

Chương 6. TRUYỀN ĐỘNG TRỤC VÍT

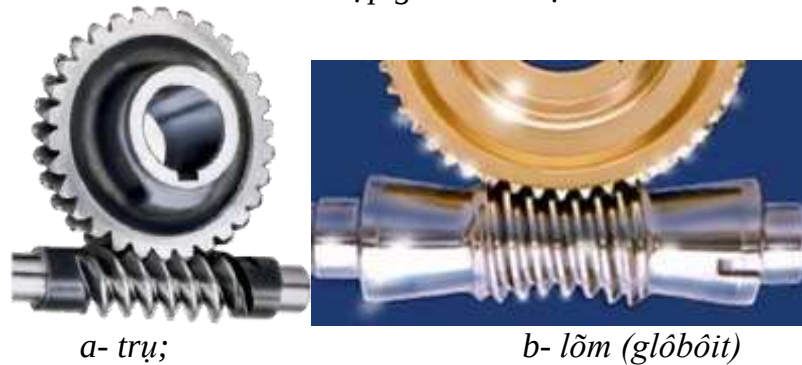
1. Khái niệm chung

1.1. Nguyên lý làm việc của bộ truyền động trục vít-bánh vít

Truyền động trục vít thuộc loại truyền động bánh răng đặc biệt dùng để truyền chuyển động quay và tải trọng giữa hai trục chéo nhau, góc giữa hai trục thường là 90° .



Hình 6.1 Hộp giảm tốc trục vít



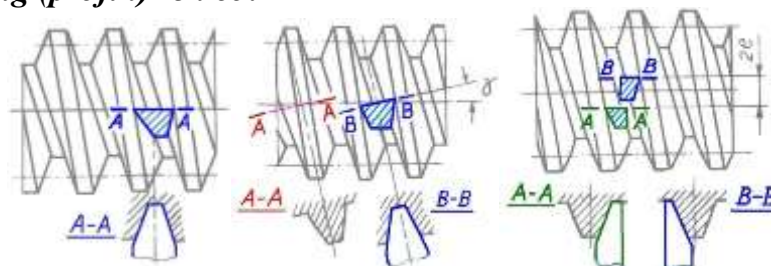
Hình 6.2 Trục vít

Trục vít là một trục có nhiều vòng ren, thường bằng thép. Bánh vít có cấu tạo tương tự bánh răng nghiêng nhưng dạng răng khác, mặt chân răng là một phần của mặt xuyến, thường làm bằng hợp kim màu. Bánh vít được gia công bằng dao phay lăn có hình dạng giống như trục vít sẽ ăn khớp với nó (nhưng đường kính ngoài của dao hơi lớn hơn đường kính ngoài của trục vít để tạo nên khe hở hướng tâm ở chân răng bánh vít).

Ren trục vít và răng bánh vít tiếp xúc nhau theo đường; thông thường trục vít dẫn động.

1.2. Phân loại bộ truyền động trục vít-bánh vít

a. Theo biên dạng (prôfin) ren có:



a- Trục vít Acsimét; b- Trục vít Convôlút; c- Trục vít thân khai

Hình 6.3 Các biên dạng ren trục vít

- Bộ truyền trục vít Acsimét: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc chứa đường tâm của trục vít, tương tự như ren thang con (hình 6.3a).

- Bộ truyền trục vít Convôlút: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt pháp tuyến với đường ren (hình 6.3b).

- Bộ truyền trục vít thân khai: có cạnh ren thẳng trong mặt cắt dọc tiếp tuyến với mặt trụ cơ sở (hình 6.3c).

b. Theo vị trí tương đối của trục vít so với bánh vít có thể chia ra:

- Bộ truyền trục vít nằm trên
- Bộ truyền trục vít nằm dưới
- Bộ truyền trục vít nằm bên cạnh

c. Theo hình dáng trục vít có:

- Bộ truyền trục vít trụ: có trục vít hình trụ như trên hình 6.2a.
- Bộ truyền trục vít lõm (còn gọi là bộ truyền glôbôit), trong đó trục vít được khoét lõm như trên hình 6.2b để có nhiều ren cùng ăn khớp.

d. Theo số mối ren:

- + Trục vít một mối ren
- + Trục vít nhiều mối ren.

Hiện nay truyền động trục vít trụ được dùng nhiều hơn cả. Vì vậy ta chỉ nghiên cứu về trục vít trụ Acsimét (gọi là **bộ truyền trục vít Acsimét**).

