
 $k_\tau = 1,35$

$$s_\sigma = \frac{256}{\frac{1,80}{0,78} \cdot 27,2} = 4,1$$

$$s_\tau = \frac{152}{\frac{1,35}{0,67} \cdot 9,3 + 0,05 \cdot 9,3} = 7,9$$

$$s = \frac{4,1 \cdot 7,9}{\sqrt{(4,1)^2 + (7,9)^2}} = 3,6 > [s]$$

Như vậy hệ số an toàn tại các tiết diện I-I và II-II đều lớn hơn hệ số an toàn cho phép $[s] = 1,5 \div 2$. Ta có thể giảm bớt đường kính trục : lấy đường kính tại chỗ lắp bánh răng $d_1 = 60\text{mm}$; đường kính tại chỗ lắp ổ lăn $d_o = d_1 - 5 = 55\text{mm}$; đường kính tại chỗ lắp khớp nối $d_k = d_o - 5 = 50\text{mm}$.

Tại tiết diện I-I lắp bánh răng, ứng suất uốn

$$\sigma_u = 491000/(0,1 \cdot 60^3) = 22,7 \text{ MPa}$$

Ứng suất xoắn $\tau = 620000/(0,2 \cdot 60^3) = 14,4\text{MPa}$

Vậy tại tiết diện này $\sigma_a = \sigma_u = 22,7\text{MPa}$; $\sigma_m = 0$; $\tau_a = \tau_m = \tau/2 = 7,2\text{MPa}$.

Hệ số an toàn

$$s_\sigma = \frac{256}{\frac{1,75}{0,78} \cdot 22,7} = 5 ; s_\tau = \frac{152}{\frac{1,5}{0,67} \cdot 7,2 + 0,05 \cdot 7,2} = 9,2$$

$$s = \frac{5 \cdot 9,2}{\sqrt{5^2 + (9,2)^2}} = 4,4$$

Tại tiết diện II-II, kể chỗ lắp ổ, có đường kính $d_k = 50\text{mm}$:

$$\sigma_a = \sigma_u = 452200/(0,1 \cdot 50^3) = 36,2\text{MPa} ; \sigma_m = 0$$

$$\tau_a = \tau_m = \tau/2 = 620000/(0,2 \cdot 50^3 \cdot 2) = 12,4 \text{ MPa}.$$

Hệ số an toàn

$$s_\sigma = \frac{256}{\frac{1,80}{0,78} \cdot 36,2} = 3,1 ; s_\tau = \frac{152}{\frac{1,35}{0,67} \cdot 12,4 + 0,05 \cdot 12,4} = 5,9$$

$$s = \frac{3,1 \cdot 5,9}{\sqrt{(3,1)^2 + (5,9)^2}} = 2,7$$

Vì hệ số an toàn của trục khá lớn cho nên không cần tính toán trục về độ cứng. Đường kính các đoạn trục được lấy như sau : $d_1 = 60\text{mm}$, $d_o = 55\text{mm}$; $d_k = 50\text{mm}$. Tuy nhiên, cần kết hợp với tính toán ổ lăn để có quyết định cuối cùng về kích thước trục.

Chương 16

Ổ TRƯỢT

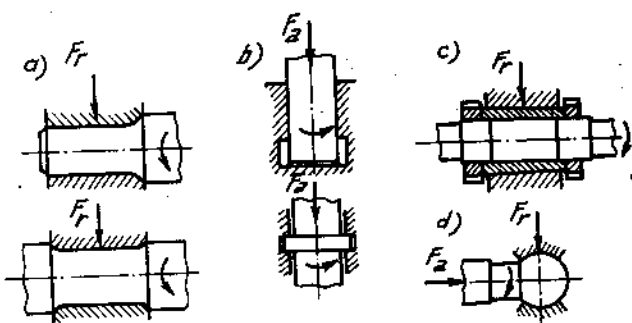
16.1. KHÁI NIỆM CHUNG

16.1.1. Công dụng và phân loại

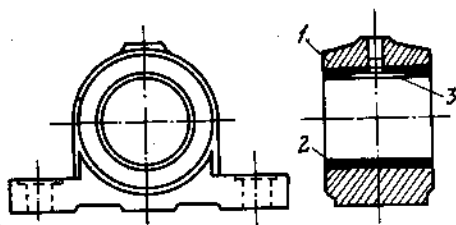
Ổ trục được dùng để đỡ các trục quay. Ổ trục chịu tác dụng của các lực đặt trên trục và truyền các lực này vào thân máy, bộ máy. Nhờ có ổ trục, trục có vị trí nhất định trong máy và quay tự do quanh một đường tâm đã định.

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

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



Hình 16.1



Hình 16.2

Ổ trượt. Bề mặt làm việc của ổ trượt cũng như của ổ lăn có thể là mặt trục (hình 16-1a), mặt phẳng (hình 16-1b), mặt côn (hình 16-1c) hoặc mặt cầu (hình 16-1d).

Ổ trượt chặn thường làm việc phối hợp với ổ trượt đỡ (hình 16-1b), là ổ trượt chịu được lực hướng tâm. Phần lớn các ổ trượt đỡ (hình 16-1a) có thể chịu được tải trọng dọc trục nhờ có vai trục và góc lượn tỳ vào mép ổ được vát tròn.

Ổ trượt có bề mặt côn (hình 16-1c) ít dùng, chỉ trong những trường hợp cần điều chỉnh khe hở do mòn ổ. Ổ cầu cũng ít gặp. Dùng loại ổ này trục có thể nghiêng tự do.

Khi trục quay, giữa ngồng trục và ổ có trượt tương đối, do đó sinh ra ma sát trượt trên bề mặt làm việc của ngồng trục và ổ.

Hình 16-2 trình bày kết cấu của một ổ trượt đơn giản, gồm thân ổ 1, lót ổ 2, có rãnh dầu 3. Lót ổ là bộ phận chủ yếu của ổ. Lót ổ được làm bằng vật liệu có hệ số ma sát thấp.

16.1.2. Phạm vi sử dụng ổ trượt

Hiện nay trong các ngành chế tạo máy ổ trượt dùng ít hơn ổ lăn. Tuy nhiên trong một số trường hợp dưới đây, dùng ổ trượt có nhiều ưu việt hơn :

- Khi trục quay với vận tốc rất cao, nếu dùng ổ lăn, tuổi thọ của ổ (số giờ làm việc cho tới khi hỏng) sẽ thấp ;
- Khi yêu cầu phương của trục phải rất chính xác (trong các máy chính xác). Ổ trượt gồm ít chi tiết nên dễ chế tạo chính xác cao và có thể điều chỉnh được khe hở ;
- Trục có đường kính khá lớn (đường kính $\geq 1m$), trong trường hợp này nếu dùng ổ lăn, phải tự chế tạo lấy rất khó khăn ;
- Khi cần phải dùng ổ ghép để dễ lắp, tháo (thí dụ đối với trục khuỷu) ;
- Khi ổ phải làm việc trong những điều kiện đặc biệt (trong nước, trong các môi trường ăn mòn v.v...), vì có thể chế tạo ổ trượt bằng những vật liệu như sao su, gỗ, chất dẻo v.v... thích hợp với môi trường ;
- Khi có tải trọng va đập và dao động ; ổ trượt làm việc tốt nhờ khả năng giảm chấn của màng dầu ;
- Trong các cơ cấu có vận tốc thấp, không quan trọng, rẻ tiền.

16.2. MA SÁT VÀ BÔI TRƠN Ổ TRƯỢT

16.2.1. Các dạng ma sát trong ổ trượt

Ma sát và bôi trơn có tác dụng quyết định khả năng làm việc của ổ trượt. Nếu công suất mất mát do ma sát quá lớn, nhiệt sinh nhiều, có thể gây nên hiện tượng dính ổ và ngồng trục. Mặt khác vì có trượt tương đối giữa ngồng trục và lót ổ, nếu bôi trơn không tốt, ngồng trục và lót ổ sẽ bị mòn nhanh. Khi bị mòn nhiều, ổ không dùng được nữa.

Để giảm ma sát và mài mòn, cần bôi trơn ổ.

Tùy theo điều kiện bôi trơn ổ, có các dạng ma sát : ướt, nửa ướt, nửa khô và khô.

Ma sát ướt. Ma sát ướt sinh ra khi bề mặt ngồng trục và ổ được ngăn cách bởi lớp bôi trơn, có chiều dày lớn hơn tổng số độ nhấp nhô bề mặt (hình 16-3) :

$$h > R_{Z1} + R_{Z2} \quad (16-1)$$

Nhờ có lớp dầu ngăn cách, ngồng trục và lót ổ không trực tiếp tiếp xúc với nhau, do đó không bị mài mòn.

Trong chế độ bôi trơn ma sát ướt, chuyển động tương đối giữa ngồng trục và lót ổ bị cản bởi nội ma sát của lớp bôi trơn. Hệ số ma sát ướt khoảng $0,001 \div 0,008$ (trị số này có khi nhỏ hơn hệ số ma sát lăn).

Ma sát nửa ướt. Khi điều kiện (16-1) không được thỏa mãn, nghĩa là lớp bôi trơn không đủ ngập các mấp mô bề mặt, thì có ma sát nửa ướt. Trị số hệ số ma sát nửa ướt không những phụ thuộc chất lượng dầu bôi trơn mà còn phụ thuộc vật liệu bề mặt ngồng trục và lót ổ. Đối với những loại vật liệu giảm ma sát thường dùng, hệ số ma sát có trị số vào khoảng từ 0,01 đến 0,1.

Khi làm việc trong chế độ bôi trơn ma sát nửa ướt, ngồng trục và lót ổ bị mài mòn.

Ma sát khô và nửa khô. Ma sát khô và nửa khô xảy ra khi các bề mặt làm việc không được bôi trơn.

Ma sát khô là ma sát giữa các bề mặt tuyệt đối sạch trực tiếp tiếp xúc với nhau. Hệ số ma sát khô cao hơn các hệ số ma sát khác (có thể lớn hơn 1), thường bằng $0,4 \div 1$.

Trong thực tế, dù được làm sạch rất cẩn thận, trên các bề mặt làm việc bao giờ cũng có những màng mỏng khí, hơi ẩm hoặc mỡ, hấp phụ từ môi trường xung quanh. Ma sát giữa các bề mặt có màng hấp phụ, khi chúng trực tiếp tiếp xúc nhau, gọi là *ma sát nửa khô*. Tuy bề dày của màng hấp phụ chỉ bằng vài phần mười nanômét*, nhưng có tác dụng làm giảm hệ số ma sát khá nhiều. Hệ số ma sát nửa khô vào khoảng $0,1 \div 0,3$.

Khi ma sát nửa khô (hoặc khô) các bề mặt làm việc bị mài mòn nhanh.

Như vậy, ổ trượt làm việc tốt nhất khi được bôi trơn ma sát ướt.

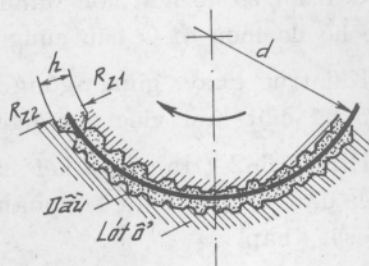
Để thực hiện chế độ bôi trơn ma sát ướt có thể dùng các phương pháp :

- Bôi trơn thủy tĩnh : bơm vào ổ dầu có áp suất cao, để có thể nâng ngồng trục. Phương pháp này đòi hỏi phải có thiết bị nén (tạo áp suất) và dẫn dầu rất phức tạp.

- Bôi trơn thủy động : tạo những điều kiện nhất định để dầu theo ngồng trục và khe hở, gây nên áp suất thủy động cân bằng với tải trọng ngoài. Phương pháp bôi trơn thủy động được dùng nhiều hơn.

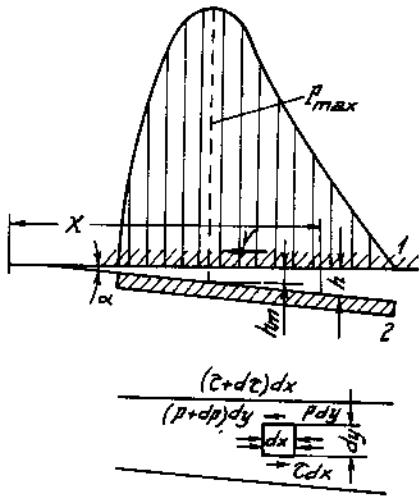
16.2.2. Nguyên lý bôi trơn thủy động

Giả thiết có hai tấm phẳng 1 và 2 nghiêng với nhau một góc nào đó, chuyển động với vận tốc tương đối v (hình 16-4). Kích thước các tấm theo phương vuông góc với hình vẽ được coi như lớn vô cùng. Lớp bôi trơn nằm giữa hai tấm có độ nhớt động



Hình 16.3

* Nanômét ký hiệu là nm, $1\text{nm} = 10^{-9}\text{m}$.



Hình 16.4

lực μ . Khi tấm 1 chuyển động so với tấm 2 (theo chiều như trên hình 16.4), lớp dầu dính vào bề mặt tấm bị kéo theo và nhờ có độ nhớt, các lớp dầu ở phía dưới cũng chuyển động theo. Dầu bị dồn vào phần hẹp của khe hở và bị nén lại, tạo nên áp suất (áp suất dư).

Sự thay đổi áp suất trong lớp dầu nằm giữa hai tấm (gọi là chêm dầu, vì có hình dạng giống như cái chêm) được xác định theo phương trình Rây-nôn

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^3} \quad (16-2)$$

trong đó h_m - trị số khoảng hở tại tiết diện chịu áp suất lớn nhất ;

h - trị số khoảng hở tại tiết diện có tọa độ x .

Xét một phân tử dầu, có kích thước $dx \times dy \times 1$ (hình 16-4). Trục x được lấy theo phương của chuyển động, trục y vuông góc với trục x .

Vì có chuyển động tương đối giữa các lớp dầu trong khe hở nên sinh ra lực cản trượt. Theo định luật Niuton lực cản trượt trên một đơn vị diện tích

$$\tau = \mu \frac{dv_x}{dy} \quad (16-3)$$

Từ điều kiện cân bằng của phân tử đang xét (hình 16-4), ta có

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy}$$

Do đó có thể viết

$$\frac{d^2 v_x}{dy^2} = \frac{1}{\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \quad (16-4)$$

Giải phương trình (16-4), chú ý đến các điều kiện biên : tại bề mặt tấm đứng yên $y = 0, v_x = 0$ và tại bề mặt tấm chuyển động $y = h, v_x = v$; tìm được vận tốc (theo phương x) của lớp dầu có tung độ y

$$v_x = v \frac{y}{h} + \frac{y}{2\mu} (y - h) \frac{dp}{dx} \quad (16-5)$$

Thế tích dầu chảy qua khoảng hở có chiều cao h và chiều rộng bằng 1 đơn vị trong thời gian 1 giây

$$q = \int_0^h v_x dy = \frac{hv}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{dp}{dx}$$

Giả thiết rằng dòng dầu liên tục. Do đó thể tích dầu chảy qua khoảng hở h và khoảng hở h_m (tại tiết diện có $p = p_{\max}$ và $\frac{dp}{dx} = 0$) trong thời gian 1 giây là bằng nhau :

$$q = \frac{hv}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{dp}{dx} = \frac{h_m v}{2} \quad (16-6)$$

Từ đó rút ra

$$\frac{dp}{dx} = 6\mu v \frac{h - h_m}{h^3}$$

Đồ thị biến thiên áp suất (đur) trong lớp dầu được trình bày trên hình 16-4. Áp suất dầu (áp suất dư) tại cửa vào và cửa ra tất nhiên là bằng số không. Áp suất cực đại tại tiết diện có $h = h_m$, lúc này $\frac{dp}{dx} = 0$.

Áp suất trong lớp dầu tăng lên càng nhanh, nghĩa là khả năng tải của lớp dầu càng lớn, khi độ nhớt μ và vận tốc v càng lớn.

Qua những điều trình bày trên đây có thể rút ra những điều kiện chủ yếu để tạo nên ma sát ướt bằng cách bôi trơn thủy động :

- Giữa hai bề mặt trượt phải tạo khe hở hình chêm.
- Dầu phải có độ nhớt nhất định và liên tục chảy vào khe hở.
- Vận tốc tương đối giữa hai bề mặt trượt phải có phương, chiều thích hợp và trị số đủ lớn để áp suất sinh ra trong lớp dầu có đủ khả năng cân bằng với tải trọng ngoài.

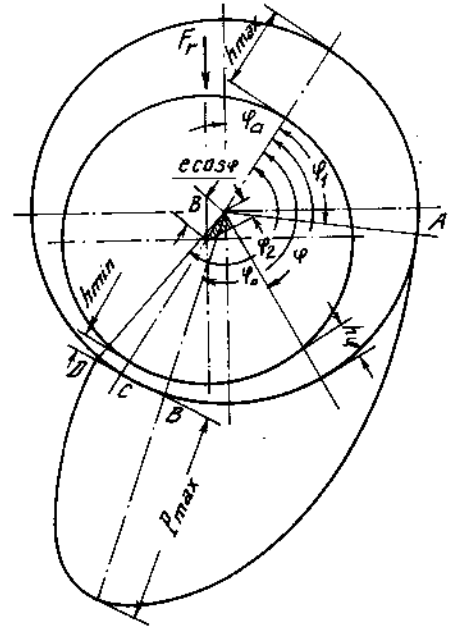
Nếu kết cấu của ổ trượt không có khe hở hình chêm, ví dụ như đối với loại ổ chặn trình bày trên hình 16-1b, không thể tạo nên ma sát ướt bằng phương pháp bôi trơn thủy động được.

Đối với các ổ đỡ, khe hở hình chêm vốn đã được tạo sẵn bởi kết cấu (do đường kính ngõng trục nhỏ hơn đường kính ổ và tâm ngõng trục nằm lệch so với tâm của ổ).

16.2.3. Khả năng tải của ổ đỡ

Khả năng tải của ổ đỡ bôi trơn thủy động được xác định trên cơ sở phương trình Rây môn (16.2).

Giả sử ngõng trục chịu tải trọng F_r , khi chưa quay ngõng trục tiếp xúc trực tiếp với lót ổ. Vì đường kính ngõng trục bao giờ cũng nhỏ hơn đường kính lót ổ, cho nên giữa ngõng trục và lót ổ có khe hở và tâm O của ngõng trục nằm lệch với tâm O của lót ổ. Khi quay, ngõng trục cuốn dầu vào khoảng hẹp dần giữa ngõng trục và lót ổ, dầu bị ép và có áp suất lớn. Khi trục quay với vận tốc đủ lớn, ngõng trục được nâng hẳn lên : tải trọng F_r được cân bằng với áp lực sinh ra trong lớp dầu (hình 16-5). Ổ trượt lúc này làm việc với chế độ bôi trơn ma sát ướt.



Hình 16.5

Để tính toán, ta dùng các kí hiệu sau đây :

$$\delta = D - d - \text{độ hở đường kính} ; \psi = \frac{D-d}{d} = \frac{\delta}{d} - \text{độ hở tương đối} ;$$

trong đó D - đường kính lót ổ ; d - đường kính ngông trục.

Vị trí của ngông trục trong ổ được đặc trưng bởi độ lệch tâm tuyệt đối e và độ lệch tâm tương đối

$$\chi = \frac{e}{\delta/2} = \frac{2e}{\delta}$$

Chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu (hình 16-5)

$$h_{\min} = \frac{\delta}{2} - e = \frac{\delta}{2}(1 - \chi) \quad (16-7)$$

Chiều dày của lớp dầu tại tiết diện ứng với góc φ (hình 16-5)

$$h = \frac{\delta}{2} + e \cos \varphi = \frac{\delta}{2}(1 + \chi \cos \varphi)$$

Chiều dày lớp dầu tại tiết diện ứng với góc φ_0 , có $p = p_{\max}$

$$h_{\varphi_0} = \frac{\delta}{2}(1 + \chi \cos \varphi_0)$$

Để tiện tính toán, ta dùng hệ tọa độ độc cực. Viết lại phương trình (16-2) theo hệ tọa độ độc cực, với $h = h_{\varphi}$ và $h_m = h_{\varphi_0}$ rồi biến đổi, ta có

$$\begin{aligned} dp &= 6\mu \frac{\omega}{\psi^2} \cdot \frac{(1 + \chi \cos \varphi) - (1 + \chi \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \\ &= 6\mu \frac{\omega}{\psi^2} \cdot \frac{\chi(\cos \varphi - \cos \varphi_0)}{(1 + \chi \cos \varphi)^3} d\varphi \end{aligned}$$

trong đó $\omega = \frac{v}{d/2} = \frac{\pi n}{30}$ - vận tốc góc của ngông trục (n là số vòng quay trong 1 phút).

Áp suất p_{φ} tại tiết diện ứng với góc φ

$$p_{\varphi} = \int_{\varphi_1}^{\varphi} dp$$

Khả năng tải của lớp dầu trong ổ, nghĩa là tải trọng hướng tâm F_r , mà lớp dầu có thể chịu được, được xác định bằng tích phân hình chiếu của áp suất p_{φ} lên phương của tải trọng ngoài (miền tích phân là miền có áp suất thủy động choán cung từ φ_1 đến φ_2 và có chiều dài là chiều dài l của ổ)

$$F_r = \frac{ld}{2} \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} p_{\varphi} [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi = \frac{\mu \omega}{\psi^2} ld \Phi \quad (16-8)$$

với

$$\Phi = 3 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{\varphi_1}^{\varphi} \frac{\chi(\cos\varphi - \cos\varphi_0)}{(1 + \chi\cos\varphi)^3} d\varphi [-\cos(\varphi_a + \varphi)] d\varphi$$

ϕ là hàm số của vị trí ngồng trục trong ổ, gọi là hệ số khả năng tải của ổ. Hệ số khả năng tải ϕ không có thứ nguyên, tìm được bằng phương pháp tích phân đồ thị.

Khi lập công thức để tính khả năng tải của lớp dầu, ta giả thiết rằng chiều dài của ổ là vô hạn, nên dầu không bị chảy ra hai đầu ổ. Trên thực tế, chiều dài ổ có hạn, do đó phải xét đến hiện tượng dầu chảy ra hai đầu ổ và tiến hành điều chỉnh trong tính toán. Bảng 16-1 cho các trị số của ϕ , phụ thuộc chiều dài tương đối $\frac{l}{d}$ và độ lệch tâm tương đối χ của ổ, có xét đến đặc điểm chiều dài ổ có hạn (dầu bị chảy ra ngoài) và trong trường hợp $\varphi_2 - \varphi_1 = 180^\circ$ (chêm dầu choán một nửa cung tròn).

Nếu thay $\omega = \frac{\pi n}{30}$ vào công thức (16-8) và dùng đơn vị độ nhớt của dầu là centipoazơ và kích thước ổ là mm, ta có

$$F_r = \frac{1,07 \cdot 10^{-10} \mu n l d \Phi}{\psi^2}, \text{ N} \quad (16-9)$$

Từ công thức (16-8) cũng có thể viết

$$\Phi = \frac{p\psi^2}{\mu\omega} \quad (16-10)$$

trong đó $p = \frac{F_r}{ld}$ áp suất quy ước, N/m²

μ - độ nhớt của dầu, Ns/m²

Bảng 16.1

Hệ số khả năng tải ϕ

l/d	χ													
	0,3	0,4	0,5	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	0,925	0,95	0,975	0,99
Hệ số khả năng tải ϕ														
0,3	0,0522	0,0826	0,128	0,203	0,259	0,347	0,475	0,699	1,122	2,074	3,352	5,730	15,15	50,52
0,4	0,0893	0,141	0,216	0,399	0,431	0,573	0,776	1,079	1,775	3,195	5,055	8,393	21,00	65,26
0,5	0,133	0,209	0,317	0,493	0,622	0,819	1,098	1,572	2,428	4,261	6,615	10,706	25,62	75,86
0,6	0,182	0,283	0,427	0,655	0,819	1,070	1,418	2,001	3,036	5,214	7,956	12,64	29,17	83,21
0,7	0,234	0,361	0,538	0,816	1,014	1,312	1,720	2,399	3,580	6,029	9,072	14,14	31,88	88,90
0,8	0,287	0,439	0,647	0,972	1,199	1,538	1,965	2,754	4,053	6,721	9,992	15,37	33,99	92,89
0,9	0,339	0,515	0,754	1,118	1,371	1,745	2,248	3,087	4,459	7,294	10,753	16,37	35,66	96,35
1,0	0,391	0,589	0,853	1,253	1,528	1,929	2,469	3,372	4,808	7,772	11,38	17,18	37,00	89,95
1,1	0,440	0,658	0,947	1,377	1,669	2,097	2,664	3,580	5,016	8,186	11,91	17,86	38,12	101,15
1,2	0,487	0,723	1,033	1,489	1,796	2,247	2,838	3,787	5,364	8,533	12,35	18,43	39,04	102,90
1,3	0,529	0,784	1,111	1,590	1,912	2,379	2,990	3,968	5,586	8,831	12,73	18,91	39,81	104,42
1,5	0,610	0,891	1,248	1,763	2,099	2,600	3,242	4,266	5,947	9,304	13,34	19,68	41,07	106,84
2,0	0,763	1,091	1,483	2,070	2,446	2,981	3,671	4,778	6,545	10,091	14,34	20,97	43,11	110,79

Các công thức trên đây cho thấy rằng khả năng tải F_r của ổ tăng tỉ lệ thuận với độ nhớt của dầu và vận tốc quay, và giảm xuống khi tăng khe hở và chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu. Do đó, không cần tăng kích thước ổ và thay đổi vật liệu, ta vẫn có thể tăng khả năng tải của ổ bằng cách tăng độ nhớt của dầu hoặc giảm khe hở của ổ. Tuy nhiên, các biện pháp này làm tăng thêm ma sát và nhiệt trong ổ.

16.3. VẬT LIỆU BÔI TRƠN

Theo trạng thái vật lí, có thể chia các vật liệu bôi trơn ra làm ba loại : dầu bôi trơn, mỡ bôi trơn và chất rắn bôi trơn.

16.3.1. Dầu bôi trơn

Dầu bôi trơn là vật liệu bôi trơn chủ yếu. Dầu bôi trơn có các loại : dầu khoáng, dầu động vật (dầu xương, dầu cá v.v...) và dầu thực vật (dầu gai, dầu thầu dầu v.v...), trong đó dầu khoáng được dùng nhiều nhất. Dầu động vật và dầu thực vật bôi trơn rất tốt, dễ thực hiện ma sát ướt nhưng dễ biến chất và giá đắt nên ít dùng. Tuy nhiên để tăng thêm chất lượng bôi trơn, người ta pha thêm vào dầu khoáng một ít dầu động vật hoặc dầu thực vật.

Dầu bôi trơn có hai tính chất quan trọng nhất là độ nhớt và tính năng bôi trơn.

Độ nhớt. Độ nhớt hoặc ma sát trong của chất lỏng là khả năng cản trượt của lớp này đối với lớp khác trong chất lỏng. Trong điều kiện ma sát ướt, độ nhớt là nhân tố quan trọng nhất, quyết định khả năng tải của lớp dầu.

Độ nhớt động lực μ được dùng trong các tính toán về bôi trơn thủy động. Độ nhớt động lực có đơn vị là niuton giây trên mét vuông (Ns/m^2). Ns/m^2 là độ nhớt động lực của một chất đồng tính, đẳng hướng, chảy tầng khi giữa hai lớp phẳng song song với dòng chảy cách nhau 1 mét có hiệu vận tốc (vận tốc tương đối) 1m/s và trên bề mặt các lớp đó xuất hiện ứng suất tiếp 1N/m^2 . $1/10 \text{Ns/m}^2$ được gọi là poazơ (kí hiệu P). Trong thực tế thường dùng centipoazơ, kí hiệu là cP ($1 \text{cP} = \frac{1}{100} \text{P} = 10^{-3}\text{Ns/m}^2$).

Trong sản xuất dầu bôi trơn, thường dùng *độ nhớt động ν* , xác định theo thời gian chảy (nhờ trọng lượng bản thân) của một khối lượng dầu nhất định qua ống nhỏ giọt. Vì vậy độ nhớt động phụ thuộc mật độ : nó là tỉ số giữa độ nhớt động lực với mật độ (khối lượng riêng). Đơn vị của độ nhớt động là mét vuông trên giây (m^2/s), là độ nhớt động của một chất có độ nhớt động lực 1Ns/m^2 và khối lượng riêng 1kg/m^3 . Trong thực tế gọi $10^{-4}\text{m}^2/\text{s}$ là stóc (kí hiệu : St) và thường dùng centistóc ($1 \text{cSt} = \frac{1}{100} \text{St} = 10^{-6}\text{m}^2/\text{s}$). Như vậy giữa độ nhớt động lực μ (Ns/m^2) và độ nhớt động ν (m^2/s) có liên hệ

$$\mu = \gamma_1 \cdot \nu$$

(16-11)

trong đó : khối lượng riêng γ_t của dầu ở nhiệt độ $t^\circ\text{C}$ được tính bằng kg/m^3 .

Khi nhiệt độ thay đổi độ nhớt cũng thay đổi : nhiệt độ càng tăng độ nhớt càng giảm. Có thể tính gần đúng độ nhớt μ_t ở nhiệt độ t khi đã biết độ nhớt μ_{t_0} ở nhiệt độ t_0 theo công thức

$$\mu_t = \mu_{t_0} \left(\frac{t_0}{t} \right)^m \quad (16-12)$$

trong đó số mũ $m = 2,6 + 3$. Công thức (16-12) chỉ dùng khi nhiệt độ t không khác nhiều với t_0 .

Tính năng bôi trơn của dầu là yếu tố có ý nghĩa quyết định trong trường hợp không thể thực hiện được bôi trơn ma sát ướt. Tính năng bôi trơn là khả năng dầu có thể tạo thành màng bôi trơn có sức cản trượt thấp, hấp phụ vững chắc bề mặt ngồng trục và lót ổ. Nhờ có tính năng bôi trơn, nên dầu có thể làm giảm ma sát và mài mòn khi ổ làm việc với chế độ ma sát nửa ướt hoặc nửa khô.

Các loại dầu bôi trơn thường dùng trong chế tạo máy là dầu công nghiệp nhẹ như dầu véloxít, dầu vadolin, dầu phân li ; dầu công nghiệp trung bình như dầu công nghiệp 12, 20, 30, 45 hoặc 50, dầu tua bin 22, 30, 46 hoặc 57 (các chữ số chỉ độ nhớt động trung bình, cSt, ở 50°C) ; dầu công nghiệp nặng như dầu xilanh 11,24 v.v... (các chữ số chỉ độ nhớt động trung bình, cSt, ở 100°C).

Để bôi trơn ổ trượt cũng dùng các loại dầu trên. Khi ngồng trục quay với tốc độ cao cần chọn dầu có độ nhớt thấp, khi tải trọng tác dụng lên ổ lớn cần chọn dầu có độ nhớt cao. Nếu dùng dầu không đủ độ nhớt, ổ sẽ chóng bị mòn hỏng, nếu dùng dầu có độ nhớt quá cao sẽ tăng mất mát công suất do ma sát.

Bảng 16.2 cho các trị số nhớt động lực của một số loại dầu thường dùng nhất ở các nhiệt độ khác nhau.

Bảng 16.2

Độ nhớt động lực của một số loại dầu

Tên dầu	Khối lượng riêng γ của dầu ở 20°C (g/cm^3)	Độ nhớt động lực μ (cP) ở nhiệt độ $^\circ\text{C}$						
		30	40	50	60	70	80	90
Dầu véloxít	0,87	8,2	5,8	4,5	3,5	2,8	-	-
Dầu công nghiệp 12	0,89	25	16,5	11,8	8,5	6,3	4,8	-
Dầu công nghiệp 20	0,89	41	26	17	13	9,2	6,9	5,1
Dầu công nghiệp 30	0,89	75	40	26	18,5	13	9,4	7,1
Dầu công nghiệp 45	0,89	118	70	40	23	19	13,5	9,3

16.3.2 Mỡ bôi trơn và chất rắn bôi trơn

Mỡ bôi trơn là hỗn hợp của dầu khoáng (thường là dầu công nghiệp 20, 30, 45) và chất làm đặc. Mỡ bôi trơn chủ yếu dùng để giảm ma sát, chống ăn mòn và có tác dụng che kín. Ma sát tĩnh của mỡ tương đối lớn nên lúc mỡ máy cần có mômen lớn hơn so với trường hợp dùng dầu bôi trơn. Tuy nhiên khi trục quay mỡ làm việc cũng tương tự như dầu và khi trục dừng, mỡ lại không bị chảy ra ngoài.

Mỡ thường được dùng ở :

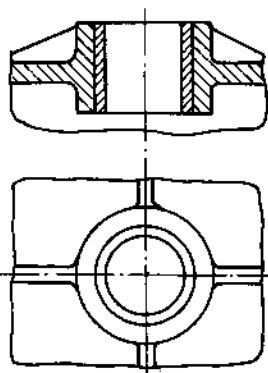
- các ổ không được che kín hoặc khó che kín ;
- các ổ cần che rất kín (ví dụ ổ trục trong máy dệt) ;
- các ổ khó cho dầu thường xuyên.

Chất rắn bôi trơn chủ yếu là grafit côloit và sibunfua môlipden. Chúng được dùng trong những trường hợp không thể đảm bảo bôi trơn ma sát ướt một cách bình thường. Thường người ta trộn chất rắn bôi trơn với dầu, mặc dù không có dầu chúng vẫn có tác dụng bôi trơn tốt.

16.4 KẾT CẤU Ổ TRƯỢT VÀ VẬT LIỆU LÓT Ổ

16.4.1. Kết cấu ổ trượt

Ổ chủ yếu gồm có thân ổ, lót ổ, ngoài ra còn bộ phận cho dầu và bộ phận bảo vệ.



Hình 16.6

Thân ổ có thể làm liền với khung máy hoặc có thể chế tạo riêng bằng đúc hoặc hàn và ghép vào trong máy. Thân ổ được chế tạo thành một thể nguyên (ổ nguyên) hoặc chế tạo thành nhiều phần rời, thường là hai nửa, rồi ghép lại với nhau (ổ ghép).

Ổ nguyên chế tạo đơn giản và có độ cứng lớn hơn ổ ghép. Hình 16.6 giới thiệu một kiểu ổ nguyên đơn giản nhất, thân ổ liền với khung máy (trong thời quay tay).

Hình 16.2 trình bày kiểu ổ nguyên thường dùng nhất : thân ổ 1 làm bằng gang hoặc thép ; lót ổ 2 làm bằng vật liệu giảm ma sát, lót ổ được ép vào lỗ của thân ổ ; trên lót ổ có rãnh dầu 3. Phía trên thân ổ có lỗ cho dầu. Thân ổ ghép vào khung

máy bằng bulông.

Ổ nguyên có các nhược điểm sau :

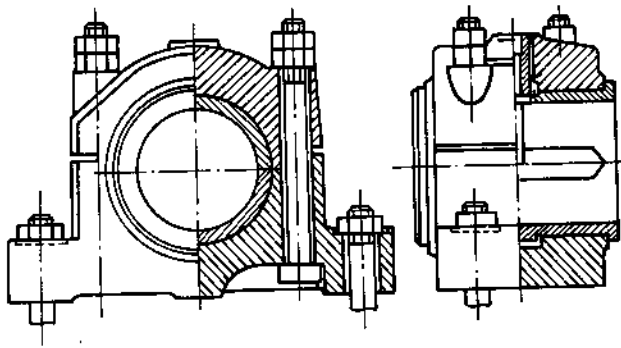
- Khi khe hở giữa ngông trục và ổ quá lớn (do mòn), không thể điều chỉnh để giảm khe hở được.
- Ngông trục chỉ có thể lắp từ ngoài nút vào, do đó khi lắp những loại trục có đường kính lớn hoặc cần lắp ổ vào ngông giữa sẽ khó khăn, nhiều khi không lắp được.

Ổ nguyên thường chỉ dùng trong các máy làm việc gián đoạn, có vận tốc thấp, tải trọng nhỏ như tời, máy trục quay tay v.v...

Ổ ghép không có những nhược điểm trên, nghĩa là khe hở có thể điều chỉnh được phần nào và lắp trục cũng dễ dàng. Trên hình 16.7 giới thiệu một kiểu ổ ghép thường dùng. Thân ổ gồm hai nửa : nắp và đế ; lót ổ cũng gồm hai nửa. Dầu bôi trơn chảy theo lỗ xuyên qua nắp vào nửa trên của ổ rồi theo các rãnh dọc phân bố đều trên suốt chiều dài ngông trục. Nắp lắp vào đế bằng bulông hoặc vít cấy.

