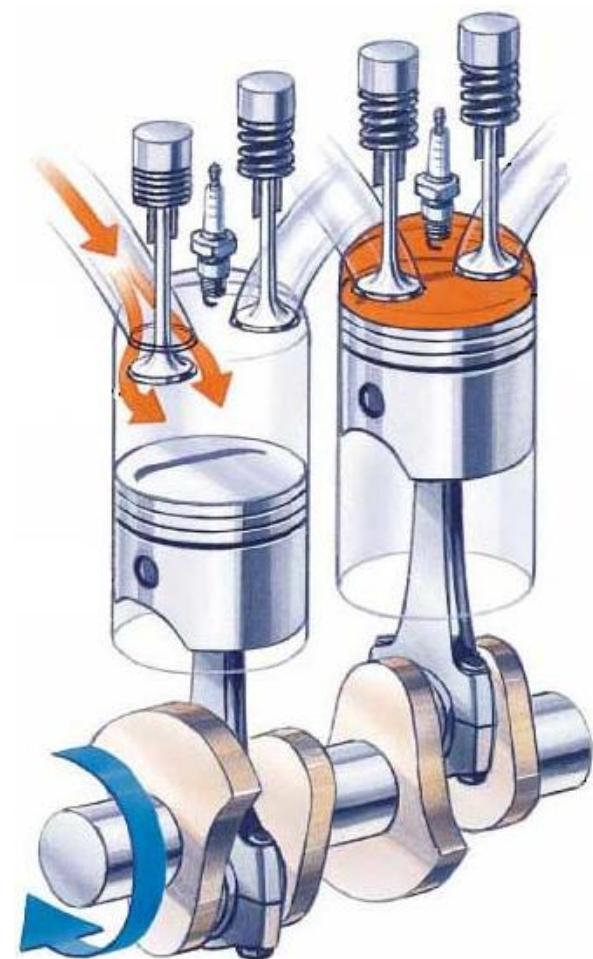


# CƠ SỞ TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

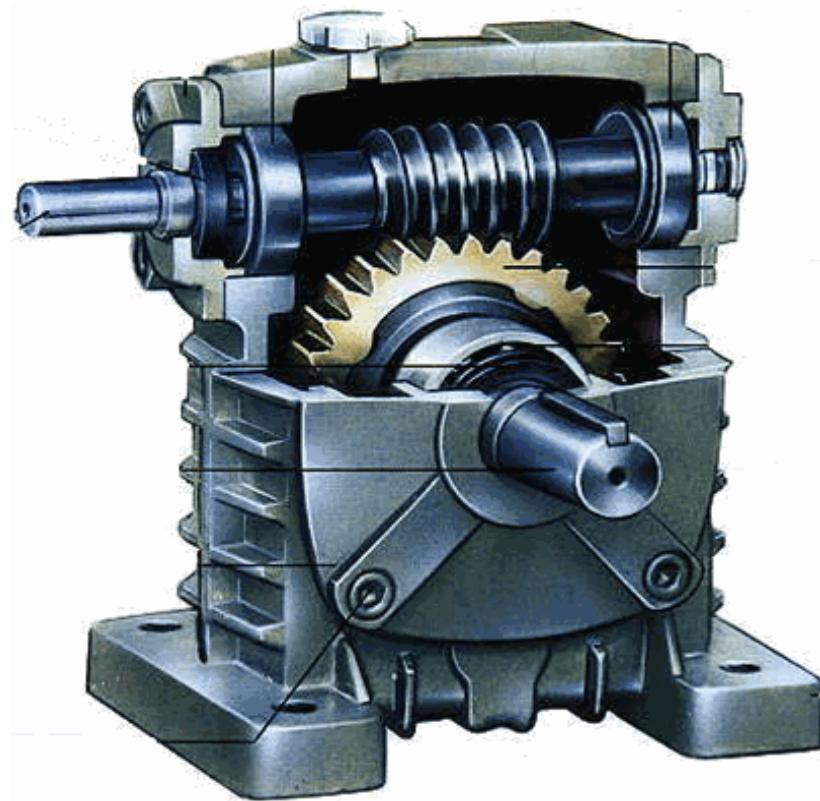
Nguyễn Hữu Hào



## 7.1. Khái niệm chung

### 7.1.1. Nguyên lý làm việc

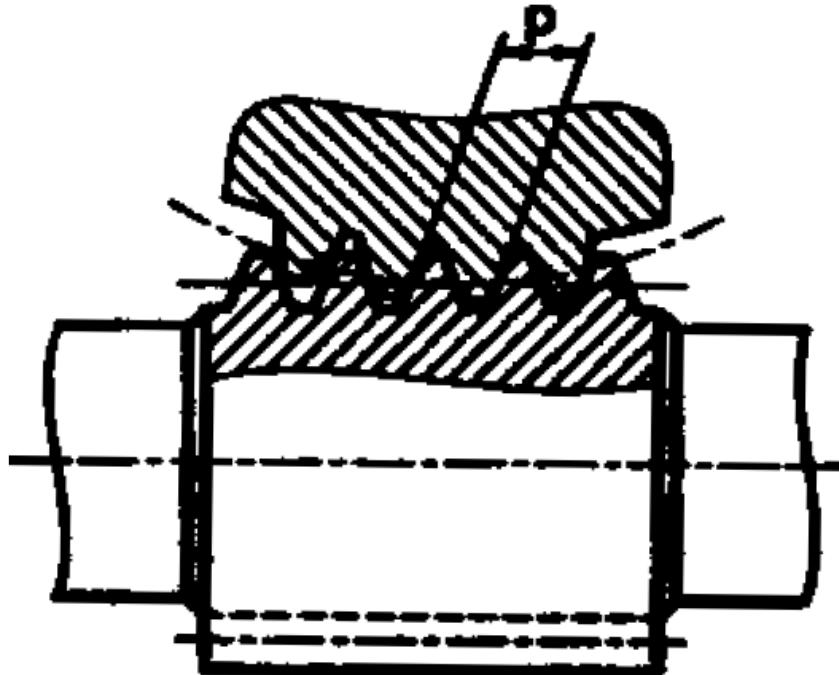
- Bộ truyền bánh vít – trục vít làm việc theo nguyên lý ăn khớp