1.3. Ưu và nhược điểm và phạm vi sử dụng

a. Ưu điểm

- Tỷ số truyền lớn, có thể đến 1000
- Làm việc êm và không ồn;
- Có khả năng tự hãm (trong một vài trường hợp).

b. Nhược điểm

- Hiệu suất thấp do ma sát;
- Cần dùng vật liệu giảm ma sát (đồng thanh) tương đối đắt tiền để làm bánh vít.

c. Phạm vi ứng dụng

- Cơ cấu bánh vít – trục vít có hiệu suất thấp nên thường chỉ dùng để truyền công suất nhỏ và trung bình.
- Cơ cấu bánh vít – trục vít được dùng trong máy nâng chuyển, máy cắt kim loại, ô tô v.v...

2. Thông số hình học của bộ truyền trục vít Acsimét

1. Môđun m (mm): $m = t/\pi$

t : bước ren trục vít = bước ren bánh vít

Giá trị m được tiêu chuẩn hoá theo hai dãy theo thứ tự ưu tiên sau:

Dãy 1: 1,0; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20

Dãy 2: 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 9; 12; 14

2. Góc phân ren trục vít: $\alpha = 20^\circ$ (đo trong tiết diện dọc trục của trục vít)

3. Hệ số đường kính trục vít q : chọn theo tiêu chuẩn tùy theo môđun m .

Giá trị q được tiêu chuẩn hoá theo hai dãy theo thứ tự ưu tiên sau:

Dãy 1: 8; 10; 12,5; 16; 20; 25;

Dãy 2: 7,1; 7,5; 9; 11,2; 12; 14; 18; 22,4;

Chọn hệ số đường kính q theo môđun m

Modul m (mm)	Hệ số đường kính q
1,6	10; 12,5; 16; 20
2; 2,5; 3,15; 4; 5; 8; 10; 12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
6,3	8,9; 10; 12,5; 14; 16; 20
16	8; 10; 12,5; 16
20	8; 10

4. Bước của đường xoắn ốc: $S = Z_1.t$

5. Số mối ren của trục vít: $Z_1 = 1 \div 4$. Truyền công suất lớn không nên lấy $Z_1 = 1$ vì hiệu suất rất thấp và bộ truyền bị nóng nhiều.

6. Số ren bánh vít Z_2 ($Z_2 \geq 25$): Số răng Z_2 không nên ít quá để tránh bị cắt chân răng, thông thường chọn trong khoảng $Z_2 = 50 \div 60$ (răng).

7. Đường kính mặt trụ lăn của trục vít d_1 (mm): (bằng đường kính mặt trụ chia của trục vít d_{c1}): $d_1 = d_{c1} = m.q$ (trường hợp không dịch chỉnh)

Để hạn chế số dao gia công bánh vít, người ta tiêu chuẩn hoá các giá trị m và q đi đôi với nhau (tiêu chuẩn hoá giá trị $m\sqrt[3]{q}$)

8. Đường kính vòng lăn bánh vít d_2 (mm): trùng với đường kính vòng chia d_{c2} :

$$d_2 = d_{c2} = m \cdot Z_2 \quad (12-4)$$

9. Góc nâng của ren trục vít λ (độ): $\lambda = 5^\circ \div 20^\circ$

$$\text{Ta có: } \tan \lambda = \frac{s}{\pi \cdot d_1} = \frac{s}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{t \cdot Z_1}{\pi \cdot d_{c1}} = \frac{m \cdot Z_1}{d_{c1}} = \frac{Z_1}{q}$$

10. Đường kính mặt trụ đỉnh ren d_{e1} và mặt trụ đáy ren trục vít d_{i1} :

$$d_{e1} = d_{c1} + 2 \cdot m; \quad d_{i1} = d_{c1} - 2 \cdot 4 \cdot m$$

11. Đường kính vòng đỉnh răng d_{e2} và vòng đáy răng bánh vít d_{i2} :

$$d_{e2} = d_{c2} + 2 \cdot m; \quad d_{i2} = d_{c2} - 2 \cdot 4 \cdot m$$

12. Khoảng cách trục của bộ truyền không dịch chỉnh:

$$A = \frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} = 0,5 \cdot m \cdot (Z_2 + q)$$

13. Chiều dài phần cắt ren trên trục vít $b_1 \geq (C_1 + C_2 Z_1) m$

- Nếu $Z_1 = 1, 2$ thì $C_1 = 11$ và $C_2 = 0,06$.