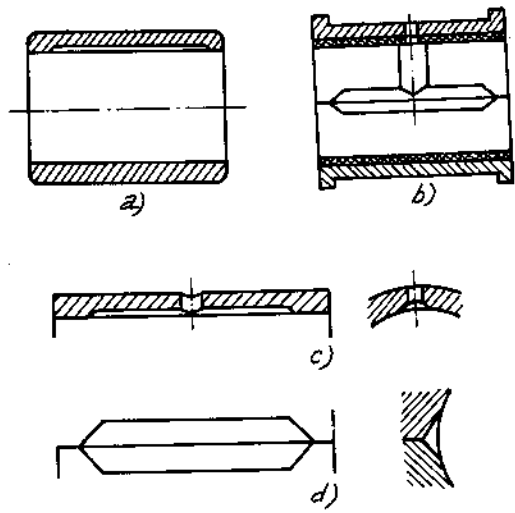
Lót ổ. Bề mặt ổ tiếp xúc với ngông trục phải làm bằng vật liệu có hệ số ma sát thấp, thường là kim loại màu đất tiến và hiếm. Để tiết kiệm kim loại màu ta dùng

lót ổ. Sau một thời gian làm việc lót ổ bị mòn, việc thay thế cũng dễ dàng và đỡ tốn kém hơn, vì nếu không dùng lót ổ thì phải thay cả ổ. Lót ổ trong ổ nguyên có hình dạng một ống tròn (hình 16.8a). Lót ổ của ổ ghép thường làm hai nửa (hình 16-8b).



Hình 16.7

Vì khi lót ổ bị mòn với chiều sâu khoảng vài ba phần mười mm đã không được dùng nữa, cho nên chiều dày lớp kim loại màu giảm ma sát không cần lấy lớn. Tuy nhiên, nếu chỉ làm lót ổ có chiều dày như vậy thì không đủ độ bền và rất khó chế tạo. Bởi vậy lót thường được làm bằng hai loại vật liệu: nền lót ổ bằng thép hoặc gang (đối với các ổ quan trọng nền lót ổ làm bằng đồng thanh) và một lớp mỏng kim loại giảm ma sát tráng lên nền lót ổ. Trong sản xuất hàng loạt nhỏ hoặc đơn chiếc còn dùng lót ổ bằng một thứ vật liệu, chế tạo tương đối đơn giản (thí dụ lót ổ bằng gang giảm ma sát, tectolit, gỗ ép...).



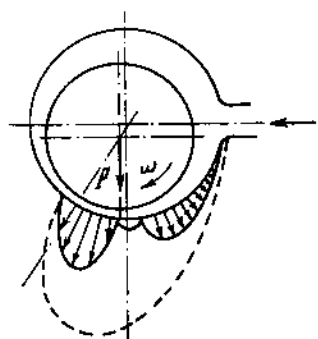
Hình 16.8

Tỉ số l/d giữa chiều dài ổ với đường kính ngõng trục cần chọn theo điều kiện làm việc cụ thể của trục. Nếu yêu cầu phải hạn chế kích thước dọc trục hoặc nếu ổ có khe hở nhỏ, làm việc với vận tốc lớn thì lấy l/d nhỏ. Khi đường tâm trục có độ nghiêng nhỏ so với đường tâm ổ, có thể lấy l/d lớn. Nếu tăng chiều dài l , áp suất trung bình trong ổ giảm, nhưng chỉ cần trục nghiêng một ít so với ổ thì áp suất sinh ra tại vùng mép ổ sẽ rất lớn có thể làm hỏng mép ổ. Ngược lại nếu lấy chiều dài ổ l nhỏ quá, dầu dễ chảy ra ngoài mép ổ. Làm giảm khả năng tải của ổ. Đối với nhiều loại máy nên lấy $l/d = 0,6 \div 1$.

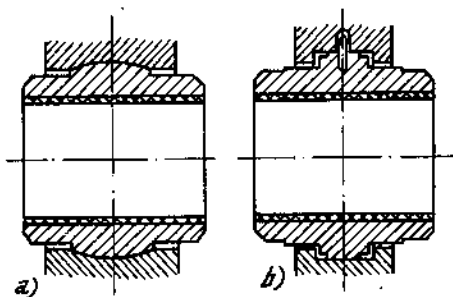
Khi định kết cấu của ổ trượt, phải chú ý đến hình dạng và vị trí rãnh dầu. Tác dụng chủ yếu của rãnh dầu là để phân bố đều dầu bôi trơn trong ổ. Rãnh dầu có thể làm dọc theo chiều trục, vòng theo chu vi, thường dùng rãnh dọc trục, qua lỗ dầu vào (hình 16.8c).

Đối với các ổ trượt được bôi trơn ma sát ướt, rãnh dầu phải ở ngoài vùng có áp suất thủy động, nếu không, khả năng tải của lớp dầu sẽ giảm (hình 16.9). Để đảm bảo cung cấp dầu một cách ổn định, có thể làm thêm túi dầu (hình 16.7, 16.8b và 16.8d). Không nên kéo dài rãnh dầu ra mép ổ. Đối với các rãnh dọc trục, chiều dài rãnh thường lấy bằng 0,8 chiều dài của ổ. Ở những ổ chịu lực có điểm đặt cố định trên trục (do đó khi trục quay, ổ chịu lực thay đổi), nên làm rãnh dầu trên ngõng trục.

Thông thường mặt ngoài lót ổ có hình trụ. Trường hợp khó đảm bảo độ đồng trục của các ổ lắp trên trục, mặt ngoài lót ổ được chế tạo thành mặt cầu (hình 16.10a) hoặc mặt trụ có đường sinh ngắn (hình 16.10b).



Hình 16.9

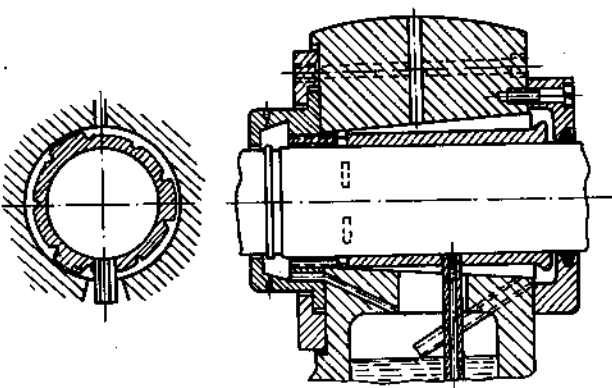


Hình 16.10

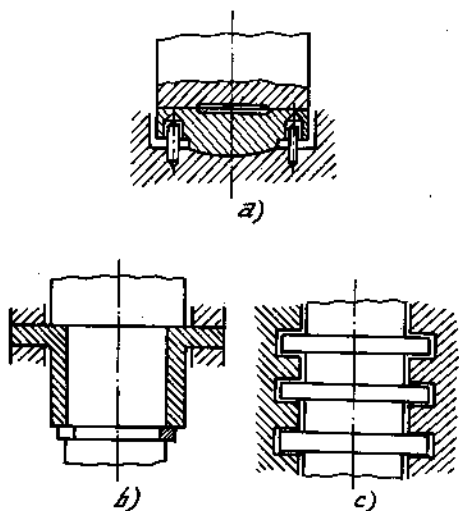
Nhờ vậy khi trục bị nghiêng ổ có thể tự động xoay theo trục. Loại ổ này được gọi là ổ tự lựa.

Điều chỉnh khe hở hoặc bù lại lượng mòn trong ổ là yêu cầu quan trọng đối với ổ của máy chính xác hoặc ổ làm việc trong điều kiện bị mòn nhanh. Có thể điều chỉnh khe hở của các ổ ghép (hình 16.7) bằng cách bớt các tấm đệm giữa hai nửa lót ổ và giữa nắp ổ và đế ổ. Đối với một số ổ ghép khác, lót ổ được chế tạo gồm 2 ÷ 4 miếng, điều chỉnh bằng vít hoặc chêm.

Trường hợp lót ổ nguyên, mặt ngoài lót ổ được chế tạo ở hình côn, một đầu có ren để vặn đai ốc, lỗ của thân ổ cũng có hình côn (hình 16.11). Khi cần điều chỉnh thì vặn đai ốc, lót ổ bị bóp lại. Để lót ổ dễ biến dạng, mặt ngoài lót ổ được khoét bớt, chỉ để chừa lại ba gân tỳ với lỗ thân ổ (hình 16.11). Cũng có khi chế tạo lót ổ có mặt ngoài là hình côn trơn, để dễ biến dạng, lót ổ được xé một rãnh dọc. Kiểu lót ổ này chỉ dùng trong các ổ không quan trọng vì khi điều chỉnh khe hở bề mặt làm việc của ổ sẽ bị méo.



Hình 16.11



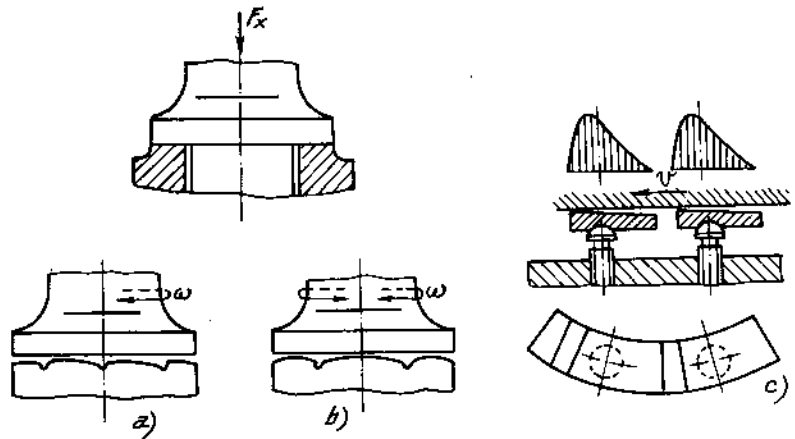
Hình 16.12

Trong ổ trượt chặn một mặt tựa thường có hình vành khăn. Hình 16.12a trình bày một kiểu ổ trượt chặn đơn giản, có một mặt tựa, chịu lực dọc trục theo một chiều. Mút của trục (ngõng trục) tì vào đệm lót của ổ; mặt dưới của đệm lót có hình chòm cầu để có thể tự lựa vị trí và dùng chốt để giữ cho không quay cùng với ngõng trục.

Trong ổ chặn hai chiều thường có lắp chặt một đĩa có hai mặt tựa (hình 16.12b), tùy theo chiều tác dụng của lực, một trong hai mặt tựa sẽ làm việc.

Trường hợp lực dọc trục lớn, dùng ổ có nhiều gờ hình (16.12c) để tăng bề mặt tựa.

Trong ổ trượt chặn không có khe hở tự nhiên hình chêm để tạo thành chêm dầu như trong ổ trượt đỡ. Vì vậy cần phải chế tạo khe hở hình chêm: trên hình vành khăn của đệm lót làm những rãnh dầu hướng tâm và vát nghiêng bề mặt đệm lót. Hình 16.13a trình bày ổ trượt có mặt nghiêng vát theo một chiều làm việc với trục quay một chiều. Nếu trục quay hai chiều, mặt nghiêng được vát hai chiều (hình 16.13b).



Hình 16.13

Để tăng khả năng tái của ổ nên dùng kiểu ổ có các đệm lót tự lựa vị trí, như trên hình 16.13c.

Để tăng khả năng tái của ổ nên dùng kiểu ổ có các đệm lót tự lựa vị trí, như trên hình 16.13c.

16.4.2. Vật liệu lót ổ

Vì lót ổ trực tiếp làm việc với ngõng trục, cho nên vật liệu lót ổ có tác dụng quan trọng đối với khả năng làm việc của ổ trượt. Phải chọn vật liệu lót ổ sao cho có thể giảm được mất mát công suất do ma sát giữa bề mặt làm việc của ngõng trục với lót ổ và giảm bớt chi phí về sửa chữa, thay thế do mòn. Thông thường, trục đắt hơn lót ổ rất nhiều. Vì vậy, một mặt cần tối bề mặt ngõng trục để có độ rắn cao, ít bị mòn, mặt khác phải chọn vật liệu lót ổ thỏa mãn các yêu cầu chủ yếu sau đây:

- Hệ số ma sát thấp;
- Có khả năng giảm mòn và chống dính;
- Dẫn nhiệt tốt và hệ số nở dài thấp (để khe hở trong ổ ít bị thay đổi do nhiệt);
- Có đủ độ bền.

Có thể chia vật liệu lót ổ thành ba loại lớn:

Vật liệu kim loại.

Vật liệu gốm kim loại.

Vật liệu không kim loại.

Vật liệu kim loại

Babit. Babit là hợp kim có thành phần chủ yếu là thiếc hoặc chì, tạo thành một nền mềm, có xen các hạt rắn antimon, đồng, niken hoặc cadmi v.v... Babit là loại vật liệu giảm ma sát, giảm mòn và chống dính rất tốt. Tuy nhiên vì có cơ tính thấp cho nên babit chỉ dùng để tráng thành 1 lớp mỏng khoảng vài phần mười mm lên lót ổ có độ bền cao hơn như đồng thanh, thép hoặc gang.

Babit nhiều thiếc B83, B89, B91, B93 (tương ứng có 83, 89, 91, 93% thiếc) được dùng khi áp suất và vận tốc cao ($p_v \geq 15 \text{ MPa.m/s}$), có thể làm việc với áp suất p tới 25MPa và $p_v = 100 \text{ MPa. m/s}$. Vì dễ bị chảy nên babit nhiều thiếc chỉ làm việc ở nhiệt độ dưới 110°C. Babit nhiều thiếc có độ bền mòn thấp, do đó không chịu được va đập mạnh.

Khi cần nâng cao độ bền mỏi và để tiết kiệm thiếc, dùng babit chì thiếc antimon COC 6-6 (88% chì, 6% thiếc, 6% antimon).

Ngoài ra, có thể dùng babit chì thiếc B16 v.v... để thay cho babit nhiều thiếc.

Khi ổ làm việc với chế độ tải trọng và vận tốc trung bình, dùng babit chì BK hoàn toàn không chứa thiếc. Loại này được dùng nhiều trong các ổ bánh xe lửa.

Trường hợp ổ làm việc với chế độ nhẹ, có thể dùng babit BC, là loại rẻ tiền nhất.

Đồng thanh. Khi vận tốc và áp suất cao (p đến 20MPa), tải trọng thay đổi (như ở động cơ đốt trong), thường dùng đồng thanh chì BpC30 làm lót ổ. So với babit nhiều thiếc, đồng thanh chì BpC30 có sức bền mỏi cao hơn. Dùng đồng thanh chì làm lót ổ, ngồng trục cần phải có độ rắn cao (ngồng trục nhất thiết phải tôi) và yêu cầu về độ nhẵn lót ổ cũng như ngồng trục phải cao. Nếu các yêu cầu này được thỏa mãn, đồng thanh chì có khả năng làm việc không kém babit, vì vậy được dùng nhiều trong sản xuất ổ trượt hàng khối và hàng loạt lớn.

Lót ổ bằng đồng thanh gây mòn ngồng trục nhiều hơn so với lót ổ tráng babit.

Đồng thanh thiếc BpOΦ 10-1, BpOC 10-10 có thể làm việc tốt trong phạm vi tốc độ và công suất khá rộng và thích hợp nhất là khi áp suất cao, vận tốc trung bình. Tuy nhiên vì có chứa nhiều thiếc, đắt tiền, nên việc sử dụng cũng hạn chế.

Khi chế độ làm việc trung bình được dùng nhiều nhất là đồng thanh thiếc - kẽm - chì như BpO_uC 6-6-3, BpO_uC 5-5-5 v.v... Khi áp suất lớn và vận tốc thấp, dùng đồng thanh nhôm - sắt làm việc với ngồng trục tôi.

Hợp kim nhôm. Hợp kim nhôm có hệ số ma sát cũng khá thấp, dẫn nhiệt và chạy mòn tốt, nhưng khi làm việc với vận tốc cao thì khả năng chống xước kém, hệ số dẫn nở vì nhiệt của hợp kim nhôm lớn. Hợp kim nhôm được dùng nhiều nhất là hợp kim ACM 4-0,5 (3,5 - 4,5% antimon, 0,3 ÷ 0,70% manhêdi) chịu tải trọng và đập tốt. Hợp kim ACM 4 - 0,5 là vật liệu chủ yếu làm lót ổ trong các động cơ máy kéo, hợp kim này có thể thay thế đồng thanh chì BpC30.

Hợp kim kẽm. Hợp kim kẽm chủ yếu để làm lót ổ là hợp kim AM 10-5 (10% nhôm, 5% đồng, còn lại là kẽm). Vì loại này có tính giảm ma sát tương đối tốt, nguyên liệu dễ kiếm, chế tạo đơn giản và giá thành rẻ nên được dùng rộng rãi, thay babit B16 và đồng thanh.

Tuy nhiên, hợp kim IAM 10 - 5 có nhược điểm là chạy mòn không được tốt, do đó đòi hỏi chế tạo chính xác cao và độ nhẵn bề mặt cao; ngoài ra, có hệ số nở dài lớn. Nhiệt độ lớn nhất cho phép của ổ là 80°C.

Đồng thau. Đồng thau được dùng làm lót ổ khi vận tốc ngồng trục thấp (dưới 2m/s). Các loại đồng thau được dùng phổ biến hơn cả là JIA ЖKMII 52-5-2-1, JIMIIOC 58-2-2-2, JIKC 80-3-3.

Gang xám. Đối với những trục quay chậm, áp suất trong ổ $p = 1 \div 2$ MPa, tải trọng ổn định, có thể dùng lót ổ bằng gang xám CЧ 15-32, CЧ 18-36, CЧ 21-40, CЧ 24-44. Vận tốc ngồng trục không nên quá $0,5 \div 1$ m/s, trừ trường hợp $p \leq 0,1$ MPa, vận tốc có thể đến 2 m/s.

Đối với những ổ làm việc gián đoạn, với $v \leq 0,5$ m/s, lót ổ bằng gang có thể chịu áp suất p đến $3 \div 4$ MPa. Tuy nhiên trong các trường hợp quan trọng nên dùng gang giảm ma sát như gang ACЧ - 1, ACЧ - 2, ACЧ - 3, ABЧ - 1, ABЧ - 2 v.v... thay cho gang xám thông thường.

Giá thành lót ổ bằng gang rẻ hơn lót ổ bằng đồng thanh, nhưng tính giảm ma sát của gang kém đồng thanh, làm mòn ngồng trục nhiều hơn. Để giảm mòn cho ngồng trục cần chọn gang có độ rắn kém độ rắn của ngồng trục.

Vật liệu gốm kim loại

Vật liệu gốm kim loại được chế tạo bằng cách ép và nung bột kim loại với nhiệt độ $850 \div 1100^\circ\text{C}$ và áp suất ~ 700 MPa (khoảng ~ 7000 atmôtphe). Gốm kim loại có nhiều lỗ rỗng (thể tích lỗ chiếm từ 15 đến 35% thể tích toàn bộ). Lót ổ làm bằng vật liệu gốm sau khi chế tạo xong, được ngâm dầu ở nhiệt độ $110 \div 120^\circ\text{C}$ trong 2 - 3 giờ. Dầu ngấm vào các lỗ nhỏ này và khi ngồng trục làm việc, dầu sẽ tự ứa ra bôi trơn cho lót ổ và ngồng trục. Tuy nhiên, để tăng tuổi thọ ổ trượt cũng nên dùng thêm thiết bị bôi trơn ở như dùng bình dầu, nút chứa dầu v.v...

Gốm kim loại để làm ổ trượt thường là bột đồng thanh - grafit (9 ÷ 10% thiếc, 1 ÷ 4% grafit, còn lại là đồng), bột sắt (có dưới 2% Si, 0,1% C, còn lại là sắt) và bột sắt - grafit (1 - 3% grafit, còn lại là sắt). Đối với ổ trượt làm việc nặng (tải trọng va đập, vận tốc cao) gốm nên có độ rỗng* thấp (15 ÷ 20%). Đối với ổ chịu tải trọng trung bình, độ rỗng nên lấy 22 ÷ 28%. Trường hợp ổ không được bôi trơn thêm bằng dầu cung cấp từ bên ngoài vào, gốm nên có độ hạt lớn và độ rỗng 25 ÷ 35%. Lót ổ bằng bột sắt hoặc sắt - grafit có cơ tính cao hơn lót ổ bằng bột đồng - grafit.

Khi ổ trượt làm việc ở nhiệt độ 20°C tải trọng tĩnh và bôi trơn đủ (trong 1 phút khoảng 3 giọt cho 1cm^2 bề mặt tiếp xúc), ổ trượt sắt - grafit với độ rỗng 22 ÷ 28% có thể làm việc bình thường với vận tốc và áp suất sau :

v	m/s	0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4
p	MPa	7	6,5	6	5,5	5	3,5	1,8	0,8

Đối với ổ có độ rỗng 15 ÷ 20% áp suất cho phép có thể tăng khoảng 20 ÷ 30%.

Vật liệu không kim loại

Trong số các vật liệu không kim loại làm lót ổ, có các loại : chất dẻo ; gỗ ; cao su ; grafit.

Đối với vật liệu không kim loại, nước là chất bôi trơn tốt nhất, nước cũng bảo đảm làm nguội tốt. Để tránh gỉ trục do nước gây nên, nên tráng hoặc bọc ngồng trục bằng thép không gỉ.

Sở dĩ vật liệu không kim loại được dùng để làm lót ổ là vì chúng có các ưu điểm sau : chống dính ; chạy mòn tốt ; bụi mài có độ rắn thấp ; bôi trơn tốt bằng nước hoặc các chất lỏng khác, điều này có ý nghĩa rất lớn đối với ổ trong các máy thủy lực, máy thực phẩm v.v...

Nhược điểm chủ yếu của vật liệu không kim loại là dẫn nhiệt kém.

Chất dẻo. Chất dẻo được dùng nhiều nhất để làm ổ trượt là linôfôn, tectôlit, nhựa pôliamit v.v...

* Quy tắc gọi độ rỗng là tỷ số giữa thể tích các lỗ rỗng với thể tích toàn bộ.

Chất dẻo có hệ số ma sát thấp, độ bền mòn cao (gấp 5 ÷ 6 lần đồng thanh) nhưng hệ số dẫn nhiệt thấp (nhỏ hơn khoảng 300 ÷ 500 lần so với kim loại).

Gỗ. Gỗ làm ổ trượt gồm các loại gỗ rắn như gỗ nghiến, gỗ hène, gỗ lim v. v... Ổ được chế tạo từ gỗ phiến hoặc gỗ dán rồi ép. Gỗ có hệ số ma sát lớn và tính dẫn nhiệt kém. Ổ trượt gỗ cần được bôi trơn và làm nguội bằng nước chảy.

Cao su. Cao su được dùng làm ổ trượt trong các máy bơm, tuabin nước và trong các cơ cấu khác, có dây dừ nước để bôi trơn. Ổ trượt làm bằng cao su có thể làm việc bình thường khi trục lắp không được chính xác lắm : có tác dụng giảm chấn tốt ; ít bị mài mòn ngay cả khi nước bôi trơn khá bẩn. Để làm nguội được tốt và có lối thoát cho các bụi mài, cần làm các rãnh dọc ổ. Cao su dẫn nhiệt kém, nên cần phải làm nguội bằng nước chảy liên tục.

Grafit. Ổ trượt grafit được chế tạo bằng cách ép grafit với áp suất cao và nung ở nhiệt độ 700°C. Ổ trượt grafit có hệ số ma sát khá thấp (0,04 ÷ 0,05), giữ được tính giảm ma sát trong phạm vi nhiệt độ rộng (từ -200 đến 1000°C) và có độ dẫn nhiệt và tính chống gỉ cao. Vì vậy ổ trượt grafit được dùng khi khó hoặc không có điều kiện bôi trơn hoặc ổ phải làm việc ở nhiệt độ thấp hoặc cao quá. Nhược điểm của ổ trượt grafit là giòn, độ bền mòn tương đối thấp và chỉ chịu được áp suất nhỏ (không quá 1,5 MPa). Để tăng thêm khả năng tải có thể tẩm chì hoặc babit cho lót ổ grafit.

16.5. TÍNH Ổ TRƯỢT

16.5.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán ổ trượt

Trong ổ trượt có thể xảy ra các dạng hỏng sau :

Mòn : Lót ổ và ngồng trục bị mòn khi trong ổ không hình thành được lớp dầu bôi trơn, ngăn cách các bề mặt làm việc. Đối với các ổ được tính toán đảm bảo bôi trơn ma sát ướt, mòn cũng xảy ra khi đóng máy và mở máy, vì lúc này vận tốc chưa đủ để tạo thành lớp bôi trơn thủy động. Nếu trong dầu có lẫn nhiều bụi mài, lót ổ và ngồng trục càng bị mòn nhanh.

Dính. Hiện tượng dính xảy ra thường do áp suất và nhiệt độ cục bộ trong ổ quá lớn, lớp dầu bôi trơn không hình thành được khiến ngồng trục và lót ổ trực tiếp tiếp xúc với nhau.

Mỏi rỗ. Lớp bề mặt lót ổ khi chịu tải trọng mạch động lớn có thể hỏng vì mỏi rỗ : lót ổ trong các cơ cấu pittông, các máy chịu va đập và rung động v.v...

Ngoài ra, đối với các ổ có khe hở nhỏ, *biến dạng nhiệt* có thể gây kẹt ngồng trục và làm hỏng ổ.

Để tránh các dạng hỏng kể trên, tốt nhất là cho ổ trượt làm việc với chế độ bôi trơn ma sát ướt. Vì vậy tính toán bôi trơn ma sát ướt là tính toán cơ bản đối với ổ trượt.

Tuy nhiên, không phải bao giờ cũng có thể tạo được điều kiện để ổ trượt làm việc với chế độ ma sát ướt mà nhiều khi ổ trượt phải làm việc với chế độ ma sát nửa ướt hoặc nửa khô (ngay cả đối với ổ trượt được bôi trơn ma sát ướt, khi mở máy hoặc dừng máy vẫn tạm thời bị ma sát nửa ướt). Do đó trong thực tế còn dùng phương pháp tính quy ước ổ trượt theo áp suất $[p]$ cho phép và tích số giữa áp suất với vận tốc $[pv]$ cho phép ổ trượt có thể làm việc tương đối lâu khi bị ma sát nửa ướt (hoặc nửa khô).

Khi thiết kế ổ trượt, thường theo kết cấu trục hoặc theo kinh nghiệm chọn trước đường kính d và chiều dài của ổ, vật liệu lót ổ, loại dầu bôi trơn, khe hở trong ổ và kiểu lắp, độ nhám bề mặt ngồng trục và lót ổ. Sau đó tiến hành tính toán kiểm

thực nghiệm ở theo phương pháp quy ước và theo điều kiện đảm bảo bôi trơn ma sát ướt (nếu có yêu cầu).

16.5.2. Tính toán quy ước ổ trượt

Tính theo áp suất cho phép

Khi ngồng trục và lót ổ trực tiếp tiếp xúc nhau, trị số áp suất thực sinh ra giữa các bề mặt tiếp xúc được giải theo bài toán đàn hồi về nén của hai hình trụ tiếp xúc trong, có bán kính gần bằng nhau. Tính toán như vậy rất phức tạp (đối với ổ trượt không dùng được công thức Héc). Để được đơn giản, thường quy ước tính áp suất theo công thức

$$p = \frac{F_r}{dl}$$

trong đó : F_r - tải trọng hướng tâm trong ổ trượt đỡ, N ; d và l - đường kính và chiều dài ổ, mm ;

Áp suất sinh ra trong ổ không được vượt quá trị số cho phép. Ta có điều kiện

$$p = \frac{F_r}{dl} \leq [p], \text{MPa} \quad (16-13)$$

Trị số áp suất cho phép $[p]$ của một số loại vật liệu lót ổ cho trong bảng 16.3. Vì đường kính ngồng trục, cũng là đường kính ổ, đã biết trước khi thiết kế trục, nên công thức (16-13) thường dùng để kiểm nghiệm.

Tuy nhiên, nếu định trước tỉ số $\frac{l}{d} = \xi$, do đó $l = \xi \cdot d$, có thể tìm được đường kính d

$$d \geq \sqrt{\frac{F_r}{\xi[p]}}, \text{mm} \quad (16-14)$$

Bảng 16.3

Các trị số $[p]$, $[v]$ và $[pv]$ của một số loại vật liệu lót ổ

Vật liệu	$[p]$ MPa	$[v]$ m/s	$[pv]$ MPa . $\frac{m}{s}$	Vật liệu	$[p]$ MPa	$[v]$ m/s	$[pv]$ MPa . $\frac{m}{s}$
Babít Б83 và Б89 Б16 Б6 БН БК	25 15 5 20 15	60 12 6 15 15	20 10 5 15 6	Hộp kim kềm ЦАМ 10 - 5 ЦАМ 10 - 15	12	10	12
Đồng thanh БрОФ 10-1 БрОЦС 5-5-5 БрОЦС 6-6-3 БрОЦС 4-4-17 Бр АЖ 9-4 Бр АЖМц 10-3-15 БрС 30	15 8 5 10 15 20 20	10 3 3 4 4 8 12	15 12 10 10 12 20 20	Đồng thau ЛМ ОС 58-2-2-2 và ЛА ЖМ Ц52-5-2-1 ЛКС 80-3-3	10 12	1 2	10 10
Hộp kim nhôm АСМ 4 - 05	20	10	20	Gang xám АСЧ - 1 АСЧ - 2 АВЧ - 1 và АВЧ - 2	0,05 9 0,1 6 0,5 12	2 0,2 3 0,75 5 1	0,1 18 0,3 4,5 2,5 12

* Đối với mỗi mác gang xám, các trị số ở hàng dưới dùng trong trường hợp vận tốc thấp.

Tính theo tích số giữa áp suất với vận tốc trượt

Tích số $p \cdot v$ giữa áp suất với vận tốc trượt một phần đặc trưng cho sự sinh nhiệt trong ổ (nếu coi hệ số ma sát không đổi) và mài mòn.

Từ điều kiện

$$p \cdot v \leq [p \cdot v]$$

với áp suất $p = \frac{F_r}{l \cdot d}$ và vận tốc trượt chính là vận tốc vòng của ổ trong ổ

trượt đơ, $v = \frac{\pi d n}{60 \cdot 1000}$ ta có :

$$\frac{F_r \cdot n}{19100 l} \leq [p \cdot v] \cdot \frac{N}{\text{mm}^2} \cdot \frac{m}{s} \quad (16-15)$$

trong đó n - số vòng quay trong 1 phút của ổ trượt.

Trị số $[p \cdot v]$ của một số loại vật liệu lót ổ trong bảng 16.3.

Đối với ổ trượt chặn (hình 16.1b) cách tính toán cũng tương tự như trên :

$$p = \frac{F_a}{A} \leq [p] ; p \cdot v \leq [p \cdot v]$$

trong đó : F_a - tải trọng dọc trục tác dụng lên ổ ; A - diện tích bề mặt tựa của ổ trượt ; v - vận tốc trung bình.

16.5.3. Tính ổ trượt đơ bôi trơn ma sát ướt*

Như đã trình bày ở trên, ổ trượt làm việc trong chế độ ma sát ướt khi chiều dày lớp dầu ngăn cách ổ trượt và lót ổ lớn hơn tổng độ cao trung bình của các mấp mô bề mặt ổ trượt và bề mặt lót ổ. Vậy để đảm bảo cho ổ làm việc với chế độ ma sát ướt, phải tính toán ổ sao cho thỏa mãn điều kiện

$$h_{\min} \geq k(R_{z1} + R_{z2}) \quad (16-16)$$

trong đó : h_{\min} - chiều dày nhỏ nhất của lớp dầu trong ổ ;

k - hệ số xét đến ảnh hưởng của chế tạo và lắp ghép không chính xác, biến dạng đàn hồi của trục v.v... thường lấy $k \approx 1$;

R_{z1} và R_{z2} - độ cao trung bình của các mấp mô bề mặt ổ trượt và bề mặt lót ổ.

Với trị số tải trọng R , đường kính d của ổ và số vòng quay n của trục đã biết trước, sau khi chọn chiều dài l , độ hở tương đối ψ của ổ, độ nhớt μ của dầu bôi trơn và độ nhẵn bề mặt ổ trượt và lót ổ, cần tính h_{\min} và kiểm nghiệm điều kiện (16-16).

Để xác định h_{\min} trước hết ta phải tính hệ số khả năng tải $\phi = p \psi^2 / (\mu \omega)$. [công thức (16-10)], rồi theo bảng 16.1 tra ra trị số χ . Khi đã biết χ ta tìm được h_{\min} theo công thức :

$$h_{\min} = \frac{\delta}{2} (1 - \chi) = \psi \frac{d}{2} (1 - \chi) \quad (16-17)$$

* Ở đây chỉ xét trường hợp bôi trơn thủy động.

Qua công thức (16-10) có thể thấy rằng độ hở tương đối ψ có ảnh hưởng lớn đến trị số áp suất mà ổ có thể chịu được, nghĩa là ảnh hưởng lớn đến khả năng tải của ổ. ψ càng nhỏ thì p càng lớn, nhưng ổ đòi hỏi chế tạo và lắp ghép chính xác cao, trục phải cứng.

Có thể lấy ψ theo các trị số sau :

$$\text{khi } d < 100\text{mm, } \psi = 0,003 \div 0,001 ;$$

$$\text{khi } d = 100 \div 500\text{mm, } \psi = 0,002 \div 0,001 ;$$

$$\text{khi } d = 500 \div 1000\text{mm ; } \psi = 0,0015 \div 0,0003 ;$$

hoặc tính theo công thức kinh nghiệm $\psi = 0,8 \cdot 10^{-3} \cdot v^{0,25}$, v - vận tốc vòng của ổ trục, m/s.

16.5.4. Tính toán nhiệt

Trong quá trình làm việc, do ma sát nên ổ bị nóng lên. Nếu nhiệt độ quá cao, độ nhớt của dầu bị giảm nhiều, ảnh hưởng lớn đến khả năng tải của ổ. Mục đích của tính toán nhiệt là xác định nhiệt độ của ổ trượt khi làm việc, qua đó có thể kiểm tra được trị số độ nhớt của dầu xem chọn đã thích hợp hay chưa. Mặt khác nếu nhiệt sinh ra quá nhiều phải tìm biện pháp làm nguội ổ.

Tính toán nhiệt dựa trên nguyên lí cân bằng nhiệt lượng sinh ra và nhiệt lượng thoát đi :

$$\Omega = \Omega_1 + \Omega_2 \quad (16-18)$$

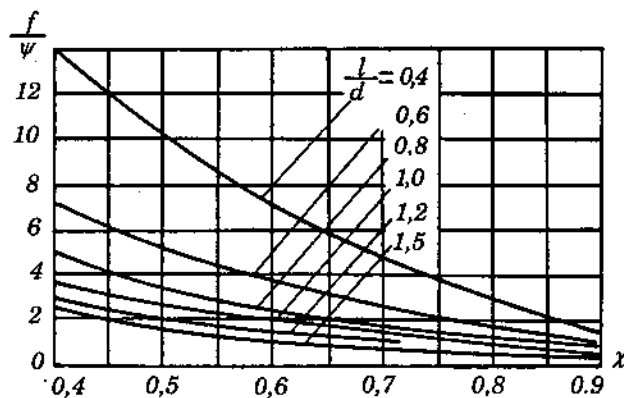
trong đó : Ω - nhiệt lượng sinh ra trong một đơn vị thời gian ;

Ω_1 và Ω_2 - nhiệt lượng thoát theo dầu và nhiệt lượng thoát qua thân ổ và trục ra môi trường xung quanh trong một đơn vị thời gian.

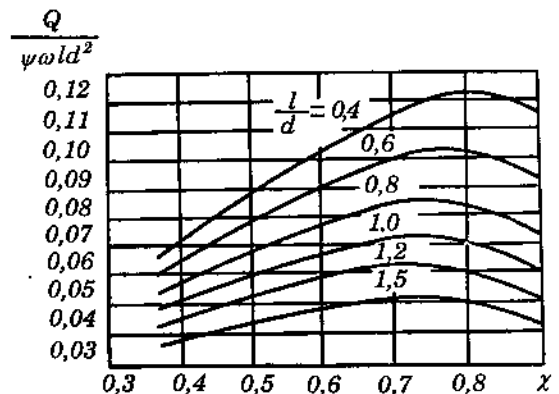
Nhiệt lượng (kW) sinh ra trong ổ trong 1 giây

$$\Omega = F_r \cdot v f / 1000 \quad (16-19)$$

trong đó : F_r - lực tác dụng vào ổ, N ; v - vận tốc vòng, m/s ; f - hệ số ma sát tra theo tỷ số f/ψ qua đồ thị trên hình 16.14 (ψ - độ hở tương đối).