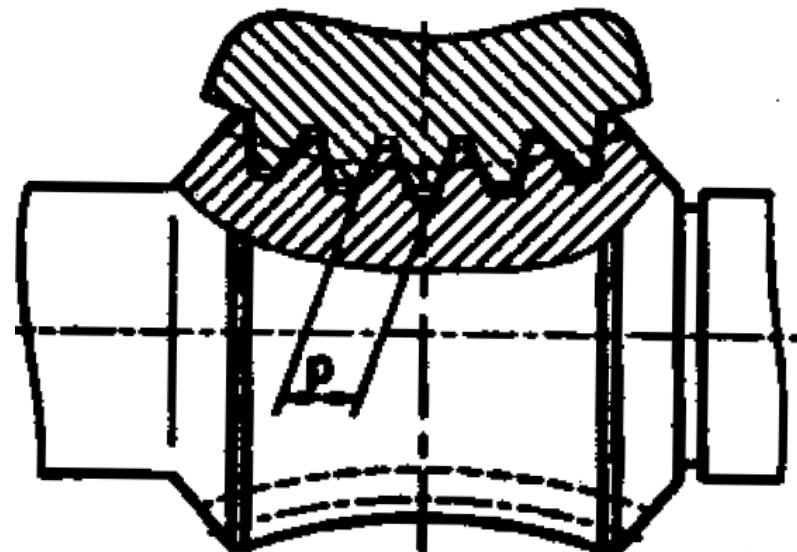
## 7.1. Khái niệm chung

### 7.1.2. Phân loại

- Theo hình dạng mặt chia trực vít: Trục vít mặt trụ và trực vít mặt Globoid



Trục vít mặt trụ

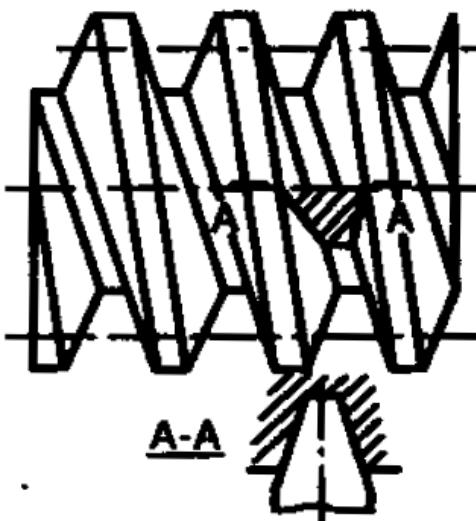


Trục vít mặt Globoid

## 7.1. Khái niệm chung

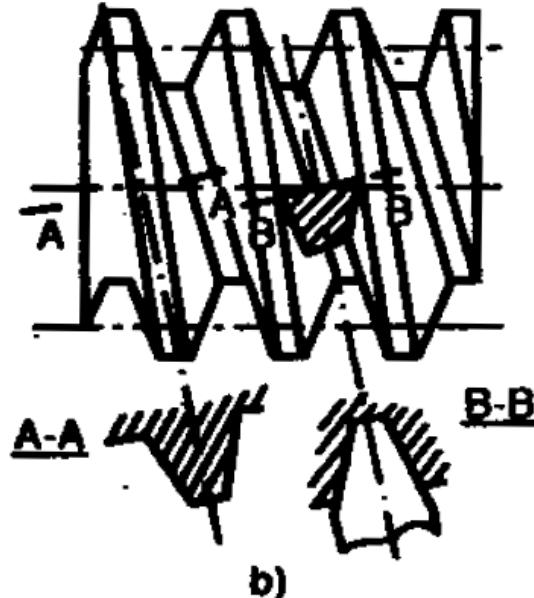
### 7.1.2. Phân loại

- Theo hình dạng ren trực vít: Trục vít Archimède, trực vít Convolute, trực vít thân khai