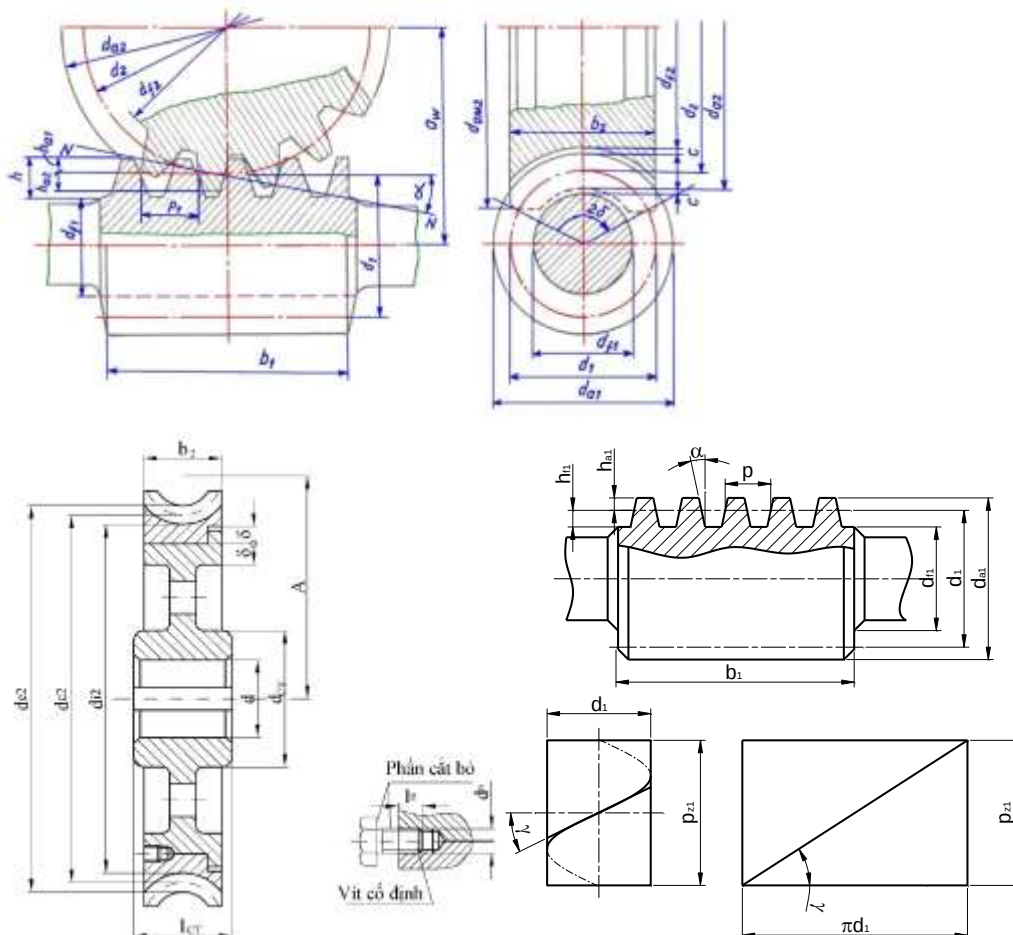
- Nếu $Z_1 = 4$ thì $C_1 = 12,5$ và $C_2 = 0,09$.

14. Đường kính lớn nhất của bánh vít $d_{eM2} \leq d_{e2} + \frac{6m}{Z_1 + 2}$

15. Chiều rộng bánh vít b_2 Khi $z_1 = 1$ hoặc 2 thì $b_2 \leq 0,75 d_{e1}$; $z_1 = 4$ thì $b_2 \leq 0,67 d_{e1}$

16. Góc nghiêng răng của bánh vít $\beta = \gamma$

17. Góc ôm trục vít bởi bánh vít $\sin \delta = \frac{b_2}{d_{e1} - 0,5m}$ thông thường $2\delta = 100^\circ$



Hình 6.4 Các thông số hình học của trục vít và bánh vít

3. Động học truyền động trục vít – bánh vít

3.1. Tỷ số truyền (u)

Khi trục vít quay một vòng thì mỗi điểm trên vòng lăn của bánh vít di chuyển được một khoảng S (bước của đường xoắn ốc), nghĩa là bánh vít quay được $S/\pi \cdot d_2$ vòng.

Vậy trong một phút trục vít quay được n_1 vòng thì bánh vít quay được: $n_2 = \frac{s}{\pi \cdot d_2} \cdot n_1$

Tỉ số truyền: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi.d_2}{S}$

Vì $\pi d_2 = Z_2.t$ và $S = Z_1.t$ nên: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$

Do Z_1 có giá trị nhỏ ($Z_1 = 1 \div 4$), tỉ số truyền $i = \frac{Z_2}{Z_1}$ có trị số lớn.