Hình 16.14



Hình 16.15

Nhiệt lượng (kW) thoát theo dầu chảy qua ổ trong 1 giây

$$\Omega_1 = C \cdot \gamma \cdot Q \cdot \Delta t \quad (16-20)$$

trong đó : $C \approx 1,7 + 2,1$ - nhiệt dung riêng của dầu, $\text{kJ/kg}^\circ\text{C}$;

$\gamma \approx 850 + 900$ - khối lượng riêng của dầu, kg/m^3 ;

$\Delta t = t_{ra} - t_{vào}$ hiệu nhiệt độ dầu ra và dầu vào ;

Q - lưu lượng dầu chảy qua ổ, m^3/s , có thể qua đồ thị trên hình 16.15 (theo trị số độ hở tương đối χ và tỷ số l tìm được $Q/\psi\omega l d^2$) rồi tính ra Q , chú ý là l và d tính bằng m).

Nhiệt lượng thoát qua thân ổ và trục trong 1 giây

$$\Omega_2 = k_t \cdot \pi \cdot d \cdot l \cdot \Delta t \quad (16-21)$$

trong đó : $k_t \approx 0,04 + 0,08$ - hệ số tỏa nhiệt qua thân ổ và trục, $\text{kW/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$; d và l - đường kính và chiều dài ổ, m.

Thay các giá trị Ω , Ω_1 và Ω_2 vào phương trình cân bằng nhiệt (16-18), tìm được

$$\Delta t = t_{ra} - t_{vào} = \frac{F_r \text{vf}}{1000(C\gamma Q + k_t \pi d l)} \quad (16-22)$$

Khi chọn độ nhớt μ của dầu, phải giả thiết trước nhiệt độ làm việc t của ổ. Nhiệt độ t là nhiệt độ trung bình :

$$t = \frac{t_{vào} + t_{ra}}{2} = t_{vào} + \frac{\Delta t}{2} \quad (16-23)$$

Nhiệt độ dầu ở cửa ra :

$$t_{ra} = t_{vào} + \Delta t \quad (16-24)$$

Thông thường $t_{vào} = 35 + 45^\circ\text{C}$ và t_{ra} khoảng $80 + 100^\circ\text{C}$ tùy theo loại dầu.

Nếu nhiệt độ trung bình tính được theo công thức (16-23) chênh lệch nhiều so với nhiệt độ t chọn trước, cần phải giả thiết lại trị số t , định lại μ và tính lại.

16.6. TRÌNH TỰ TÍNH TOÁN Ổ TRƯỢT BÔI TRƠN MA SÁT ƯỚT. THÍ DỤ

16.6.1. Trình tự tính toán ổ trượt bôi trơn ma sát ướt

Để tính toán ổ trượt, thường cho trước : tải trọng F_r tác dụng lên ổ, số vòng quay trong 1 phút n và đường kính d của ngõng trục, nhiệt độ dầu ở cửa vào (nhiệt độ của môi trường xung quanh).

Cần xác định chiều dài l của ổ, độ hở ổ, loại dầu bôi trơn (độ nhớt) kiểm tra về nhiệt*

Có thể tính toán ổ trượt bôi trơn ma sát ướt theo trình tự sau :

1. Định tỷ số $\frac{l}{d}$, thông thường lấy $\frac{l}{d} = 0,6 + 1$. Tính chiều dài l của ổ và kiểm tra áp suất quy ước [công thức (16-13)].

2. Chọn độ hở tương đối ψ , tính $\delta = \psi \cdot d$. Chọn kiểu lắp và định trị số khe hở trung bình δ_{tb} , chọn độ nhám bề mặt.

* Cũng có khi đã cho trước l và loại dầu bôi trơn.

Đối với những trục có đường kính $d \leq 250\text{mm}$, khi định ψ nên chọn theo các kiểu lắp lỏng cho trong tiêu chuẩn, như $\frac{H7}{e8}, \frac{H7}{f7}, \frac{H8}{e8}, \frac{H8}{f7}, \frac{H8}{f8}, \frac{H8}{d9}, \frac{H8}{e9}, \frac{H8}{f9}, \frac{H9}{d9}$..., rồi từ đó tìm trị số độ hở ψ trung bình để tính toán. Độ nhám (thông số nhám) của các bề mặt được tiện tinh hoặc mài đạt cấp độ nhám 7 cũ $R_z = 3,2 + 6,3\mu\text{m}$; nếu cấp độ nhám 8 cũ thì $R_z = 1,6 + 3,2\mu\text{m}$; nếu mài tinh đạt cấp 9 cũ thì $R_z = 0,8 + 1,6\mu\text{m}$.

3. Chọn loại dầu bôi trơn, nhiệt độ trung bình t và độ nhớt động lực μ của dầu. Độ nhớt μ có thể tra theo bảng 16.2 tùy theo loại dầu và nhiệt độ t .

4. Tính hệ số khả năng tải Φ của ổ theo công thức (16-10) và theo bảng 16.1 xác định χ . Sau đó tính toán h_{\min} có lớp dầu bôi trơn theo công thức (16-17).

5. Kiểm nghiệm h_{\min} theo công thức (16-16)

6. Kiểm tra về nhiệt.

16.6.2. Thí dụ

Tính ổ trượt bôi trơn ma sát ướt với các số liệu sau :

$F_r = 20000\text{N}$, $d = 100\text{mm}$, $n = 1200\text{vg/ph}$, vật liệu lót ổ đồng thanh BpA Ж9-4, nhiệt độ của dầu vào (của môi trường xung quanh) là 40°C .

Gidi. 1. Lấy $l/d = 0,8$, tìm được $l = 0,8d = 80\text{mm}$. Áp suất cho phép $[p]$ của đồng thanh BpA Ж9-4 là MPa (bảng 16.3). Kiểm nghiệm áp suất theo công thức (16-13).

$$p = \frac{20000}{80 \cdot 100} = 2,5 \text{ MPA} < [p] = 15 \text{ MPA}$$

2. Sơ bộ chọn độ hở tương đối $\psi = 0,001$, tính được độ hở $\delta = \psi \cdot d = 0,1\text{mm} = 100\mu\text{m}$. Chọn kiểu lắp H7/e8, tra trong sổ tay về các kiểu lắp được độ hở nhỏ nhất $\delta_{\min} = 72\mu\text{m}$, độ hở lớn nhất $\delta_{\max} = 161\mu\text{m}$. Độ hở trung bình

$$\delta_{\text{tb}} = \frac{\delta_{\min} + \delta_{\max}}{2} = \frac{72 + 161}{2} = 116\mu\text{m}$$

Theo δ_{tb} định lại ψ

$$\psi = \frac{\delta_{\text{tb}}}{d} = \frac{0,116}{100} = 0,0012$$

3. Chọn loại dầu công nghiệp 30 và giả thiết nhiệt độ trung bình $t = 50^\circ\text{C}$. Theo bảng 16.2, tìm được $\mu = 26 \text{ cP} = 0,026 \text{ Ns/m}^2$.

4. Tính hệ số khả năng tải Φ của ổ [công thức (16-10)]

$$\Phi = \frac{p\psi^2}{\mu \cdot \omega} = \frac{2,5 \cdot 10^6 \cdot (0,0012)^2}{0,026 \cdot 105} = 1,32$$

trong đó : $p = 2,5\text{N/mm}^2 = 2,5 \cdot 10^6\text{N/m}^2$ và $\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 1200}{60} = 1051/\text{s}$.

Theo bảng 16.1, với $\Phi = 1,32$ và $l/d = 0,8$ tìm được $\xi = 0,67$. Theo công thức (16-17) tính h_{\min}

$$h_{\min} = \frac{116}{2}(1 - 0,67) = 19\mu\text{m}$$

5. Kiểm nghiệm h_{\min} . Giả sử ngưng trực được gia công có thông số nhám $R_{Z_1} = 3,2\mu\text{m}$ và lót ổ có $R_{Z_2} = 3,2\mu\text{m}$:

$$\frac{h_{\min}}{R_{Z_1} + R_{Z_2}} = \frac{19}{6,4} = 2,97 > k = 2$$

6. Kiểm tra về nhiệt. Theo đồ thị trên hình 16.14 với $\chi = 0,67$ và $\frac{l}{d} = 0,8$, tìm được $f/\psi = 2$, do đó $f = 0,0012.2 = 0,0024$.

Theo đồ thị hình 16.15 tìm được $Q/\psi\omega d^2 = 0,084$ hoặc

$$Q = 0,084.0,0012.105.0,08.0,1^2 = 8,4 \cdot 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Lấy $C = 2 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$, $\gamma = 900 \text{ kg/m}^3$, $k_t = 0,06 \text{ kW/m}^2\text{C}$,

$$v = \omega \frac{d}{2} = 105 \frac{0,1}{2} = 5,25 \text{ m/s},$$

Theo công thức (16-22) tìm được

$$\Delta t = \frac{20000 \cdot 5,25 \cdot 0,0024}{1000(2 \cdot 900 \cdot 8,4 \cdot 10^{-6} + 0,06 \cdot 3,14 \cdot 0,1 \cdot 0,08)} = 15^\circ\text{C}.$$

Nhiệt độ trung bình của dầu [công thức (16-23)]

$$t = 40^\circ + \frac{15^\circ}{2} = 47,5^\circ\text{C}$$

Nhiệt độ trung bình của dầu hơi thấp hơn nhiệt độ được giả thiết để chọn độ nhớt μ , ổ trượt làm việc thỏa mãn điều kiện bôi trơn ma sát ướt.

Nhiệt độ dầu ra [công thức (16-24)]

$$t_{\text{ra}} = 40^\circ + 15^\circ = 55^\circ\text{C}$$

Nhiệt độ của dầu nằm trong phạm vi cho phép.

Chương 17

Ổ LĂN

17.1. KHÁI NIỆM CHUNG

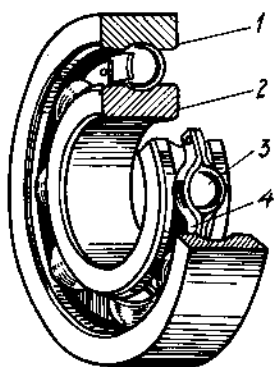
17.1.1. Cấu tạo và phân loại ổ lăn

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

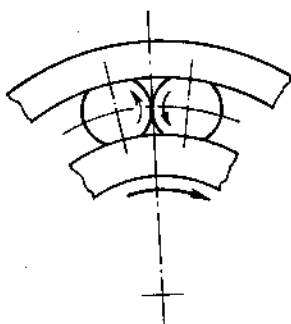
Ổ lăn thường gồm bốn bộ phận (hình 17.1) : vòng ngoài 1, vòng trong 2, con lăn 3, giữa các con lăn có vòng cách 4.

Vòng trong và vòng ngoài thường có rãnh, vòng trong lắp với ngưng trực, vòng ngoài lắp với gối trục (vỏ máy, thân máy). Thường chỉ vòng trong cùng quay với trục,

còn vòng ngoài đứng yên, nhưng cũng có khi vòng ngoài cùng quay với gối trục còn vòng trong đứng yên cùng với trục (như ổ lăn của bánh ôtô).



Hình 17.1



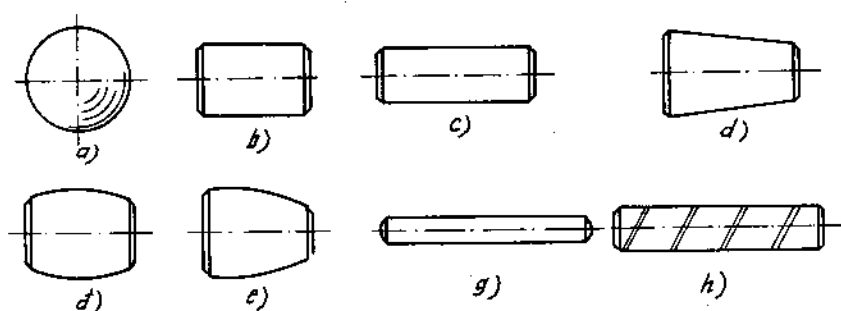
Hình 17.2

Con lăn có thể là bi hoặc đĩa, lăn trên rãnh lăn. Rãnh có tác dụng giảm bớt ứng suất tiếp xúc của bi, hạn chế bi di động dọc trục và do đó ổ có thể chịu được một ít tải trọng dọc trục. Để tránh ma sát trượt, bán kính cong của rãnh phải lớn hơn bán kính của bi.

Vòng cách giữ cho hai con lăn kề nhau cách nhau một khoảng nhất định, nếu không, chúng có thể tiếp xúc nhau (hình 17.2) và ở điểm tiếp xúc chuyển động của

hai con lăn ngược chiều nhau, do đó vận tốc ma sát gấp hai lần vận tốc vòng của con lăn sẽ làm cho con lăn bị mòn rất nhanh, mặt khác ổ làm việc sẽ ồn nhiều. Để giảm bớt mài mòn con lăn, vòng cách nên làm bằng vật liệu tương đối mềm.

Thông thường con lăn có các loại sau : bi (hình 17.3a), đĩa trụ ngắn (hình 17.3b), đĩa trụ dài (hình 17.3c), đĩa côn (hình 17.3d), đĩa hình trống đối xứng (hình 17.3đ) hoặc không đối xứng (hình 17.3e), đĩa kim (hình 17.3g), đĩa xoắn (hình 17.3h).



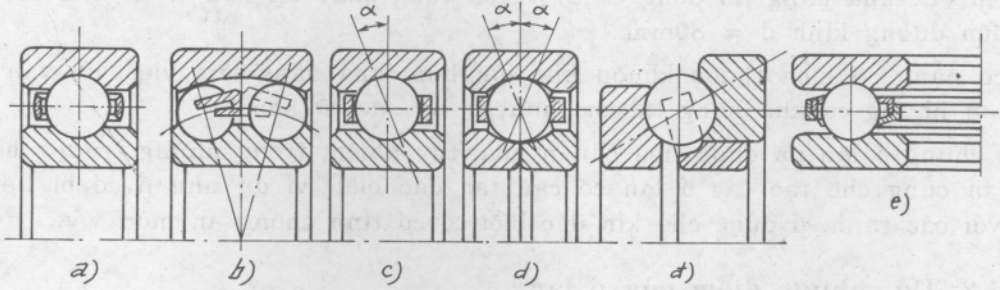
Hình 17.3

Theo hình dạng con lăn, có thể chia ổ thành hai loại : ổ bi và ổ đĩa. Ổ kim là biến thể của ổ đĩa trụ dài.

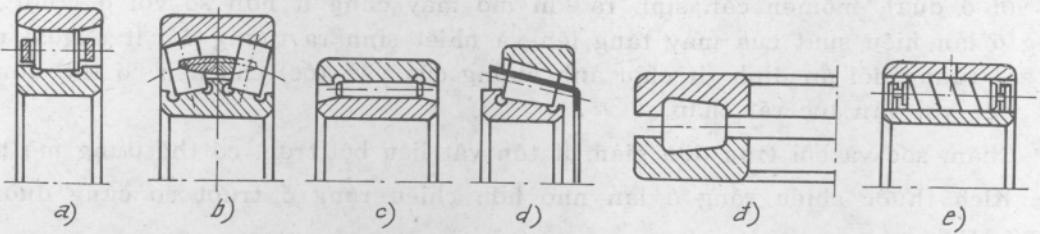
Theo khả năng chịu lực ổ lăn được chia ra :

- Ổ đỡ : chỉ chịu lực hướng tâm mà không chịu hoặc chỉ chịu được một phần nhỏ lực dọc trục (hình 17.4a, b và 17.5a, b, c, e).
- Ổ đỡ chặn : chịu được cả lực hướng tâm lẫn lực dọc trục (hình 17.4c, d và 17.5d) ;
- Ổ chặn đỡ : chịu lực dọc trục đồng thời chịu được một ít lực hướng tâm (hình 17.4đ) ;

- Ổ chặn : chỉ chịu lực dọc trục mà không chịu được lực hướng tâm (hình 17.4e và 17.5đ).



Hình 17.4

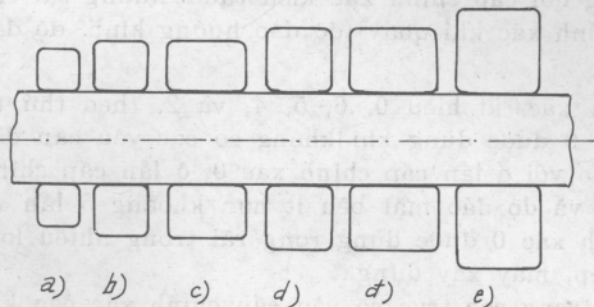


Hình 17.5

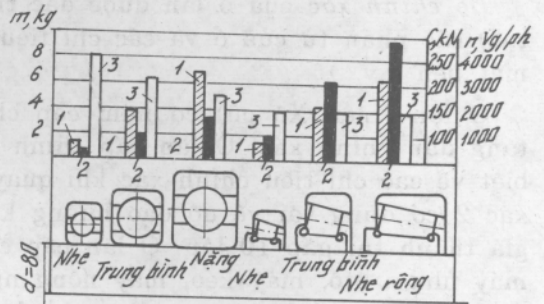
Khi đường tâm của gối trục và đường tâm của trục lệch nhau một góc nào đó, dùng ổ lăn tự lựa có thể đảm bảo cho trục và ổ làm việc bình thường. Ổ lăn không tự lựa chỉ dùng khi độ lệch giữa trục và gối trục rất nhỏ. Ổ ổ lăn tự lựa có mặt trong của vòng ngoài là mặt lõm hình cầu, tâm hình cầu trùng với điểm giữa chiều rộng ổ và nằm trên đường tâm của ổ, do đó ổ lăn tự lựa còn được gọi là ổ lăn lòng cầu (hình 17.4b và 17.5b).

Theo số dây con lăn trong ổ có thể chia ra ổ một dây, hai dây, bốn dây v.v. .. Riêng ổ đĩa trụ dài chỉ có một dây con lăn.

Theo cỡ đường kính ngoài của ổ lăn (với cùng đường kính trong) chia ra các loại : ổ lăn cỡ đặc biệt nhẹ, rất nhẹ, nhẹ, trung bình và nặng. Theo cỡ chiều rộng, ổ lăn được chia ra : ổ hẹp, ổ bình thường, ổ rộng và ổ rất rộng. Trên hình 17.6 trình bày sơ đồ kích thước các cỡ ổ : a) đặc biệt nhẹ ; b) nhẹ ; c) nhẹ rộng ; d) trung bình ; đ) trung bình rộng ; e) nặng. Thường dùng ổ bình thường cỡ nhẹ và cỡ trung bình.



Hình 17.6



Hình 17.7

Các ổ thuộc các loại khác nhau và cỡ khác nhau thì khả năng tải và khả năng làm việc với vận tốc cao cũng khác nhau. Trên sơ đồ hình 17.7 cho thấy so sánh về khối lượng m (1), khả năng tải động C (2) và số vòng quay tới hạn n (3) của các cỡ ổ bi và ổ đĩa đường kính $d = 80\text{mm}$.

Ổ cỡ nặng có kích thước khuôn khổ lớn hơn, khả năng làm việc với vận tốc cao kém hơn nhưng có khả năng tải cao hơn so với các cỡ khác.

Nói chung ổ lăn đã được tiêu chuẩn hóa, tuy nhiên, trong những trường hợp riêng người ta cũng chế tạo các ổ lăn có cấu tạo đặc biệt, ví dụ như ổ có bi tiếp xúc 4 điểm với các rãnh, ổ được che kín đặc biệt, ổ có tính chống ăn mòn v.v...

17.1.2. Ưu, nhược điểm của ổ lăn

So sánh với ổ trượt, ổ lăn có các ưu điểm sau :

- Hệ số ma sát nhỏ (vào khoảng $0,0012 + 0,0035$ đối với ổ bi và $0,002 + 0,006$ đối với ổ đĩa), mômen cản sinh ra khi mở máy cũng ít hơn so với ổ trượt ; do đó dùng ổ lăn hiệu suất của máy tăng lên và nhiệt sinh ra tương đối ít. Ngoài ra hệ số ma sát tương đối ổn định (ít chịu ảnh hưởng của vận tốc) cho nên có thể dùng ổ lăn làm việc với vận tốc rất thấp.

- Chăm sóc và bôi trơn đơn giản, ít tổn vật liệu bôi trơn, có thể dùng mỡ bôi trơn.

- Kích thước chiều rộng ổ lăn nhỏ hơn chiều rộng ổ trượt có cùng đường kính ngõng trục.

- Mức độ tiêu chuẩn hóa và tính lắp lẫn cao, do đó thay thế thuận tiện, giá thành chế tạo tương đối thấp khi sản xuất loạt lớn.

Tuy nhiên, ổ lăn có một số nhược điểm sau :

- Kích thước hướng kính lớn.

- Lắp ghép tương đối khó khăn.

- Làm việc có nhiều tiếng ồn, khả năng giảm chấn kém.

- Lực quán tính tác dụng lên các con lăn khá lớn khi làm việc với vận tốc cao.

- Giá thành tương đối cao nếu sản xuất với số lượng ít.

Ổ lăn được dùng rất phổ biến trong nhiều loại máy : máy cắt kim loại, máy điện, ô tô, máy bay, máy kéo, máy nông nghiệp, cần trục, máy xây dựng, máy mỏ, trong các hộp giảm tốc, trong các cơ cấu v.v...

17.1.3. Độ chính xác chế tạo và vật liệu ổ lăn

Độ chính xác của ổ lăn được đặc trưng bởi cấp chính xác kích thước (dung sai chế tạo) các phần tử của ổ và các chỉ tiêu chính xác khi quay (độ đảo hướng kính, độ đảo mặt bên v.v...)

Ổ lăn (Liên Xô cũ) có năm cấp chính xác, kí hiệu 0, 6, 5, 4, và 2, theo thứ tự tăng dần chính xác. Ổ lăn cấp chính xác 0 được dùng khi không có các yêu cầu đặc biệt về các chỉ tiêu chính xác khi quay. So với ổ lăn cấp chính xác 0, ổ lăn cấp chính xác 2 có dung sai về độ đảo hướng kính và độ đảo mặt bên ít hơn khoảng 5 lần và giá thành thì gấp 10 lần. Ổ lăn cấp chính xác 0 được dùng rộng rãi trong nhiều loại máy như : ô tô, máy kéo, máy nông nghiệp, máy xây dựng...

Ổ có cấp chính xác cao hơn chỉ dùng trong các trục có yêu cầu chính xác cao khi quay, như trục chính máy cắt kim loại, trục trong các dụng cụ đo v. v...

Vật liệu dùng để chế tạo vòng trong, vòng ngoài và con lăn thường là thép corôm có hàm lượng cacbon khoảng 1 + 1,1% như thép IX15, IX15 CT (15%Cr) hoặc IX 20 CT (20% Cr). Người ta còn dùng thép hợp kim ít cacbon như thép 18 XTT, 20X2H4A v.v... thấm than và tôi. Đối với những ổ làm việc với nhiệt độ dưới 100°C đũa và vòng ổ thường có độ rắn 60 + 64 HRC, bi có độ rắn 62 + 66 HRC.

Đối với những ổ làm việc ở nhiệt độ cao (đến 500°C) ổ được làm bằng thép chịu nhiệt. Nếu ổ làm việc trong môi trường ăn mòn thì dùng thép không gỉ. Vòng cách của ổ được chế tạo bằng vật liệu giảm ma sát như thép ít cacbon. Vòng cách trong các ổ có vận tốc cao được làm bằng tectôlit, duara, đồng thau (latông) và đồng thanh (brông) (các vật liệu được xếp theo thứ tự tăng tốc độ của ổ).

17.2. CÁC LOẠI Ổ LĂN CHÍNH

Ổ lăn có nhiều loại và rất nhiều cỡ kích thước. Để giảm giá thành sản xuất và để tiện sử dụng, thay thế, phần lớn các loại ổ lăn thường dùng đều đã được tiêu chuẩn hóa và được chế tạo tập trung ở các nhà máy chuyên môn. Ở đây chỉ giới thiệu một số loại ổ chính được dùng nhiều nhất.

Ổ bi đỡ một dãy (hình 17.4a), chủ yếu là để chịu lực hướng tâm, nhưng cũng có thể chịu lực dọc trục bằng 70% khả năng chịu lực hướng tâm không dùng tới (70% hiệu số lực hướng tâm cho phép với lực hướng tâm thực tế).

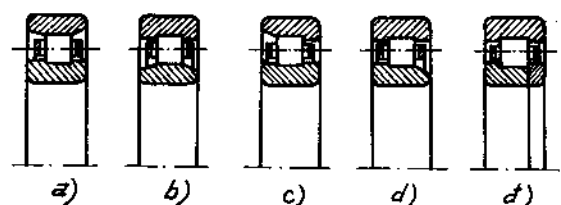
Ngoài ra có thể dùng ổ bi đỡ có khe hở giữa bi và rãnh lăn tương đối lớn để chịu đơn thuần lực dọc trục (làm việc với vận tốc cao), thay cho ổ chặn. Ổ bi đỡ một dãy có thể làm việc bình thường khi trục nghiêng một góc nhỏ, không quá 15' + 20'.

Ưu điểm của ổ bi đỡ một dãy là cấu tạo gọn, có thể chịu được tải trọng tương đối lớn, hệ số ma sát khá nhỏ ($f = 0,002$ khi chịu lực hướng tâm : $f = 0,004$ khi chịu lực dọc trục).

Nhược điểm chủ yếu của ổ này là chịu tải trọng va đập kém.

Ổ bi đỡ một dãy thích hợp với các trục ngắn có hai ổ ($\frac{L}{d} < 10$; L là khoảng cách giữa hai ổ trục, d là đường kính trục) như trong các hộp tốc độ của ô tô, máy kéo, máy cắt kim loại, hộp giảm tốc...

Ổ bi đỡ lòng cầu hai dãy (hình 17.4b) chủ yếu để chịu tải trọng hướng tâm nhưng có thể chịu thêm tải trọng dọc trục bằng 20% khả năng chịu lực hướng tâm không dùng tới.



Hình 17.8

Ổ có thể làm việc bình thường khi trục nghiêng tới 2° + 3° nhờ mặt trong của vòng ngoài là mặt cầu, hệ số ma sát khoảng 0,0015.

Ổ làm việc thích hợp trong các trục truyền chung có nhiều ổ trục, các trục bị uốn nhiều và trong những trường hợp khó bảo đảm lắp các ổ trục được đồng tâm, ví dụ : trục máy thông gió, máy cửa tròn, máy dệt v.v...

Ổ đĩa ngăn đỡ một dây (hình 17.5a) chủ yếu để chịu lực hướng tâm. So với ổ bi đỡ một dây cùng kích thước loại ổ này có khả năng chịu lực hướng tâm lớn hơn khoảng 70%.

Trên hình 17.8 trình bày một số kết cấu của loại ổ này. Ổ như hình 17.8a và 17.8b chỉ có thể chịu lực hướng tâm mà không chịu được lực dọc trục vì không cản được sự di động dọc trục của đĩa, ổ hình 17.8a : vòng ngoài có thể tháo rời, ổ hình 17.8b : vòng trong có thể tháo rời. Ổ hình 17.8c và 17.8d có thể chịu được một ít lực dọc trục một chiều. Ổ hình 17.8đ có thể chịu được một ít lực dọc trục hai chiều.

Ổ đĩa trụ ngăn đỡ một dây có khả năng chịu tải lớn, chịu va đập tốt, nhưng có nhược điểm là một số kiểu ổ không chịu được lực dọc trục, không dùng được đối với các trục bị uốn nhiều ; ổ có yêu cầu cao về lắp đồng tâm. Hệ số ma sát khoảng 0,003.

Loại ổ này thường dùng trong hộp giảm tốc, trục chính của máy cắt kim loại v.v...

Ổ đĩa đỡ lòng cầu hai dây (hình 17.5b) chủ yếu để chịu lực hướng tâm. Khả năng chịu lực hướng tâm của loại ổ này gấp đôi so với loại ổ bi đỡ lòng cầu hai dây cùng kích thước và có thể chịu lực dọc trục bằng 20 lực hướng tâm không dùng tới.

Mặt trong của vòng ngoài là mặt cầu, đĩa có hình trống, nhờ đó trục bị nghiêng đi $2^\circ + 3^\circ$ vẫn có thể làm việc được bình thường. Hệ số ma sát bằng 0,004.

Loại ổ này thích hợp với những trục bị uốn nhiều hoặc không đảm bảo lắp ghép được đồng tâm.

Ổ kim (hình 17.5c) là ổ có những đĩa trụ nhỏ và dài gọi là kim. Số kim nhiều gấp mấy lần so với số đĩa trong các ổ đĩa thông thường. Ổ kim không có vòng cách.

Ổ kim chịu được lực hướng tâm rất lớn, kích thước đường kính ngoài nhỏ, giá tương đối rẻ. Nhược điểm của ổ kim là hệ số ma sát tương đối lớn, khoảng 0,008, không chịu được lực dọc trục, tuổi thọ thấp.

Ổ kim có thể có đủ vòng trong, vòng ngoài hoặc không có vòng trong, hoặc không có vòng ngoài, kim trực tiếp tiếp xúc với ngông trục và gối trục ; trong hai trường hợp sau ngông trục và gối trục phải có độ rắn cao và bề mặt phải được mài nhẵn.

Ổ kim thường được dùng trong trục khuỷu, hộp tốc độ của máy cắt kim loại, bơm bánh răng...

Ổ đĩa trụ xoắn đỡ (hình 17.5e) gồm những con lăn hình trụ rỗng, bằng băng thép mỏng cuốn lại (gọi là đĩa trụ xoắn), không chịu được lực dọc trục. Nhờ đĩa trụ xoắn có tính đàn hồi cao nên ổ có thể chịu tải trọng va đập, có thể làm việc bình thường khi độ nghiêng trục tới 30° . Khả năng chịu tải của loại ổ này thấp hơn loại ổ đĩa đỡ (có con lăn đặc), hệ số ma sát khoảng 0,006.

Loại ổ này dùng trong các truyền động công suất thấp, có va đập trung bình như trong hộp tốc độ của máy kéo và trong máy gạt liên hợp...

Ổ bi đỡ chặn một dây (hình 17.4c) dùng để chịu cả lực hướng tâm lẫn lực dọc trục. Loại ổ này cũng có thể chỉ chịu lực dọc trục.

Khả năng chịu lực hướng tâm của ổ này lớn hơn ổ bi đỡ một dây khoảng 30 + 40%. Khả năng chịu lực dọc trục của ổ phụ thuộc vào góc tiếp xúc α giữa bi với vòng ngoài (hình 17.4c), góc $\alpha = 12^\circ, 26^\circ$ và 36° , góc α càng tăng, khả năng chịu lực dọc trục của ổ càng tăng nhưng tốc độ giới hạn của ổ giảm.

Để tăng khả năng chịu tải của ổ hoặc để có thể chịu lực dọc trục thay đổi hai chiều, người ta thường lắp hai ổ trên một gối trục, trong trường hợp sau phải bố trí mặt tỳ của hai ổ quay về hai phía khác nhau.

Ổ đĩa côn đỡ chặn (hình 17.5d) có thể chịu cả lực hướng tâm lẫn lực dọc trục một chiều lớn.

Ổ đĩa côn đỡ chặn được dùng nhiều trong chế tạo máy vì lắp tháo đơn giản, điều chỉnh khe hở và bù lượng mòn thuận tiện. Hệ số ma sát tương đối cao (khi chịu lực hướng tâm $f = 0,008$, khi chịu lực dọc trục $f = 0,02$).

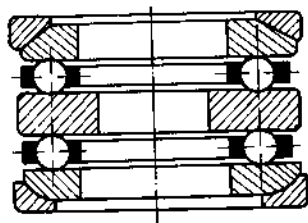
Để đảm bảo đĩa lăn không trượt trong rãnh lăn, các đỉnh côn của đĩa và của bề mặt rãnh lăn phải trùng nhau. Góc tiếp xúc $\alpha = 10 + 16^\circ$ (bằng $\frac{1}{2}$ góc đỉnh côn của mặt rãnh lăn trên vòng ngoài). Đối với những ổ dùng để chịu lực dọc trục rất lớn, góc α khoảng $25 + 30^\circ$. Góc côn của đĩa thường bằng $1,5 + 2^\circ$.

Ổ có thể chế tạo thành một dãy hoặc nhiều dãy; ổ nhiều dãy dùng khi lực hướng tâm rất lớn (thí dụ trong máy cán thép) và chịu được lực dọc trục hai chiều.

Ổ đĩa côn đỡ chặn thường được dùng trong các trục lắp bánh răng côn, bánh răng nghiêng, trong các hộp giảm tốc công suất lớn v.v...

Ổ bi chặn (hình 17.4e) chỉ chịu được lực dọc trục và làm việc với vận tốc thấp và trung bình ($n < 1000 + 1500$ vg/ph). Khi vận tốc cao ổ bi chặn làm việc không tốt (do tác hại của lực ly tâm và mômen con quay).

Ổ bi chặn có kiểu một lớp hoặc hai lớp. Ổ một lớp (hình 17.9a) có một vòng được lắp chặt vào trục, còn vòng kia lắp có khe hở và ổ chỉ chịu được lực dọc trục một chiều. Ổ hai lớp (hình 17.9b) có vòng giữa lắp chặt với trục. Ổ chặn được dùng trong gối đỡ móc cân trục, bộ ly hợp, trục vít v.v...



Hình 17.9

Ký hiệu của ổ lăn (TCVN 3776-83)

Ổ lăn được ký hiệu bằng những số. Hai số đầu tính từ phải sang biểu thị đường kính trong của ổ. Đối với những ổ có đường kính trong từ 20 đến 495mm các số này bằng $1/5$ đường kính trong, nghĩa là nếu nhân hai số này với 5 ta được trị số đường kính trong của ổ. Đối với những ổ có đường kính trong từ 10 đến 20mm, ký hiệu như sau:

Đường kính trong của ổ, mm 10 12 15 17

Ký hiệu 00 01 02 03

Số thứ ba từ phải sang biểu thị loạt đường kính ổ (cỡ kích thước đường kính ngoài của ổ): 8,9 - siêu nhẹ; 1,7 - đặc biệt nhẹ; 2,5 - nhẹ; 3,6 - trung bình; 4 - nặng. Số 9 để chỉ ổ có đường kính không tiêu chuẩn.

Chữ số thứ tư từ phải sang trái biểu thị loại ổ:

Ổ bi đỡ một dãy	0
Ổ bi đỡ lòng cầu hai dãy	1
Ổ đĩa trụ ngắn đỡ	2
Ổ đĩa đỡ lòng cầu hai dãy	3
Ổ kim hoặc ổ đĩa trụ dài	4
Ổ đĩa trụ xoắn đỡ	5
Ổ bi đỡ chặn	6
Ổ đĩa côn	7
Ổ bi chặn, ổ bi chặn đỡ	8
Ổ đĩa chặn, ổ đĩa chặn đỡ	9

Số thứ năm và thứ sáu từ phải sang biểu thị những đặc điểm về cấu tạo của ổ, ví dụ về góc tiếp xúc của bi trong ổ đỡ chặn, có rãnh tựa ở vòng ngoài v.v... (Đối với những kiểu ổ không có những đặc điểm về cấu tạo thì không cần dùng hai số hạng này).

Số thứ bảy biểu thị loạt chiều rộng ổ (cỡ chiều rộng) : 8 - đặc biệt hẹp ; 7 - hẹp ; 1 - bình thường ; 2 - rộng ; 3, 4, 5, 6 - đặc biệt rộng. Tùy theo loạt đường kính, chữ số 0 có thể chỉ loạt chiều rộng bình thường, hẹp hoặc rộng.

Trong ký hiệu quy ước của ổ không ghi kiểu ổ có kí hiệu là số 0 nếu kí hiệu loạt chiều rộng là 0 và dạng kết cấu là 00. Như vậy trong kí hiệu quy ước của ổ chỉ gồm 2 hoặc 3 chữ số.

Ví dụ ổ bi đỡ một dãy có vòng che loạt đường kính nhẹ, loạt chiều rộng bình thường, có đường kính trong $d = 60\text{mm}$ có kí hiệu là ổ 150212.

