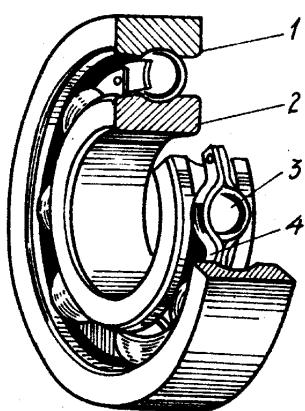


## CHƯƠNG 8 : Ổ LĂN

### §1- Khái niệm chung

#### 1- Cấu tạo



Hình 3.2.1: Ổ lăn

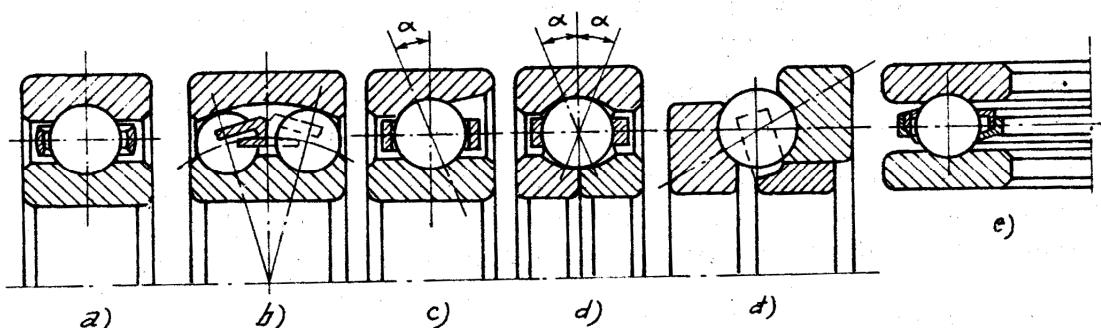
Ổ lăn là loại ổ mà tải trọng truyền từ trục đến các gối trực phải qua các con lăn. Nhờ có con lăn nên ma sát trong ổ là ma sát lăn.

Ổ lăn (h.8.2.1) gồm vòng ngoài 1, vòng trong 2, con lăn 3 và vòng cách 4. Vòng trong và vòng ngoài thường có rãnh để dẫn hướng cho con lăn và để giảm ứng suất. Vòng trong lắp với ngõng trục, vòng ngoài lắp với gối trục (vỏ máy, thân máy). Thường thì vòng trong quay cùng với trục, còn vòng ngoài thì đứng yên, nhưng cũng có khi vòng ngoài quay cùng với gối trục còn vòng trong đứng yên cùng với trục.

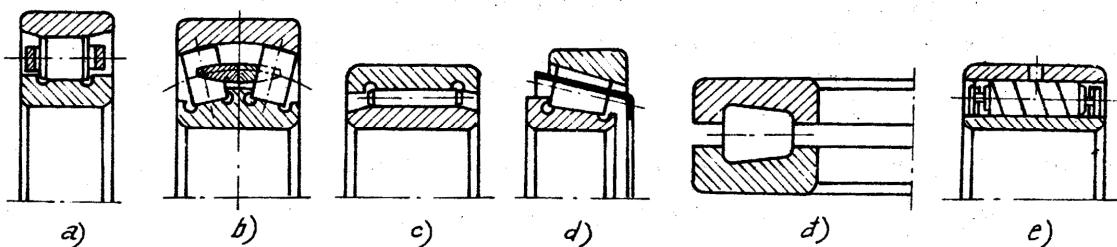
Con lăn có thể là bi hoặc đũa, lăn trên rãnh lăn. Vòng cách có tác dụng ngăn cách các con lăn không cho chúng tiếp xúc với nhau.

#### 2- Phân loại

**Theo hình dáng con lăn phân ra:** ổ bi và ổ đũa. Ổ kim là biến thể của ổ đũa trụ dài.



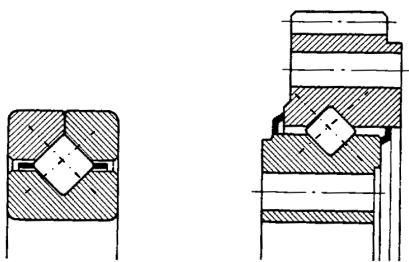
Hình 8.2.2: Các loại ổ bi



Hình 8.2.3: Các loại ổ đũa

#### Theo khả năng chịu tải trọng phân ra:

- Ổ đỡ: chịu lực hướng tâm là chủ yếu (h.8.2.2a,b và h.8.2.3a,b,c,e)
- Ổ chặn: chỉ chịu được lực dọc trục (h.8.2.e và h.8.2.3d)
- Ổ đỡ chặn: chịu được đồng thời cả lực hướng tâm và lực dọc trục (h.8.2.2c,d và h.8.2.3d);
- Ổ chặn đỡ: chịu lực dọc trục đồng thời chịu được một ít lực hướng tâm.



Hình 3.2.4: Ổ lăn đặc biệt

**Theo số dãy con lăn phân ra:** Ổ một dãy, hai dãy, bốn dãy.

**Theo cỡ đường kính ngoài và chiều rộng ổ lăn** (với cùng đường kính trong) chia ra: Ổ đặc biệt nhẹ, nhẹ, nhẹ rộng, trung bình, trung bình rộng, nặng.

**Theo khả năng tự lựa của ổ:** Ổ tự lựa và ổ không tự lựa. Ổ lăn tự lựa có mặt trong của vòng ngoài là mặt cầu, nhờ đó góc nghiêng của vòng trong và vòng ngoài có thể tới  $2\div 3^\circ$ .