Nếu biểu thị bước đường xoắn ốc của ren trục vít theo hệ thức: $S = \pi.d_1.tg\lambda$

Từ (12-11) ta có: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{\pi.d_2}{\pi.d_1.tg\lambda} = \frac{d_2}{d_1.tg\lambda}$

Vậy trong bộ truyền trục vít tỉ số truyền i không bằng tỉ số giữa đường kính vòng lăn bánh vít với đường kính vòng lăn trục vít ($i \neq \frac{d_2}{d_1}$) mà bằng tỉ số giữa số răng bánh vít với số môit ren của trục vít.

Tỉ số truyền được chọn theo dãy tiêu chuẩn, giá trị u thực tế không được sai lệch quá 4% so với giá trị tiêu chuẩn.

Dãy 1	8; 10; 12, 5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63;80
Dãy 2	9; 11,2; 14; 18; 22, 4; 28; 35, 5; 45; 56; 71

3.2. Vận tốc vòng

- Vận tốc vòng của trục vít: $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{1000.60}$ (m/s)

- Vận tốc vòng của bánh vít: $v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{1000.60}$ (m/s)

d_1 : đường kính vòng lăn trục vít, $d_1 = m.q$

d_2 : đường kính vòng lăn trục vít, $d_2 = m.Z_2$

n_1 : số vòng quay của trục vít (v/p)

n_2 : số vòng quay của bánh vít (v/p)

m : môđun mặt đáy của răng (lấy theo tiêu chuẩn)

q : Hệ số đường kính trục (lấy theo tiêu chuẩn)
(khi tính sơ bộ $q \approx 0,26Z_2$)

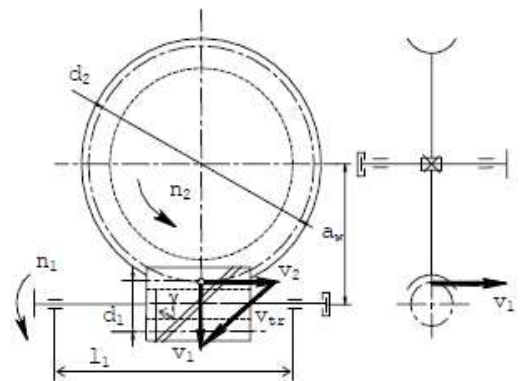
Z_1 : Số môit ren của trục vít

Z_2 : Số răng của bánh vít

3.3. Vận tốc trượt - Vận tốc trượt v_{tr} : $v_{tr} = v_1/\cos\lambda$

Đối với bộ truyền không dịch chỉnh:

$$v_{tr} = \frac{mn_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2}$$



Hình 6.5

4. Lực tác dụng và tải trọng tính

4.1. Lực tác dụng

Khi bộ truyền làm việc, trục và ổ mang trục vít và bánh vít chịu tác dụng của những lực sau (Hình 6.6).

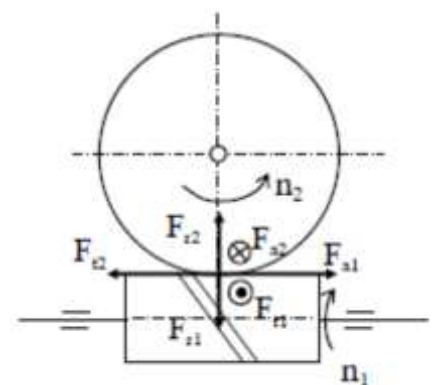
- Lực tiếp tuyến F_{t1} tác dụng lên trục dẫn I, lực F_{t2} tác dụng lên trục II. Phương của F_{t1} tiếp tuyến với vòng lăn trục vít, phương của F_{t2} tiếp tuyến với vòng lăn của bánh vít. Chiều của F_{t1} ngược với chiều quay n_1 chiều của F_{t2} cùng với chiều quay n_2 . Giá trị của F_{t1}

và F_{t2} : $F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1}$, $F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$

Quan hệ giữa F_{t1} và F_{t2} được xác định: $F_{t1} = F_{t2} . tg(\gamma + \varphi)$

Trong đó φ là góc ma sát trên bề mặt tiếp xúc của ren trục vít và răng bánh vít; γ : Góc nâng ren trục vít

T_1, T_2 : Mômen xoắn trên trục dẫn và trục bị dẫn; (Nmm)



Hình 6.6

d_1, d_2 : Đường kính vòng chia của trục vít và bánh vít; (mm)

- Lực hướng tâm F_{r1} tác dụng lên trục I, vuông góc với trục I và hướng về phía trục I. Lực hướng tâm F_{r2} vuông góc với trục II và hướng về phía trục II.