17.3. LỰC VÀ ỨNG SUẤT TRONG Ổ LĂN

17.3.1. Sự phân bố lực trên các con lăn

Trong ổ đỡ lực phân bố không đều trên các con lăn (hình 17.10). Dưới tác dụng của lực hướng tâm chỉ có những con lăn nằm ở phía dưới, trong vùng chịu tải choán cung không lớn hơn 180° , là chịu lực. Con lăn chịu lực lớn nhất là con lăn nằm trong mặt phẳng tác dụng của lực hướng tâm F_r .

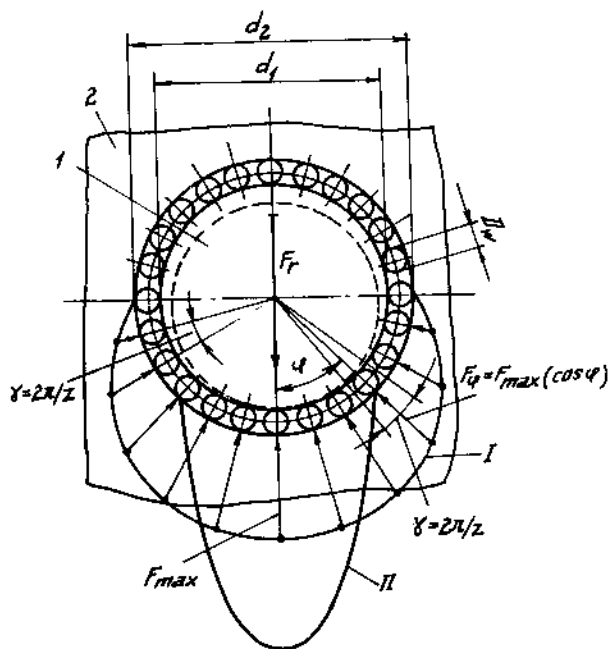
Bài toán về phân bố lực giữa các con lăn là bài toán siêu tĩnh. Các con lăn đối xứng nhau qua mặt phẳng tác dụng của lực F_r chịu tải như nhau. Gọi lực tác dụng lên con lăn chịu tải lớn nhất là F_{\max} lên các con lăn nằm dưới góc γ so với mặt phẳng tác dụng của lực F_r (hình 17.10) và F_1 , lên các con lăn nằm dưới góc 2γ là F_2 v.v... Để đơn giản, giả thiết rằng các con lăn bố trí đối xứng đối với mặt phẳng tác dụng của lực F_r .

Theo điều kiện cân bằng vòng trong, ta có :

$$F_r = F_{\max} + 2F_1 \cos \gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma \quad (17-1)$$

trong đó n - một nửa số con lăn nằm trong vùng chịu tải, $n \leq \frac{Z}{4}$, Z là số con lăn.

Giả thiết vòng trong không bị uốn và ổ không có khe hở hướng tâm. Do tác dụng của lực F_r vòng ổ và con



Hình 17.10

lăn bị biến dạng tại chỗ tiếp xúc, vòng trong của ổ di chuyển theo phương của lực F_r một lượng δ_0 . Biến dạng của con lăn chịu lực F_{\max} là δ_0 và biến dạng của con lăn chịu lực F_i (biến dạng theo phương F_i) là δ_i ($i = 1, 2, \dots, n$). Ta có thể viết một cách gần đúng

$$\delta_i = \delta_0 \cos \varphi_i, \text{ với } \varphi_i = i\gamma, \gamma = \frac{2\pi}{Z}$$

Giữa biến dạng δ của con lăn và vòng ổ với lực F có hệ thức

$$\delta = cF^x$$

trong đó c - hệ số tỷ lệ, phụ thuộc bán kính cong ở điểm tiếp xúc và môđun đàn hồi của vật liệu; số mũ $x = 2/3$ đối với ổ bi (tiếp xúc ban đầu theo điểm) và $x = 1$ đối với ổ dũa (tiếp xúc ban đầu theo đường).

Do đó

$$F_{\max} = \left(\frac{\delta_0}{c}\right)^{1/x} \text{ và}$$

$$F_i = \left(\frac{\delta_i}{c}\right)^{1/x} = F_{\max} (\cos \varphi_i)^{1/x} \quad (17-2)$$

Thay các giá trị của F_i vào hệ thức (17-1) ta có công thức tính trị số lực F_{\max} trong ổ bi

$$F_{\max} = \frac{F_r}{(1 + 2\cos^{5/2}\gamma + 2\cos^{5/2}2\gamma + \dots + 2\cos^{5/2}n\gamma)} \quad (17-3)$$

Đối với các ổ có số bi Z , tỉ số

$$\frac{Z}{(1 + 2\cos^{5/2}\gamma + 2\cos^{5/2}2\gamma + \dots + 2\cos^{5/2}n\gamma)} \approx 4,37$$

Do đó có thể viết

$$F_{\max} = 4,37 \frac{F_r}{Z}$$

Đường cong I trên hình 17.10 biểu thị sự phân bố lực theo hệ thức (17-2) đối với ổ không có khe hở. Nếu ổ có khe hở tải trọng sẽ tập trung vào các con lăn nằm gần đường tác dụng của F_r , số con lăn chịu tải nằm trên cung nhỏ hơn 180° và lực F_{\max} lớn hơn so với tính toán. Đường cong II trên hình 17.10 biểu thị sự phân bố lực đối với ổ có khe hở. Vì vậy đối với ổ bi đỡ 1 dãy người ta lấy

$$F_{\max} = 5 \frac{F_r}{Z}; F_i = 5F_r \cos^{3/2} \frac{i\gamma}{Z} \quad (17-4)$$

Đối với ổ dũa trục đỡ $F_{\max} = 4,6 \frac{F_r}{Z}$.

Đối với các loại ổ khác cũng tính toán tương tự.

Trong ổ bi chặn lực tác dụng lên mỗi viên bi.

$$F_{\max} = \frac{F_a}{(0,8Z)} \quad (17-5)$$

trong đó F_a - lực dọc trục tác dụng lên ổ; Z - số bi và 0,8 là hệ số xét đến sự phân bố lực không đều giữa các bi, do chế tạo thiếu chính xác.

Qua phân tích và tính toán trên đây, ta thấy rằng sự phân bố lực giữa các con lăn phụ thuộc nhiều vào độ chính xác chế tạo và trị số khe hở hướng tâm (đối với ổ đỡ và đỡ chặn). Vì vậy trong chế tạo ổ lăn, yêu cầu về chính xác chế tạo rất cao. Trong ổ đỡ và ổ đỡ chặn, khe hở càng lớn số con lăn tham gia chịu tải càng ít, lực phân bố càng không đều, do đó tăng mài mòn ổ trong quá trình làm việc.

17.3.2. Ứng suất tiếp xúc trong ổ lăn

Ứng suất tiếp xúc sinh ra trong vùng tiếp xúc giữa con lăn với vòng trong và vòng ngoài ổ. Tính toán cho thấy ứng suất tiếp xúc giữa con lăn với vòng trong lớn hơn ứng suất tiếp xúc giữa con lăn với vòng ngoài, vì nếu xét trong mặt cắt như hình 17.10, trong trường hợp đầu con lăn tiếp xúc với vật lõm (vòng trong) diện tích tiếp xúc nhỏ hơn so với con lăn tiếp xúc với vật lồi (vòng ngoài). (Riêng đối với ổ lồng cấu hai dãy, ứng suất tiếp xúc giữa con lăn với vòng ngoài lớn hơn).

Trong ổ bi, vòng ổ và bi tiếp xúc ban đầu theo điểm, ứng suất tiếp xúc cực đại σ_{H1} tính theo công thức (1-5). Trong ổ dũa, dũa và vòng ổ tiếp xúc ban đầu theo đường, ứng suất tiếp xúc cực đại σ_{H1} tính theo công thức (1-4). Các công thức xác định ứng suất tiếp xúc σ_{HP} đối với mỗi loại ổ, cho trong các sách vẽ ổ lăn. Ta không chú ý đến các công thức này vì tính toán để chọn ổ lăn không dựa vào ứng suất mà căn cứ vào tải trọng tác dụng lên ổ.

Tuy nhiên, điều cần chú ý là, khi ổ làm việc, mỗi điểm trên bề mặt tiếp xúc giữa vòng ổ và con lăn chịu ứng suất tiếp xúc thay đổi theo chu kỳ mạch động gián đoạn. Khi số chu kỳ thay đổi ứng suất khá lớn con lăn và vòng ổ có thể bị hỏng do mỏi bề mặt làm việc.

Như đã nói ở trên, ứng suất tiếp xúc giữa con lăn và vòng trong có trị số lớn nhất tại các điểm tiếp xúc trên vòng trong. Khi vòng trong quay, cứ sau một vòng quay mỗi điểm trên vòng trong chịu 1 lần ứng suất lớn nhất. Nếu vòng trong đứng yên, vòng ngoài quay thì cứ mỗi con lăn lăn qua điểm này, vòng trong lại chịu 1 lần ứng suất lớn nhất, nghĩa là trong trường hợp này số chu kỳ ứng suất lớn nhất và mỗi điểm tiếp xúc của vòng trong phải chịu sẽ tăng lên nhiều. Do đó nếu vòng ngoài quay độ bền mỏi của ổ sẽ giảm xuống và ổ chỉ làm việc được trong thời gian tương đối ngắn hơn (so với trường hợp vòng trong quay).

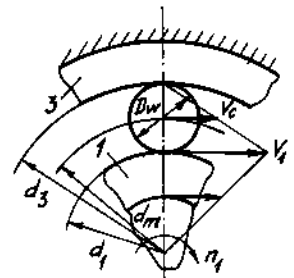
17.4. ĐỘNG HỌC VÀ ĐỘNG LỰC HỌC Ổ LĂN

17.4.1. Động học ổ lăn

Theo quan điểm động học có thể coi ổ lăn như một cơ cấu hành tinh. Vận tốc của các phần tử trong ổ lăn có thể xác định theo nguyên tắc Willis (nguyên tắc dừng cần trong cơ cấu hành tinh) và trong ổ lăn coi vòng cách là cần, vòng ngoài và vòng trong có chức năng các bánh trung tâm, các con lăn thực hiện chức năng của các bánh hành tinh.

Xét trường hợp ổ bi đỡ như trên hình 17.11, vòng trong 1 có tần số quay n_1 vg/ph, còn vòng ngoài 3 nằm yên, ta có

$$\frac{n_1 - n_c}{-n_c} = -\frac{d_3}{d_1} = -\frac{d_m + D_w}{d_m - D_w}$$



Hình 17.11

trong đó $d_m = 0,5(d_3 + d_1)$ - đường kính vòng tròn qua tâm các bi ; D_w - đường kính bi ; d_3 và d_1 - đường kính các vòng tròn tiếp xúc giữa bi với vòng ngoài và vòng trong, n_c - tần số quay của vòng cách (vg/ph). Do đó tìm được

$$n_c = 0,5n_1 \left(1 - \frac{D_w}{d_m} \right) \quad (17-6)$$

Có thể suy ra hệ thức (17-6) bằng cách xét sơ đồ vận tốc (hình 17.11) với chú ý là vận tốc vòng của vòng cách

$$v_c = 0,5v_1 = \omega_1 d_1 / 4$$

trong đó $\omega_1 = \pi n_1 / 30$ - vận tốc góc của vòng trong ; $d_1 = d_m - D_w$ và vận tốc góc của vòng cách

$$\omega_c = 2v_c / d_m$$

Tần số quay n_b (vg/ph) của bi quay quanh trục bi (trong chuyển động tương đối đối với vòng cách*)

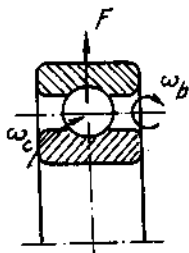
$$n_b = 0,5n_1 \left(\frac{d_m}{D_w} - \frac{D_w}{d_m} \right) \quad (17-7)$$

Trường hợp vòng ngoài quay với tần số n_3 vg/ph, vòng trong nằm yên, tần số quay n_c của vòng cách

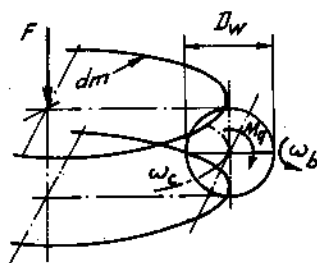
$$n_c = 0,5n_3 \left(1 + \frac{D_w}{d_m} \right) \quad (17-8)$$

Đối với ổ đĩa tính toán cũng tương tự.

Các hệ thức trên đây cho thấy khi vòng trong quay hoặc vòng ngoài quay, vòng cách sẽ quay cùng chiều. Tần số quay của vòng cách phụ thuộc vào đường kính D_w của bi. Chẳng hạn như trường hợp vòng trong quay (vòng ngoài nằm yên), đường kính bi càng lớn thì vòng cách quay càng chậm. Vì thế nếu trong một ổ có các viên bi lớn nhỏ khác nhau, bi nhỏ có xu hướng đẩy vòng cách đi nhanh hơn, trong khi các bi lớn muốn giữ vòng cách chậm lại, do đó giữa bi và vòng cách có thể sinh ra áp suất và ma sát lớn, gây nên mòn vòng cách. Ổ lăn nếu được chế tạo với khoảng dung sai cho phép càng rộng (độ chính xác càng thấp) thì mòn xảy ra càng nhiều.



Hình 17.12



Hình 17.13

17.4.2. Động lực học ổ lăn

Khi ổ lăn quay, mỗi con lăn bị ép vào vòng ngoài bởi lực ly tâm (hình 17.12)

$$F_{lt} = \frac{m\omega_c^2 d_m}{2} \quad (17-9)$$

* Công thức (17-7) tìm được bằng cách xét vận tốc tại điểm tiếp xúc giữa bi với vòng trong hoặc vòng ngoài. Do đó ta có :

$$D_w n_b (d_m - D_w) n_{1c} = (d_m + D_w) n_{3c}$$

với n_{1c} - tần số quay của vòng trong đối với vòng cách ; n_{3c} - tần số quay của vòng ngoài đối với vòng cách.

trong đó : m - khối lượng của con lăn ; ω_c - vận tốc góc của vòng cách ; d_m - đường kính vòng tròn qua tâm con lăn.

Ở trên có nêu lên rằng ứng suất tiếp xúc ở vòng trong lớn hơn so với ở vòng ngoài (trừ ở lồng cầu hai dãy), cho nên tính toán độ bền và tuổi thọ của ổ lăn ta chú ý đến vòng trong và bỏ qua ảnh hưởng của lực ly tâm. Tuy nhiên, điều này chỉ đúng khi ổ làm việc với vận tốc góc được giới hạn trong phạm vi nhất định (cho trong các tài liệu về ổ lăn).

Đối với các ổ làm việc với vận tốc cao, ảnh hưởng của lực ly tâm tăng lên. Đặc biệt, lực ly tâm rất có hại đối với ổ chặn, làm cho bị kẹt và tăng mòn vòng cách.

Ngoài lực ly tâm, đối với ổ chặn, bi còn chịu tác dụng của mômen con quay (do phương trục quay của bi thay đổi trong không gian, hình 17-13).

$$M_q = I\omega_b\omega_c \quad (17-10)$$

trong đó : I - mômen, quán tính của bi đối với trục của bi ;

ω_b và ω_c - vận tốc góc của bi (quay quanh trục bi) và của vòng cách.

Vận tốc góc ω_b và ω_c càng lớn thì M_q càng lớn.

Dưới tác dụng của mômen, con quay bi có thể bị quay theo phương vuông góc với phương lăn (phương của rãnh lăn). Bi bị quay do M_q sẽ gây thêm mất mát công suất và mòn.

Trong ổ đỡ, phương của trục quay của bi hoặc đĩa không thay đổi, do đó không có tác dụng của mômen con quay.

Trong ổ đỡ chặn mômen con quay có trị số

$$M_q = I\omega_b\omega_c \sin\alpha \quad (17-11)$$

trong đó α - góc tiếp xúc (hình 17-4c)

Như vậy, các nhân tố động lực học có ảnh hưởng xấu đối với ổ chặn. Bởi thế số vòng quay cho phép trong 1 phút của ổ chặn khá nhỏ so với ổ đỡ và ổ đỡ chặn. Khi cần làm việc với tần số quay cao nên dùng ổ đỡ chặn thay cho ổ chặn.

17.5. TÍNH TOÁN Ổ LĂN

17.5.1. Các dạng hỏng chủ yếu và chỉ tiêu tính toán ổ lăn

Ổ lăn có các dạng hỏng chủ yếu sau :

Biến dạng dư bề mặt làm việc do chịu tải trọng va đập hoặc tải trọng tĩnh quá lớn khi ổ không quay hoặc quay chậm.

Trước vì môi bề mặt làm việc do ứng suất tiếp xúc thay đổi khi ổ quay. Khi số chu kỳ thay đổi ứng suất đạt tới trị số đủ lớn, trên bề mặt tiếp xúc (của rãnh lăn hoặc con lăn) sinh ra những vết nứt rồi phát triển thành tróc. Tróc thường bắt đầu trên rãnh lăn của vòng chịu ứng suất lớn nhất, đối với phần lớn ổ lăn là vòng trong ; đối với ổ lồng cầu là vòng ngoài. Trên con lăn, tróc xảy ra trước hết tại chỗ vật liệu có cơ tính thấp nhất.

Tróc là dạng hỏng chủ yếu trong các ổ làm việc với số vòng quay cao, chịu tải trọng lớn. Vì vậy ổ được giữ không cho bụi hoặc hạt kim loại lọt vào.

Mòn vòng và con lăn xảy ra đối với các ổ không được giữ sạch (đế bụi hoặc hạt kim loại lọt vào). Mòn là dạng hỏng chủ yếu của các ổ lăn trong ô tô, máy kéo, máy mỏ, máy xây dựng v.v... làm việc trong các môi trường có nhiều hạt mài mòn.

Vỡ vòng cách do lực ly tâm và tác dụng của con lăn gây nên. Nhiều ổ bị hỏng do vòng cách bị vỡ, nhất là đối với các ổ quay nhanh.

Vỡ vòng ổ và con lăn xảy ra khi ổ bị quá tải do va đập, chấn động hoặc do lắp ghép không chính xác (khiến cho vòng bị lệch, con lăn bị kẹt v.v...). Nếu sử dụng đúng kĩ thuật, dạng hỏng này không xảy ra.

Hiện nay tính toán ổ lăn dựa theo hai chỉ tiêu :

- Các ổ làm việc với vận tốc thấp (hoặc đứng yên) được tính theo khả năng tải tĩnh để tránh biến dạng dư bề mặt làm việc.

- Các ổ lăn làm việc với vận tốc cao hoặc tương đối cao được tính theo độ bền lâu còn gọi là tính theo khả năng tải động, để tránh tróc vì mỏi.

Phương pháp tính ổ lăn theo các chỉ tiêu khác hiện nay chưa có vì các chỉ tiêu này có liên quan đến nhiều nhân tố ngẫu nhiên rất khó xác định.

Vì ổ lăn được tiêu chuẩn hóa và được sản xuất hàng loạt lớn cho nên quá trình tính toán và thử nghiệm đã xác định được khả năng tải của từng loại, kiểu và cỡ kích thước ổ lăn. Khi thiết kế máy không cần thiết kể ổ lăn mà chỉ cần tính và chọn ổ lăn tiêu chuẩn theo các công thức quy ước. Phương pháp tính chọn ổ lăn tiêu chuẩn cũng được tiêu chuẩn hóa.

17.5.2. Khả năng tải động của ổ lăn

17.5.2.1. Khả năng tải động. Dưới tác dụng của ứng suất tiếp xúc σ_H thay đổi, ổ bị hỏng chủ yếu do mỏi bề mặt tiếp xúc. Cơ sở xuất phát để tính toán ổ lăn theo độ bền lâu là phương trình đường cong mỏi tiếp xúc

$$\sigma_H^m N_c = \text{const}$$

với N_c - số chu kỳ thay đổi ứng suất ; m - số mũ.

Ứng suất tiếp xúc có quan hệ với tải trọng tác dụng lên ổ và số chu kỳ thay đổi ứng suất có liên quan đến số vòng quay của ổ cho tới hỏng, do đó trên cơ sở các thí nghiệm về ổ lăn người ta lập được quan hệ giữa tải trọng P, tính bằng niutơn tác dụng lên ổ với tuổi thọ L, tính bằng triệu vòng quay

$$P^q L = \text{const} \quad (17-12)$$

với q - số mũ, đối với ổ bi q = 3 và đối với ổ đĩa q = $\frac{10}{3}$.

Có thể viết hệ thức (17-12) dưới dạng

$$L = (C/P)^q \quad (17-13)$$

$$C = PL^{1/q} \quad (17-14)$$

trong đó : C - hằng số, được gọi là khả năng tải động của ổ lăn, tính bằng niutơn (N). Rõ ràng là nếu L = 1 (1 triệu vòng) thì C = P. Vậy khả năng tải động C của ổ đỡ và ổ đỡ chặn được hiểu là tải trọng hướng tâm không đổi (tính bằng niutơn) mà ổ (có vòng ngoài nằm yên) có thể chịu được với số chu kỳ làm việc cho đến hỏng (tuổi thọ) L = 1 triệu vòng quay. Đối với ổ chặn và ổ chặn đỡ, khả năng tải động là tải trọng dọc trục không đổi (tính bằng niutơn) mà ổ có thể chịu được với số chu kỳ cho đến hỏng L = 1 triệu vòng quay của một trong các vòng ổ.

Hệ thức (17-13) được dùng để xác định tuổi thọ L (triệu vòng quay) khi đã biết C và P. Theo hệ thức (17-14) tính được C và tra sổ tay chọn ổ lăn. Cũng có thể theo các hệ thức trên tính được tải trọng cho phép đối với ổ lăn. Tính toán ổ lăn theo độ bền lâu còn được gọi là tính toán theo khả năng tải động của ổ lăn. Các công thức (17-13) và (17-14) chỉ đúng trong trường hợp tần số quay của ổ $n \geq 10$ vg/ph và không vượt quá tần số quay tối hạn của hai ổ đang xét.

Gọi L_h là tuổi thọ của ổ, tính bằng giờ, ta có

$$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n L_h \quad (17-15)$$

Do đó có thể viết các hệ thức (17-13) và (17-14) như sau :

$$L_h = \frac{10^6 (C/P)^q}{60n} \text{ hoặc } C = P \left(\frac{60n L_h}{10^6} \right)^{1/q} \quad (17-16)$$

Khi tần số quay của ổ $n = 1 \div 10$ vg/ph lấy $n = 10$ để tính toán. Nếu $n < 1$ vg/ph tải trọng tác dụng lên ổ được coi như tải trọng tĩnh và chỉ kiểm nghiệm ổ theo khả năng tải tĩnh.

Khả năng tải tĩnh C của ổ cho trong các bảng ổ lăn là khả năng tải động của 90% các ổ cùng loại và cùng cỡ kích thước, nghĩa là 90% số ổ được chọn theo trị số C này có tuổi thọ được đảm bảo bằng hoặc lớn hơn so với yêu cầu, còn 10% số ổ có thể bị hỏng với thời gian sớm hơn dự định. Như vậy xác suất làm việc không hỏng của các ổ lăn này $\gamma = 90\%$ hay tuổi thọ tính được là tuổi thọ 90% (xem chương 3). Nếu tăng trị số γ thì tuổi thọ giảm xuống. Với trị số $\gamma \neq 90\%$ có thể tính tuổi thọ L theo công thức :

$$L = a_1 (C/P)^q$$

Hệ số a_1 phụ thuộc γ	$\gamma\%$...	90	95	97	98	99
	a_1 ...	1	0,62	0,44	0,33	0,21

17.5.2.2. Tải trọng tương đương. Các trị số khả năng tải động của ổ lăn cho trong các tài liệu ổ lăn, là những số liệu thu được từ các thí nghiệm ổ lăn chịu các tải trọng đơn giản : tải trọng hướng tâm đối với các ổ đỡ và ổ đỡ chặn, tải trọng dọc trục đối với ổ chặn và ổ chặn đỡ. Trong thực tế phần lớn ổ lăn chịu tác dụng đồng thời vừa lực hướng tâm vừa lực dọc trục, tải trọng có thể thay đổi hoặc không thay đổi theo thời gian, êm hoặc có va đập, nhiệt độ của ổ là bình thường, cao hoặc thấp... Để xét đến các nhân tố ảnh hưởng nêu trên, ổ lăn được tính toán theo tải trọng tương đương. Tải trọng tương đương đối với ổ lăn đỡ và đỡ chặn là tải trọng hướng tâm không đổi P, dưới tác dụng của tải trọng này ổ lăn có tuổi thọ bằng với tuổi thọ của ổ làm việc trong điều kiện chịu tải thực. Cũng định nghĩa tương tự như trên, đối với ổ lăn chặn và chặn đỡ, tải trọng tương đương là tải trọng dọc trục không đổi P.

Tải trọng tương đương đối với ổ lăn đỡ và đỡ chặn được tính theo công thức

$$P = (XV F_r + YF_a) K_d \cdot K_t \quad (17-17)$$

Đối với ổ lăn chặn đỡ

$$P = (XF_r + YF_a) K_d \cdot K_t \quad (17-18)$$

Đối với ổ lăn chặn

$$P = F_a \cdot K_d \cdot K_t \quad (17-19)$$

Trong các công thức trên F_r và F_a - tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục, N ; X và Y - hệ số tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục (xem bảng 17.1 và các sổ tay ổ lăn) ; V - hệ số phụ thuộc vòng ổ quay, nếu vòng trong quay $V = 1$, nếu vòng ngoài quay $V = 1,2$;

Các hệ số tải trọng X và Y của ổ lăn

Loại ổ	$\frac{F_a}{C_o}$	e	Ổ một dãy				Ổ hai dãy				
			$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		$F_a/(VF_r) \leq e$		$F_a/(VF_r) > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
Ổ bi đỡ	0,14	0,19				2,30				2,30	
	0,028	0,22				1,99				1,99	
	0,056	0,26				1,71				1,71	
	0,084	0,28				1,55				1,55	
	0,11	1,30	1	0	0,5	1,45	1	0	0,56	1,45	
	0,17	0,34				1,31				1,31	
	0,28	0,38				1,15				1,15	
	0,42	0,42				1,04				1,04	
	0,56	0,44				1,00				1,00	
Ổ bi đỡ chặn	α°	iF_a/C_o	e								
	12°	0,014	0,30				1,81		2,08		2,94
		0,029	0,34				1,62		1,84		2,63
		0,057	0,37				1,46		1,69		2,37
		0,086	0,41				1,34		1,52		2,18
		0,11	0,45	1	0	0,45	1,22	1	1,39	0,74	1,98
		0,17	0,48				1,13		1,30		1,84
		0,29	0,52				1,04		1,20		1,69
		0,43	0,54				1,01		1,16		1,64
	0,57	0,54				1,00		1,16		1,62	
	26°	-	0,68	1	0	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41
	36°	-	0,95	1	0	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07
	Ổ dũa côn đỡ chặn	-	$1,5tg\alpha$	1	0	0,40	$0,4ctg\alpha$	1	$0,45ctg\alpha$	0,67	$0,67 ctg\alpha$

Chú thích : - Đối với ổ dũa trụ ngắn $F_a = 0, X = 1$. Đối với ổ bi chặn và ổ dũa chặn $F_r = 0, Y = 1$. Hệ số X và Y của các loại ổ khác : xem trong sổ tay ổ lăn - i số dãy con lăn trong ổ ; C_o - khả năng tải tĩnh của ổ.

K_d - hệ số xét đến ảnh hưởng của tải trọng động (xem bảng 17.2) ;

K_t - hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ, đối với ổ lăn bằng thép IIIX15 lấy K_t theo các trị số sau, tùy theo nhiệt độ t của ổ

t°C <125 125 150 175 200 250

K_t 1 1,05 1,1 1,17 1,25 1,4

Trường hợp tại 1 gối đỡ lắp hai ổ bi đỡ như nhau, đôi ổ này được tính toán khả năng tải-động như một ổ đỡ hai dãy.

Hệ số tải trọng động K_d

Tính chất tải trọng	K_d	Máy và thiết bị
Êm, không có va đập	1	Các dẫn động điều khiển, các truyền động công suất nhỏ, băng tải con lăn v. v...
Va đập nhẹ	1 - 1,2	Cơ cấu nâng của cần trục, của palăng điện, của cầu lăn, tời; truyền động bánh răng chế tạo chính xác, động cơ điện công suất nhỏ và trung bình, quạt nhỏ v.v...
Va đập trung bình	1,3 - 1,8	Hộp giảm tốc các loại; truyền động bánh răng; cơ cấu quay, di chuyển và thay đổi tầm với của cần trục; trục chính máy cắt kim loại; máy ly tâm và máy phân ly; máy điện và máy vận chuyển v.v...

17.5.2.3. Một vài đặc điểm trong tính toán ổ đỡ chặn

Tác dụng của lực dọc trục lên ổ có các đặc điểm khác với lực hướng tâm: lực dọc trục một mặt phân bố đều trên các con lăn, mặt khác gây nên đối với mỗi con lăn trong ổ đỡ và ổ đỡ chặn (hoặc chặn đỡ) một lực toàn phần F_n (hình 17.14) khá lớn. Vì vậy bảng 17.1 cho các trị số X và Y khác nhau, phụ thuộc tỉ số $F_a/(VF_r)$.

Nếu lực dọc trục có trị số chưa vượt quá một giới hạn, tương ứng với tỉ số $F_a/(VF_r) = e$, sẽ không có tác hại xấu đối với ổ. Trong trường hợp này lực dọc trục làm giảm khe hở trong ổ và giúp cho sự phân bố lực trong ổ (kể cả lực hướng tâm) được đều hơn.

Vậy nếu $F_a/(VF_r) \leq e$ ta bỏ qua lực dọc trục, lấy $X = 1, Y = 0$. Trường hợp $F_a/(VF_r) > e$, nghĩa là khi lực dọc trục tương đối lớn sẽ làm giảm tuổi thọ của ổ lăn, do làm tăng góc tiếp xúc, dẫn đến sự trượt các con lăn.

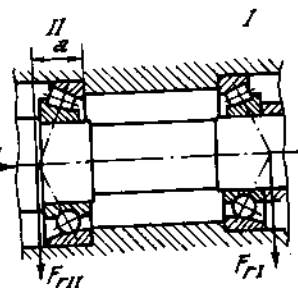
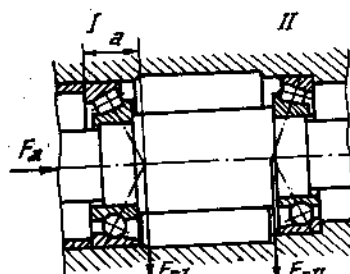
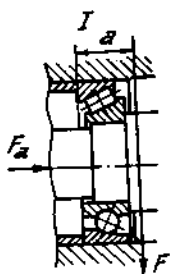
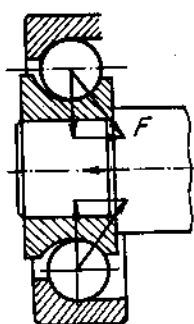
Trong ổ lăn đỡ chặn, tác dụng của lực hướng tâm F_r sẽ sinh ra lực dọc trục phụ S (hình 17.15). Đối với ổ bi đỡ chặn

$$S = eF_r \tag{17-20}$$

Đối với ổ đĩa côn

$$S = 0,83eF_r \tag{17-21}$$

trị số e của các ổ lăn đỡ chặn, trong bảng 17.1, tùy theo trị số iF_a/C_o .



Hình 17.14

Hình 17.15

Do đó phải xét đến các lực dọc trục phụ này khi tính tải trọng dọc trục F_a để xác định tải trọng tương đương. Giả sử ta có sơ đồ lắp ổ như hình 17.15, chịu tác dụng của lực dọc trục từ ngoài là S_a , các ổ chịu các lực hướng tâm F_{rI} và F_{rII} , gây nên các lực dọc trục phụ tương ứng là S_I và S_{II} . Lực dọc trục tổng tác dụng lên ổ I và ổ II là F_{aI} và F_{aII} tương ứng. Công thức xác định lực F_{aI} và F_{aII} cho trong bảng 17.3, ứng với sơ đồ lực như hình 17.15.

Trường hợp tại 1 gối đỡ lắp hai ổ đỡ chặn ngược chiều nhau (chịu được lực dọc trục theo các chiều ngược nhau), tính toán như một ổ có hai dây con lăn, các trị số X và Y lấy theo bảng 17.1 đối với ổ hai dây.

Bảng 17.3

Công thức xác định lực dọc trục

Điều kiện tải trọng	Lực dọc trục
$S_I \geq S_{II}; S_a \geq 0$	$F_{aI} = S_I; F_{aII} = S_I + S_a$
$S_I < S_{II}; S_a \geq S_{II} - S_I$	$F_{aI} = S_I; F_{aII} = S_I + S_a$
$S_I < S_{II}; S_a < S_{II} - S_I$	$F_{aI} = S_{II} - S_a; F_{aII} = S_{II}$

17.5.3. Khả năng tải tĩnh của ổ lăn

Theo công thức (17-14) tải trọng P có thể tăng lên vô hạn nếu ta giảm tuổi thọ L của ổ xuống rất thấp. Trên thực tế thì tải trọng P bị giới hạn bởi khả năng tải tĩnh của ổ.

Khả năng tải tĩnh C_0 của ổ là tải trọng tĩnh gây nên biến dạng dư tổng cộng của con lăn và đường lăn bằng 0,0001 đường kính con lăn tại vùng tiếp xúc chịu tải lớn nhất. Lúc này ứng suất tiếp xúc sinh ra tại đây vào khoảng 3000 MPa đối với ổ bi và 5000 MPa đối với ổ dũa. Tính toán theo khả năng tải tĩnh được dùng để chọn ổ lăn làm việc với tần số quay thấp $n < 1$ vg/ph, khi số chu kỳ chịu tải nhỏ không gây nên sự phá hủy mỏi và để kiểm tra các ổ được tính toán theo khả năng tải động.

Điều kiện kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh

$$P_0 \leq C_0 \quad (17-22)$$

trong đó P_0 - tải trọng tĩnh tương đương (N); C_0 - khả năng tải tĩnh của ổ (N) cho trong các sổ tay ổ lăn.

Tải trọng tĩnh tương đương P_0 là tải trọng tĩnh hướng tâm đối với ổ đỡ và ổ đỡ chặn. Tải trọng tĩnh dọc trục đối với ổ chặn và ổ chặn đỡ được tính theo các công thức :

Ổ đỡ và đỡ chặn :

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= X_0 F_r + Y_0 F_a \\ P_0 &= F_r \text{ (khi } \alpha = 0) \end{aligned} \right\} \quad (17-23)$$

Ổ chặn và chặn đỡ

$$\left. \begin{aligned} P_0 &= F_a + 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha \\ P_0 &= F_a \text{ (khi } \alpha = 90^\circ) \end{aligned} \right\} \quad (17-24)$$

Đối với ổ bi đỡ và đỡ chặn và ổ dũa đỡ chặn P_0 lấy theo trị số lớn nhất trong hai trị số tính theo các công thức (17-23).

Các hệ số tải trọng tĩnh X_0 và Y_0 cho trong bảng 17.4

Các hệ số tải trọng tính X_o và Y_o của ổ lăn

Loại ổ	Ổ một dãy		Ổ hai dãy	
	X_o	Y_o	X_o	Y_o
Ổ bi đỡ	0,6	0,5	0,6	0,5
Ổ bi đỡ chặn $\alpha = 12^\circ$	0,5	0,47	1	0,94
$\alpha = 26^\circ$	0,5	0,37	1	0,74
$\alpha = 36^\circ$	0,5	0,28	1	0,56
Ổ đĩa côn đỡ chặn	0,5	$0,22 \cot \alpha$	1	$0,44 \cot \alpha$

17.5.4. Cách tính và chọn ổ lăn

Trong thực tế, thiết kế ổ lăn thường là tính toán để chọn loại, kiểu và cỡ kích thước ổ cần thiết trong số các ổ lăn được chế tạo sẵn theo tiêu chuẩn.

Nếu số vòng quay của ổ $n \leq 1$ vg/ph, ổ được chọn theo khả năng tải tĩnh, theo điều kiện (17-22)

$$P_o \leq C_o$$

Nếu số vòng quay của ổ $n \geq 10$ vg/ph, ổ được chọn theo khả năng tải động, để đảm bảo độ bền lâu (tuổi thọ) của ổ.