**Ổ lăn đặc biệt:** Ổ đũa trụ đặt chéo nhau (h.8.2.4).

### 3- Ưu nhược điểm của ổ lăn

So với ổ trượt, ổ lăn có các ưu điểm sau:

- Hệ số ma sát nhỏ, khoảng  $0,0012\div 0,0035$  đối với ổ bi và  $0,002\div 0,006$  đối với ổ đũa.
- Chăm sóc và bôi trơn đơn giản, tốn ít vật liệu 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 lăn cao, do đó thuận tiện cho việc sửa chữa và thay thế; giá thành chế tạo tương đối thấp khi chế tạo loạt lớn.

Tuy nhiên, ổ lăn có một số nhược điểm sau:

- Kích thước hướng kính lớn.
- Diện tích tiếp xúc nhỏ nên ứng suất tiếp xúc lớn.
- Khi làm việc với vận tốc cao có nhiều tiếng ồn; chịu va đập kém.
- Đôi khi không thuận tiện cho lắp ghép.
- Giá thành tương đối cao nếu sản xuất đơn chiếc.

### 4- Các loại ổ lăn thường dùng

**Ổ bi đỡ một dãy** (h.8.2.2a): chủ yếu là để chịu lực hướng tâm, nhưng cũng có thể chịu lực dọc trục bằng 70% lực hướng tâm không dùng đến (lực hướng tâm không dùng đến là hiệu giữa lực hướng tâm cho phép với lực hướng tâm thực tế). Ổ bi đỡ một dãy có thể làm việc bình thường khi trực nghiêng một góc nghiêng nhỏ, không quá  $15^\circ \div 20^\circ$ .

**Ổ bi đỡ lòng cầu hai dãy** (h.8.2.2b): chủ yếu chịu tải trọng hướng tâm, nhưng có thể chịu thêm tải trọng dọc trục bằng 20% khả năng chịu lực hướng tâm không dùng đến. Ổ có thể làm việc bình thường khi trực nghiêng một góc nghiêng tới  $2\div 3^\circ$ .

**Ổ đũa trụ ngắn đỡ một dãy** (h.8.2.3a): chủ yếu để chịu lực hướng tâm. So với ổ bi đỡ một dãy cùng kích thước loại ổ này có khả năng chịu lực hướng tâm lớn hơn khoảng 70%, đồng thời chịu va đập tốt hơn. Tuy nhiên một số kiểu ổ đũa trụ ngắn đỡ không chịu được lực dọc trục (h.8.2.3a) và cũng không cho phép nghiêng trục.

**Ổ đũa đỡ lòng cầu hai dãy** (h.8.2.3b): chủ yếu để chịu lực hướng tâm, khả năng chịu lực hướng tâm của loại này gấp hai lần so với ổ bi đỡ lòng cầu hai dãy cùng kích thước và có thể chịu được lực dọc trục bằng 20% lực hướng tâm không dùng tới.

**Ổ kim** (h.8.2.3c): là ổ mà con lăn là những đũa trụ nhỏ và dài - gọi là kim. Số kim nhiều gấp mấy lần so với số đũa trong các ổ đũa thông thường. Ổ kim hay dùng ở những chỗ cần hạn chế kích thước hướng kính.

**Ổ đũa trụ xoắn đỡ** (h.8.2.3e): là ổ mà con lăn là hình trụ rỗng, bằng băng thép mỏng cuốn lại (gọi là đũa trụ xoắn), ổ này không chịu được lực dọc trục. Nhờ đũa trụ xoắn có tính đàn hồi cao nên ổ chịu tải trọng va đập tốt, có thể làm việc bình thường khi trực nghiêng tới  $30^\circ$ .

**Ổ bi đỡ chặn một dãy** (h.8.2.2c): chịu được cả lực hướng tâm và lực dọc trục. Khả năng chịu lực hướng tâm của ổ này lớn hơn ổ bi đỡ một dãy khoảng  $30\div 40\%$ . Khả năng

chịu lực dọc trục phụ thuộc vào góc tiếp xúc giữa bi với vòng ngoài - góc tiếp xúc càng lớn thì khả năng chịu lực càng lớn.

**Ô đũa côn đỡ chặn** (h.8.2.3d): có thể chịu cả lực hướng tâm lẫn lực dọc trục lớn. Ô đũa côn đỡ chặn có thể chịu được lực hướng tâm bằng 170% so với ổ bi đỡ một dãy cùng kích thước. Loại này được dùng nhiều trong chế tạo máy vì tháo lắp đơn giản, điều chỉ khe hở và bù lượng mòn thuận tiện.

### 5- Vật liệu ổ lăn

Vật liệu để chế tạo các vòng ổ và con lăn thường là thép vòng bi (thép crôm có hàm lượng các bon 1÷1,1%) như IIIX15CГ, IIIХ15СГ, IIIХ20СГ. Ngoài ra người ta còn dùng thép hợp kim ít các bon như 18 ХГТ, 20Х2Н4А v.v... thấm than và tôi. Khi nhiệt độ làm việc dưới 100°C đũa và vòng ổ có độ rắn 60 ÷ 64 HRC, bi và vòng ổ có độ rắn 62 ÷ 66 HRC.

Với các ổ làm việc ở nhiệt độ cao (đến 500°C) ổ được làm bằng thép chịu nhiệt như 8Х4В9Ф2-III, 8Х4М4В2Ф1-III.

Với ổ làm việc trong môi trường ăn mòn thì dùng thép không gỉ như 95 X18, 11X18M.

Vòng cách của ổ làm bằng vật liệu giảm ma sát. Tuỳ theo vận tốc của ổ mà vật liệu của vòng cách có thể là thép ít các bon, tecth tônít, hợp kim nhôm, đồng thau, đồng thanh và một số loại nhựa đặc biệt có pha sợi thuỷ tinh (xếp theo thứ tự vận tốc tăng dần).