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha / \cos \lambda$$

- Lực dọc trục F_{a1} tác dụng lên trục I, song song với trục I. Lực dọc trục F_{a2} song song với trục II. Chiều của lực F_{a1}, F_{a2} phụ thuộc vào chiều quay và chiều nghiêng của đường ren. Giá trị của lực dọc trục:

$$F_{a1} = F_{t2} = 2 \cdot T_2 / d_2$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 2 \cdot T_1 / d_1$$

Lực F_{a1} tác dụng lên trục vít có giá trị rất lớn, dễ làm trục vít mất ổn định.

4.2. Tải trọng tính

Tải trọng tính là tích của hệ số tải trọng K với tải trọng danh nghĩa

Hệ số tải trọng K gồm hai thành phần: $K = K_{tt} \cdot K_d$

a. Hệ số tập trung tải trọng K_{tt} :

Nguyên nhân chủ yếu gây ra tập trung tải trọng là do trục vít bị biến dạng uốn (bị võng).

Việc xác định hệ số K_{tt} dựa vào các bảng tra (sách Thiết kế Chi tiết máy).

b. Hệ số tải trọng động K_d :

Tải trọng động sinh ra do chất lượng chế tạo, lắp ghép và vận tốc của bộ truyền. Các sai số này dẫn đến ăn khớp kém chính xác; vận tốc cao, tải trọng động càng lớn.

♦ Nếu vận tốc vòng của bánh vít $v_2 \leq 3\text{m/s}$ thì lấy $K_d = 1 \div 1,1$

♦ Nếu $v_2 > 3\text{m/s}$ thì lấy $K_d = 1,1 \div 1,3$

5. Các dạng hỏng

Trong quá trình làm việc, bộ truyền trục vít - bánh vít có thể xuất hiện các dạng hỏng sau:

- Dính xước bề mặt, thường xảy ra ở các bộ truyền có áp suất trên bề mặt tiếp xúc lớn, vận tốc làm việc tương đối lớn. Trên bề mặt ren trục vít có dính các hạt kim loại, bị bứt ra từ bánh vít. Mặt ren trở nên sần sùi. Đồng thời mặt răng bánh vít bị cào xước. Chất lượng bề mặt giảm đáng kể, bộ truyền làm việc không tốt nữa.

Nguyên nhân: do ứng suất lớn và nhiệt độ cao làm vật liệu của bánh vít tại chỗ tiếp xúc đạt đến trạng thái chảy dẻo. Kim loại bị bứt ra dính lên mặt ren trục vít, tạo thành các vấu, các vấu này cào xước mặt răng bánh vít.

- Mòn răng bánh vít và ren trục vít, do vận tốc trượt rất lớn, nên tốc độ mòn cao. Vật liệu của bánh vít có cơ tính thấp, bánh vít bị mòn nhiều hơn. Mòn làm yếu chân răng và làm nhọn răng bánh vít. Mòn thường xảy ra ở những bộ truyền có áp suất trung bình và bôi trơn không đầy đủ.

- Biến dạng mặt răng, trên răng bánh vít có những chỗ lồi lõm, dạng răng bị thay đổi, bộ truyền ăn khớp không tốt nữa. Dạng hỏng này thường xuất hiện ở các bộ truyền có áp suất trên mặt tiếp xúc lớn, và vận tốc làm việc thấp.

- Gãy răng bánh vít, một hoặc vài răng tách rời khỏi bánh vít. Gãy răng là dạng hỏng nguy hiểm.

Gãy răng có thể do quá tải, hoặc do bị mỏi, khi ứng suất uốn trên tiết diện chân răng vượt quá giá trị cho phép.

- Tróc rỗ mặt răng, trên mặt ren trục vít và răng bánh vít có những lỗ nhỏ và sâu, làm hỏng mặt răng, bộ truyền làm việc không tốt nữa. Tróc rỗ thường xảy ra ở những bộ truyền bánh vít làm bằng đồng thanh có độ bền chống dính cao, ứng suất tiếp xúc nhỏ và được bôi trơn đầy đủ.

- Nhiệt độ làm việc quá cao. Khi nhiệt độ vượt quá giá trị cho phép, sẽ làm giảm chất lượng dầu bôi trơn. Làm thay đổi tính chất các mối ghép, có thể dẫn đến kẹt ổ. Làm các trục giãn dài, có thể làm tăng tải trọng phụ.

- Trục vít bị uốn cong, do mất ổn định. Đối với những bộ truyền có trục vít mảnh, tỷ lệ giữa khoảng cách l_1 và đường kính d_{f1} quá lớn. Lực dọc trục F_{a1} nén trục vít, làm trục vít mất ổn định.