Trước hết xác định tải trọng tương đương P, tuổi thọ L [công thức (17-15)] và theo công thức (17-14) tính khả năng tải động $C_{tính}$. Sau đó tra bảng trong các số tay ổ lăn, chọn ổ có kiểu và cỡ kích thước thích hợp, có khả năng tải động của ổ

$$C_{tính} \leq C_{bảng} \tag{17-25}$$

Trường hợp ổ có tần số quay $1 < n < 10$ vg/ph, ổ được tính theo khả năng tải động và lấy $n = 10$ vg/ph để tính toán tuổi thọ L và $C_{tính}$.

Nếu ổ làm việc với vận tốc cao, cần kiểm tra số vòng quay của ổ theo điều kiện $n \leq n_{gh}$; n_{gh} - tần số quay giới hạn của ổ, cho trong các Số tay ổ lăn.

Trường hợp ổ lăn làm việc với tải trọng thay đổi, tải trọng tương đương P trong các công thức (17-13) và (17-14) được thay bằng tải trọng tương đương P_E có xét đến chế độ thay đổi tải trọng

$$P_E = \sqrt[q]{\sum (P_i^q L_i) / \sum L_i} \tag{17-26}$$

trong đó P_i - tải trọng tương đương tính theo công thức (17-17), (17-18) hoặc (17-19) tùy loại ổ, trong chế độ tải trọng thứ i của phổ tải trọng, L_i - số triệu vòng quay trong chế độ i; q - số mũ, có thể lấy q = 3 chung cho ổ bi và ổ đĩa.

Trường hợp tải trọng thay đổi được qui về các chế độ điển hình như đồ thị trên hình 10.9, có thể tính số giờ làm việc tương đương của ổ lăn L_{hE} [tương tự như công thức (10-70) đối với bánh răng].

$$L_{hE} = K_{HE} L_h \sum \tag{17-27}$$

trong đó $L_h \sum = \sum t_i$ - tổng thời gian làm việc của ổ lăn ; K_{HE} - hệ số quy đổi, tra theo bảng 10.9 (trang 178, CTM - tập 1) vì $q = 3$ cũng bằng với $m_H/2 = 3$.

Khi đã biết L_{hE} ta có thể tính được số triệu vòng quay

$$L_E = 60.10^{-6} n L_{hE} \quad (17-28)$$

Trị số L_E được dùng trong tính toán theo công thức (17-14) để tính khả năng tải động C, lấy $L = L_E$ và P bằng trị số tải trọng lớn nhất.

Xác định tuổi thọ của ổ. Nếu như ổ đã được chọn trước theo kết cấu, có thể tính toán xác định tuổi thọ L_h của ổ bằng giờ theo công thức (17-16).

Đối với một số loại máy và cơ cấu nên lấy tuổi thọ L_h theo các trị số sau :

- Các cơ cấu làm việc trong từng thời gian ngắn (băng tải nhỏ, cần trục trong phân xưởng lắp ráp, máy nông nghiệp v.v...) $L_h \geq 4000$ giờ.
- Các cơ cấu quan trọng, làm việc có nghỉ (thang máy, băng tải trong sản xuất theo dây chuyền v.v...) $L_h \geq 8000$ giờ.
- Các máy làm việc 1 ca, chịu tải không hết mức (động cơ điện tĩnh tại, các hộp giảm tốc công dụng chung v.v...) $L_h \geq 12000$ giờ.
- Các máy làm việc 1 ca, chịu tải đủ mức (quạt, cần trục, máy cắt kim loại, máy gia công gỗ, máy in, máy dệt v.v...) $L_h \geq 20000$ giờ.
- Các máy làm việc suốt ngày đêm (bơm, máy nén khí, truyền động trong tàu thủy v.v...) $L_h \geq 40000$ giờ.

Một số điểm cần chú ý khi chọn loại ổ lăn

- Với cùng một điều kiện làm việc (đặc tính tải trọng, tần số quay v.v...) có thể chọn các loại ổ khác nhau. Khi chọn loại ổ phải xét đến giá thành và tham khảo các kết cấu tương tự.

- Ổ bi đỡ chế tạo đơn giản và giá rẻ hơn cả, vì vậy được dùng phổ biến trong các ngành chế tạo máy.

- Khi trục có vận tốc cao, dùng ổ bi đỡ có thể làm việc tốt, nhất là dùng các ổ bi đỡ có vòng cách bằng kim loại màu hoặc tectolit. Ổ bi đỡ cho phép trục có thể nghiêng $15' + 20'$.

- Ổ đĩa có khả năng tải cao hơn ổ bi cùng kích thước và chịu tải trọng va đập tốt vì có diện tích tiếp xúc giữa con lăn và vòng ổ lớn hơn. Tuy nhiên, nếu dùng các loại ổ đĩa không tự lựa (ổ đĩa trụ, ổ đĩa côn) trong trường hợp trục có độ cứng thấp hoặc lắp ghép thiếu chính xác, ổ sẽ rất chóng hỏng vì lúc này các vòng ổ chỉ tiếp xúc với các cạnh mép của đĩa mà không tiếp xúc theo đường sinh.

- Ổ bi lòng cầu hai dãy và ổ đĩa lòng cầu hai dãy được dùng khi trục có góc nghiêng lớn (tới $2 + 3^\circ$). Giá tiền các loại ổ này đắt hơn ổ một dãy.

- Ổ đĩa trụ xoắn chỉ chịu được tải trọng hướng tâm, loại ổ này chịu tải trọng va đập tốt hơn các loại khác.

- Để chịu tải trọng dọc trục khi vận tốc cao, tốt nhất nên dùng ổ bi đỡ chặn có góc tiếp xúc lớn ($\alpha = 26^\circ$ hoặc 36°).

17.6. KẾT CẤU GỐI ĐỠ Ổ LĂN

Gối đỡ ổ lăn bao gồm phần vỏ, các chi tiết máy để định vị ổ và bộ phận bôi trơn. Kết cấu gối đỡ phải đảm bảo chịu được lực hướng tâm và lực dọc trục, ngăn chặn sự

dịch chuyển của trục theo dọc trục, làm hỏng sự làm việc bình thường của các chi tiết máy khác lắp trên trục như bánh răng, bánh vít v.v... hoặc làm hỏng bộ phận che kín ổ. Ổ phải được định vị và lắp ghép trong vỏ máy và trên trục đáp ứng các yêu cầu kỹ thuật.

17.6.1. Lắp ghép ổ lăn

Trong hệ thống lắp ghép vòng ổ với trục và vỏ hộp, vòng ổ được coi là tiết máy cơ bản. Vòng ổ được chế tạo với sai lệch không phụ thuộc tính chất lắp ghép. Người ta chọn các khoảng dung sai tiêu chuẩn đối với trục và lỗ vỏ hộp, phối hợp với các khoảng dung sai của vòng ổ để đạt được sự lắp ghép cần thiết.

Khi chọn kiểu lắp ghép (chọn khoảng dung sai của trục và lỗ vỏ hộp) phải xét đến điều kiện chịu tải của vòng ổ (chịu tải cục bộ, tuần hoàn hoặc dao động), chế độ làm việc (nhẹ, trung bình, nặng), loại và kích thước ổ, tần số quay, cách lắp và điều chỉnh khe hở trong ổ v.v... Trường hợp trục quay, nhưng phương tác dụng của lực không thay đổi (trường hợp thường gặp), vòng trong của ổ chịu tải tuần hoàn, còn vòng ngoài chịu tải cục bộ. Các vòng trong của ổ cần lắp có độ dôi với trục, trục được chế tạo với khoảng dung sai k_6, j_6, m_6, n_6 v.v... Các vòng ngoài được lắp có khe hở hoặc lắp trung gian với lỗ vỏ hộp, vỏ hộp chế tạo với khoảng dung sai H7, K7, J_s7, J_s6, K6 v.v... Như vậy sẽ tránh được hiện tượng kẹt con lăn và mòn không đều rãnh lăn của vòng ngoài, khả năng di động của vòng ngoài cũng dễ dàng khi lắp hoặc khi trục bị biến dạng do nhiệt.

Chọn kiểu lắp cần xét tới chế độ làm việc của ổ. Tải trọng càng lớn và va đập càng nhiều thì phải lắp càng chặt, vì biến dạng đàn hồi, biến dạng dư của các lớp bề mặt và biến dạng đàn hồi của vòng ổ càng lớn.

Khi chọn kiểu lắp cũng cần chú ý đến loại ổ. Nói chung, ổ dũa được chọn kiểu lắp chặt hơn so với ổ bi vì tải trọng trên ổ dũa lớn hơn. Ổ đỡ chặn có thể chọn kiểu lắp chặt hơn so với ổ đỡ vì đối với ổ đỡ chặn khe hở được điều chỉnh khi lắp, còn đối với ổ đỡ, độ dôi lắp ghép có thể làm mất khe hở trong ổ.

Các ổ lăn lớn được lắp chặt hơn các ổ lăn nhỏ và trung bình vì chịu tải lớn hơn.

17.6.2. Định vị ổ lăn

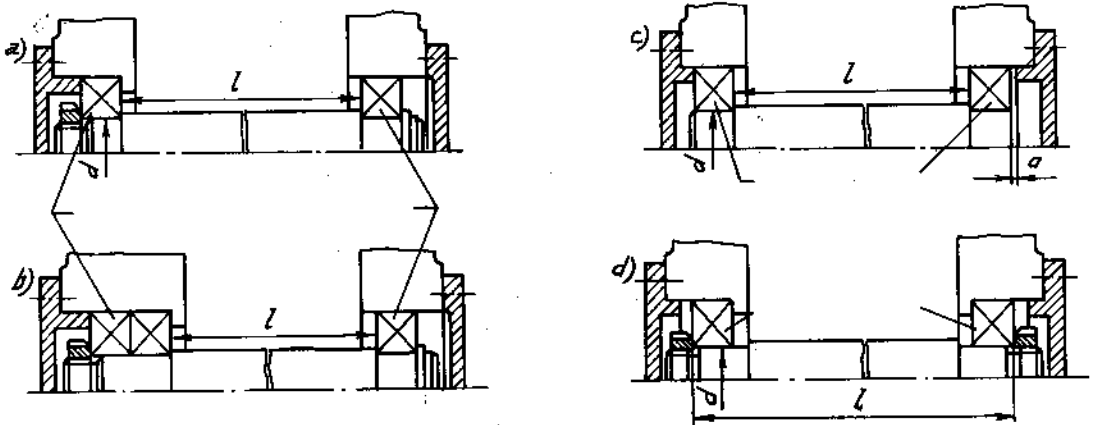
Ổ lăn phải được định vị sao cho không di động hướng tâm và dọc theo trục. Kết cấu gối đỡ ổ phải loại trừ được khả năng gây kẹt con lăn do trục bị giãn nở vì nhiệt hoặc do sai số chế tạo, sinh ra tải trọng dọc trục. Thường dùng hai phương pháp sau đây để định vị ổ lăn trong vỏ máy.

Theo phương pháp thứ nhất ổ ở một đầu trục được cố định không cho di động theo phương dọc trục (hình 17.16a và b), còn ổ ở đầu kia là tùy động, có thể di động dọc trục. Ổ được cố định dọc trục sẽ ngăn cản dịch chuyển dọc trục về một phía hoặc hai phía, chịu lực hướng tâm và lực dọc trục. Ổ tùy động không cản trở dịch chuyển dọc trục và chỉ có thể chịu lực hướng tâm. Vì vậy đối với gối đỡ tùy động người ta chỉ dùng ổ bi đỡ hoặc ổ dũa đỡ.

Phương pháp định vị nói trên dùng cho các kết cấu trục có chiều dài l tương đối lớn ($l = 10d + 12d$, d - đường kính trục), hoặc để bố trí trục trong các ổ lắp trên những vỏ máy khác nhau. Trục của các bộ truyền bánh răng trụ, của các truyền dẫn băng tải v.v... được định vị ổ theo cách này. Nhược điểm của phương pháp này là độ cứng của trục thấp. Có thể làm tăng độ cứng của trục bằng cách lắp hai ổ tại gối đỡ cố định (hình 17.16b) và điều chỉnh hai ổ để giảm thấp nhất sự dịch chuyển hướng tâm và dọc trục của trục. Cách bố trí ổ này được dùng cho các trục lắp bánh răng

côn và trục trong bộ truyền trục vít bánh vít, đòi hỏi định vị chính xác theo phương dọc trục.

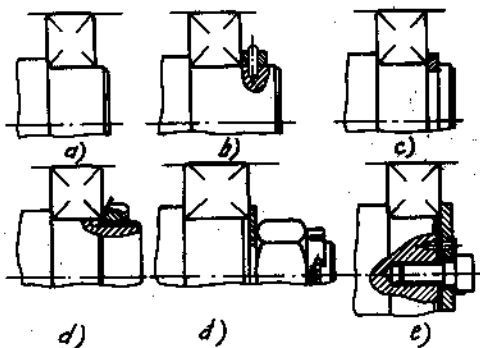
Theo cách thứ hai, trục được định vị ở cả hai gối đỡ ở hai đầu trục (hình 17.16 c và d). Đơn giản nhất là thực hiện định vị theo sơ đồ hình 17.16c, được dùng rộng rãi đối với các trục tương đối ngắn. Trong kết cấu này mỗi ổ sẽ ngăn không cho trục dịch chuyển về một phía. Để tránh kẹt ổ do nhiệt sinh ra khi làm việc, nên chừa khe hở giữa nắp ổ và vòng ngoài $a = 0,2 \div 0,5\text{mm}$ (hình 17.16c). Các nắp ổ sẽ chịu lực dọc trục.



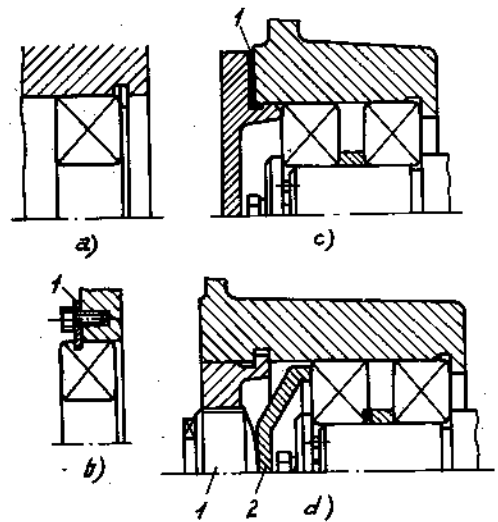
Hình 17.16

Định vị các ổ theo sơ đồ hình 17.16d sẽ tránh được kẹt ổ vì khi trục giãn dài do nhiệt vòng ngoài của ổ có thể dịch chuyển nhờ khe hở tương đối lớn giữa ổ và nắp ổ.

Định vị vòng trong của ổ trên trục có thể thực hiện bằng lắp có độ dôi (hình 17.17a), bằng vòng và chốt (hình 17.17b), vòng lò xo, đai ốc xê, đai ốc và chốt chẻ, nắp chặn (hình 17.17c, d, đ và e) v.v...



Hình 17.17



Hình 17.18

Định vị vòng ngoài của ổ trong vỏ máy được thực hiện bằng vòng lò xo, vòng hai nửa (hình 17.18a và b). Trong hộp giảm tốc bánh răng hoặc trục vít thường lắp ổ đĩa côn, đòi hỏi phải điều chỉnh khe hở dọc trục. Có thể điều chỉnh bằng cách dùng nắp

ổ có các đệm mỏng 1 bằng kim loại (hình 17.18c) hoặc dùng nắp mỏng có vít điều chỉnh (hình 17.18d). Nắp mỏng chỉ dùng được đối với các hộp giảm tốc có vỏ hộp ghép và đường tâm các trục nằm trong mặt phẳng ghép. Điều chỉnh khe hở trong ổ bố trí như hình 17.18d nhờ vít điều chỉnh 1 làm dịch chuyển đệm cứng 2.

17.6.3. Bôi trơn và che kín ổ lăn

Bôi trơn ổ lăn rất cần thiết để ngăn gỉ, giảm ma sát và để làm nguội cục bộ chỗ bề mặt làm việc của ổ cũng như làm nguội ổ nối chung. Ngoài ra, về phương diện che kín ổ, chất bôi trơn cũng có tác dụng làm kín khe hở giữa ổ và bộ phận che kín, mặt khác có tác dụng làm giảm tiếng ồn.

Để bôi trơn, có thể dùng mỡ hoặc dầu khoáng.

Mỡ bôi trơn được dùng rộng rãi khi nhiệt độ của ổ không cao (không quá 100°C), không có các yêu cầu quay phải rất nhẹ và kết cấu gối trục dễ tháo để rửa và thay mỡ.

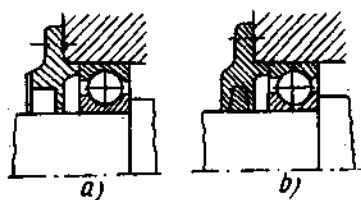
Dầu bôi trơn được dùng khi cần giảm mất mát do ma sát đến mức thấp nhất, khi nhiệt độ cao hoặc làm việc ở chỗ ẩm ướt. Dầu bôi trơn ổ là dầu khoáng. Nhiệt độ cho phép của ổ khi dùng dầu để bôi trơn là 120°C , trường hợp đặc biệt có thể tới 150°C hoặc hơn nữa.

Trường hợp ổ làm việc ở nhiệt độ rất cao có thể dùng chất rắn ở thể bụi như graphit và bisunfua molipden để bôi trơn.

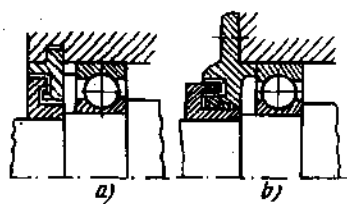
Che kín ổ lăn. Để ngăn bụi, các hạt mài mòn và nước từ ngoài lọt vào ổ và ngăn không cho dầu chảy ra ngoài, cần dùng bộ phận che kín ổ.

Theo nguyên tắc tác dụng của bộ phận che kín, có thể chia ra :

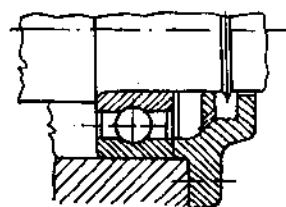
- Che kín do tiếp xúc (vòng che, vòng phốt, vòng kim loại hoặc chất dẻo) dùng khi vận tốc thấp và trung bình (hình 17.19) ;
- Che kín bằng rãnh dịch dắc, có tác dụng cản sự chảy của chất lỏng (hoặc khí) qua các rãnh hẹp, dùng với vận tốc bất kỳ (hình 17.20) ;
- Che kín nhờ ly tâm, dầu hoặc chất bắn rơi vào đĩa chắn đang quay sẽ bị hút ra do lực ly tâm, dùng khi vận tốc trung bình và cao (hình 17.21) ;
- Che kín bằng cách dùng phối hợp một số nguyên tắc đã nêu.



Hình 17.19



Hình 17.20



Hình 17.21

17.7. THÍ DỤ

Tính ổ lăn lắp trục ra của hộp giảm tốc (hình 15.1) với các số liệu cho trong thí dụ của chương "Trục" : đường kính chỗ lắp ổ lăn 55mm, tốc độ quay của trục $n = 200$ vg/ph ;

hiệt độ làm việc của ổ, $t < 100\text{ }^\circ\text{C}$, phân lực tại gối tựa A bên trái

$$F_{r1} = \sqrt{A_1^2 + A_2^2} = \sqrt{(1670^2 + 5900^2)} = 6132\text{N}$$
 phân lực tại gối tựa B bên phải

$F_{r2} = \sqrt{B_1^2 + B_2^2} = \sqrt{590^2 + 2420^2} = 2491\text{N}$ (hình 15.6) ; lực dọc trục $F_a = 860\text{N}$ tác dụng vào ổ phía trái. Tải trọng thay đổi theo chế độ trung bình đồng xác suất (chế độ II, trên đồ thị hình 10.28 trang 178, CTM Tập 1), tải trọng quá tải đột ngột có thể tăng gấp đôi tải trọng danh nghĩa (hệ số quá tải $K_{qt} = 2$). Yêu cầu số giờ làm việc của ổ là 24000 giờ.

Giải

Vì lực dọc trục tương đối nhỏ, ta chọn loại ổ bi đỡ. Sơ bộ chọn ổ cỡ nhẹ hẹp (loạt đường kính nhẹ, loạt chiều rộng hẹp), có ký hiệu 211 dùng cho cả hai gối tựa (để thuận tiện cho chế tạo và thay thế), tra các bảng số liệu về ổ lăn có $C = 34000\text{ N}$; $C_o = 25600\text{ N}$; số vòng quay giới hạn $n_{gh} = 6300\text{ vg/ph}$. Ta tính toán đối với ổ lắp bên trái, chịu tải lớn hơn.

Cần tính $C_{tính} = PL^{1/q}$ [công thức (17-14)] và so sánh với $C_{bảng} = 34000\text{ N}$. Tải trọng tương đương P được tính theo công thức (17.17). Với tỷ số $F_a/C_o = 860/25600 = 0,033$ tra bảng 17.1 tìm được $e \approx 0,23$.

Vì vòng trong quay nên $V = 1$. Tỷ số

$$F_a/(VF_p) = 860/6132 = 0,14 < e, \text{ do đó } X = 1 \text{ và } Y = 0 \text{ (bảng 17.1).}$$

Đối với hộp giảm tốc lấy $K_d = 1,3$ (bảng 17.2) ; $K_f = 1$ (nhiệt độ làm việc dưới $100\text{ }^\circ\text{C}$).

Theo công thức (17-17).

$$P = 6132 \cdot 1,3 = 7972\text{N}$$

Vì tải trọng thay đổi theo chế độ II (đồ thị hình 10.28), với $K_{HE} = 0,25$ (bảng 10.9), ta tính số giờ làm việc tương đương

$$L_{hE} = 0,25 \cdot 24000 = 6000 \text{ giờ}$$

Theo công thức (17.28) tính

$$L_E = 60 \cdot 10^{-6} \cdot 200 \cdot 6000 = 72 \text{ triệu vòng}$$

Vậy hệ số khả năng tải [công thức (17-14)]

$$C_{tính} = 7972 \sqrt[3]{72} = 33165\text{ N} < C_{bảng}$$

Kiểm nghiệm ổ lăn theo khả năng tải tĩnh (vì khi làm việc ổ có thể bị quá tải đột ngột) theo điều kiện (17-22) $P_o \leq C_o$

Tính tải trọng tĩnh tương đương P_o , với $X_o = 0,6$; $Y_o = 0,5$ (bảng 17.4), theo công thức (17-23) và $K_{qt} = 2$.

$$P_o = (0,6 \cdot 6132 + 0,5 \cdot 860) \cdot 2 = 8218\text{N}$$

$$P_o = 6132 \cdot 2 = 12264\text{N}$$

Lấy trị số lớn hơn : $P_o = 12264\text{ N}$ để so sánh với $C_o = 25600\text{ N}$

Vậy điều kiện (17-22) được thỏa mãn.

Như vậy ta chọn ổ bi đỡ cỡ nhẹ hẹp có ký hiệu 211, đường kính $d = 55\text{mm}$.

Chương 18

KHỚP NỐI

18.1. KHÁI NIỆM CHUNG

18.1.1. Phân loại khớp nối

Khớp nối dùng để nối các trục hoặc các tiết máy quay khác với nhau. Ngoài ra, khớp nối còn được dùng làm một số công việc khác như : đóng mở cơ cấu, giảm tải trọng động, ngăn ngừa quá tải, điều chỉnh tốc độ v.v...

Trường hợp cần có trục dài, nhưng nếu làm trục liền sẽ gặp khó khăn trong sản xuất, lắp ghép hoặc vận chuyển, cho nên chế tạo nhiều trục ngắn, nối lại với nhau bằng *nối trục chặt*.

Để nối các trục khó đảm bảo chính xác vị trí tương đối, dùng *nối trục bù*, là loại khớp nối có khả năng bù lại những sai lệch vị trí tương đối giữa các trục.

Trong các máy làm việc có va đập nhiều, *nối trục đàn hồi* có thể giảm bớt tải trọng động.

Đối với những máy hoặc cơ cấu phải đóng mở luôn thì dùng *ly hợp*, nhờ đó có thể tách hoặc nối hai trục trong bất kỳ lúc nào.

Do tính chất làm việc của máy hoặc do sử dụng không đúng kỹ thuật, máy có thể bị quá tải. Để tránh cho các tiết máy khỏi bị gãy hỏng khi quá tải, dùng *ly hợp an toàn*.

Khi cần truyền chuyển động quay chỉ theo một chiều nhất định, dùng *ly hợp một chiều*.

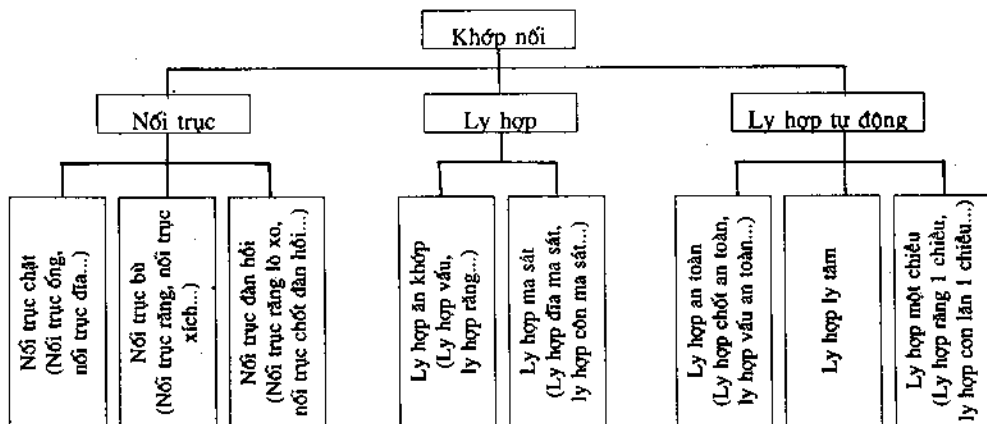
Ly hợp an toàn, ly hợp một chiều và một số loại khác không cần phải điều khiển được gọi chung là *ly hợp tự động*.

Theo công dụng, có thể chia khớp nối ra làm ba loại lớn (xem sơ đồ).

- *Nối trục* : dùng để nối cố định các trục, chỉ khi nào dừng máy, tháo nối trục thì các trục mới rời nhau.

Ly hợp : có nhiệm vụ nối hoặc tách các trục (hoặc các tiết máy quay khác) trong bất kỳ lúc nào.

- *Ly hợp tự động* : có thể tự động nối hoặc tách các trục (hoặc các tiết máy quay khác).
Sơ đồ phân loại các khớp nối thông thường



Dưới đây chỉ giới thiệu một số loại khớp nối thông dụng.

18.1.2. Khái quát về tính toán chọn khớp nối

Các loại khớp nối thông dụng đã được tiêu chuẩn hóa. Trị số mômen xoắn mà khớp nối có thể truyền được $T_{\text{bảng}}$ cho trong các bảng số liệu về khớp nối, là thông số quan trọng của khớp nối.

Ứng với mỗi trị số mômen xoắn, khớp nối có các cỡ đường kính trong khác nhau để có thể lắp vào các trục thích hợp. Sở dĩ phải làm như vậy vì nhiều khi các trục chịu mômen xoắn như nhau nhưng mômen uốn lại khác nhau và trục được chế tạo bằng nhiều loại vật liệu, do đó đường kính trục lớn bé không giống nhau.

Các kích thước chủ yếu của các loại khớp nối cho trong các sách về khớp nối. Chọn khớp nối phải dựa vào điều kiện làm việc cụ thể của máy hoặc cơ cấu. Khâu yếu nhất của khớp nối đã chọn cần được tính toán kiểm nghiệm. Phương pháp tính phụ thuộc loại tải trọng tác dụng và điều kiện làm việc của khớp nối.

Khớp nối được chọn theo mômen tính toán T_t và phải thỏa mãn điều kiện :

$$T_t = K.T \leq T_{\text{bảng}} \quad (18-1)$$

trong đó: T - mômen xoắn danh nghĩa ; K - hệ số chế độ làm việc, xem bảng 18.1 (trường hợp máy được dẫn động bằng động cơ điện).

Bảng 18.1

Hệ số chế độ tải trọng K

Loại máy	K
Băng tải, quạt gió, máy cắt kim loại có chuyển động liên tục	1,2 + 1,5
Xích tải, vít tải, máng cào, bơm ly tâm, máy dệt	1,5 + 2
Bơm pittông, máy nén khí kiểu pittông, máy nghiêng, máy búa, máy cắt tấm, máy cán thép, máy bào	2 + 3
Guồng tải, cần trục, thang máy	3 + 4

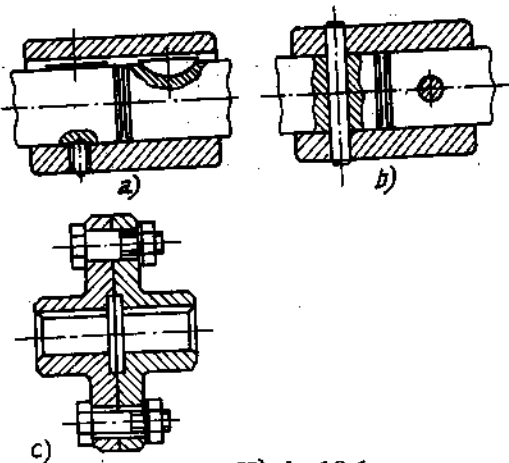
18.2. NỐI TRỤC CHẶT

Nối trục chặt dùng để nối cứng các trục có đường tâm cùng trên một đường thẳng và không di chuyển tương đối đối với nhau. Khác với các loại nối trục khác, nối trục chặt không

những truyền mômen xoắn mà còn có thể truyền mômen uốn và lực dọc trục. Tuy nhiên, để giảm bớt mômen uốn tác dụng vào nối trục, nên đặt nối trục gần ổ trục hoặc ở chỗ ứng với biểu đồ mômen uốn trên trục qua số không, nếu như không ảnh hưởng đến các yếu cấu khác.

18.2.1. Nối trục ống

Nối trục ống là kiểu nối trục chặt đơn giản nhất, cấu tạo bởi một ống thép hoặc gang, lồng vào đoạn cuối của hai trục và ghép với trục bằng then (hình 18.1 a) hoặc chốt (hình 18.1b) v.v...



Hình 18.1

Nối trục ống có ưu điểm là chế tạo đơn giản, kích thước đường kính nhỏ, song có nhược điểm là lắp ghép khó khăn vì phải di động trục phương dọc trục một khoảng khá lớn. Do đó nối trục ống chỉ dùng để nối các trục có đường kính không quá $60 + 70\text{mm}$.

Sau khi chọn kích thước nối trục theo các công thức kinh nghiệm, cho trong các tài liệu về khớp nối, trong trường hợp cần thiết thì kiểm nghiệm chốt (hoặc then) theo độ bền dập.

18.2.2. Nối trục đĩa

Nối trục đĩa là kiểu nối trục chặt chủ yếu, gồm hai đĩa có mayơ, mỗi đĩa lắp lên đoạn cuối mỗi trục bằng then và bằng độ dôi rồi dùng bulông ghép hai đĩa với nhau (hình 18.1c). Bulông được lắp có khe hở (nửa dưới của hình 18.1c) hoặc lắp có độ dôi (nửa trên hình 18.1c). Trường hợp dùng bulông lắp có khe hở, mômen xoắn được truyền từ đĩa này sang đĩa kia nhờ lực ma sát sinh ra trên bề mặt ghép hai đĩa do lực xiết của bulông gây nên. Trường hợp dùng bulông lắp không có khe hở, mômen xoắn truyền trực tiếp qua bulông và bulông chịu ứng suất cắt và ứng suất dập. Dùng bulông lắp không có khe hở, kích thước nối trục nhỏ gọn hơn cho nên cách này được dùng nhiều hơn.

Để giảm bớt kích thước của nối trục, bulông lắp không có khe hở thường được chế tạo bằng thép có độ bền cao như thép CT5. Đĩa được làm bằng gang, thép đúc hoặc thép rèn, thép cán.

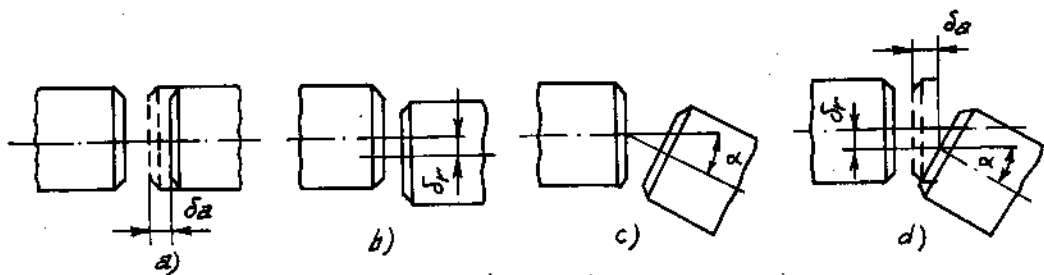
Nối trục đĩa được dùng nhiều trong các ngành chế tạo máy. Ưu điểm của nó là cấu tạo đơn giản và kích thước không lớn lắm.

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

Khi dùng bulông lắp không có khe hở, bulông được tính theo điều kiện bền cắt (xem chương 8).

18.3. NỐI TRỤC BÙ

Nối trục bù dùng để nối các trục bị nghiêng hoặc bị lệch đối với nhau một khoảng nhỏ do chế tạo, lắp ghép thiếu chính xác hoặc do trục bị biến dạng đàn hồi. Những sai lệch vị trí tương đối giữa các trục (gọi chung là độ lệch trục) có thể biểu thị bằng: độ lệch dọc trục δ_a , độ lệch tâm δ_r , độ lệch góc α hoặc lệch tổng hợp δ_a , δ_r và α (hình 18.2)



Hình 18.2

Nếu dùng nối trục chặt để nối các trục, sự lệch trục sẽ tạo nên biến dạng ổ và trục, do đó gây nên tải trọng phụ. Độ lệch trục càng lớn, tải trọng phụ càng lớn. Vì vậy khi dùng nối trục chặt vị trí tương đối giữa các trục cần phải đảm bảo chính xác cao. Để giảm bớt yêu cầu về độ chính xác vị trí tương đối giữa các trục và giảm tải trọng phụ sinh ra trong ổ và trục, có thể dùng nối trục bù.

Cũng cần chú ý là dùng nối trục bù, ổ và trục vẫn phải chịu một ít tải trọng phụ do sự phân bố tải trọng không đều trong nối trục gây nên.

Nhờ khả năng di động giữa các chi tiết cứng trong nối trục bù, nối trục có thể bù lại những sai, lệch về vị trí tương đối giữa các trục*.

Các kiểu nối trục bù được dùng nhiều hơn cả là : nối trục răng, nối trục xích, nối trục chữ thập và nối trục bản lế.

18.3.1. Nối trục răng

Nối trục răng gồm hai ống trong 1 có răng phía ngoài và hai ống ngoài 2 có răng phía trong lồng vào nhau (hình 18.3). Mỗi ống trong lắp chặt với đoạn cuối mỗi trục. Hai ống ngoài ghép chặt với nhau bằng các bulông 5. Khi làm việc các răng của ống trong và ống ngoài ăn khớp với nhau, nhờ đó truyền được mômen xoắn. Để giảm ma sát giữa các răng, cho dầu vào khoảng trống trong hai ống. Răng nối trục có dạng thân khai, góc ăn khớp thường bằng 20° . Răng thường được dịch chỉnh để độ bền răng của ống trong và răng của ống ngoài bằng nhau.

Để có thể bù lại độ lệch trục, các răng được chế tạo có khe hở cạnh răng và đỉnh răng có hình cung tròn (hình 18.3b) hoặc tốt hơn nữa, răng được chế tạo có hình trống (hình 18.3c), giữa mặt mút của các vành răng ống trong với mặt mút phía trong của các ống ngoài và giữa hai mặt mút đối diện nhau của hai ống trong có khe hở dọc trục tương đối lớn.

Nối trục răng được dùng rộng rãi, nhất là trong ngành chế tạo máy hạng nặng, vì có những ưu điểm như khả năng tải lớn, làm việc tin cậy mà kích thước tương đối nhỏ gọn, vì có nhiều răng cùng làm việc đồng thời, có thể làm việc với vận tốc cao...

Độ lệch tâm, độ lệch góc và độ lệch tổng hợp cho phép được xác định theo điều kiện là góc làm bởi đường tâm ống trong với đường tâm ống ngoài không quá $30'$. Khả năng tải của nối

trục càng giảm khi góc lệch này càng lớn.

Vật liệu chế tạo các chi tiết của nối trục răng là thép 45, 40X rèn hoặc thép đúc 45 λ. Để giảm mòn, răng của ống trong được nhiệt luyện có độ rắn không thấp hơn 40HRC, răng ống ngoài có độ rắn không thấp hơn 35HRC. Đối với nối trục làm việc với vận tốc thấp ($v < 5\text{m/s}$) độ rắn của răng có thể dưới 35 HRC.