### 6- Ký hiệu ổ lăn

Theo TCVN 3776-83, ổ lăn được ký hiệu như sau:

- Hai số đầu tính từ bên phải sang chỉ đường kính trong của ổ. Với những ổ có đường kính trong từ 20 đến 495mm các số này bằng 1/5 đường kính trong. Với những ổ có đường kính trong từ 10 đến 20 mm thì ký hiệu như sau: d = 10 ký hiệu 00; d = 12 ký hiệu 01; d = 15 ký hiệu 02; d = 17 ký hiệu 08.

- Chữ số thứ 3 từ phải sang chỉ cỡ ổ: 8, 9 - siêu nhẹ; 1, 7 - đặc biệt nhẹ; 2, 5 - siêu nhẹ; 3, 6 - cỡ trung; 4 - cỡ nặng.

- Chữ số thứ 4 từ phải sang chỉ loại ổ: 0- ổ bi đỡ một dãy; 1- ổ bi đỡ lòng cầu hai dãy; 2- ổ đũa trụ ngắn đỡ; 3- ổ đũa đỡ lòng cầu hai dãy; 4- ổ kim; 5- ổ đũa trụ xoắn; 6- ổ bi đỡ chặn; 7- ổ đũa côn; 8- ổ bi chặn; chặn - đỡ; 9- ổ đũa chặn, ổ đũa chặn - đỡ.

### 7- Cấp chính xác ổ lăn

Độ chính xác ổ lăn được đặc trưng bởi độ chính xác của các kích thước (dung sai chế tạo) của các phần tử ổ và độ chính xác khi quay (độ đảo hướng kính, độ đảo dọc trục...). Theo TCVN 4175- 85 ổ lăn có 5 cấp chính xác, ký hiệu là 0, 6, 5, 4 và 2 theo thứ tự chính xác tăng dần. Trong các hộp giảm tốc, hộp tốc độ, trong các máy nông nghiệp, máy xây dựng, ô tô, máy kéo và các kết cấu thường dùng trong ngành cơ khí, thường dùng ổ lăn cấp chính xác bình thường (cấp chính xác 0).

Ổ lăn có cấp chính xác cao hơn chỉ được dùng trong các trục có yêu cầu chính xác cao khi quay, như trục chính của máy cắt kim loại, trục trong các dụng cụ đo...

Số liệu dưới đây cho biết trị số lớn nhất của độ đảo hướng kính của vòng trong của ổ đường kính 50÷80 mm và giá thành tương đối của 5 cấp chính xác ổ lăn:

Cấp chính xác	0	6	5	4	2
Độ đảo hướng kính $\mu\text{m}$	20	10	5	3	2,5
Giá thành tương đối	1	1,3	2	4	10

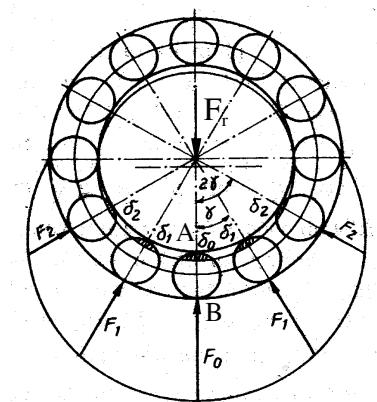
## §2- Cơ sở tính toán lựa chọn ổ lăn

### 1- Sự phân bố lực trên các con lăn

Lực hướng tâm  $F_t$  từ trục truyền tới vòng trong và phân bố không đều trên các con lăn. Dưới tác dụng của  $F_t$  chỉ có các con lăn nằm trong miền chịu tải choán cung không quá  $180^\circ$  mới chịu lực. Con lăn chịu lực lớn nhất nằm trong mặt phẳng tác dụng của lực  $F_t$ .

Bài toán về phân bố lực giữa các con lăn là bài toán siêu tinh. Để đơn giản, giả thiết rằng các con lăn bố trí đối xứng với mặt phẳng tác dụng của lực  $F_r$ . Theo điều kiện cân bằng của lực (h.8.2.5) ta có:

$$F_r = F_0 + 2F_1 \cos\gamma + 2F_2 \cos 2\gamma + \dots + 2F_n \cos n\gamma \quad (8.2.1)$$



trong đó:  $n \leq \frac{Z}{4}$ , với z là số con lăn;

$F_i$  – lực tác dụng lên con lăn thứ i ( $i=1 \dots n$ ).

Giả thiết dưới tác dụng của lực  $F_r$  các vòng ổ không bị uốn và không có khe hở hướng tâm. Do tác dụng của lực  $F_r$  vòng ổ và con lăn bị biến dạng chéo tiếp xúc, vòng trong của ổ di chuyển theo phương của lực  $F_r$  một lượng  $\delta_0$ . Biến dạng của con lăn chịu lực  $F_{max}$  là  $\delta_0$  và biến dạng của con lăn chịu lực  $F_i$  (biến dạng theo phương  $F_i$ ) là  $\delta_i$  ( $i=1 \dots n$ ). Gần đúng có thể viết:  $\delta_i = \delta_0 \cos i\gamma$  với  $\gamma = \frac{2\pi}{z}$ .

Theo lý thuyết biến dạng tiếp xúc, quan hệ giữa biến dạng và lực gây nên biến dạng:

$$\delta_i = C \cdot F_i^j$$

trong đó: C- hệ số phụ thuộc bán kính cong ở điểm tiếp xúc và mô đun đàn hồi;

j- số mũ;  $j = 2/3$  đối với ổ bi và  $j = 1$  đối với ổ đũa.