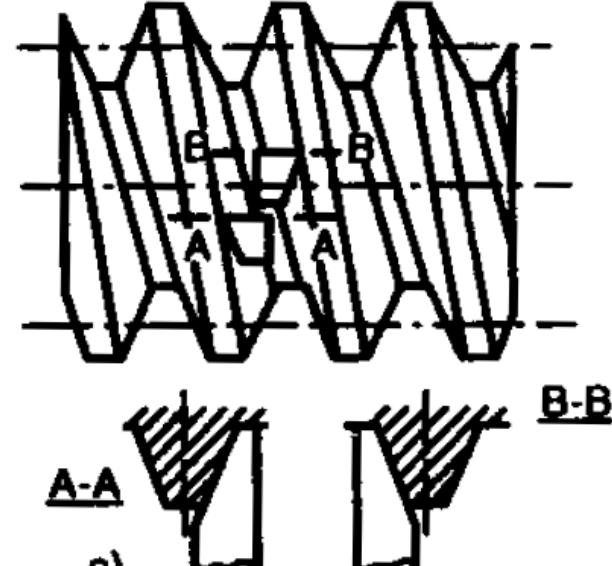
a)

Trục vít Archimède



b)

Trục vít Convolute



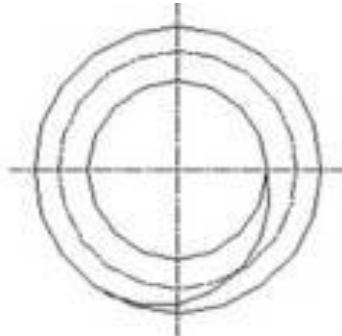
c)

Trục vít thân khai

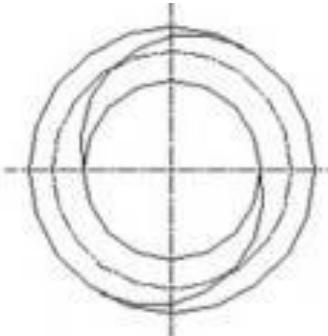
## 7.1. Khái niệm chung

### 7.1.2. Phân loại

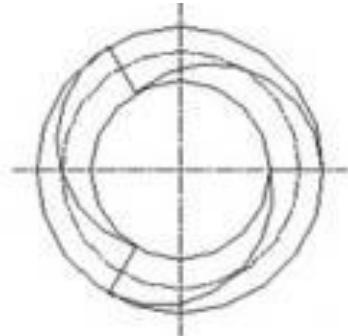
- Theo số mối ren: Trục vít 1 mối ren, trục vít nhiều mối ren