Nối trục răng được tính toán theo điều kiện hạn chế mòn răng. Ta qui ước áp suất p phân bố đều trên bề mặt tiếp xúc của các đôi răng.

$$p = \frac{2KT}{AZd_k} \leq [p] \quad (18-2)$$

trong đó Z - số răng của mỗi ống (trong hoặc ngoài) ; $d_k = Zm$ - đường kính vòng chia của vành răng khớp nối ; m - môđun ăn khớp ; $A = bh$ - diện tích tính toán

* Nối trục đàn hồi cũng có khả năng bù lại những sai lệch về vị trí tương đối giữa các trục, nhưng vì nối trục đàn hồi còn có nhiệm vụ chủ yếu là giảm va đập (giảm chấn) cho nên được xem xét riêng (trong mục 18.4)

của bề mặt làm việc của răng ; b - chiều dài răng (hình 18.3) ; h - chiều cao làm việc của răng, thường lấy $h \approx 1,8\text{mm}$; $[p]$ - áp suất cho phép, $[p] = 10 + 12 \text{ MPa}$ đối với răng được nhiệt luyện có độ rắn HRC > 40 , $[p] = 3,5 + 4,5 \text{ MPa}$ đối với răng có độ rắn HB = 280 + 320.

Từ điều kiện (18-2) ta có công thức kiểm nghiệm

$$p = \frac{2K.T}{0,9d_k^2b} \leq [p] \quad (18-3)$$

Đặt $\psi = b/d_k$ và biến đổi công thức (18-3) ta có công thức thiết kế nối trục răng

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{KT}{0,9\psi[p]}} \quad (18-4)$$

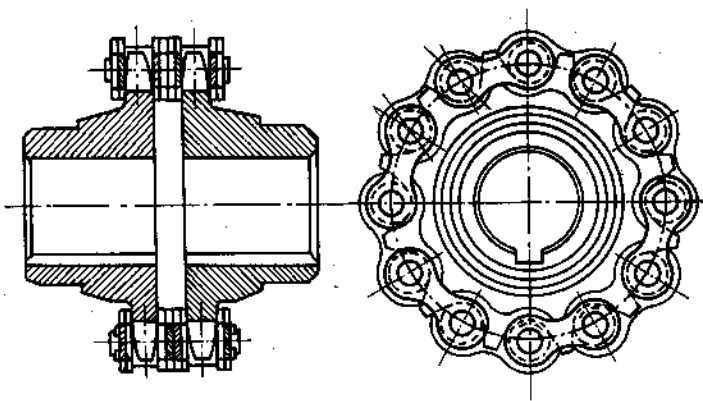
Hệ số chiều rộng vành răng ψ đối với nối trục răng có thể lấy trong khoảng 0,12 + 0,16. Lấy ψ lớn quá sẽ làm tăng sự phân bố không đều tải trọng trên răng.

Theo trị số đường kính vòng chia d_k , sau khi chọn số răng Z , thường $Z = 30 + 80$ răng (trị số lớn dùng cho nối trục chịu tải lớn), ta tính được môđun, quy tròn theo trị số tiêu chuẩn.

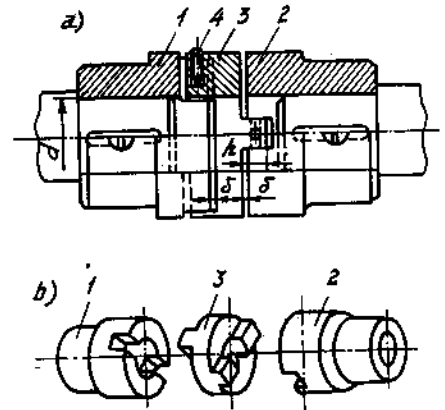
Hiệu suất của nối trục răng $\eta = 0,985 + 0,995$. Tải trọng phục F_k do khớp nối sinh ra (vì tải trọng phân bố không đều giữa các răng) gây thêm ứng suất uốn trong trục. Trên cơ sở thực nghiệm tìm được $F_k = (0,15 + 0,2)F_t$ với $F_t = 2KT/d_k$, quy ước gọi là lực vòng trong nối trục.

18.3.2. Nối trục xích

Nối trục xích gồm hai đĩa lắp chặt với trục, số răng hai đĩa bằng nhau, phía ngoài quấn chung một vòng xích (hình 18.4). Để tránh bụi bẩn và đảm bảo bôi trơn tốt, nối trục được che bằng một vỏ kín. Trong nối trục xích thường dùng xích ống con lăn một dãy cũng có khi dùng xích ống con lăn hai dãy hoặc xích răng.



Hình 18.4



Hình 18.5

Nhờ có khe hở giữa xích và răng đĩa, nối trục cho phép các trục có thể nghiêng với nhau một góc đến 1° và lệch tâm đến 1,2mm.

Cấu tạo của nối trục xích tương đối đơn giản, dùng xích là tiết máy được chế tạo sẵn theo tiêu chuẩn, kích thước nối trục không lớn, lắp ghép không đòi hỏi phải di động trục dọc theo chiều trục.

Vì có khe hở giữa xích và răng đĩa cho nên không dùng nối trục xích trong các truyền động quay hai chiều hoặc có tải trọng va đập mạnh.

Tùy theo trị số mômen xoắn tính toán T_1 , có thể tra các tài liệu khớp nối để tìm cỡ nối trục thích hợp. Dạng răng đĩa xích lấy theo tiêu chuẩn.

18.3.3. Nối trục chữ thập

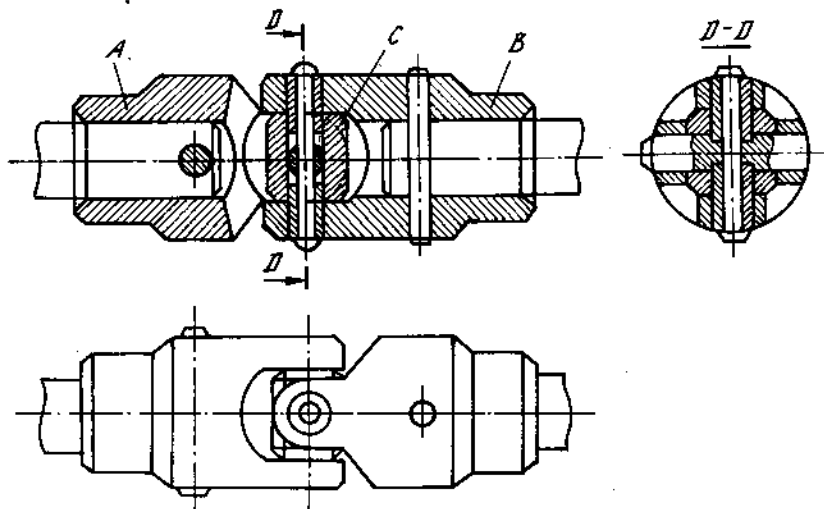
Nối trục chữ thập (còn gọi là nối trục Ôndam) gồm hai nửa nối trục 1 và 2 có rãnh thẳng và đĩa giữa 3 có gờ ở hai mặt bên, hai gờ này vuông góc với nhau (hình 18.5). Hai nửa nối trục ghép chặt với trục, còn gờ đĩa giữa thì ăn khớp với rãnh của các nửa nối trục, nhờ đó nối trục truyền được mômen xoắn từ trục này sang trục kia.

Công dụng chủ yếu của nối trục chữ thập là để nối các trục có độ lệch tâm (không quá 0,05 đường kính trục), nhưng nhờ giữa các nửa nối trục và đĩa giữa có khe hở dọc trục cho nên cũng có thể nối các trục có độ lệch dọc trục hoặc độ lệch góc nhỏ (dưới 1°).

Khi trục quay, tâm đĩa giữa chuyển động theo một quỹ đạo tròn, đường kính vòng tròn là khoảng lệch δ_r (độ lệch tâm) giữa hai trục. Trục quay được một vòng thì tâm đĩa quay hai vòng. Do có sự trượt tương đối giữa đĩa với hai nửa nối trục và khi truyền mômen xoắn giữa gờ và rãnh trong nối trục chịu áp suất (ứng suất đập) cho nên xảy ra hiện tượng mòn gờ và rãnh. Cường độ mòn tăng lên khi tăng độ lệch trục, số vòng quay của nối trục và áp suất giữa gờ và rãnh. Để giảm bớt mài mòn, cần thường xuyên bôi trơn nối trục (lỗ 4 hình 18.5) và hạn chế áp suất giữa gờ và rãnh.

18.3.4. Nối trục bản lề

Nối trục bản lề (hình 18.6) dùng để nối hai trục có đường tâm nghiêng với nhau một góc nào đó dưới $40 + 45^\circ$, hoặc góc giữa hai trục thay đổi khi máy làm việc. Nối trục bản lề gồm hai nửa nối trục A và B có hình cái chạc, nối với nhau bằng bộ phận chữ thập C. Bộ phận chữ thập có thể chuyển động tương đối đối với chạc nhờ hai cặp bản lề. Vì có hai cặp bản lề vuông góc với nhau nên nối trục có thể truyền chuyển động quay giữa các trục có góc nghiêng lớn.



Hình 18.6

Nếu dùng nối trục kép có thể tăng gấp đôi góc nghiêng cho phép giữa hai trục hoặc có thể truyền chuyển động giữa hai trục song song và lệch nhau một khoảng tương đối lớn.

Nối trục bản lẻ được dùng khi cần :

- bù lại sự không chính xác về vị trí tương đối của các bộ phận hoặc do biến dạng của bộ máy (trong các máy vận chuyển v.v...)

- truyền chuyển động giữa các trục có thay đổi vị trí tương đối (trục máy cán, trục chính máy khoan nhiều trục, dầm máy phay v.v...)

Khi nối trục làm việc, bản lẻ chịu áp suất lớn và có trượt cho nên có thể bị mòn, dập. Do đó bản lẻ cần có độ rắn cao ($HRC = 50 + 60$), được bôi dầu và che bụi.

Kích thước nối trục bản lẻ có thể tra theo trị số mômen xoắn cho trong các tài liệu về nối trục. Cần kiểm nghiệm độ bền uốn của chốt và áp suất trong bản lẻ.

18.4. NỐI TRỤC ĐÀN HỒI

Nối trục đàn hồi gồm hai nửa nối trục lắp chặt với hai trục, ở giữa có bộ phận đàn hồi nối chúng lại với nhau.

Nhờ có bộ phận đàn hồi cho nên nối trục đàn hồi có thể làm được các nhiệm vụ sau :

- Giảm va đập và chấn động, vì bộ phận đàn hồi có thể tích lũy và tiêu thụ cơ năng do va đập, chấn động sinh ra.

- Để phòng cộng hưởng do dao động xoắn gây nên.

- Bù lại độ lệch trục (làm việc như nối trục bù).

Độ cứng là một trong những đặc tính chủ yếu của nối trục đàn hồi ký hiệu là C_φ

$$C_\varphi = \frac{dT}{d\varphi} \quad (18-5)$$

trong đó T - mômen xoắn truyền qua nối trục ;

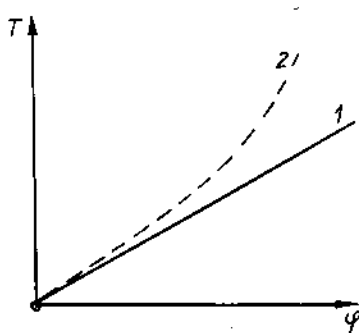
φ - góc xoắn của nối trục, là góc xoay tương đối giữa hai nửa nối trục (trong mặt phẳng quay của trục) khi chịu mômen T .

Tùy theo độ cứng C_φ , nối trục đàn hồi được chia làm hai loại nối trục có độ cứng không đổi và nối trục có độ cứng thay đổi. Trên hình 18-7 trình bày đường đặc tính độ cứng của nối trục, đường thẳng 1 biểu thị độ cứng không đổi, đường cong 2 - độ cứng thay đổi.

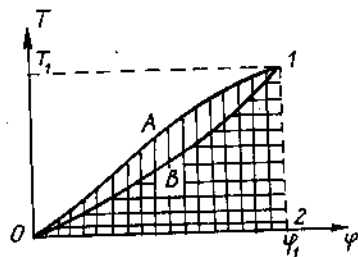
Đối với nối trục có độ cứng không đổi

$$C_\varphi = \frac{T}{\varphi} = \text{const} \quad (18-6)$$

Nối trục có độ cứng thay đổi bao gồm các nối trục có bộ phận đàn hồi làm bằng vật liệu không kim loại như cao su, da v.v... (các vật liệu này không tuân theo định luật Húc) và các nối trục có bộ phận đàn hồi bằng kim loại nhưng biến dạng phụ thuộc vào kết cấu.



Hình 18.7



Hình 18.8

Ưu điểm của nối trục có độ cứng thay đổi là có thể ngăn ngừa được cộng hưởng do dao động xoắn gây nên. Khi tần số dao động của lực kích thích trùng với tần số dao động riêng của hệ thống, biên độ dao động cũng không tăng quá lớn, vì khi biên độ dao động tăng thì độ cứng của hệ thống cũng thay đổi, do đó thay đổi tần số dao động riêng và hệ thống tránh được cộng hưởng.

Khả năng giảm chấn cũng là một đặc tính quan trọng của nối trục đàn hồi. Khả năng giảm chấn là khả năng tích lũy và tiêu thụ cơ năng do chấn động gây nên. Cơ năng được tích lũy trong bộ phận đàn hồi và biến thành nhiệt nhờ ma sát ngoài và ma sát trong của bộ phận đàn hồi. Trong các nối trục lò xo thép, ma sát ngoài có tác dụng quyết định, còn trong các nối trục có bộ phận đàn hồi bằng vật liệu không kim loại, ma sát trong của vật liệu không kim loại có tác dụng quyết định.

Khả năng giảm chấn của nối trục được đặc trưng bởi trị số năng lượng được nối trục tiêu thụ không khả nghịch trong một chu kỳ chịu tải và thôi tải. Trên hình 18.8 đường OA1 chỉ quá trình biến dạng khi chịu mômen xoắn T_1 và đường 1BO - khi thôi tải; diện tích vòng trễ OA1BO chỉ năng lượng được tiêu thụ bởi nối trục.

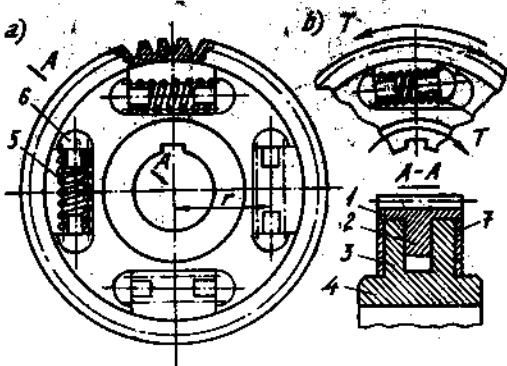
Trong chế tạo máy dùng nhiều kiểu nối trục đàn hồi. Tùy theo vật liệu làm bộ phận đàn hồi, có thể chia nối trục đàn hồi ra làm hai nhóm: nối trục có bộ phận đàn hồi bằng kim loại và nối trục có bộ phận đàn hồi bằng vật liệu không kim loại.

18.4.1. Nối trục lò xo xoắn ốc trụ

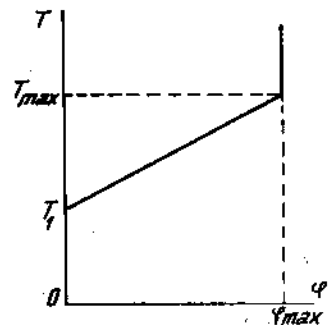
Cấu tạo của nối trục lò xo xoắn ốc trụ trình bày trên hình 18.9.

Nối trục gồm vành 1 có gờ trong 2 và máy 3 có đĩa 4, gờ được lắp vào trong rãnh vòng của đĩa. Gờ và đĩa được khoét để lắp các lò xo 5 và chốt tựa 6. Khi chưa lắp lò xo và chốt tựa, vành ngoài có thể xoay tự do đối với đĩa. Mặt bên của nối trục được che bởi vòng che 7 có tác dụng ngăn không cho lò xo và chốt tựa bật ra ngoài và che bụi.

Đầu chốt tựa có bề mặt nửa hình trụ tròn. Khi nối trục chưa chịu tải, lò xo đã có lực nén ban đầu F_0 sinh ra do đặt lò xo vào nối trục, vì vậy chúng ép các chốt tựa tỳ vào cả đĩa lẫn gờ.



Hình 18.9



Hình 18.10

Khi nối trục chịu tải trọng, gờ xoay trong rãnh đĩa làm lò xo bị nén thêm. Lúc này trong mỗi lỗ khoét một chốt tựa chỉ tỳ vào gờ, còn chốt kia chỉ tỳ vào đĩa.

Nối trục lò xo xoắn ốc trụ dùng làm tiết máy đàn hồi để nối bánh răng hoặc đĩa xích với trục rất thích hợp.

Trong trường hợp này nối trục có cấu tạo tương tự như cấu tạo bánh răng (hoặc đĩa xích), vành ngoài của nối trục là vành bánh răng (hoặc đĩa xích). Để giảm bớt mài mòn các chi tiết, cần bôi trơn các bề mặt ma sát trong nối trục.

Nối trục lò xo xoắn ốc trụ cũng được dùng để nối các trục, tuy nhiên, về mặt cấu tạo của nối trục cần có sự thay đổi chút ít.

Đặc tính của nối trục lò xo xoắn ốc trụ được trình bày trên hình 18.10.

Vì lò xo chịu lực nén ban đầu F_0 cho nên nối trục làm việc như nối trục cứng (không đàn hồi) khi mômen xoắn tác dụng lên nối trục chưa vượt quá trị số.

$$T_0 = F_0 r \cdot Z$$

trong đó r - khoảng cách từ đường tâm lò xo đến tâm nối trục ; Z - số lò xo.

Khi mômen xoắn $T > T_0$, nối trục làm việc như nối trục đàn hồi có độ cứng không đổi.

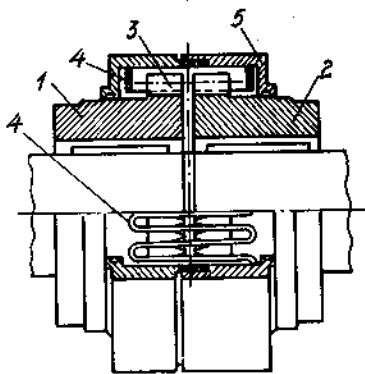
Nếu mômen xoắn T càng tăng thì góc xoắn φ càng tăng cho tới khi $\varphi = \varphi_{\max}$ chốt tựa trong mỗi lỗ sẽ tỳ vào nhau ; lúc này mômen xoắn có trị số T_{\max} . Nếu tiếp tục tăng tải trọng để $T > T_{\max}$ nối trục lại làm việc như nối trục cứng.

Kích thước lò xo được xác định theo phương pháp trình bày trong chương lò xo, có xét đến kết cấu nối trục. Để tránh xảy ra va đập trong nối trục khi có dao động, khi thiết kế lò xo phải chú ý đảm bảo điều kiện $0 < \varphi < \varphi_{\max}$.

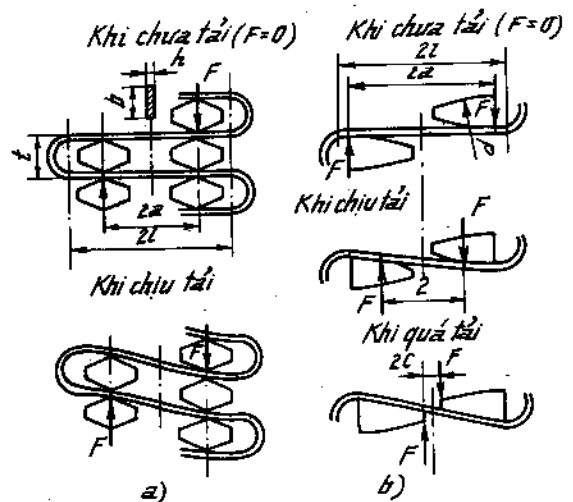
18.4.2. Nối trục răng lò xo

Nối trục răng lò xo cấu tạo bởi hai nửa nối trục 1 và 2 lắp chặt với trục (hình 8.11), trên mỗi nửa nối trục có khoảng 50 ÷ 100 răng, giữa các răng 3 gài lò xo dẹt 4 uốn ngoằn ngoèo. Phía ngoài lò xo và răng có vỏ che 5, trong vỏ đựng dầu bôi trơn.

Vì tải trọng cần truyền được phân bố trên nhiều đoạn lò xo tỳ vào các răng, cho nên kích thước nối trục tương đối gọn. Nối trục răng lò xo có thể bù lại độ lệch dọc trục 4 ÷ 20mm, độ lệch tâm 0,5 ÷ 3mm và độ lệch góc dưới 1°15'.



Hình 18.11



Hình 18.12

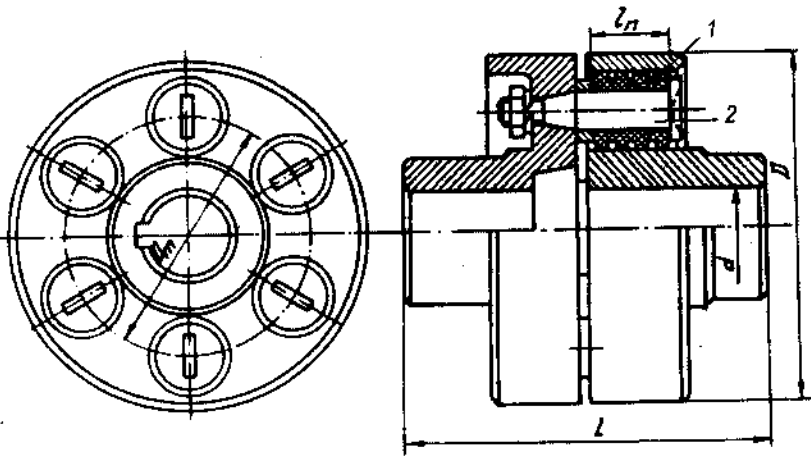
Răng của nối trục được chế tạo theo hai kiểu (hình 18.12a và b). Dạng răng đầu (hình 18.12a) dùng cho nối trục có độ cứng không đổi : khoảng cách $2a$ giữa các điểm tỳ của các răng với lò xo là không thay đổi và không phụ thuộc tải trọng tác dụng

vào nối trục. Dạng răng thứ hai (hình 18.12b) dùng trong nối trục có độ cứng thay đổi. Trong nối trục này, khi tải trọng tăng lên, lò xo bị uốn nhiều hơn, chiều dài tiếp xúc giữa lò xo và răng tăng lên, khoảng cách $2a$ giữa các đoạn tiếp xúc của các răng (hình 18.12b) giảm dần, độ cứng của nối trục tăng lên. Khi bị quá tải, lò xo sẽ tiếp xúc với răng tại điểm mút, nối trục làm việc như nối trục cứng (không nên cho nối trục làm việc trong chế độ tải trọng này).

Kích thước chính của nối trục được chọn theo trị số mômen xoắn tính toán. Sau đó kiểm nghiệm ứng suất sinh ra trong lò xo và trong răng.

18.4.3. Nối trục chốt đàn hồi

Cấu tạo của nối trục chốt đàn hồi cũng tương tự như nối trục đĩa, gồm hai đĩa có mayơ lắp trên đoạn cuối mỗi trục, nhưng không dùng bulông để ghép nối trục và truyền mômen xoắn mà dùng các chốt 2 được bọc ống (hoặc các vòng) đàn hồi bằng cao su 1 (hình 18.13).



Hình 18.13

Đoạn chốt có phần tử đàn hồi được xuyên qua lỗ hình trụ của một đĩa, còn phần chốt hình côn đầu có ren thì xuyên qua lỗ côn của đĩa thứ hai rồi vặn chặt bằng đai ốc.

Nối trục chốt đàn hồi cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo, giá rẻ nên được dùng nhiều, nhất là trong các bộ truyền có mômen xoắn nhỏ và trung bình được dẫn động bằng động cơ điện. Nối trục cho phép hai trục có thể lệch dọc trục $\delta_a \approx 1 + 5 \text{ mm}$;

lệch tâm $\delta_r = 0,3 + 0,6 \text{ mm}$ và lệch góc $\alpha = 1^\circ$. Nối trục có thể bù độ lệch dọc trục nhờ sự di động tương đối giữa bộ phận đàn hồi với nửa nối trục, bù độ lệch tâm và độ lệch góc nhờ vòng đàn hồi có thể biến dạng nén.

Tuy nhiên cần chú ý rằng trường hợp hai trục lệch nhau, tải trọng sẽ phân bố không đều giữa các chốt, do đó vòng cao su bị mòn rất nhanh ; mặt khác trục lệch sẽ tạo nên tải trọng phụ, hướng tâm, gây uốn trục và tác dụng lên ổ. Do đó, nên có găng bảo đảm điều kiện đồng tâm đối với các trục được nối.

Kích thước chính của nối trục chốt đàn hồi được chọn theo trị số mômen xoắn tính, sau đó kiểm nghiệm ứng suất dập sinh ra giữa chốt với vòng cao su và ứng suất uốn trong chốt.

Giả thiết ứng suất dập σ_d phân bố đều trên các chốt, ta có điều kiện

$$\sigma_d = \frac{2KT}{Zd_k d_c l} \leq [\sigma_d] \quad (18-7)$$

trong đó Z - số chốt ; d_k - đường kính vòng tròn qua tâm các chốt ; d_c - đường kính chốt ; l - chiều dài phần tử đàn hồi ; $[\sigma_d]$ - ứng suất dập cho phép của ống cao su, có thể lấy $[\sigma_d] = 1,8 + 2 \text{ MPa}$.

18.4.4. Nối trục vỏ đàn hồi

Nối trục vỏ đàn hồi gồm các nửa nối trục 1 và 2 được liên kết với nhau nhờ vỏ bọc đàn hồi 3 và các vòng kẹp 4 (hình 18.14). Vỏ bọc đàn hồi 3 làm bằng cao su, thường được gia cố thêm các sợi bền. Nối trục có khả năng giảm chấn tốt và có thể bù lại các độ lệch trục trong phạm vi khá rộng; độ lệch dọc trục đến 11 mm, độ lệch tâm đến 5 mm và độ lệch góc đến $1^{\circ}30'$. Tuy nhiên, kích thước hướng kính của nối trục tương đối lớn.

Các kích thước chủ yếu của nối trục được chọn theo mômen xoắn tính toán.

Dạng hỏng chủ yếu của nối trục là vỏ bọc đàn hồi bị phá hỏng tại chỗ kẹp. Vỏ bọc được kiểm nghiệm theo điều kiện bền cắt tại tiết diện kẹp

$$\tau = \frac{2KT}{\pi D_1^2 \delta} \leq [\tau] \quad (18-8)$$

trong đó D_1 - đường kính vỏ bọc tại tiết diện tính toán; δ - chiều dày vỏ bọc; $[\tau] = 0,4 \text{ MPa}$ - ứng suất cắt cho phép.

18.5. LY HỢP

Dùng ly hợp, có thể nối hoặc tách các trục trong bất kỳ lúc nào.

Đối với ly hợp, có những yêu cầu sau đây:

- Đóng, mở nhanh và nhẹ nhàng.
- Đóng ly hợp êm.
- Làm việc tin cậy sau khi đóng.
- Mòn và sinh nhiệt ít.
- Điều chỉnh đơn giản.
- Khi đóng ly hợp bằng tay, lực cần thiết để đóng không quá lớn.
- Với mômen xoắn cho trước, ly hợp có kích thước nhỏ nhất.

Tuy nhiên cũng nên chú ý rằng, ly hợp không thể làm nhiệm vụ bù lại độ lệch trục. Khi dùng ly hợp cần bảo đảm độ đồng tâm giữa các trục.

Tùy theo nguyên lý làm việc, có thể chia ly hợp ra làm hai loại: ly hợp ăn khớp, và ly hợp ma sát.

18.5.1. Ly hợp ăn khớp

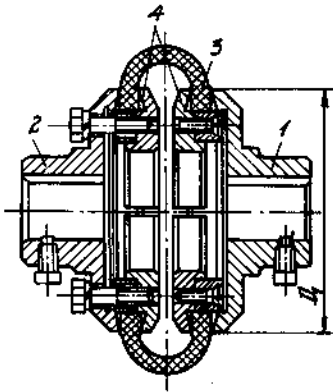
Ly hợp ăn khớp làm việc dựa trên sự ăn khớp giữa các vấu hoặc các răng của các nửa ly hợp.

1. Ly hợp vấu

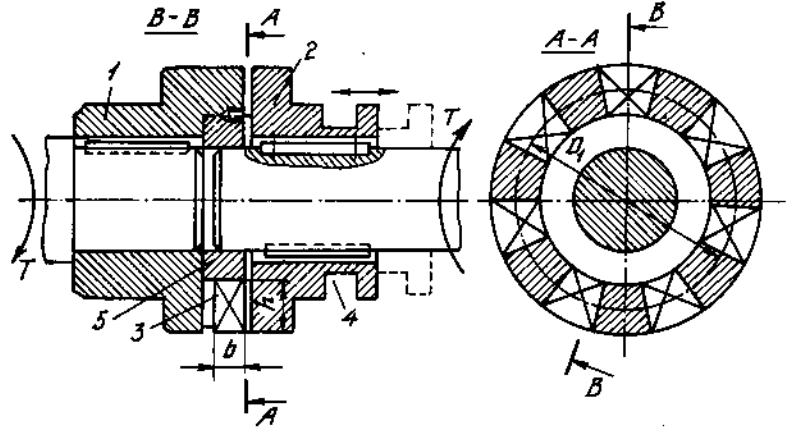
Ly hợp vấu gồm hai nửa ly hợp có vấu ở mặt bên (hình 18.15), nửa ly hợp lắp chặt trên đoạn cuối của một trục, còn nửa ly hợp kia (di động) lắp trượt trên đoạn cuối của trục thứ hai nhờ then hoặc then hoa. Khi đóng ly hợp, vấu của chúng gài vào nhau, qua đó chuyển động quay và mômen xoắn được truyền từ trục này sang trục kia. Để giảm mòn cho cơ cấu đóng, nửa ly hợp di động nên lắp trên trục bị dẫn.

Ưu điểm của ly hợp vấu là kích thước nhỏ và không có chuyển động quay tương đối giữa hai trục (so với ly hợp ma sát). Nhược điểm là khi nối hai trục có vận tốc chênh lệch nhiều sẽ sinh ra va đập mạnh, thậm chí có thể phá hỏng ly hợp. Vì vậy

không nên dùng ly hợp vấu trong trường hợp cần đóng cơ cấu khi có tải và vận tốc tương đối v giữa các trục lớn (v không được quá 1 m/s).



Hình 18.14



Hình 18.15

Hình dạng tiết diện vấu được dùng nhiều hơn cả là hình chữ nhật, hình thang cân và hình thang lệch (hình 18.16). Dùng vấu tiết diện hình chữ nhật (hình 18.16a) đòi hỏi các nửa ly hợp phải có vị trí tương đối chính xác khi đóng khớp. Ngoài ra, trong ly hợp không tránh khỏi có khe hở cạnh bên, gây nên va đập khi thay đổi chiều quay. Khe hở tăng lên khi vấu bị mòn. Vấu hình thang (hình 18.16b, c) không yêu cầu vị trí chính xác của các nửa ly hợp khi đóng ly hợp; các khe hở cạnh bên được bù nhờ



Hình 18.16

thay đổi chiều sâu gài vấu. Profin hình thang cân dùng khi quay hai chiều, profin hình thang lệch dùng khi quay một chiều. Trong ly hợp vấu hình thang xuất hiện lực dọc trục F_a (hình 18.16b), có xu hướng tách các nửa ly hợp, gây khó khăn cho đóng ly hợp; Góc profin α thường lấy bằng $2 + 5^\circ$ để bảo đảm tự hãm.

Mòn các vấu là dạng hỏng chủ yếu của ly hợp vấu. Để hạn chế mòn vấu, cần kiểm nghiệm áp suất p trên bề mặt tiếp xúc của vấu. Giả thiết tải trọng phân bố đều cho các vấu, ta có điều kiện:

$$p = \frac{2KT}{ZD_1bh} \leq [p] \quad (18-9)$$

trong đó Z - số vấu trên nửa ly hợp; b và h - chiều rộng và chiều cao tính toán của vấu; D_1 đường kính trung bình của ly hợp (hình 18.15); $[p]$ - áp suất cho phép.

Để giảm mòn vấu, cần tôi vấu đạt độ rắn bề mặt $45 + 60$ HRC. Ly hợp vấu được chế tạo bằng thép 15X, 20X, vấu được thấm than hoặc chế tạo bằng thép 30XH, 40X tôi thể tích. Áp suất cho phép $[p]$ trong các trường hợp này:

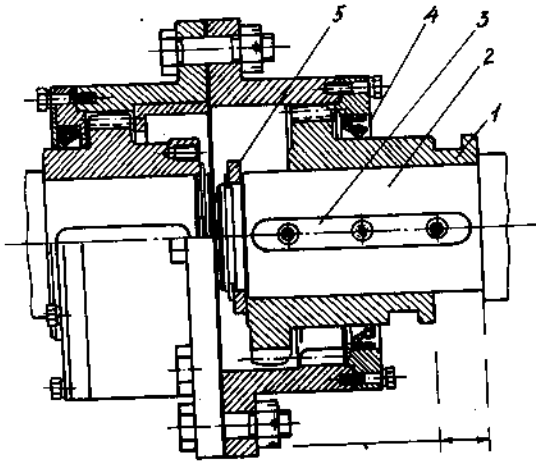
$[p] = 90 + 120$ MPa - đóng ly hợp khi trục không quay;

$[p] = 50 + 70$ MPa - đóng ly hợp khi trục quay chậm;

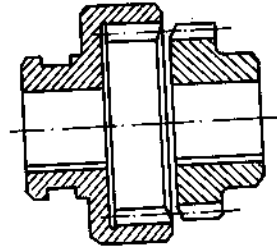
$[p] = 35 + 45$ MPa - đóng ly hợp khi trục quay tương đối nhanh.

2. Ly hợp răng

Ly hợp răng (hình 18.17) có cấu tạo tương tự như nối trục răng (hình 18.3), cách làm việc và nguyên tắc tính toán cũng vậy. Ly hợp được đóng mở bằng cách di chuyển ống 1 dọc trục dẫn 2, ống lắp với trục bằng then 3. Để giảm mòn răng trong ly hợp có ổ dầu và được che kín bằng đệm lót 4. Vòng 5 đầu trục có tác dụng giới hạn hành trình mở (ngắt) ly hợp.



Hình 18.17



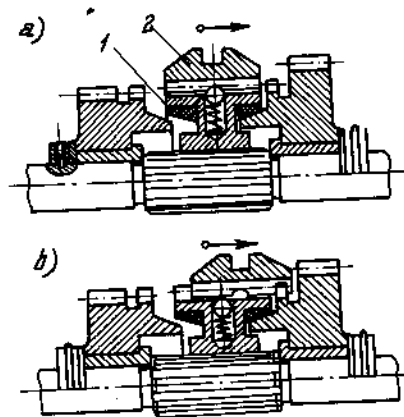
Hình 18.18

Người ta cũng dùng ly hợp răng không có các ống ngoài 6, như cấu tạo trên hình 18.18, một nửa ly hợp có răng trong ăn khớp với nửa ly hợp có răng ngoài. Cấu tạo kiểu ly hợp răng này chỉ khác với ly hợp vấu phía trên ở chỗ răng không bố trí ở mặt mút mà phân bố trên mặt trục của ly hợp và có dạng thân khai. Răng được vát mép để dễ đóng (gài) ly hợp.

Kích thước ly hợp răng có thể chọn trong các bảng về nối trục răng. Răng được kiểm nghiệm về áp suất để hạn chế mòn, trị số áp suất $[p]$ cho phép lấy như đối với ly hợp vấu.

Để tránh sinh ra va đập khi đóng ly hợp răng, hiện nay dùng khá rộng rãi khớp hòa đồng bộ (chẳng hạn trong hộp số của ô-tô). Nhờ có khớp hòa đồng bộ, tốc độ trục bị dẫn được tăng dần cho đến khi đồng bộ với tốc độ trục dẫn, lúc đó hai trục mới nối hẳn với nhau.