Như vậy đối với ổ bi ta có:

$$F_0 = (\delta_0/C)^{3/2}$$

$$F_i = (\delta_i/C)^{3/2} = (\delta_0/C)^{3/2} \cdot \cos^{3/2} i\gamma = F_0 \cos^{3/2} i\gamma \quad (8.2.2)$$

Thay  $F_i$  theo (8.2.2) vào (8.2.1) được:

$$F_r = F_0 \left( 1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma \right)$$

Do đó tải trọng tác dụng lên viên bi chịu lực lớn nhất là:

$$F_0 = \frac{F_r}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma} = \frac{k \cdot F_r}{z} \quad (8.2.3)$$

với:  $k = \frac{z}{1 + 2 \sum_{i=1}^n \cos^{5/2} i\gamma}$

Với các ổ bi có  $z = 10-20$  thì  $k = 4,38; 4,37; 4,36$ , do đó lấy trung bình là 4,37 nên  $F_0 = \frac{4,37 F_r}{z}$ . Kể đến ảnh hưởng của khe hở hướng tâm và sai số chế tạo, khi này số con lăn chịu lực ít hơn, do đó lấy  $k = 5$  và:

$$F_0 = \frac{5 F_r}{z} \quad (8.2.4)$$

Tương tự, đối với ổ đũa đỡ:

$$F_0 = \frac{4,6 F_r}{z} \quad (8.2.5)$$

Các loại ổ khác cũng tính toán tương tự.

Trong ổ bi chặn, lực tác dụng lên mỗi viên bi:

$$F_0 = \frac{F_a}{0,8z} \quad (8.2.6)$$

trong đó  $F_a$  - lực dọc trực 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 không chính xác).

## 2- Ứng suất tiếp xúc trong ổ lăn

Ứng suất tiếp xúc sinh ra giữa con lăn với vòng trong và vòng ngoài ổ.

Dưới tác dụng của các lực  $F_i$  khác nhau, tại những chỗ tiếp xúc giữa con lăn với vòng trong và vòng ngoài, ứng suất tiếp xúc tính theo công thức Héc sẽ khác nhau. Trường hợp ổ bi, tại điểm A và điểm B (h.8.2.5) cùng chịu lực lớn nhất  $F_o$ , khi này ứng suất tiếp xúc là:

$$\sigma_H = 0,388 \sqrt[3]{\frac{F_o E^2}{\rho^2}}, \text{ với } \rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2} \text{ bán kính cong tương đương.}$$

Vì  $\rho_A$  lấy dấu + (tiếp xúc ngoài) và  $\rho_B$  lấy dấu - (tiếp xúc trong) nên  $\rho_A < \rho_B$ , do đó  $\sigma_{HA} > \sigma_{HB}$ . Như vậy ứng suất tiếp xúc có trị số lớn nhất tại điểm A trên vòng trong và nằm trên phương tác dụng của lực  $F_r$ .

Trường hợp ổ đũa cũng tính tương tự (theo công thức Héc khi tiếp xúc đường).

Các công thức xác định ứng suất tiếp xúc cho mỗi loại ổ được trình bày trong các sách về ổ lăn. Ta không chú ý đến các công thức này vì tính toán chọn ổ lăn không dựa vào ứng suất mà căn cứ vào tải trọng tác dụng lên ổ.

Khi ổ lăn làm việc, mỗi điểm trên bề mặt các vòng và con lăn sẽ đi vào vùng tiếp xúc, chịu tải tăng dần rồi thoát tải khi đi ra khỏi vùng tiếp xúc. Do đó ứng suất tiếp xúc thay đổi theo chu kỳ mạch động gián đoạn; tần số thay đổi của nó phụ thuộc vào vòng nào quay. Khi vòng trong quay, cứ sau mỗi vòng quay, mỗi điểm trên vòng trong sẽ chịu ứng suất tiếp xúc lớn nhất một lần. Còn khi vòng ngoài quay, vòng trong cố định, thì điểm chịu ứng suất tiếp xúc lớn nhất (điểm A) không di chuyển, vì vậy cứ mỗi lần con lăn vào tiếp xúc với điểm đó, vòng trong lại chịu ứng suất tiếp xúc lớn nhất một lần.

Như vậy, khi vòng ngoài quay, số chu kỳ chịu tải của điểm nguy hiểm sẽ tăng lên rất nhiều và làm cho ổ lăn chóng hỏng vì mỏi hơn. Vì vậy, khi xác định khả năng tải của ổ lăn, phải kể đến ảnh hưởng của vòng nào quay.

## 3- Động học và động lực học ổ lăn

### a- Động học ổ lăn

#### + Chuyển động của con lăn và vòng cách:

Trên hình 8.2.6 là hoạ đồ vận tốc khi vòng trong của ổ quay. Vận tốc vòng trong  $v_1$  và vận tốc tâm viên bi  $v_0$  bằng:

$$v_1 = \frac{\omega D_1}{2}; \quad v_0 = \frac{v_1}{2}$$

Vận tốc góc của viên bi đối với trục quay của nó:

$$\omega_b = \frac{2(v_1 - v_0)}{d_b} = \frac{\omega D_1}{2d_b} \quad (8.2.7)$$

Vận tốc góc của viên bi đối với đường tâm của trục bằng vận tốc góc của vòng cách:

$$\omega_c = \frac{2v_0}{D_b} = \frac{\omega D_1}{2(D_1 + d_b)} \approx 0,5 \omega \quad (8.2.8)$$

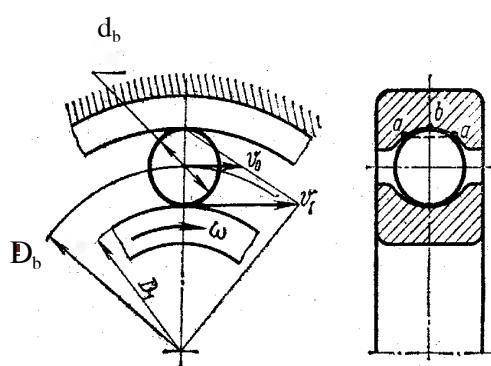
Như vậy vòng cách quay cùng chiều với trục và có vận tốc góc xấp xỉ bằng một nửa vận tốc góc của trục.