6. Bôi trơn và hiệu suất của bộ truyền trục vít-bánh vít

6.1. Bôi trơn

Khi bộ truyền trục vít làm việc, tại các bề mặt tiếp xúc của ren trục vít với răng bánh vít có ma sát lớn nên sinh nhiều nhiệt và làm giảm hiệu suất của bộ truyền. Vì vậy ta phải bôi trơn cho bộ truyền. Để bôi trơn cho bộ truyền thì một phần trục vít hoặc một phần bánh vít phải được nhúng trong dầu tùy theo vị trí bánh vít ở dưới hay trục vít ở dưới. Để tránh mất mát nhiều công suất do khuấy dầu, chỉ nên cho dầu ngập đến chân ren trục vít hoặc ngập 1/3 bánh kính bánh vít. Lượng dầu đổ vào hộp giảm tốc nên lấy khoảng $0,35 \div 0,7$ lít cho 1 kW. Khi vận tốc vòng của trục vít $v \geq 12$ m/s thì bộ truyền được bôi trơn bằng cách phun dầu.

Dùng dầu bôi trơn có độ nhớt càng cao thì càng tăng khả năng chống dính, nhưng cũng làm tăng khả năng mất mát công suất do khuấy dầu. Có thể chọn độ nhớt thích hợp cho dầu bôi trơn theo bảng 6. Để tăng khả năng chống dính nên pha thêm khoảng $3 \div 10\%$ dầu thực vật hoặc mỡ động vật.

Bảng 6.1: Chọn độ nhớt động của dầu bôi trơn bộ truyền trục vít (Ở nhiệt độ 50°C và 100°C)

Vận tốc trượt v_{tr} , m/s	Dưới 1	Dưới 2,5	Dưới 5	5÷10	10÷15	15÷25	Trên 25
Độ nhớt động (cSt) của dầu ở 50°C	450	270	180	120	85	60	45
Độ nhớt động (cSt) của dầu ở 100°C	53	34	23	15	-	-	-

6.2. Hiệu suất

Khi làm việc, bộ trục vít cũng như bộ truyền bánh răng bị mất mát công suất do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khi ăn khớp, do ma sát trong ổ trục và do khuấy dầu. Vì vận tốc trượt lớn cho nên mất mát do ma sát giữa ren trục vít và răng bánh vít khá lớn.

Nếu không kể đến công suất mất mát trong ổ và do khuấy dầu, trường hợp trục vít dẫn động, thì hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức

$$\eta = \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma + \varphi)}$$

Nếu xét đến cả mất mát công suất do khuấy dầu thì hiệu suất được tính theo công thức

$$\eta = 0,95 \frac{\tan(\gamma)}{\tan(\gamma + \varphi)}$$

Qua công thức trên ta thấy hiệu suất tăng khi tăng góc nâng ren trục vít γ và giảm góc ma sát φ . Xét biến thiên của hiệu suất η theo góc nâng ren trục vít γ , khi $\gamma = 45^\circ - \varphi/2$ hiệu suất η có hệ số cực đại. Tuy nhiên để kích thước bộ truyền không quá lớn hoặc không làm giảm độ cứng vững của trục vít thì thường lấy γ không quá 25°C .

Khi kích thước bộ truyền chưa được xác định (do đó chưa biết được vận tốc trượt v_{tr} và γ) có thể lấy sơ bộ hiệu suất như sau:

$$Z_1 = 1 \text{ thì } \eta = 0,7 \div 0,75$$

$$Z_1 = 2 \text{ thì } \eta = 0,75 \div 0,82$$

$$Z_1 = 4 \text{ thì } \eta = 0,87 \div 0,92$$

Trường hợp bánh vít dẫn động hiệu suất của bộ truyền được tính theo công thức sau:

$$\eta = 0,95 \frac{\tan(\gamma + \varphi)}{\tan(\gamma)}$$

Hiệu suất của bộ truyền có bánh vít dẫn động rất thấp ($\eta < 0,5$). Từ công thức (14 - 6) ta có thể thấy khi $\gamma \leq \varphi$ thì $\eta \leq 0$, nghĩa là bộ truyền tự hãm(chuyển động không thể truyền từ bánh vít sang trục vít)