Cấu tạo của một kiểu khớp hòa đồng bộ đơn giản dùng phối hợp với ly hợp răng được trình bày trên hình 18-19. Ly hợp côn ma sát làm nhiệm vụ của khớp hòa đồng bộ. Vành ngoài của nửa ly hợp côn ma sát 1 có răng, luôn ăn khớp với vành răng 2 của ly hợp răng. Khi di chuyển vành răng 2 theo dọc trục về bên phải (hoặc bên trái), sẽ truyền lực dọc trục qua bi lên nửa ly hợp côn ma sát 1 và kéo nửa ly hợp này ép vào nửa ly hợp côn ma sát kia (hình 18-19a). Vì khi đóng ly hợp ma sát có sự trượt tương đối giữa hai nửa ly hợp, cho nên tốc độ tiết máy bị dẫn tăng lên dần dần. Khi tốc độ tiết máy bị dẫn (ở đây là bánh răng) tăng lên bằng với tốc độ trục dẫn, tiếp tục di động vành răng 2 sang bên phải để ăn



Hình 18-19

khớp với nửa ly hợp răng, từ lúc này ly hợp răng bắt đầu làm việc (hình 18-19b).
 Để tốc độ bánh răng bị dẫn kịp tăng bằng tốc độ trục dẫn, cần di động từ từ vành răng 2.

18.5.2. Ly hợp ma sát

Ly hợp ma sát truyền mômen xoắn nhờ lực ma sát sinh ra trên bề mặt tiếp xúc giữa các nửa ly hợp. Khi đóng ly hợp, mômen xoắn tăng dần theo mức độ tăng lực ép trên bề mặt ma sát. Vì vậy, so với các loại ly hợp khác, ly hợp ma sát có những ưu điểm sau :

- Cho phép đóng ly hợp trong bất kỳ lúc nào, dù vận tốc trục dẫn chênh lệch nhiều với vận tốc trục bị dẫn.

- Bảo đảm đóng ly hợp êm, không có va đập.

- Có khả năng thay đổi vận tốc trục bị dẫn một cách điều hòa.

- Có thể điều chỉnh thời gian khởi động (thời gian tăng tốc) của trục bị dẫn.

- Có thể điều chỉnh trị số mômen giới hạn truyền qua ly hợp, vì vậy ly hợp ma sát có thể dùng làm tiết máy ngăn quá tải.

Do có những ưu điểm trên nên ly hợp ma sát được dùng nhiều trong các ngành chế tạo máy.

Tuy nhiên, cũng nên chú ý là trong những trường hợp yêu cầu số vòng quay của các trục được nối phải hoàn toàn bằng nhau, dùng ly hợp ma sát sẽ không thích hợp vì có thể xảy ra hiện tượng trượt trên bề mặt ma sát do ngẫu nhiên, lúc ấy trục bị dẫn sẽ quay chậm hơn trục dẫn.

Căn cứ vào hình dạng bề mặt ma sát có thể chia ly hợp ma sát ra làm ba loại :

- Ly hợp đĩa ma sát có bề mặt ma sát là mặt phẳng (hình 18-20a, b).

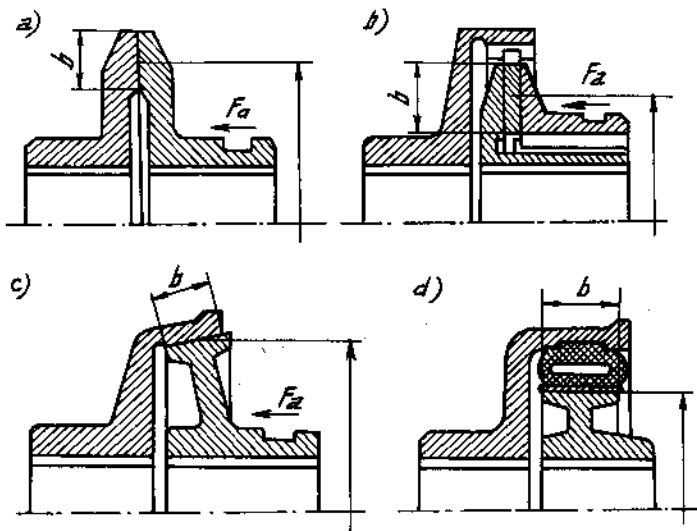
- Ly hợp côn ma sát, có bề mặt ma sát là mặt côn (hình 18-20c).

- Ly hợp trụ ma sát, có bề mặt ma sát là mặt trụ (hình 18-20d).

Cũng như ly hợp vấu, ly hợp ma sát không cho phép các trục lệch nhau.

Ly hợp đĩa ma sát được dùng nhiều hơn các loại ly hợp ma sát khác, vì có thể truyền mômen xoắn lớn, đóng ly hợp êm. Ly hợp ma sát nhiều đĩa có kích thước tương đối nhỏ so với các loại ly hợp ma sát khác. Ly hợp côn ma sát có ưu điểm là cấu tạo đơn giản, lực dọc trục nhỏ hơn so với ly hợp đĩa ma sát.

Vật liệu làm mặt ma sát có thể là kim loại như gang với gang, thép với gang hoặc thép, đồng thanh với thép hoặc dùng phối hợp vật liệu không kim loại như da, pherôđô (amiăng ép), tectôlit, gỗ... hoặc gốm kim loại với gang hoặc thép. Trường hợp ly hợp có mặt ma sát là kim



Hình 18-20

loại và làm việc trong điều kiện đóng mở luôn, cần phải bôi trơn đầy đủ (nhất là khi bề mặt ma sát là thép với thép hoặc đồng thanh với thép). Vì hệ số ma sát giữa kim loại với kim loại tương đối thấp cho nên bề mặt ma sát giữa kim loại với kim loại phải lớn hoặc cần có nhiều đôi mặt ma sát. Để khắc phục nhược điểm này, thường dùng phối hợp vật liệu không kim loại làm việc với kim loại, nhờ đó kích thước ly hợp có thể nhỏ gọn và sức bền mòn được nâng cao. Dùng các loại vật liệu không kim loại làm việc với kim loại, bề mặt tiếp xúc có thể bôi dầu hoặc để khô.

Để có thể truyền được mômen xoắn T qua ly hợp cần đảm bảo điều kiện :

$$T_{ms} = \frac{F_a \cdot f Z d_k}{2} \geq K \cdot T \quad (18-10)$$

trong đó T_{ms} - mômen do lực ma sát sinh ra ; F_a - lực dọc trục tác dụng vào ly hợp ; f - hệ số ma sát ; d_k - đường kính trung bình của bề mặt làm việc của ly hợp ; Z - số cặp bề mặt ma sát.

1. Ly hợp đĩa ma sát

Ly hợp đĩa ma sát có các kiểu hai đĩa và nhiều đĩa.

Ly hợp hai đĩa ma sát đơn giản nhất (hình 18.20a) gồm hai nửa ly hợp là hai đĩa ma sát, một đĩa lắp chặt với một trục, còn đĩa thứ hai lắp di động trên trục kia. Đóng ly hợp hai đĩa sẽ ép chặt với nhau, trên bề mặt hai đĩa sinh ra lực ma sát để truyền chuyển động và mômen xoắn.

Để giảm bớt lực dọc trục F_a cần thiết dùng ép các nửa ly hợp và giảm kích thước ly hợp, thường dùng ly hợp nhiều đĩa ma sát. Hình 18.21 nêu một ví dụ về kết cấu của ly hợp này. Trên trục 1 lắp nửa ly hợp 2 có then hoa bên trong, còn trục bị dẫn 9 lắp nửa ly hợp 8 có then hoa ngoài. Giữa hai nửa ly hợp có lồng ba đĩa dẫn 5 và hai đĩa bị dẫn 4, được ép lại với nhau nhờ đòn bẩy 3 khi di chuyển ống 6 dọc theo then dẫn hướng 7. Các đĩa 5 có răng phía ngoài để gài với then hoa của nửa ly hợp 2, còn các đĩa 4 có răng phía trong để gài với then hoa của nửa ly hợp 8, các đĩa có thể trượt dễ dàng nhờ khe hở giữa răng đĩa và rãnh then hoa.

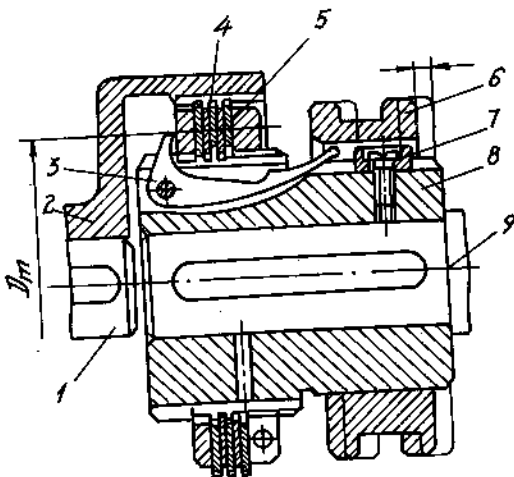
Lực dọc trục F_a cần thiết để truyền được mômen xoắn T được xác định từ điều kiện (18-10)

$$F_a = \frac{2KT}{d_k Z f} \quad (18-11)$$

Vật liệu bề mặt ma sát được chọn theo trị số áp suất trung bình p , sao cho thỏa mãn điều kiện.

$$p = \frac{F_a}{A} = \frac{2KT}{d_k Z f A} \leq [p] \quad (18-12)$$

trong đó $A = \pi d_k b$ - diện tích bề mặt ma sát ; d_k và b - đường kính trung bình và chiều rộng của bề mặt ma sát ; $[p]$ - áp suất cho phép. Thường lấy $\psi = b/d = 0,15 \div 0,25$ đối với ly hợp đĩa ma sát và côn ma sát.



Hình 18-21

Bảng 18.2 cho trị số áp suất cho phép $[p]$ và hệ số ma sát f của một số vật liệu ma sát dùng cho ly hợp ma sát.

Bảng 18.2

Hệ số ma sát f và áp suất cho phép $[p]$ của một số vật liệu làm mặt ma sát

Điều kiện bôi trơn và vật liệu ma sát	f	$[p]$ MPa
<i>Dược bôi trơn</i>		
Thép tôi với thép tôi	0,06	0,6 ÷ 0,8
Gang với gang hoặc với thép tôi	0,08	0,6 ÷ 0,8
Tectolit với thép	0,12	0,4 ÷ 0,6
Gốm kim loại với thép tôi	0,10	0,8 ÷ 1,0
<i>Không bôi trơn</i>		
Gang với gang hoặc với thép tôi	0,15	0,2 ÷ 0,3
Pherôđô với thép hoặc với gang	0,30	0,2 ÷ 0,3
Gốm kim loại với thép tôi	0,40	0,3 ÷ 0,4

Chú thích

1 - Trị số nhỏ dùng khi ly hợp có nhiều đĩa ma sát, trị số lớn khi ly hợp có ít đĩa ma sát.
 2 - Khi $v < 2,5$ m/s cần giảm bớt $[p]$: nếu $v \approx 5$ m/s thì giảm 15%; nếu $v \approx 10$ m/s - giảm 30%;
 nếu $v \approx 15$ m/s - giảm 35%, ($v = \frac{\pi d_k n}{60 \cdot 1000}$ - vận tốc vòng trung bình của ly hợp ma sát).

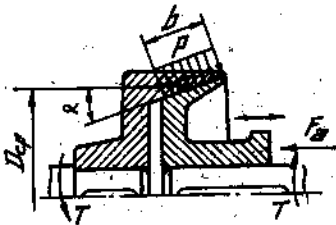
2. Ly hợp côn ma sát

Sơ đồ của ly hợp côn ma sát giới thiệu trên hình 18.22. Ly hợp gồm hai đĩa lắp trên hai trục, một đĩa lắp chặt còn đĩa kia có thể di động dọc trục. Mặt làm việc của các đĩa là mặt côn, có góc côn α . Dưới tác dụng của lực F_a trên bề mặt ma sát sinh ra áp suất, gây nên lực ma sát để truyền mômen xoắn. Lực ma sát có phương theo đường tiếp tuyến với các vòng tròn trên mặt côn.

Xét điều kiện cân bằng của nửa ly hợp bên phải, ta có

$$F_a = pb\pi d_k \sin\alpha \quad (18-13)$$

$$KT = T_{ms} = pfb\pi d_k^2/2 \quad (18-14)$$



Giải hệ phương trình này ta được

$$KT = T_{ms} = \frac{F_a d_k}{2} \cdot \frac{f}{\sin\alpha} = F_a \cdot \frac{d_k}{2} f' \quad (18-15)$$

trong đó $f' = \frac{f}{\sin\alpha}$ - hệ số ma sát tương đương.

Hình 18-22

Lực dọc trục F_a cần thiết

$$F_a = \frac{2KT}{d_k f'} \quad (18-16)$$

Rõ ràng là trị số f' càng tăng lên nếu càng giảm góc côn α . Hệ số ma sát tương đương f' tăng thì lực dọc trục F_a giảm xuống. Đó là ưu điểm của ly hợp côn ma sát.

Tuy nhiên không nên lấy góc côn α quá nhỏ để tránh ly hợp bị tự hãm, gây khó khăn cho việc mở ly hợp (tách các bề mặt ma sát).

Điều kiện để tránh tự hãm $\alpha > \rho = \arctg f$. Thường lấy $\alpha \approx 15^\circ$.

Để giảm mòn bề mặt làm việc của ly hợp, ta cần kiểm nghiệm về áp suất.

$$p = \frac{F_a}{\pi b d_k \sin \alpha} \leq [p] \quad (18-17)$$

Ly hợp côn ma sát có kích thước lớn hơn ly hợp nhiều đĩa ma sát, chế tạo cũng phức tạp hơn và đòi hỏi các trục phải có độ đồng tâm cao. Vì vậy ly hợp côn ma sát ít được dùng hơn.

18.6. LY HỢP TỰ ĐỘNG

Ly hợp tự động được dùng trong những trường hợp cần tự động tách hoặc nối các trục khi một trong những thông số của máy thay đổi. Có thể chia ly hợp tự động ra các loại :

- Tự động tách rời các trục khi mômen xoắn quá lớn : *ly hợp an toàn*
- Tự động nối hoặc tách các trục tùy theo chiều chuyển động tương đối giữa hai trục : *ly hợp một chiều*
- Tự động nối hoặc làm rời trục tùy theo trị số vận tốc : *ly hợp ly tâm*.

18.6.1. Ly hợp an toàn

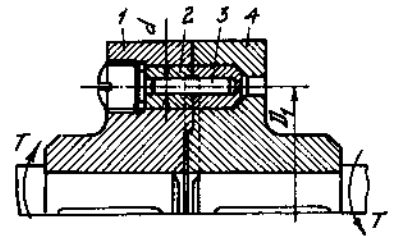
Ly hợp an toàn được dùng để bảo vệ máy hoặc bộ phận máy khỏi bị phá hỏng khi xảy ra quá tải.

Theo nguyên lý làm việc có thể chia ly hợp an toàn ra các loại :

- Ly hợp chốt an toàn
- Ly hợp ma sát an toàn
- Ly hợp vấu an toàn

1. Ly hợp chốt an toàn

Cấu tạo của một kiểu ly hợp chốt an toàn trình bày trên hình 18-23. Mômen xoắn truyền từ nửa ly hợp 1 sang nửa ly hợp 4 (hoặc ngược lại) nhờ chốt 3. Khi quá tải chốt bị cắt đứt, hai nửa ly hợp không nối với nhau nữa. Để ly hợp có thể tiếp tục làm việc, phải thay chốt khác. Ống 2 bằng thép tôi có độ rắn cao để che chở cho bề mặt lỗ của ly hợp khỏi bị chốt tỳ đập. Chốt thường làm bằng thép cacbon trung bình, tôi cải thiện, hoặc đôi khi làm bằng thép tôi. Chốt phải được bố trí sao cho có thể thay được dễ dàng. Trong mỗi ly hợp có thể dùng một hoặc nhiều chốt. Ly hợp có một chốt làm việc chính xác hơn nhưng gây thêm tải trọng hướng tâm tác dụng vào trục và ổ. Trong ly hợp có nhiều chốt các tải trọng hướng tâm tự cân bằng lẫn nhau. Về cấu tạo ly hợp, cần chú ý bố trí ngăn không cho chốt hoặc các mảnh vỡ khi chốt gãy bị rơi ra ngoài gây hư hỏng đối với máy hoặc cơ cấu.



Hình 18.23

Đường kính d_c của chốt được xác định theo điều kiện : khi ly hợp chịu mômen xoắn giới hạn, ví dụ $T_l = KT$, thì chốt bị cắt đứt.

$$KT = Z \cdot \frac{\pi d_c^2}{4} \tau_c \cdot \frac{d_k}{2} \quad (18-18)$$

trong đó Z - số chốt ; d_k - đường kính vòng tròn qua tâm các chốt ;

τ_c - giới hạn bền cắt của chốt, nếu chốt bằng thép 45 tôi, có thể lấy

$$\tau_c = 420 \text{ MPa.}$$

Từ công thức (18-18) tìm được

$$d_c = \sqrt{\frac{8KT}{\pi Z \cdot \tau_c \cdot d_k}} \quad (18-19)$$

2. Ly hợp ma sát an toàn

Ly hợp ma sát an toàn được dùng trong các máy hoặc cơ cấu hay bị quá tải trong thời gian ngắn, thường là do va đập.

Cấu tạo của ly hợp ma sát an toàn cũng gần giống như ly hợp đĩa ma sát hoặc ly hợp côn ma sát, chỉ khác ở chỗ không dùng cơ cấu điều khiển mà chỉ có lò xo luôn luôn ép các đĩa vào nhau bằng một lực đã định trước.

Kiểu ly hợp ma sát an toàn được dùng chủ yếu là kiểu có nhiều đĩa ma sát (hình 18.24). Ly hợp côn ma sát an toàn chỉ dùng khi mômen xoắn nhỏ. Tùy theo vị trí đặt ly hợp, các đĩa có thể được bôi trơn hoặc để khô.

Các bề mặt ma sát trong ly hợp làm việc khô được chế tạo bằng các loại vật liệu khác nhau, không dính vào nhau, như thép với amiăng, do đó hệ số ma sát ổn định hơn so với ly hợp được bôi trơn. Trong ly hợp được bôi trơn, dầu dễ bị quánh và các bề mặt làm việc bị dính. Vì vậy, ly hợp làm việc khô được dùng nhiều hơn.

Lò xo trong ly hợp ma sát an toàn phải điều chỉnh được.

Khi máy bị quá tải, các bề mặt làm việc của ly hợp trượt lên nhau, sinh ra nhiệt. Khi bị trượt ly hợp vẫn tiếp tục truyền mômen xoắn, nhưng trị số mômen xoắn truyền qua ly hợp lúc này thường nhỏ hơn vì hệ số ma sát trượt của phần lớn vật liệu nhỏ hơn hệ số ma sát tĩnh.

Cách tính ly hợp ma sát an toàn cũng tương tự như tính ly hợp ma sát.

3. Ly hợp vấu an toàn

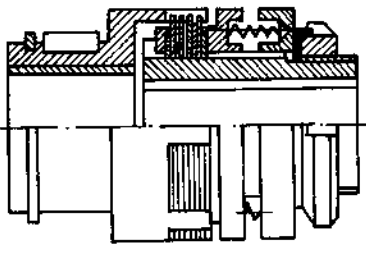
Ly hợp vấu an toàn có cấu tạo tương tự như ly hợp vấu, chỉ khác ở chỗ là dùng lò xo để ép các vấu gài vào nhau và mặt làm việc của vấu có góc vát lớn $\alpha = 30^\circ + 45^\circ$, tốt nhất là 45° (hình 18.25).

Nhiều khi mặt vấu được chế tạo có mặt cong, góc vát tăng dần từ chân đến đỉnh vấu. Đỉnh vấu làm lượn tròn.

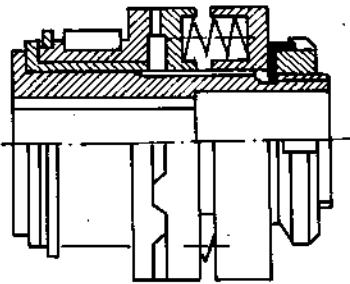
Khi quá tải, các vấu sẽ trượt lên nhau, khi hết quá tải lại tự động gài vào nhau và trả lại làm việc bình thường.

Ly hợp vấu an toàn được dùng nhiều trong các bộ truyền có vận tốc và mômen xoắn không lớn lắm. Ly hợp vấu an toàn làm việc khá chính xác vì tính chất đàn hồi của lò xo khá ổn định và bao giờ cũng ổn định hơn là hệ số ma sát. Tuy nhiên loại ly hợp này không nên dùng trong trường hợp vận tốc cao vì khi quá tải các vấu bị va đập mạnh và gây nhiều tiếng ồn.

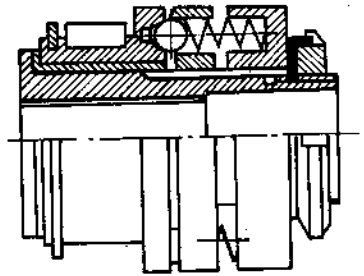
Hiện tượng trượt làm chóng mòn vấu, do đó đối với các ly hợp trong máy có quá tải lâu nên bố trí thêm cơ cấu điều khiển bằng tay.



Hình 18-24



Hình 18-25



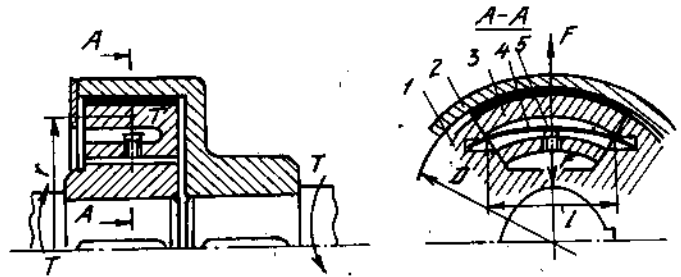
Hình 18-26

Để giảm mòn vấu, có thể thay các vấu trên một nửa ly hợp hoặc trên cả hai nửa ly hợp bằng các viên bi. Trong ly hợp bi an toàn, một phần ma sát trượt được thay thế bằng ma sát lăn. Trên hình 18-26 trình bày một kiểu ly hợp bi an toàn, trên một nửa ly hợp có vấu, còn nửa kia có bi và lò xo. Lò xo luôn luôn ép bi gài vào vấu, cứ mỗi bi có một lò xo, cho nên tải trọng được phân bố đều trên các bi. Ly hợp bi an toàn được dùng khá phổ biến.

18.6.2. Ly hợp ly tâm

Ly hợp ly tâm dùng để tự động nối (hoặc tách rời) các trục khi vận tốc của trục dẫn đạt trị số cho trước nào đó.

Ly hợp ly tâm được dùng để :
 a) đóng mở cơ cấu làm việc được dễ dàng, bằng cách điều chỉnh tốc độ động cơ ;
 b) truyền động trong các máy hoặc cơ cấu có mômen vô lăng lớn, còn mômen mở máy của động cơ lại nhỏ (như động cơ điện không đồng bộ v.v...);
 c) mở máy êm v.v...



Hình 18-27

Trên hình 18-27 trình bày một kiểu ly hợp ly tâm.

Khi trục dẫn quay, lực ly tâm F_{lt} ép má 3 vào vành của nửa ly hợp 2, nhưng lại bị cân bởi lực F của lò xo 4. Trị số lực F tùy thuộc độ võng của lò xo và được điều chỉnh bởi vít 5. Điều kiện để má 3 tiếp xúc với vành ly hợp

$$F \leq F_{lt} = mr\omega^2 \quad (18-20)$$

trong đó m - khối lượng má ; r - khoảng cách từ trọng tâm T của má đến tâm quay ; ω - vận tốc góc của nửa ly hợp 1. Từ công thức (18-20) có thể tính được lực F cần thiết của lò xo để khi vận tốc góc của trục dẫn chưa đạt tới trị số ω_0 cho trước, nửa ly hợp 1 vẫn còn quay tự do $F = mr\omega_0^2$.

Để truyền được mômen xoắn $T_1 = KT$, trục dẫn cần có vận tốc góc ω_1 . Có thể xác định ω_1 từ điều kiện

$$KT \leq 0,5(F_{11} - F)fZD = 0,5mrDZf(\omega_1^2 - \omega_0^2) \quad (18-21)$$

trong đó Z - số má ; f - hệ số ma sát ; D - đường kính bề mặt ma sát của ly hợp (hình 18-27). Trong phạm vi vận tốc giữa ω_0 và ω_1 ly hợp bị trượt và trục bị dẫn được tăng tốc dần dần.

Hệ thức giữa lực lò xo F và độ võng y trong trường hợp hình 18.27

$$F = \frac{48EJy}{l^3} \quad (18-22)$$

trong đó $J = \frac{bh^3}{12}$ - mômen quán tính của tiết diện lò xo.

Bề mặt làm việc của má được kiểm nghiệm theo áp suất cho phép $[p]$ như đối với các ly hợp ma sát khác.

18.6.3. Ly hợp một chiều

Ly hợp một chiều chỉ truyền được mômen xoắn theo một chiều nhất định. Ly hợp cho phép trục bị dẫn có thể quay nhanh hơn trục dẫn nếu như trục bị dẫn nhận được chuyển động quay từ một xích dẫn động khác có tốc độ cao hơn.

1. Ly hợp răng một chiều

Trong ly hợp răng một chiều có bánh răng với dạng răng không đối xứng được gọi là bánh cóc và con cóc gài vào rãnh giữa các răng. Con cóc truyền mômen xoắn theo một chiều nhất định, khi mômen xoắn đổi chiều con cóc sẽ trượt trên các răng (*).

Ly hợp răng một chiều có ưu điểm là làm việc chắc chắn, lực tác dụng không lớn lắm (do làm việc bằng cách ăn khớp giữa răng với con cóc mà không phải là làm việc nhờ ma sát). Nhược điểm là không thể đóng ly hợp ở vị trí bất kỳ, khi đóng vấu bị va đập mạnh và khi dùng một con cóc trục phải chịu lực hướng tâm khá lớn.

Vì vậy ly hợp răng tương đối ít dùng và chỉ được dùng trong các truyền động chậm.

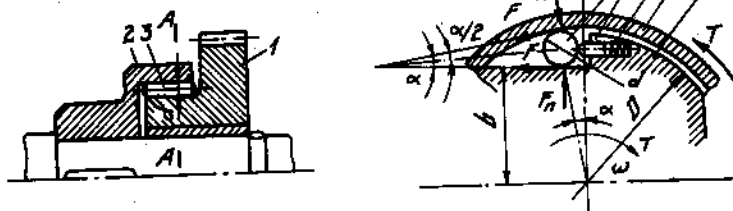
2. Ly hợp vấu một chiều

Cấu tạo của ly hợp vấu một chiều tương tự như ly hợp vấu, các vấu có tiết diện không đối xứng được bố trí nghiêng theo một chiều nhất định. Nếu ly hợp di động được ép vào nửa ly hợp cố định nhờ lò xo, đảm bảo truyền mômen xoắn một chiều. Khi thay đổi chiều chuyển động tương đối, các vấu sẽ trượt lên nhau. Loại ly hợp này ít được dùng.

3. Ly hợp con lăn ma sát một chiều

Ly hợp con lăn ma sát một chiều được dùng nhiều nhất trong số các ly hợp một chiều.

Một kiểu cấu tạo của ly hợp con lăn ma sát một chiều để nối bánh răng với trục được giới thiệu trên hình 18.28, gồm nửa ly hợp 1 chế tạo liền với bánh răng, nửa ly hợp 2 lắp chặt với trục và các con lăn 3.



Hình 18.28

Nếu bánh răng 1 quay cùng chiều kim đồng hồ, dưới tác dụng của lực ma sát con lăn 3 nêch chặt vào phần hẹp của khe, tạo thành mối ghép cứng bánh răng vào trục. Khi bánh răng quay theo chiều ngược lại, con lăn sẽ chạy ra phần rộng của khe và bánh răng không được nối với trục nữa, nghĩa là bánh răng có thể quay tự do theo chiều ngược với kim đồng hồ.

Chốt đẩy 4 có lò xo 5 tương đối yếu có tác dụng giữ con lăn luôn luôn tiếp xúc với vành 2.

Ly hợp con lăn ma sát một chiều có ưu điểm là hầu như không có thời gian chạy không lúc ban đầu như trong ly hợp răng một chiều hoặc ly hợp vấu một chiều và làm việc êm, không ồn.

Ly hợp con lăn ma sát một chiều được dùng trong các máy vận chuyển như mô tô, ô tô, trong các khí cụ v.v...

Khi truyền mômen xoắn con lăn chịu các lực pháp tuyến F_n và các lực ma sát F do nửa ly hợp 1 và nửa ly hợp 2 tác dụng (theo điều kiện đối xứng các lực F và các lực F_n bằng nhau từng đôi một). Các lực F_n có xu hướng đẩy con lăn chạy ra phần rộng của khe, theo phương đường phân giác của góc α , các lực ma sát $F = F_n \cdot f$ có tác dụng cản lại. Để con lăn không chạy ra phần rộng của khe, phải thỏa mãn điều kiện

$$2F \cos(\alpha/2) \geq 2F_n \sin(\alpha/2)$$

hoặc $2F_n \cdot f \cdot \cos(\alpha/2) \geq 2F_n \sin(\alpha/2)$. Sau khi biến đổi ta được

$$\operatorname{tg}(\alpha/2) \leq f = \operatorname{tg} \rho; \alpha \leq 2\rho \quad (18-22)$$

Giữa góc α và các kích thước của ly hợp có hệ thức (hình 18.28)

$$\cos \alpha = \frac{b + d/2}{D/2 - d/2} = \frac{2b + d}{D - d} \quad (18-23)$$

Từ các hệ thức (18-22) và (18-23) tính đường kính con lăn d .

Độ bền bề mặt của con lăn và các bề mặt làm việc của nửa ly hợp 1 và 2 được kiểm nghiệm về ứng suất tiếp xúc (trường hợp $\mu = 0,3$).

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{F_n E / (l \rho_H)} \leq [\sigma_H] \quad (18-24)$$

trong đó : E - môđun đàn hồi tương đương ; ρ_H - bán kính cong tương đương tại chỗ tiếp xúc, trường hợp tiết máy 1 có bề mặt làm việc là mặt phẳng thì $\rho_H = d/2$ (ứng suất sinh ra tại chỗ tiếp xúc giữa con lăn với bề mặt của nửa ly hợp 1 có trị số lớn hơn) ; l - chiều dài con lăn.

Lực pháp tuyến F_n được xác định theo hệ thức

$$KT = F \cdot \frac{D}{2} \cdot Z = F_n \frac{D}{2} \cdot Z \operatorname{tg}(\alpha/2) \quad (18-25)$$

với Z - số con lăn ; hệ số ma sát được biểu thị qua $\operatorname{tg}(\alpha/2)$. Vì góc α khá nhỏ, coi $\operatorname{tg}(\alpha/2) \approx \alpha/2$, thay các giá trị của F_n [rút ra từ (18-25)] và ρ vào điều kiện (18-24) ta được.

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{8KTE / (DdlZ\alpha)} \leq [\sigma_H] \quad 18-26$$

Các nửa ly hợp 1 và 2 và các con lăn thường được chế tạo bằng thép IIIX15, IIIX12, bề mặt được nhiệt luyện có độ rắn không thấp hơn 60HRC. Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H] = 1200 + 1500$ MPa.

Công thức (18-26) cho thấy nếu giảm góc α thì ứng suất tiếp xúc σ_H tăng lên. Vì vậy khi chọn α để thỏa mãn điều kiện (18-22) cần chú ý điều này. Đối với các vật liệu nói trên, trong thực tế thường lấy $\alpha = 7 + 8^\circ$

Chương 19

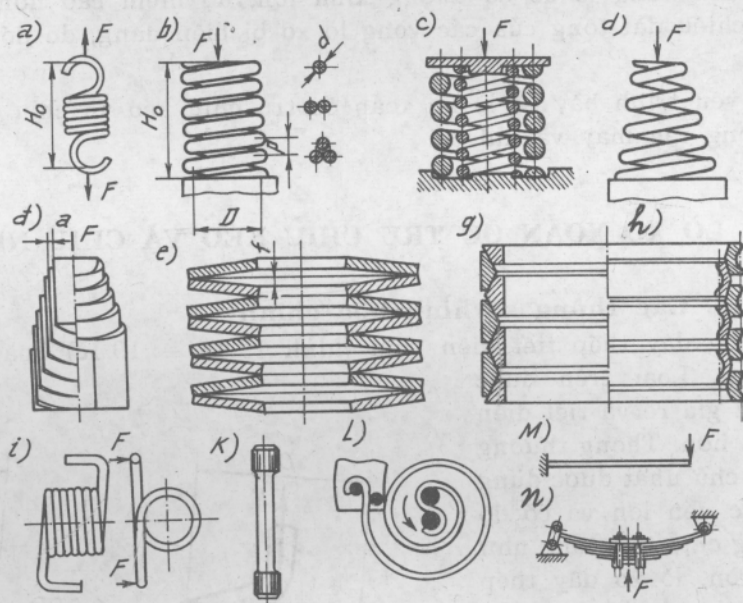
LÒ XO

19.1. KHÁI NIỆM CHUNG

Lò xo là tiết máy có tính đàn hồi cao, được dùng rộng rãi trong các máy móc, khí cụ để :

- Tạo nên lực ép trong các khớp nối, phanh, truyền động bánh ma sát v. v... ;
- Giảm chấn động, rung động ;
- Tích lũy cơ năng và làm việc như một động cơ (cót đồng hồ...);
- Thực hiện các dịch chuyển trở về vị trí cũ của van, cơ cấu cam... ;
- Đo lực (trong các khí cụ đo như lực kế v.v...).

Có thể phân loại lò xo theo dạng tải trọng tác dụng (kéo, nén, uốn, xoắn) ; theo hình dạng cấu tạo (lò xo xoắn ốc, lò xo vòng, lò xo nhíp, lò xo xoáy ốc v.v...) ; theo đặc tính (độ cứng không đổi, độ cứng thay đổi). Kết cấu một số loại lò xo được giới thiệu trên hình 19.1 : lò xo chịu kéo (hình 19.1a), lò xo chịu nén (hình 19.1b + 19.1h), lò xo chịu xoắn (19.1i,k) và lò xo chịu uốn (hình 19.1l, n, m).



Hình 19.1

Được dùng nhiều là lò xo xoắn ốc chịu kéo, chịu nén và chịu xoắn, chế tạo bằng dây lò xo tiết diện tròn (hình 19.1a + 19.1d và 19.1i). Để giảm kích thước người ta dùng lò xo phức hợp, gồm hai (hình 19.1c) hoặc nhiều thành phần lồng vào nhau. Trong trường hợp này các lò xo thành phần được quấn theo chiều xoắn ốc ngược nhau để giảm bớt lực xoắn các mặt nút tựa.

Trong trường hợp đặc biệt, lò xo được chế tạo bằng băng kim loại có tiết diện chữ nhật (hình 19.1đ). Ngoài ra, còn dùng lò xo gồm hai, ba hoặc nhiều sợi bện lại (tiết diện sợi bện : trên hình 19.1b).

Lò xo đĩa (hình 19.1e) dùng khi tải trọng lớn, chuyển vị đàn hồi nhỏ và kích thước theo phương dọc trục nhỏ. Lò xo vòng (hình 19.1g, h) dùng khi tải trọng lớn, cần khuếch tán nhiều cơ năng (để giảm chấn).

Lò xo chịu xoắn tuy cũng được dùng khá nhiều trong các máy, nhưng vẫn ít hơn so với lò xo chịu kéo và chịu nén. Trong các loại lò xo chịu xoắn, lò xo xoắn ốc trụ chịu xoắn (hình 19.1i) được dùng nhiều hơn cả. Khi kích thước dọc trục nhỏ và mômen xoắn nhỏ, dùng lò xo xoắn ốc dẹt (hình 19.1l).

Trường hợp kích thước hẹp theo phương của lực tác dụng, còn theo phương kia tương đối rộng, có thể dùng lò xo nhíp (hình 19.1n), làm việc với ứng suất uốn, để giảm chấn động và va đập trong các máy vận tải v.v...

Một trong những đặc trưng quan trọng của lò xo là độ cứng của lò xo $C = dF/d\lambda$ hoặc $C\varphi = dT/d\varphi$, trong đó F và T - lực và mômen xoắn tác dụng lên lò xo ; λ và φ - chuyển vị dài và chuyển vị góc của lò xo. Các lò xo trình bày trên hình 19.1a, b, c, i, k, m có độ cứng được coi như không đổi (khi ứng suất nhỏ hơn giới hạn đàn hồi), giữa tải trọng và chuyển vị có quan hệ đường thẳng (tuyến tính).