Từ công thức (8.2.8) ta thấy, vận tốc góc của vòng cách phụ thuộc vào kích thước của viên bi. Do đó nếu các viên bi không đều nhau do chế tạo kém chính xác, thì những viên bi có đường

đường:

in Kỹ thuật Cơ sở, Khoa Cơ khí

109



Hình 3.2.6: Động học ổ lăn

kính lớn sẽ chuyển động chậm hơn những viên có đường kính nhỏ, làm xuất hiện áp lực và lực ma sát tương đối giữa vòng cách và các viên bi, làm tăng độ mòn của các viên bi và vòng cách và có thể dẫn đến vỡ vòng cách. Điều này chứng tỏ tầm quan trọng của việc chế tạo chính xác các chi tiết của ổ lăn.

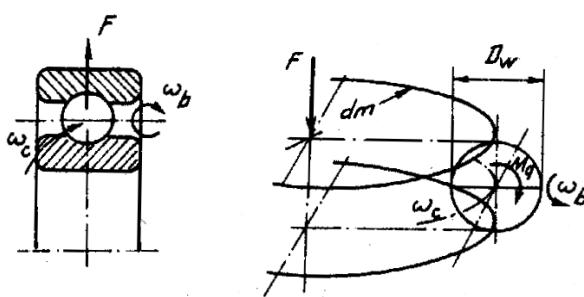
Trong ổ bi, bi tiếp xúc với các vòng ổ theo một cung nào đó, như trên h.8.2.6, bi tiếp xúc với vòng ngoài tại a và b. Vận tốc của các điểm a và b khi bi lăn là khác nhau; nếu cho rằng tại b không trượt thì trượt sẽ xảy ra ở a và như vậy thì trong ổ bi ngoài ma sát lăn còn có ma sát trượt. Trong khi đó, ở ổ đũa trụ, do các điểm tiếp xúc cùng cách đều đường tâm con lăn nên chỉ có ma sát lăn, do đó ma sát và mòn trong ổ đũa nhỏ hơn so với ổ bi.

### b- Động lực học ổ lăn

Khi ổ lăn quay, mỗi con lăn bị ép vào vòng ngoài bởi lực li tâm (h.8.2.7). Lực ly tâm được xác định theo công thức:

$$F_{lt} = \frac{m\omega_c^2 D_b}{2} \quad (8.2.9)$$

với m - khối lượng của bi hoặc đũa.



Hình 3.2.7: Động lực học ổ lăn

Lực ly tâm làm giảm ứng suất cho điểm nguy hiểm trên vòng trong, nên có thể coi nó không ảnh hưởng đến khả năng làm việc của ổ lăn. Tuy nhiên khi số vòng quay n tăng lên, ảnh hưởng của lực ly tâm tăng lên, đặc biệt là nó dễ làm kẹt bi và tăng mòn vòng cách đối với các ổ chặn quay nhanh.

Ngoài lực ly tâm, đối với ổ chặn, bi còn chịu tác dụng của mô men con quay (do phương trực quay của bi thay đổi trong không gian, hình 8.2.7).

$$M_q = I\omega_b \omega_c \quad (8.2.10)$$

trong đó: I- mô men quán tính của bi đối với trục của nó;

$\omega_b, \omega_c$  - vận tốc góc của bi và của vòng cách.

Dưới tác dụng của mô men 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 làm tăng mất mát công suất và mòn.

Trong ổ đỡ chặn mô men con quay có trị số:

$$M_q = I\omega_b \omega_c \sin \alpha \quad (8.2.11)$$

trong đó  $\alpha$  - góc tiếp xúc (hình 8.2.2c).

Trong ổ đỡ, phương của trục quay của bi hoặc đũa không thay đổi, do đó không có tác dụng của mô men con quay.

Như vậy, các nhân tố động lực học có ảnh hưởng xấu đối với ổ đỡ chặn và ổ chặn. Do vậy số vòng quay tối hạn của ổ chặn nhỏ hơn ổ đỡ chặn và ổ đỡ.

## 4- Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

### a- Các dạng hỏng

- **Tróc vì mỏi bề mặt làm việc:** do ứng suất tiếp xúc thay đổi khi 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 - phần lớn là vòng trong, riêng ổ lòng cầu là vòng ngoài. Trên con lăn, tróc xảy ra tại những chỗ vật liệu có cơ tính thấp nhất.

Tróc là dạng hỏng chủ yếu trong các ổ làm việc với vận tốc cao, tải trọng lớn, che kín và bôi trơn tốt.

- **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 rất chậm (n nhỏ hơn 1 vòng/phút).

- **Mòn vòng ổ và con lăn:** xảy ra với các ổ làm việc ở những nơi bụi bẩn, bôi trơn không tốt.

- **Vỡ vòng cách:** do lực ly tâm và tác dụng của con lăn gây nên; hay xảy ra đối với các ổ quay nhanh.

- **Vỡ vòng ổ và con lăn:** xảy ra khi ổ bi quá tải do va đập, chấn động hoặc do lắp ghép không chính xác (làm cho vòng bị lệch, con lăn bị kẹt). Nếu sử dụng đúng kỹ thuật, dạng hỏng này không xảy ra.