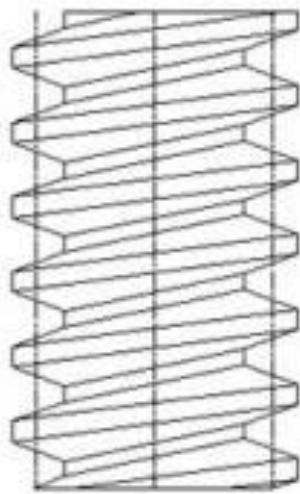
1 start



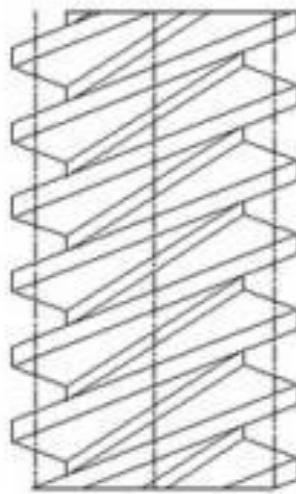
2 starts



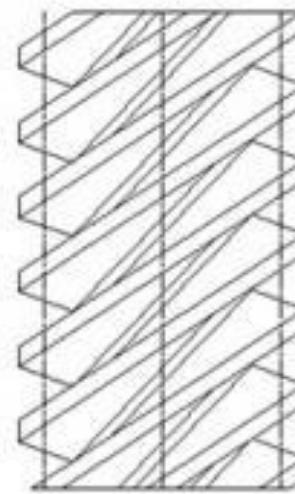
3 starts



1 mối ren



2 mối ren



3 mối ren

## 7.1. Khái niệm chung

### 7.1.3. Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

#### ❖ **Ưu điểm:**

- Tỷ số truyền lớn
- Làm việc êm, không ồn
- Có khả năng tự hãm
- Có độ chính xác động học cao

#### ❖ **Nhược điểm:**

- Hiệu suất thấp, sinh nhiệt nhiều do có vận tốc trượt lớn
- Vật liệu chế tạo bánh vít làm bằng kim loại màu để giảm ma sát nên khá đắt tiền.