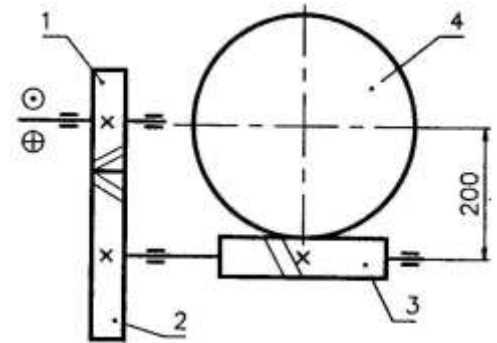
Bài tập áp dụng

Ví dụ 1. Hệ thống truyền động gồm cặp bánh răng trụ răng nghiêng và trục vít - bánh vít như hình 6. (truyền chuyển động và công suất từ bánh răng 1 sang bánh vít 4). Cho biết trục vít chế tạo từ thép và bánh vít từ đồng thanh, tỉ số truyền bộ truyền trục vít $u_{34} = 20$, số vòng quay trục vít 3 là $n_3 = 600$ vg/ph. Xác định:

a) Phương, chiều lực tác dụng lên các bánh răng, trục vít và bánh vít?

b) Các thông số hình học bộ truyền trục vít (z_3, z_4, q và môđun m) nếu cho trước khoảng cách trục $a_{34} = 200\text{mm}$ và bánh vít không dịch chỉnh.

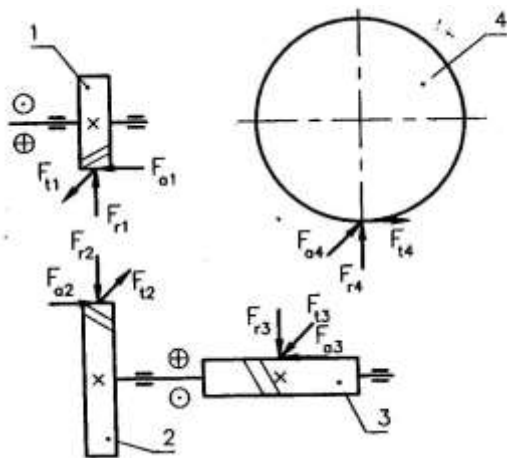
c) Vận tốc trượt v_s , góc ma sát thay thế ρ' và hiệu suất bộ truyền trục vít η .



Hình 6.7

Bài giải:

a) Phương chiều các lực tác dụng lên các bánh răng, trục vít và bánh vít được phân tích trên hình 6.8.



Hình 6.8

b) Chọn số mối ren $z_3 = 2$ với tỉ số truyền $u = 20$. Số răng bánh vít $z_2 = 20 \times 2 = 40$.

Chọn hệ số đường kính $q \approx 0,26 \times z_2 = 10,4 \rightarrow$ chọn $q = 10$.

Từ đây suy ra: $m = 2 \times a_w / (z_2 + q) = 2 \times 200 / (40 + 10) = 8$, ta chọn $m = 8$ mm theo tiêu chuẩn.

Khoảng cách trục: $a_w = 8 \times (40 + 10) / 2 = 200\text{mm}$.

Xác định các kích thước chính của bộ truyền.

Thông số hình học	Công thức:
Trục vít	
Đường kính vòng chia	$d_1 = m \times q = 8 \times 10 = 80$ mm
Đường kính vòng đỉnh	$d_{e1} = d_1 + 2 \times m = 96$ mm
Đường kính vòng đáy	$d_{i1} = d_1 - 2,4 \times m = 60,8$ mm
Góc xoắn ốc vít λ	$\lambda = \arctg \frac{z_1}{q} = 11,31^\circ$
Chiều dài phần cắt ren trục vít	$b_1 \geq (C_1 + C_2 \times z_2) \times m = (11 + 0,06 \times 40) 8 = 107,2$ mm
Bánh vít	
Đường kính vòng chia	$d_2 = m \times z_2 = 8 \times 40 = 320$ mm
Đường kính vòng đỉnh	$d_{e2} = m \times (z_2 + 2) = 8 \times (40 + 2) = 336$ mm
Đường kính vòng đáy	$d_{i2} = m \times (z_2 - 2,4) = 8 \times (40 - 2,4) = 300,8$ mm
Khoảng cách trục	$a_w = 0,5 \times m \times (q + z_2) = 0,5 \times 8 \times (10 + 40) = 200$ mm
Đường kính lớn nhất bánh vít	$d_{eM2} \leq d_{e2} + 6 \times m / (z_1 + 2) = 336 + 6 \times 8 / (2 + 2) = 528$ mm
Chiều rộng bánh vít b_2	$b_2 \leq 0,75 \times d_{e1} = 0,75 \times 96 = 72$ mm

c) Vận tốc trượt: $v_s = \frac{m \times q}{19500} \times \sqrt{z_1^2 + q^2} = \frac{8 \times 600}{19500} \times \sqrt{2^2 + 10^2} = 2,51 \text{ m/s}$

Hiệu suất η theo công thức (7.9) [10]: $\eta = 0,95 \times \frac{\text{tg}11,31}{\text{tg}(11,31+1,97)} = 0,805$