### b- Chỉ tiêu tính toán

Hiện nay tính toán ổ lăn dựa theo hai chỉ tiêu:

- Các ổ làm việc với vận tốc thấp ( $n < lv/ph$ ) hoặc đứng yên được tính theo khả năng tải tĩnh để tránh biến dạng dư bề mặt làm việc.

- Các ổ làm việc với vận tốc cao hoặc tương đối cao ( $n \geq 10v/ph$ ) được tính theo độ bền lâu hay còn gọi là tính theo khả năng tải động, để tránh tróc vỉ mồi.

Các ổ làm việc với số vòng quay  $1 < n < 10 v/ph$  thì lấy  $n=10 v/ph$  và tính ổ theo khả năng tải động.

Các ổ làm việc với vận tốc cao, cần kiểm tra số vòng quay của ổ theo điều kiện  $n \leq n_{gh}$ ;  $n_{gh}$  - số vòng quay giới hạn của ổ (cho trong sổ tay).

## 5- Khả năng tải của ổ lăn

### a- Khả năng tải động của ổ lăn

Dưới tác dụng của ứng suất tiếp xúc thay đổi, ổ bị hỏng chủ yếu do mồi bể mặt tiếp xúc. Cơ sở để xuất phát tính ổ lăn theo độ bền lâu là phương trình đường cong mồi tiếp xúc:

$$\sigma_H^{mH} N = \text{const}$$

với:  $N$  - số chu kỳ ứng suất;  $m_H$  - số mũ.

Nếu thay số chu kỳ chịu tải  $N$  bằng tuổi thọ  $L$  tính bằng triệu vòng quay, phương trình trên trở thành:

$$\sigma_H^{mH} L = \text{const} \quad (8.2.12)$$

hoặc nếu thay ứng suất tiếp xúc bằng tải trọng  $Q$ , thì (8.2.12) trở thành:

$$Q^{mL} = \text{const} \quad (8.2.13)$$

Trên cơ sở thực nghiệm có thể xác định tải trọng không đổi ứng với tuổi thọ  $L = 1$  triệu vòng quay. Tải trọng đó gọi là khả năng tải động  $C$  của ổ lăn:

$$Q^{mL} = C^m$$

hoặc  $C = QL^{1/m}$  (8.2.14)

trong đó:  $Q$  - tải trọng quy ước (xác định ở phần sau);

$$m = 3 \text{ với } \text{ ổ bi} \text{ và } m = 10/3 \text{ với } \text{ ổ đũa.}$$

Vậy khả năng tải động là tải trọng tĩnh do ổ tiếp nhận mà không ít hơn 90% số ổ cùng loại lấy làm thí nghiệm, chưa xuất hiện dấu hiệu tróc vỉ mồi. Trị số của khả năng tải động  $C$  tra bảng theo loại ổ và kích thước ổ.

Như vậy, khả năng tải động  $C$  của ổ lăn được xác định với tuổi thọ 90%, nghĩa là 90% số ổ lăn chọn theo trị số  $C$  ở bảng sẽ có tuổi thọ đạt yêu cầu, còn 10% số ổ có thể bị hỏng trước thời hạn dự định.

### b- Khả năng tải tĩnh của ổ lăn

Từ công thức (8.2.14) ta thấy, tải trọng  $Q$  có thể tăng lên vô hạn nếu giảm tuổi thọ  $L$  của ổ xuống rất thấp. Trên thực tế thì tải trọng  $Q$  bị giới hạn bởi khả năng tải tĩnh của ổ.

Khả năng tải tĩnh  $C_o$  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 với ổ đũa.

Trị số của khả năng tải tĩnh  $C_o$  được tra bảng theo loại ổ và kích thước ổ.

Khả năng tải tĩnh được dùng để chọn ổ lăn làm việc với tần số quay thấp ( $n < lv/ph$ ), đồng thời còn để kiểm nghiệm ổ lăn đã được chọn theo khả năng tải động.

### §3- Tính toán ổ lăn

#### 1- Tính ổ lăn theo khả năng tải động

Khả năng tải động tính toán của ổ lăn  $C_d$  được xác định theo công thức:

$$C_d = QL^{1/m} \leq C_b \quad (8.2.15)$$

trong đó:  $Q$  - tải trọng làm việc quy ước (kN);

$L$  - tuổi thọ cần thiết (triệu vòng);

$m = 3$  với ổ bi và  $m = 10/3$  với ổ đũa.

Trường hợp tuổi thọ tính bằng giờ, ký hiệu  $L_h$ , thì:

$$L = 60 \cdot 10^{-6} n L_h \quad (8.2.16)$$

Như vậy, muốn xác định khả năng tải động tính toán cần xác định  $Q$ . Tuỳ theo loại ổ, tải trọng quy ước được tính theo các công thức sau:

+ Với ổ bi đỡ, ổ bi đỡ chặn và ổ đũa côn:

$$Q = (XVF_r + YF_a) K_d K_t \quad (8.2.17)$$

+ Với ổ chặn đỡ:

$$Q = (XF_r + YF_a) K_d K_t \quad (8.2.18)$$

+ Với ổ chặn:

$$Q = F_a K_d K_t \quad (8.2.19)$$

+ Với ổ đũa trụ ngắn đỡ:

$$Q = VF_r K_d K_t \quad (8.2.20)$$

Trong các công thức trên:

$V$  - hệ số ảnh hưởng của vòng nào khi quay, khi vòng trong quay  $V = 1$ ; khi vòng ngoài quay  $V = 1,2$ .

$K_d$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của đặc tính tải trọng (tra bảng);

$K_t$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của nhiệt độ (tra bảng);

$X, Y$  - hệ số tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trực (tra bảng);

$F_r$  - lực hướng tâm tác dụng lên ổ, kN;

$F_a$  - lực dọc trực, tuỳ thuộc loại ổ, kN.