Lò xo xoắn ốc côn (hình 19.1d) là một ví dụ về lò xo có độ cứng thay đổi. Khi lực nén F tăng lên, các vòng lò xo có đường kính lớn, độ mềm cao hơn, sẽ tỳ sát vào nhau, làm giảm chiều dài tổng của các vòng lò xo bị biến dạng, do đó độ cứng C của lò xo tăng lên.

Dưới đây chủ yếu trình bày về lò xo xoắn ốc trụ chịu kéo và chịu nén, được dùng rộng rãi nhất trong các máy và khí cụ.

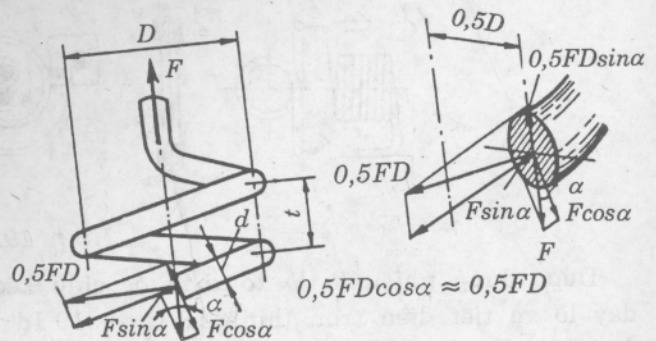
19.2. LÒ XO XOẮN ỐC TRỤ CHỊU KÉO VÀ CHỊU NÉN

19.2.1. Cấu tạo. Các thông số hình học chính

Lò xo cuộn bằng dây thép tiết diện tròn (hình 19.1a ÷ 19.1c) hoặc tiết diện chữ nhật (hoặc vuông). Loại trên được dùng nhiều hơn vì giá rẻ và tiết diện tròn chịu xoắn tốt hơn. Thông thường dây thép tiết diện chữ nhật được dùng làm lò xo chịu lực nén lớn và có độ cứng cao (khi cùng chịu tải trọng như lò xo dây thép tròn, lò xo dây thép chữ nhật có kích thước nhỏ hơn).

Lò xo được đặc trưng bởi các thông số hình học chủ yếu sau đây (hình 19.2) :

- Đường kính d của dây hoặc kích thước tiết diện dây ;
- Đường kính trung bình D , đường kính ngoài $(D + d)$ và đường kính trong $(D - d)$ của lò xo ;



Hình 19.2

- Tỷ số đường kính $c = D/d$;
- Số vòng làm việc n của lò xo ;
- Bước t của lò xo ;
- Chiều dài của lò xo ;
- Góc nâng $\alpha = \arctg [t/(\pi D)]$.

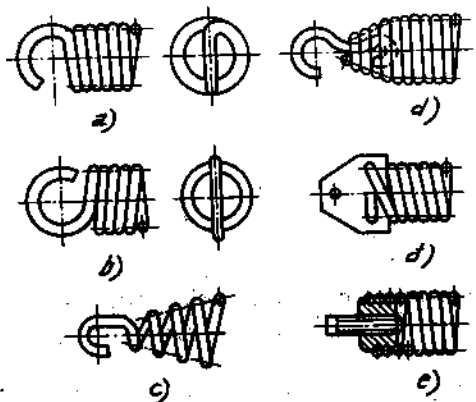
Trong các thông số trên, bước của lò xo, góc nâng và chiều dài của lò xo được xét riêng khi lò xo không chịu tải và chịu tải.

Độ mềm của lò xo (nghịch đảo của độ cứng) càng lớn khi tỷ số đường kính c và số vòng lò xo càng lớn. Thông thường tỷ số đường kính lò xo được chọn theo đường kính dây d :

$d, \text{ mm} \dots\dots\dots$	$\leq 2,5$	$3 \div 5$	$6 \div 12$
$c \dots\dots\dots$	$5 - 12$	$4 \div 10$	$4 \div 9$

Về cấu tạo lò xo kéo và lò xo nén có những đặc điểm khác nhau.

Lò xo kéo được cuộn kín, các vòng sát nhau (hình 19.1a), tạo nên lực căng ban đầu giữa các vòng (các vòng tỷ nhau chèn ép lẫn nhau) $F_0 = (1/4 + 1/3) F_{lim}$; F_{lim} là tải trọng giới hạn, khi chịu tác dụng của F_{lim} ứng suất trong lò xo gần bằng giới hạn đàn hồi.



Hình 19.3

Để có thể ghép lò xo với các tiết máy khác, nếu lò xo có đường kính dây $d \leq 3\text{mm}$, thường dùng đầu móc thường (hình 19.3a, b, một vòng lò xo được bẻ quặp). Tại chỗ bẻ quặp có tập trung ứng suất làm giảm khả năng tải của lò xo. Vì vậy đối với các lò xo quan trọng, chịu lực lớn, dùng đầu móc cơ phân chuyển tiếp hình côn (hình 19.3c), hoặc dùng móc ngoài lồng vào lò xo (hình 19.3d), hoặc dùng các tấm kim loại (hình 19.3d). Tốt nhất là dùng lõi cơ ren (hình 19.3e). Loại này dùng cho lò xo có đường kính dây từ 5 mm trở lên. Chiều dài toàn bộ của lò xo kể cả móc được ký hiệu là H_0 .

Lò xo nên được cuộn hở (giữa các vòng có khe hở). Để tải trọng tác dụng được chính tâm và giảm ứng suất uốn của các vòng ở hai đầu mút, các vòng

này được cuộn sát với vòng bên cạnh và mặt mút của lò xo được mài vuông góc với trục lò xo (hình 19.1b). Khe hở giữa các vòng $t - d$ được lấy lớn hơn lượng biến dạng lớn nhất của mỗi vòng lò xo λ_{max}/n khoảng $10 + 20\%$ để tránh cho các vòng lò xo không bị sát nhau khi làm việc, gây nên sự thay đổi độ cứng của lò xo. Chiều cao phần làm việc của lò xo khi lò xo chưa chịu lực $H_1 = nt$. Để tránh mất ổn định theo phương dọc trục, chiều cao toàn bộ H_0 của lò xo phải thỏa mãn điều kiện $H_0/D < 2,5 \div 3$. Nếu cần dùng lò xo với tỷ số H_0/D lớn, lò xo phải được lồng lõi hoặc đặt trong ống bọc.

19.2.2. Ứng suất và chuyển vị của lò xo

Giả sử ngoại lực F (kéo hoặc nén) tác dụng lên lò xo, trong tiết diện dây lò xo chịu mômen $M = 0,5FD$ có vectơ vuông góc với trục lò xo và lực F tác dụng dọc trục lò xo (hình 19.2).

Mômen M chia làm 2 thành phần :

mômen xoắn

$$T = 0,5FD \cos\alpha$$

và mômen uốn

$$M_u = 0,5FD\sin\alpha$$

Lực F cũng được chia làm hai thành phần : lực pháp tuyến $F\sin\alpha$ và lực cắt $F\cos\alpha$

Trong tính toán thực tế thường chỉ xét đến mômen xoắn T và coi $T \approx 0,5 FD$, còn thì bỏ qua các lực khác vì đối với phần lớn lò xo, góc nâng $\alpha < 10 + 12^\circ$ và ứng suất do các lực này gây nên khá nhỏ.

Ứng suất xoắn lớn nhất τ sinh ra ở thứ biên phía trong của lò xo phải thỏa mãn điều kiện

$$\tau = \frac{kT}{W_o} = \frac{8kFD}{\pi d^3} \leq [\tau] \quad (19-1)$$

trong đó W_o - mômen quán tính độc cực của tiết diện dây lò xo ;

k - hệ số xét đến độ cong của dây lò xo (vì dây lò xo có độ cong cho nên ứng suất xoắn ở các thứ biên phía trong lớn hơn so với các thứ biên phía ngoài), có thể tính theo công thức :

$$k = \frac{4c+2}{4c-3} \quad (19-2)$$

Hệ số k dùng trong tính toán lò xo

c = D/d	4	5	6	8	10	12
k	1,37	1,29	1,24	1,17	1,14	1,11

$[\tau]$ - Ứng suất xoắn cho phép của lò xo.

Chuyển vị đàn hồi dọc trục lò xo (kéo hoặc nén) được tính theo tích phân Moro (xem giáo trình Sức bền Vật liệu)

$$\lambda = \int_0^l \frac{T\bar{T}}{GJ_o} dz = \frac{8D^3nF}{Gd^4} \quad (19-3)$$

trong đó $T = FD/2$ - mômen xoắn tại mỗi tiết diện lò xo do lực F gây nên ; \bar{T} - mômen xoắn tại mỗi tiết diện lò xo do lực tác dụng bằng đơn vị gây nên ; $\bar{T} = D/2$; G - mômen đàn hồi trượt, $G = E/[2(1 + \mu)]$, (E - môđun đàn hồi của vật liệu lò xo), đối với lò xo thép $G \approx 8 \cdot 10^4$ MPa ; l - chiều dài dây cuốn các vòng làm việc, $l \approx \pi Dn$; $J_o = \pi d^4/32$ - mômen cản xoắn của tiết diện lò xo ; n - số vòng làm việc của lò xo.

Từ hệ thức (19-3) có thể viết

$$\lambda = \lambda_1 n F = A_n F \quad (19-4)$$

trong đó A_n - độ mềm của một vòng lò xo, là chuyển vị của một vòng lò xo dưới tác dụng của lực bằng đơn vị

$$\lambda_1 = 8D^3/(Gd^4) = 8c^3/(Gd) \quad (19-5)$$

c = D/d - tỷ số đường kính lò xo ; $\lambda_n = \lambda_1 \cdot n$ - độ mềm của lò xo

Các công thức (19-4) và (19-5) cho thấy độ mềm của lò xo càng lớn khi tăng số vòng làm việc của lò xo, tăng tỷ số đường kính (hoặc tăng đường kính ngoài D của lò xo) và giảm môđun đàn hồi trượt G.

19.2.3. Tính toán thiết kế lò xo

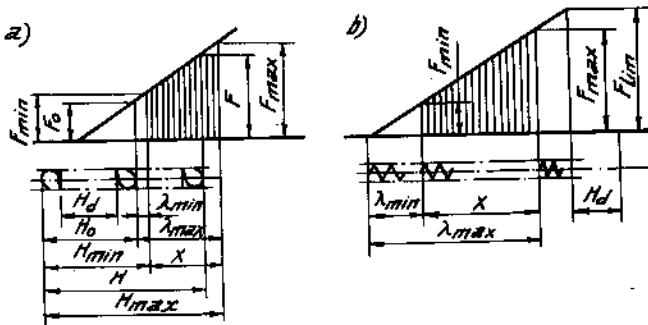
Thay $D = cd$ vào công thức (19.1), biết rằng lực lớn nhất tác dụng lên lò xo F_{\max} tìm được đường kính dây lò xo.

$$d \geq 1,6 \sqrt{kF_{\max} c / [\tau]} \text{ mm} \quad (19-6)$$

trong đó F_{\max} tính bằng N và $[\tau]$ tính bằng MPa.

Chọn trước tỷ số đường kính c của lò xo rồi tính đường kính dây d theo công thức (19-6), sau đó xét xem c và d có phù hợp với nhau không.

Đường kính trung bình của lò xo $D = cd$.



Hình 19.4

Số vòng làm việc n của lò xo được tính theo điều kiện: khi tải trọng tăng từ lúc đầu (khi lắp) là F_{\min} đến khi lò xo chịu tải lớn nhất là F_{\max} lò xo có chuyển vị đàn hồi (chuyển vị làm việc) là x (hình 19.4). Chiều dài lò xo thay đổi từ H_{\min} đến H_{\max} . Các chuyển vị tương ứng là λ_{\min} và λ_{\max} .

$$x = \lambda_{\max} - \lambda_{\min} = \lambda_1 n (F_{\max} - F_{\min}) = \frac{8c^3}{Gd} n (F_{\max} - F_{\min})$$

Do đó

$$n = \frac{xGd}{8c^3(F_{\max} - F_{\min})} \quad (19-7)$$

Trị số lực F_{\min} chọn theo nhiệm vụ của lò xo trong cơ cấu, số vòng n được quy tròn từng nửa vòng khi $n \leq 20$ và cả vòng khi $n > 20$.

Vì lò xo chịu kéo có cấu tạo khác với lò xo chịu nén (lò xo chịu kéo có đầu móc và các vòng lò xo sát nhau lúc ban đầu) cho nên tính toán các kích thước về chiều dài lò xo cũng khác nhau.

Đối với lò xo chịu kéo

Chiều dài lò xo khi chưa chịu ngoại lực

$$H_0 = nd + 2h_m \quad (19-8)$$

trong đó h_m - chiều cao một đầu móc, $h_m = (0,5 + 1) D$

Chiều dài lò xo khi chịu lực lớn nhất

$$H_{\max} = H_0 + \lambda_1 i (F_{\max} - F_0) \quad (19-9)$$

trong đó: F_0 - lực căng ban đầu, sinh ra khi cuộn lò xo, thông thường khi $d \leq 5$ mm

lấy $F_0 = \frac{F_{\lim}}{3}$, khi $d > 5$ mm lấy $F_0 = \frac{F_{\lim}}{4}$

Lực giới hạn đối với lò xo chịu kéo.

$$F_{\text{lim}} = (1,05 + 1,2)F_{\text{max}}$$

Chiều dài lò xo khi chịu lực F_{lim} được tính tương tự như tính chiều dài lò xo khi chịu lực lớn nhất (F_{max}).

Chiều dài dây để quấn lò xo

$$L = \frac{\pi D n}{\cos \alpha} + 2l_d \quad (19-10)$$

trong đó l_d - chiều dài dây làm một đầu móc.

Đối với lò xo chịu nén

Số vòng toàn bộ n_o bằng số vòng làm việc n cộng thêm $(0,75 + 1)$ vòng ở mỗi đầu nút.

$$n_o = n + (1,5 + 2)$$

Vì mỗi đầu nút lò xo chịu nén được mài đi một ít nên chiều cao lò xo lúc các vòng sát nhau

$$H_s = (n_o - 0,5)d \quad (19-11)$$

Bước của vòng lò xo khi chưa chịu tải

$$t = d + (1,1 + 1,2) \lambda_{\text{max}} / n \quad (19-12)$$

trong đó λ_{max} tính theo công thức (19-2) với lực $F = F_{\text{max}}$

Chiều cao lò xo H_o khi chưa chịu tải (chiều cao ban đầu)

$$H_o = H_s + n(t-d) \quad (19-13)$$

Tính lò xo chịu tải trọng thay đổi

Đối với những lò xo chịu tải trọng thay đổi với số chu kỳ lớn (như lò xo các van trong động cơ đốt trong), cần tính toán theo độ bền mỏi. Giả sử lò xo chịu tải trọng thay đổi từ F_{min} đến F_{max} ứng suất trong lò xo thay đổi theo chu trình không đối xứng. Các ứng suất xoắn lớn nhất và nhỏ nhất trong tiết diện dây lò xo.

$$\tau_{\text{max}} = \frac{8kDF_{\text{max}}}{\pi d^3}; \tau_{\text{min}} = \frac{8kDF_{\text{min}}}{\pi d^3} \quad (19-14)$$

Biên độ ứng suất và ứng suất trung bình

$$\tau_a = \frac{\tau_{\text{max}} - \tau_{\text{min}}}{2}; \tau_m = \frac{\tau_{\text{max}} + \tau_{\text{min}}}{2}$$

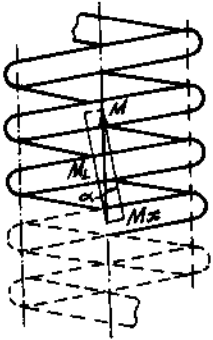
Lò xo được kiểm nghiệm về hệ số an toàn theo điều kiện

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\tau_a / \varepsilon_\tau + \psi_\tau \cdot \tau_m} \geq 2 \quad (19-15)$$

trong đó τ_{-1} - giới hạn mỏi xoắn của dây lò xo trong chu trình đối xứng, ε_τ - hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện dây lò xo, đối với lò xo làm bằng dây có đường kính $d \leq 8$ mm $\varepsilon_\tau = 1$; $\psi_\tau = 0,1 + 0,2$ - hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình.

Khi tính hệ số an toàn s_τ ta lấy hệ số tập trung ứng suất thực tế $K_\tau = 1$ vì sự tập trung ứng suất xoắn do độ cong của dây lò xo đã được xét đến qua hệ số k khi tính ứng suất τ_{max} , τ_{min}

19.3. Lò xo xoắn ốc trụ chịu xoắn



Hình 19.5

Cấu tạo loại lò xo này cũng tương tự như lò xo xoắn ốc trụ chịu kéo hoặc chịu nén, chỉ khác là các vòng lò xo được cuộn có khe hở khoảng 0,5mm để tránh cọ xát nhau khi chịu tải và đầu móc có hình dạng riêng để truyền mômen xoắn (hình 19.11). Lò xo thường được lồng lõi.

Khi chịu tải, trên mỗi tiết diện lò xo chịu mômen M bằng với mômen xoắn lò xo tác dụng từ bên ngoài. Vectơ mômen M hướng dọc trục lò xo (hình 19.5). Chia mômen M ra làm hai thành phần : mômen uốn các vòng lò xo $M_u = M \cos \alpha$ và mômen xoắn các vòng lò xo $M_x = M \sin \alpha$.

Vì đối với lò xo chịu xoắn, thông thường góc nâng của vòng lò xo $\alpha \leq 12 \div 15^\circ$, trong tính toán có thể lấy gần đúng $M_u \equiv M$ và bỏ qua mômen xoắn vòng lò xo M_x .

Ứng suất uốn lớn nhất sinh ra ở các thớ biên phía trong của dây phải thỏa mãn điều kiện

$$\sigma = \frac{kM}{W_u} \leq [\sigma] \quad (19-16)$$

trong đó W_u - mômen cản uốn của tiết diện dây lò xo ; k - hệ số xét đến độ cong của vòng lò xo, đối với lò xo có tiết diện dây hình tròn

$$k = \frac{4c-1}{4c-4}$$

Đường kính dây lò xo

$$d \geq 2,16 \sqrt[3]{\frac{kM}{[\sigma]}} \text{ mm} \quad (19-17)$$

trong đó mômen M tính bằng Nmm, ứng suất uốn cho phép $[\sigma]$ tính bằng MPa.

Góc xoắn θ của lò xo (tính bằng rad) có thể tính như tính góc xoay của tiết diện mút của dầm có chiều dài L , bằng tổng chiều dài n vòng lò xo, chịu tác dụng của mômen uốn M .

$$\theta = \frac{ML}{EJ} = \frac{M\pi Dn}{EJ} \text{ rad} \quad (19-18)$$

trong đó J - mômen quán tính của tiết diện dây lò xo đối với một trục ;

E - môđun đàn hồi của vật liệu lò xo.

Số vòng lò xo được tính theo điều kiện : khi mômen tăng từ M_{\min} (khi lắp) đến M_{\max} (lúc chịu tải lớn nhất) lò xo bị xoắn một góc θ .

$$\theta = \frac{(M_{\max} - M_{\min})\pi Dn}{EJ}$$

do đó

$$n = \frac{\theta EJ}{\pi D(M_{\max} - M_{\min})} \quad (19-19)$$

19.4. VẬT LIỆU Lò XO VÀ ỨNG SUẤT CHO PHÉP

19.4.1. Vật liệu lò xo

Vật liệu làm lò xo phải có tính đàn hồi cao, không thay đổi trong một thời gian dài và có đủ sức bền. Vật liệu làm lò xo phải nhiệt luyện được và có thể tăng bền được bằng các phương pháp như làm biến cứng bề mặt, v.v. .. trong những trường hợp quan trọng.

Lò xo thường được chế tạo bằng thép nhiều cacbon như thép 65, 70 và 75, thép mangan 65Г và 55ГC, thép silic 55C2, 60C2, 60C2A, thép corôm vanadi 50 XφA, thép niken silic 60C2H2A hoặc thép corôm mangan 50XГ v.v...

Thép nhiều cacbon là loại vật liệu được dùng rộng rãi nhất để làm lò xo xoắn ốc trụ đường kính dây dưới 15mm, vì loại thép này rẻ nhất. Tiêu chuẩn Liên Xô qui định các cấp bền của dây thép cacbon làm lò xo, theo thứ tự giảm dần độ bền : I, II, IIA và III.

Thép mangan, thép silic và thép corôm - mangan có cơ tính và độ thấm tôi cao hơn nên có thể dùng để làm lò xo có đường kính dây đến 20mm, riêng thép corôm-mangan có thể làm lò xo có đường kính dây đến 25 + 30mm.

Thép corôm vanadi có cơ tính cao, đặc biệt là độ bền mỏi, chịu nhiệt tốt (có thể làm việc trong khoảng nhiệt độ từ -40 đến 400°C) được dùng làm các lò xo quan trọng nhất, chẳng hạn như lò xo van của động cơ đốt trong. Để tránh gỉ, lò xo được mạ cátmi v.v...

Trường hợp lò xo phải làm việc ở các môi trường có tác dụng ăn mòn hóa học, dùng lò xo bằng hợp kim màu : đồng thanh silic mangan БpKMυ 3 - 1, đồng thanh thiếc -kẽm БpOII 4-3, đồng thanh berili Бp. Б 2 v.v...

Cơ tính của một số loại thép và đồng thanh làm lò xo cho trong các bảng 19.2 và 19.3.

Bảng 19.2

Giới hạn bền kéo σ_b của dây thép cacbon làm lò xo

Đường kính dây d, mm	σ_b , MPa		
	Dây cấp I	Dây cấp II	Dây cấp III
0,2-0,6	2700	2200	1700
0,8-1,0	2400	2000	1600
1,5-2,0	2100	1800	1400
2,5-3,0	1800	1700	1300
4,0-6,0	1500	1400	1100
7,0-8,0	-	1300	1000

Bảng 19.3

Cơ tính của một số loại thép và đồng thanh làm lò xo

Loại thép hoặc đồng thanh	Nhiệt độ tôi, °C	Nhiệt độ ram, °C	Giới hạn bền σ_b , MPa	Giới hạn chảy σ_{ch} , MPa	Giới hạn bền xoắn τ_b , MPa	Giới hạn mỏi xoắn τ_{-1} , MPa
65	840	480	1000	800	700	300-350
70	830	480	1050	850	750	300-350
55ГC	820	480	1150	1000	900	300-380
65Г	830	480	1000	800	700	300-380
55C2	820	460	1300	1200	950	-
60C2A	860	460	1600	1400	1100	400-450
60C2XA	870	420	1800	1600	1250	450-500
60C2XφA	850	410	1900	1700	1350	500-550
50XφA	850	520	1300	1200	950	300-400
БpOII 4-3	100-1450	-	800-900	-	-	-
БpKMυ 3-1	-	-	650-750	-	-	-

Phần lớn lò xo cuộn nguội được chế tạo bằng dây thép đã nhiệt luyện (tôi) trước khi cuộn, còn sau khi cuộn xong chỉ ram. Tất cả lò xo cuộn nóng và những lò xo cuộn nguội quan trọng (chẳng hạn như phần lớn lò xo làm bằng thép hợp kim) sau khi cuộn xong mới tôi.

19.4.2. Ứng suất cho phép

Chọn ứng suất cho phép của lò xo cần xét đến : a) chất lượng vật liệu và nhiệt luyện ; b) tính chất tải trọng ; c) điều kiện làm việc (trong môi trường ăn mòn hoặc không, nhiệt độ môi trường v.v...) ; d) mức độ quan trọng của lò xo và khả năng có thể thay thế nhanh khi bị hỏng ; đ) thời hạn làm việc của lò xo.

Ứng suất xoắn cho phép của lò xo xoắn ốc trụ chịu kéo và chịu nén cho trong bảng 19.4. Tùy theo tính chất của tải trọng tác dụng và mức độ quan trọng của lò xo, có thể chia lò xo ra làm ba nhóm để chọn ứng suất cho phép.

Nhóm A : Tải trọng động và thay đổi theo chu kỳ, việc thay thế lò xo khó khăn, lò xo gãy có thể gây hư hỏng nghiêm trọng đối với máy (lò xo van động cơ đốt trong, lò xo phanh điện từ v.v...).

Nhóm B : Tải trọng tĩnh hoặc ít thay đổi (lò xo của các van an toàn v.v...).

Nhóm C : Lò xo không quan trọng (lò xo cửa v.v...).

Bảng 19.4

Ứng suất xoắn cho phép của lò xo xoắn ốc trụ chịu kéo và chịu nén

Loại vật liệu	Đường kính dây d, mm	[τ], MPa		
		Nhóm A	Nhóm B	Nhóm C
Dây thép lò xo cấp I	0,2-8	$0,3\sigma_b$	$0,5\sigma_b$	$0,6\sigma_b$
Dây thép lò xo cấp II, III	0,2-8	$0,3\sigma_b$	$0,5\sigma_b$	-
Thép 60C2 và 60 C2H2A	5-42	400	750	750
Đồng thanh БрОЦ 4-3	0,3-10	$0,2\sigma_b$	$0,4\sigma_b$	-
Đồng thanh БрКМЦ 3-1	0,3-10	$0,3\sigma_b$	$0,5\sigma_b$	-

Chú thích . Đối với lò xo kéo có đầu móc là vòng lò xo bé quặp, trị số [τ] phải giảm 25% so với trị số cho trong bảng.

Ứng suất uốn cho phép của lò xo xoắn ốc trụ chịu xoắn có thể lấy gần đúng.

$$[\sigma] \approx 1,25 [\tau]$$

(19.20)

19.5. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ LÒ XO XOẮN ỐC TRỤ. THÍ DỤ

19.5.1. Trình tự thiết kế lò xo xoắn ốc trụ

Khi thiết kế lò xo thường cho trước lực tác dụng lên lò xo, chuyển vị làm việc và kích thước giới hạn lò xo trong khuôn khổ cơ cấu.

Để xác định các kích thước lò xo, dùng hai phương trình xuất phát từ điều kiện bền và điều kiện chuyển vị. Tuy nhiên, vì có ba đại lượng chủ yếu chưa biết là đường

kính dây lò xo d , đường kính lò xo D và số vòng làm việc n , cho nên khi tính toán thường chọn trước tỷ số đường kính $c = \frac{D}{d}$. Trong trường hợp cần thiết phải lập một số phương án và tính toán để chọn phương án tốt nhất.

Có thể tiến hành thiết kế lò xo xoắn ốc trụ chịu kéo hoặc chịu nén theo trình tự sau :

1. Chọn vật liệu và ứng suất cho phép của lò xo.
2. Chọn tỷ số đường kính $c = \frac{D}{d}$
3. Theo công thức (19.6) tìm đường kính dây d và đối chiếu xem trị số c đã chọn có phù hợp không.
4. Tính số vòng làm việc n [theo công thức (19-7)].
5. Định các kích thước của lò xo. Đối với lò xo chịu nén cần kiểm nghiệm điều kiện $\frac{H_0}{D} \ll 3$ (đảm bảo tính ổn định của lò xo).

Sau khi định các kích thước của lò xo, phải xem xét khuôn khổ lò xo có phù hợp với chỗ đặt trong cơ cấu không, nếu cần thiết phải chọn lại tỷ số đường kính c , vật liệu v.v... và tính lại.

19. 5.2. Thí dụ

Thiết kế lò xo xoắn ốc trụ chịu nén trong nối trục lò xo xoắn ốc trụ (hình 18. 9) theo các số liệu : $F_{\max} = 1000\text{N}$; $F_{\min} = 700\text{N}$, $x = 5\text{mm}$, tải trọng có va đập.

Giải

1. Chọn vật liệu làm lò xo là dây thép lò xo cấp I. Giả sử đường kính dây lò xo trong khoảng từ 4 + 6mm, lấy $\sigma_b \approx 1500 \text{ MPa}$ (bảng 19.2). Ứng suất xoắn cho phép (theo bảng 19.4)

$$[\tau] = 0,3 \sigma_b = 0,3 \cdot 1500 = 450 \text{ MPa.}$$

2. Chọn $c = D/d = 5$, theo bảng 19.1 lấy $k = 1,29$.
3. Theo công thức (19-6) tính đường kính dây

$$d \geq 1,6 \sqrt{\frac{1,29 \cdot 1000 \cdot 5}{450}} = 6\text{mm}$$

Lấy $d = 6\text{mm}$. Như vậy đường kính d tìm được cũng phù hợp với giả thiết ở trên Đường kính lò xo.

$$D = cd = 5 \cdot 6 = 30 \text{ mm}$$

4. Tính số vòng làm việc n .
Số vòng làm việc của lò xo [công thức (19-7)]

$$n = \frac{5 \cdot 8 \cdot 10^4 \cdot 6}{8 \cdot 5^3 (1000 - 700)} \approx 8,5 \text{ vòng}$$

5. Định các kích thước khác.
Số vòng thực tế của lò xo

$$n_0 = n + 1,5 = 10 \text{ vòng}$$

Chuyển vị lớn nhất của lò xo (kể từ khi chưa chịu tải đến khi chịu F_{\max}), tính theo công thức (19-3)

$$\lambda = \frac{8 \cdot 1000 \cdot 30^3 \cdot 8,5}{8 \cdot 10^4 \cdot 6^4} \approx 17,7 \text{ mm}$$

Bước của vòng lò xo khi chưa chịu tải [công thức (19-12)]

$$t = \frac{6 + 1,2 \cdot 17,7}{8,5} = 8,5 \text{ mm}$$

Chiều cao lò xo lúc chưa chịu tải [công thức (19-13) và (19-11)]

$$H_0 = (10 - 0,5) \cdot 6 + 8,5 (8,5 - 6) \approx 78 \text{ mm}$$

6. Kiểm nghiệm tỷ số $\frac{H_0}{D}$

$$\frac{H_0}{D} = \frac{78}{30} = 2,6 < 3$$

Như vậy lò xo không bị mất ổn định

Cuối cùng phải xét xem kích thước lò xo được thiết kế ra có thích hợp đối với nối trục không. Nếu không thích hợp phải chọn lại tỷ số đường kính c , vật liệu v.v... và tính lại.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. Nguyễn Trọng Hiệp. Chi tiết máy, NXB Đại học và THCN, tập 1 và tập 2, 1969.
2. Бирчер И.А. и др. Расчёт на прочность деталей машин М. : Машиностроение, 1979.
3. Иванов М.Н. Детали Машин. М. : Высшая школа, 1984.
4. Иосилевич Г.В Детали машин. : Машиностроение, 1988.
5. Кочаев В.П. Расчёты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М. : Машиностроение, 1977.
6. Кудряцев В.Н. Детали машин Л. : машиностроение, 1980.
7. Орлов П.И. Основы конструирования, М. : Мошиностроение, 1977.
8. Решетов Д.Н. Детали машин М. : Машистроение, 1974.

MỤC LỤC

Trang

Chương 12. TRUYỀN ĐỘNG XÍCH	
12.1. Khái niệm chung	3
12.2. Các loại truyền động và đĩa xích	4
12.3. Các thông số hình học chính	8
12.4. Cơ học truyền động xích	10
12.5. Tính truyền động xích	13
12.6. Trình tự thiết kế. Thí dụ	16
Chương 13. TRUYỀN ĐỘNG ĐAI	
13.1. Khái niệm chung	18
13.2. Các loại đai và bánh đai	19
13.3. Các thông số hình học chính	25
13.4. Cơ học truyền động đai	26
13.5. Tính truyền động đai	32
13.6. Trình tự thiết kế bộ truyền đai. Thí dụ	39
Chương 14. TRUYỀN ĐỘNG VÍT - ĐAI ỐC	
14.1. Khái niệm chung	42
14.2. Tính truyền động vít - đai ốc	44
14.3. Thí dụ	46
<i>Phần thứ tư</i>	
TRỤC, Ổ TRỤC, KHỚP NỐI VÀ LÒ XO	
Chương 15. TRỤC	
15.1. Khái niệm chung	48
15.2. Các dạng hỏng và vật liệu trục	50
15.3. Tính độ bền của trục	52
15.4. Tính độ cứng của trục	58
15.5. Tính toán dao động của trục	60
15.6. Thí dụ	62
Chương 16. Ổ TRƯỢT	
16.1. Khái niệm chung	66
16.2. Ma sát và bôi trơn ổ trượt	67
16.3. Vật liệu bôi trơn	73
16.4. Kết cấu ổ trượt và vật liệu lót ổ.	75
16.5. Tính ổ trượt	81
16.6. Trình tự tính toán ổ trượt bôi trơn ma sát ướt. Thí dụ.	85
Chương 17. Ổ LĂN	
17.1. Khái niệm chung	87
17.2. Các loại ổ lăn chính	91
17.3. Lực và ứng suất trong ổ lăn	94
17.4. Động học và động lực học ổ lăn	96
17.5. Tính toán ổ lăn	98
17.6. Kết cấu gối đỡ ổ lăn	105
17.7. Thí dụ	108
Chương 18. KHỚP NỐI	
18.1. Khái niệm chung	110
18.2. Nối trục chặt	111
18.3. Nối trục bù	112
18.4. Nối trục đàn hồi	116
18.5. Ly hợp	120
18.6. Ly hợp tự động	126
Chương 19. LÒ XO	
19.1. Khái niệm chung	131
19.2. Lò xo xoắn ốc trụ chịu kéo và chịu nén	132
19.3. Lò xo xoắn ốc trụ chịu xoắn	137
19.4. Vật liệu lò xo và ứng suất cho phép	138
19.5. Trình tự thiết kế lò xo xoắn ốc trụ. Thí dụ	139
Tài liệu tham khảo	142
Mục lục	143

Chịu trách nhiệm xuất bản:
Chủ tịch HĐQT kiêm Tổng Giám đốc NGÔ TRẦN ÁI
Phó Tổng Giám đốc kiêm Tổng biên tập : NGUYỄN QUÝ THAO

Biên tập lần đầu :
NGUYỄN VĂN MẬU

Biên tập tái bản :
NGUYỄN THỊ HIỀN

Trình bày bìa :
PHẠM NGỌC TỐI

Chế bản :
PHÒNG CHẾ BẢN (NXB GIÁO DỤC)

CHI TIẾT MÁY - TẬP HAI

Mã số: 7B043T6-CNĐ

In 2.000 bản, khổ 19x27cm tại Công ty Cổ phần In TT Huế, 57 Bà Triệu - Huế. Số in: 1331.
Số đăng kí KHXB: 05-2006/CXB/2-1880/GD. In xong và nộp lưu chiểu tháng 3 năm 2006.

- | | |
|--|-------------------------------------|
| 1. Tự động điều khiển các quá trình công nghệ | Trần Doãn Tiến |
| 2. Nguyên lý máy - Tập một | Đinh Gia Tường (chủ biên) |
| 3. Nguyên lý máy - Tập hai | Đinh Gia Tường (chủ biên) |
| 4. Chi tiết máy - Tập một | Nguyễn Trọng Hiệp |
| 5. Chi tiết máy - Tập hai | Nguyễn Trọng Hiệp |
| 6. Thiết kế chi tiết máy | Nguyễn Trọng Hiệp
Nguyễn Văn Lâm |
| 7. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí - Tập một | Trịnh Chất
Lê Văn Uyển |
| 8. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí - Tập hai | Trịnh Chất
Lê Văn Uyển |
| 9. Máy canh tác nông nghiệp | Nguyễn Văn Muôn (chủ biên) |
| 10. Máy thu hoạch nông nghiệp | Phạm Xuân Vượng |
| 11. Độ tin cậy trong sửa chữa ô tô - máy kéo | Nguyễn Nông
Hoàng Ngọc Vinh |
| 12. Lý thuyết tính toán máy thu hoạch nông nghiệp | Phạm Xuân Vượng |
| 13. Tính toán và thiết kế hệ thống sấy | Trần Văn Phú |
| 14. Nguyên lý động cơ đốt trong | Nguyễn Tất Tiến |
| 15. Lý thuyết động cơ điêzen | Lê Viết Lượng |

Bạn đọc có thể tìm mua tại các Công ti Sách - Thiết bị trường học ở các địa phương hoặc các Cửa hàng của Nhà xuất bản Giáo dục:

Tại Hà Nội: 81 Trần Hưng Đạo, 57 Giảng Võ, 232 Tây Sơn, 23 Tràng Tiền, 25 Hàn Thuyên

Tại Đà Nẵng: 15 Nguyễn Chí Thanh

Tại Thành phố Hồ Chí Minh: 231 Nguyễn Văn Cừ, 240 Trần Bình Trọng



8 93 4980 686683



Giá : 13.300đ