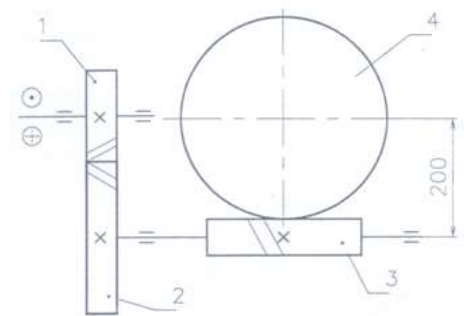
trong đó góc ma sát ρ' có thể tra bảng (7.5) [10] hoặc tính theo công thức: $\rho' = \arctg f = \arctg(0,048/v_s^{0,36}) = 1,97^\circ$.

Câu hỏi ôn tập

1. Trình bày cấu tạo, ưu nhược điểm của bộ truyền trục vít – bánh vít?
2. Phân biệt các loại bộ truyền trục vít – bánh vít?
3. Trình bày các thông số động học của bộ truyền trục vít – bánh vít?
4. Phân tích các lực và viết công thức tính các lực tác dụng lên bộ truyền trục vít?
5. Nêu vật liệu chế tạo bánh vít, trục vít?
6. Viết công thức tính hiệu suất của bộ truyền? Phân tích sự ảnh hưởng của góc γ và góc φ đến hiệu suất của bộ truyền trục vít – bánh vít?
7. Trình bày cách bôi trơn bộ truyền?

BÀI TẬP

Bài tập 1. Cho hệ thống truyền động gồm cặp bánh răng trụ răng nghiêng và trục vít – bánh vít (hình 13.8). Cho biết trục vít được chế tạo từ thép và bánh vít được chế tạo từ đồng thanh, tỉ số truyền của bộ truyền trục vít là $u_{34} = 20$, số vòng quay trục vít 3 là $n_3 = 600 \text{ vg/ph}$. Xác định:



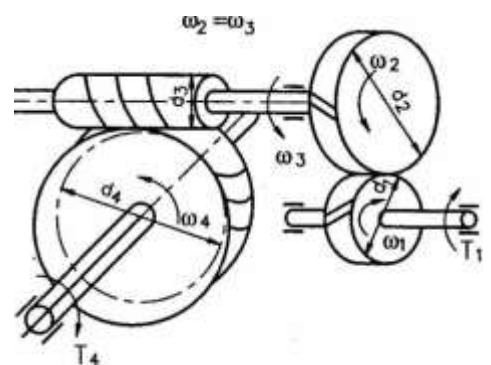
a. Các thông số hình học bộ truyền trục vít (Z_3, Z_4, q , môđun m), nếu cho trước khoảng cách trục $a_{34} = 200 \text{ mm}$ và bánh vít không dịch chỉnh.

b. Tính hiệu suất của bộ truyền trục vít – bánh vít. Biết góc ma sát $\varphi = 1,97^\circ$

Bài tập 2. Cho bộ truyền trục vít – bánh vít với các số liệu như sau: Số vòng quay trục vít $n_1 = 968 \text{ vg/ph}$, số vòng quay bánh vít $n_2 = 47,7 \text{ vg/ph}$. Số mối ren là $Z_1 = 2, m = 10$

- a. Tính tỉ số truyền,
- b. Tính số răng bánh vít, tính lại chính xác tỉ số truyền
- c. Tính chọn hệ số đường kính q ,

Bài tập 3. Trục vít có số mối ren là $z_1 = 2$, số răng bánh vít $z_2 = 58$, môđun $m = 8 \text{ mm}$, hệ số đường kính $q = 12,5$. Tính toán các kích thước chủ yếu bộ truyền trục vít.



Bài tập 4. Xác định các kích thước của bộ truyền trục vít, biết rằng khoảng cách trục tiêu chuẩn $a_w = 160 \text{ mm}$, tỉ số truyền $u = 31,5$. Theo điều kiện bền môđun không nhỏ hơn 8 mm , hệ số đường kính trục vít $q = 8$. Trục vít được mài bóng, tôi và có một mối ren.

Bài tập 5. Xác định phương, chiều và giá trị các lực tác dụng lên mỗi ăn khớp bộ truyền trục vít và bánh răng. Cho biết $T_1 = 100 \text{ Nm}$, $n_1 = 1200 \text{ vg/ph}$, tỉ số truyền $u_{12} = 2$, $u_{34} = 25$, số răng $z_1 = 24$, $z_3 = 2$, môđun bộ truyền trục vít và bánh răng trụ như nhau $m = 4 \text{ mm}$, hệ số đường kính $q = 10$.