#### a- Xác định lực dọc trực $F_a$

Đối với ổ bi đỡ, ổ bi đỡ lòng cầu hai dây và ổ đũa đỡ lòng cầu hai dây,  $F_a$  là tổng lực dọc trực ngoài (lực ăn khớp của các bộ truyền) tác dụng lên trực và truyền đến ổ.

Đối với ổ đỡ chặn và ổ chặn đỡ do tồn tại góc tiếp xúc  $\alpha$ , khi  $F_r$  tác dụng sẽ sinh ra lực dọc trực phụ  $F_s$  (hình 8.2.8) tính theo các công thức sau:

Với ổ đũa côn:

$$F_s = 0,83 e F_r \quad (8.2.21)$$

trong đó:  $e$  - hệ số,  $e = 1,5 \operatorname{tg}\alpha$

Với ổ bi đỡ chặn:

$$F_s = e F_r \quad (8.2.22)$$

với  $e$  - hệ số, phụ thuộc góc tiếp xúc.

$\alpha$  (tra bảng); Riêng ổ bi đỡ và đỡ chặn có  $\alpha = 12^\circ$  thì  $e$  phụ thuộc vào tỉ số  $iF_a/C_0$  với:

$F_a$  - tải trọng dọc trực tác dụng lên ổ;

$C_0$  - khả năng tải tĩnh của ổ, tra bảng tuỳ thuộc loại ổ sơ bộ chọn.

Lực dọc trực  $F_s$  trên một ổ sẽ tác dụng lên trực và qua trực tác dụng lên ổ kia. Vì vậy, với ổ đỡ chặn, lực dọc trực  $F_a$  được tính như sau:

Gọi  $\sum F_{zj}$  là tổng lực dọc trực tác động vào ổ đang xét j, bao gồm tổng lực dọc trực ngoài  $F_{at}$  và lực dọc trực phụ  $F_{sk}$  từ ổ kia (h.8.2.8), ta có:

$$\sum F_{zj} = F_{sk} \pm F_{at}$$

Dấu + khi  $F_{at}$  cùng chiều với  $F_{sk}$  và ngược lại (hoặc: lực dọc trực, kể cả lực dọc trực phụ, tác dụng lên ổ mang dấu + nếu làm giảm khe hở cho ổ và ngược lại).

Nếu  $F_{sj}$  của ổ đang tính j thoả mãn điều kiện  $F_{sj} \geq \sum F_{zj}$  thì đối với ổ đang tính  $F_{aj} = F_{sj}$ ; ngược lại nếu  $F_{sj} < \sum F_{zj}$  thì  $F_{aj} = \sum F_{zj}$ ; Tức là  $F_{aj} = \text{Max}(F_{sj}, \sum F_{zj})$ .

**Chú ý:** với ổ loại 36000 ( $\alpha = 12^\circ$ ), vì e phụ thuộc lực dọc trực tác dụng lên ổ  $F_a$  nhưng  $F_a$  lại chưa biết (đang cần tính); vì vậy, tiến hành tính như sau:

+ Tính sơ bộ e theo công thức:

$$e = 0,574 \left( \frac{F_r}{C_o} \right)^{0,215} \quad (8.2.23)$$

nếu  $e < 0,3$  thì lấy  $e = 0,3$ ;

+ Dùng e vừa xác định để tính các lực  $F_{aj}$  cho ổ thứ j;

+ Dùng  $F_{aj}$  để tính  $i \cdot F_{aj} / C_0$  rồi tra e chính xác theo bảng; với i là số dây con lăn.

### b- Xác định các hệ số X, Y

Các hệ số X, Y được tra bảng theo tỉ số  $F_a/(V \cdot F_r)$  và e.

### c- Chú ý

Với sơ đồ dùng gối kép (hình 8.2.9a,b):

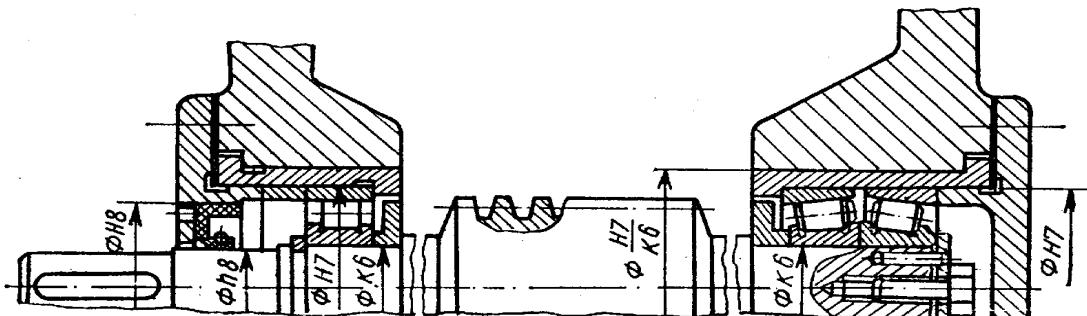
- Ổ tuỳ động (ổ bi đỡ; ổ đũa trụ ngắn đỡ kiểu 2000 ...) chỉ chịu lực hướng tâm (lực dọc trực tác dụng lên ổ bằng 0).

- Ổ của gối kép (gối cố định) gồm 2 ổ bi đỡ chặn (h.8.2.9b) hoặc 2 ổ đũa côn (h.8.2.9.a); chúng có thể bố trí theo sơ đồ thuận (còn gọi là sơ đồ chữ O) (h.8.2.9a) hoặc sơ đồ ngược (còn gọi là sơ đồ chữ X) (h.8.2.9b).

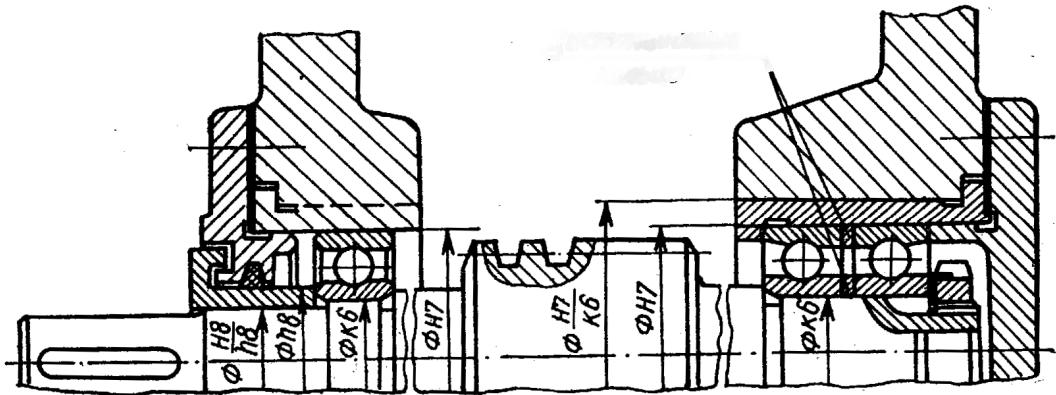
- Việc tính ổ kép theo khả năng tải động hoặc tải tĩnh được tiến hành như đối với ổ 2 dây. Khi tính toán cần chú ý:

+ Tải trọng dọc trực tác dụng lên ổ chỉ có tải trọng ngoài (bỏ qua lực dọc trực phụ).

+ Khả năng tải động trong bảng của ổ kép được tra trong các bảng trong các sổ tay vòng bi, hoặc xác định như sau:



Hình 8.2.9a: Kết cấu ổ kép theo sơ đồ thuận



Hình 8.2.9b: Kết cấu ổ kép theo sơ đồ ngược

$$\text{Với ổ bi: } C_b = 2^{7/10} C_{b1} \approx 1,6 C_{b1} \quad (8.2.24)$$

$$\text{Với ổ đũa: } C_b = 2^{7/9} C_{b1} \approx 1,7 C_{b1} \quad (8.2.25)$$

trong đó  $C_{b1}$  - khả năng tải động của ổ một dãy cùng loại.

- Khả năng tải tĩnh trong bảng của ổ kép được tra trong các bảng trong các sổ tay vòng bi, hoặc xác định như sau:

$$C_0 = 2C_{01} \quad (8.2.26)$$

trong đó  $C_{01}$  - khả năng tải tĩnh của ổ một dãy cùng loại.

### c- Trường hợp ổ lăn chịu tải thay đổi

Khi này tải trọng quy ước  $Q$  được thay bằng tải trọng tương đương  $Q_E$ :

$$Q_E = \sqrt[m]{\frac{\sum Q_i^m L_i}{\sum L_i}} \quad (8.2.27)$$

trong đó:  $m = 3$  với ổ bi,  $m = 10/3$  với ổ đũa;

$Q_i$  - tải trọng quy ước khi chịu tải trọng tĩnh ở chế độ thứ  $i$ , tính theo công thức (8.2.17) đến (8.2.20) tuỳ thuộc loại ổ;

$L_i$  - số triệu vòng quay ở chế độ thứ  $i$ ; nếu tuổi thọ tính bằng giờ  $L_{hi}$  thì:

$$L_i = 60 \cdot 10^{-6} n L_{hi} \quad (8.2.28)$$

### 2- Tính ổ lăn theo khả năng tải tĩnh

Với các ổ lăn không quay hoặc quay với số vòng quay rất nhỏ ( $n < 1$  v/ph), như ổ chặn của cần trục, móc treo, kích, thiết bị ép v.v..., ổ lăn được chọn theo khả năng tải tĩnh để tránh biến dạng dư quá trị số cho phép theo điều kiện:

$$Q_t \leq C_o \quad (8.2.29)$$

trong đó:  $C_o$  - khả năng tải tĩnh, kN - tra bảng trong sổ tay.

$Q_t$  - tải trọng quy ước, xác định như sau:

+ Với ổ đỡ và đỡ chặn:

$$Q_t = X_o F_r + Y_o F_a \quad (8.2.30)$$

nhưng nếu  $Q_t < F_r$  thì  $Q_t = F_r$ .

+ Với ổ chặn và chặn đỡ:

$$Q_t = F_a + 2,3 F_r \operatorname{tg} \alpha \quad (8.2.31)$$

nhưng khi  $\alpha = 90^\circ$  thì  $Q_t = F_a$ .

Trong đó:  $X_o$ ,  $Y_o$  - hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trực tĩnh (tra bảng);

$F_a$  – lực dọc trực (xác định như phần trên).

Filename: BAI2.DOC  
Directory: C:\Users\Ngo Van Quyet\Desktop\CTMK4\PHAN3-TMDONOI  
Template: C:\Users\Ngo Van Quyet\AppData\Roaming\Microsoft\Templates\Normal.dotm  
Title: các tiết máy đõ nối  
Subject:  
Author: Ngoc Pi  
Keywords:  
Comments:  
Creation Date: 18/11/2001 11:22:00 CH  
Change Number: 8  
Last Saved On: 19/12/2008 9:37:00 CH  
Last Saved By: Ngo Van Quyet  
Total Editing Time: 7 Minutes  
Last Printed On: 19/12/2008 9:47:00 CH  
As of Last Complete Printing  
Number of Pages: 10  
Number of Words: 3.696 (approx.)  
Number of Characters: 21.072 (approx.)