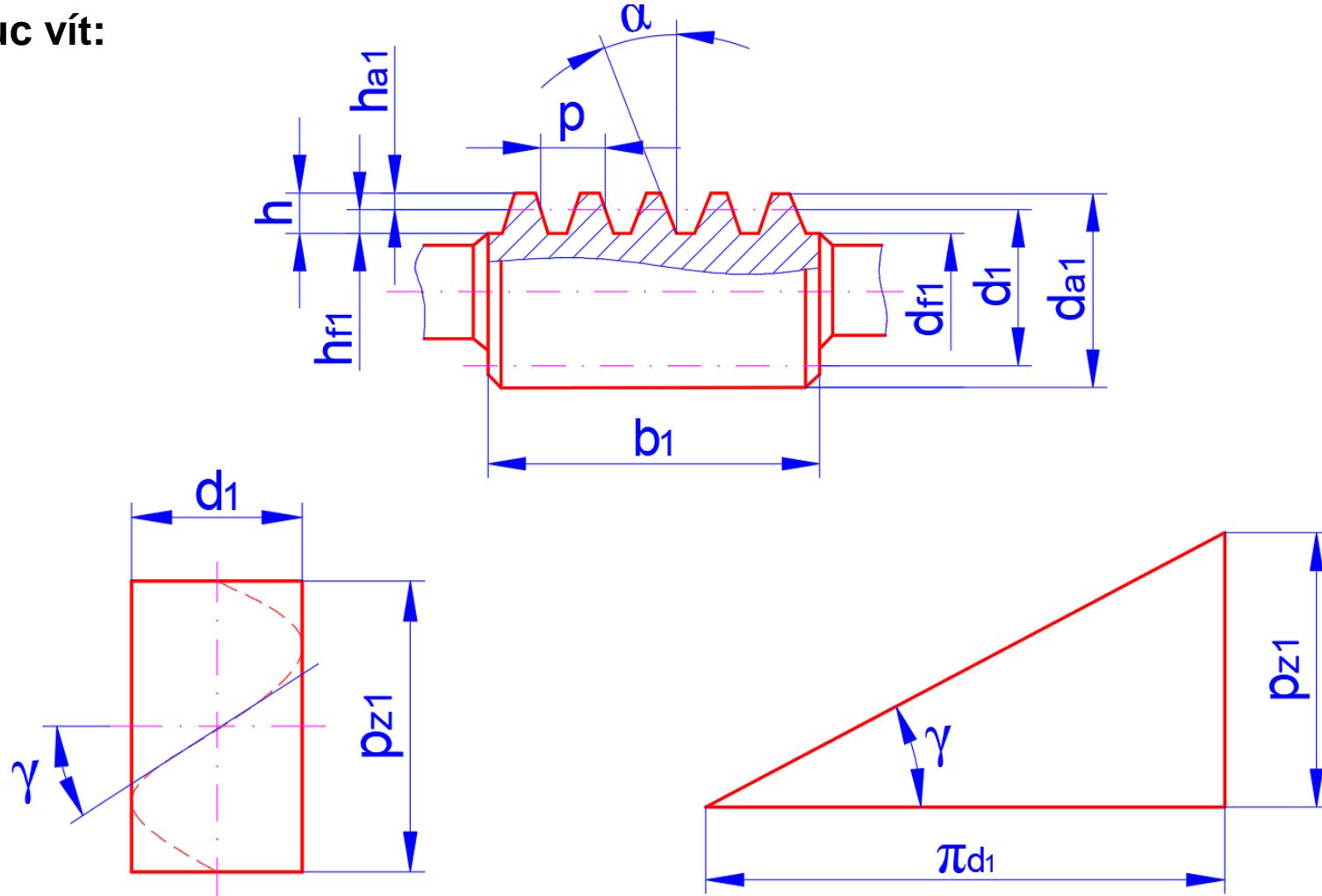
#### ❖ **Phạm vi sử dụng:**

- Chỉ sử dụng cho phạm vi công suất  $< 60 \text{ kW}$
- Có tỷ số truyền lớn nên được sử dụng rộng rãi trong các cơ cấu phân độ
- Có khả năng tự hãm nên thường sử dụng trong các cơ cấu nâng.

## 7.2. Các thông số hình học chủ yếu

### 7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

❖ Trục vít:



## 7.2. Các thông số hình học chủ yếu

### 7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

❖ Trục vít:

Thông số hình học	Công thức
Góc biên dạng ren	$\alpha = 20^\circ$
Bước dọc trực vít ( <i>không bắt buộc đo trên cùng 1 đường xoắn ốc</i> )	$p = m\pi$
Mô đun dọc trực vít ( <i>bằng với mô đun ngang của bánh vít</i> ) và được tiêu chuẩn hóa.	$m = p/\pi$
Hệ số đường kính ( <i>tra bảng 7.2</i> )	$q = d_1/m$
Số mối ren trực vít	$z_1$
Chiều cao đầu ren	$h_{a1} = m$
Chiều cao chân ren	$h_{f1} = 1,2m$
Đường kính vòng chia	$d_1 = mq$

## 7.2. Các thông số hình học chủ yếu

### 7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

*Bảng 7.2 Chọn hệ số đường kính q theo modun m*

Môđun m, (mm)	Hệ số đường kính (q)
1,6	10; 12,5; 16; 20
2,0; 2,5; 3,15; 4,0; 5,0; 6,0; 10,0; 12,5	8,0; 10,0; 12,5; 16,0; 20,0
6,3	8,0; 10,0; 12,5; 14,0; 16,0; 20,0
16	8,0; 10,0; 12,5; 16,0
20	8,0; 10,0

## 7.2. Các thông số hình học chủ yếu

### 7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

❖ Trục vít:

Thông số hình học	Công thức
Đường kính vòng đinh	$d_{a1} = d_1 + 2m$
Đường kính vòng đáy	$d_{f1} = d_1 - 2,4m$
Bước xoắn ốc ( <i>đo trên cùng 1 đường xoắn ốc</i> )	$p_{z1} = z_1 p$
Góc xoắn vít (góc nâng ren vít) $\gamma$ , thông thường $\gamma < 30^\circ$ .	$\tan \gamma = \frac{p_{z1}}{\pi d_1} = \frac{\pi m z_1}{\pi d_1} = \frac{z_1}{q}$
Chiều dài phần cắt chân ren của trục vít $b_1$ .	$b_1 \geq (C_1 + C_2 z_2)m$ <p>Các giá trị <math>C_1</math>, <math>C_2</math> xác định như sau:            Nếu <math>z_1 = 1</math> hoặc <math>2</math> thì <math>C_1 = 11</math>, <math>C_2 = 0,06</math>            Nếu <math>z_1 = 4</math> thì <math>C_1 = 12,5</math> và <math>C_2 = 0,09</math></p>

## 7.2. Các thông số hình học chủ yếu

### 7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

#### ❖ Bánh vít:

- Đường kính vòng chia:  $d_2 = mz_2$

- Đường kính vòng đỉnh:

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m(z_2 + 2)$$

- Đường kính vòng đáy:

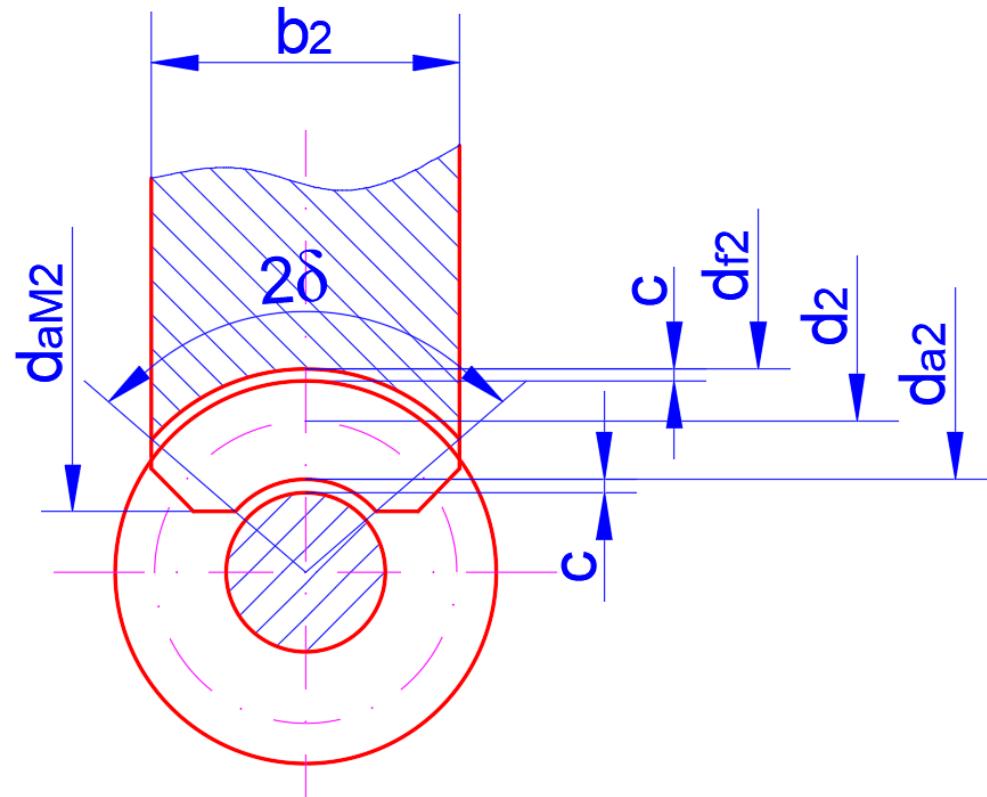
$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m(z_2 - 2,4)$$

- Khoảng cách trực:

$$a = 0,5(d_2 + d_1) = 0,5m(q + z_2)$$

- Đường kính lớn nhất của bánh vít:

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$$



## 7.2. Các thông số hình học chủ yếu

### 7.2.1. Trường hợp không dịch chỉnh

#### ❖ Bánh vít:

- Chiều rộng bánh vít:

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} \text{ khi } z_1 = 1 \text{ hoặc } 2$$

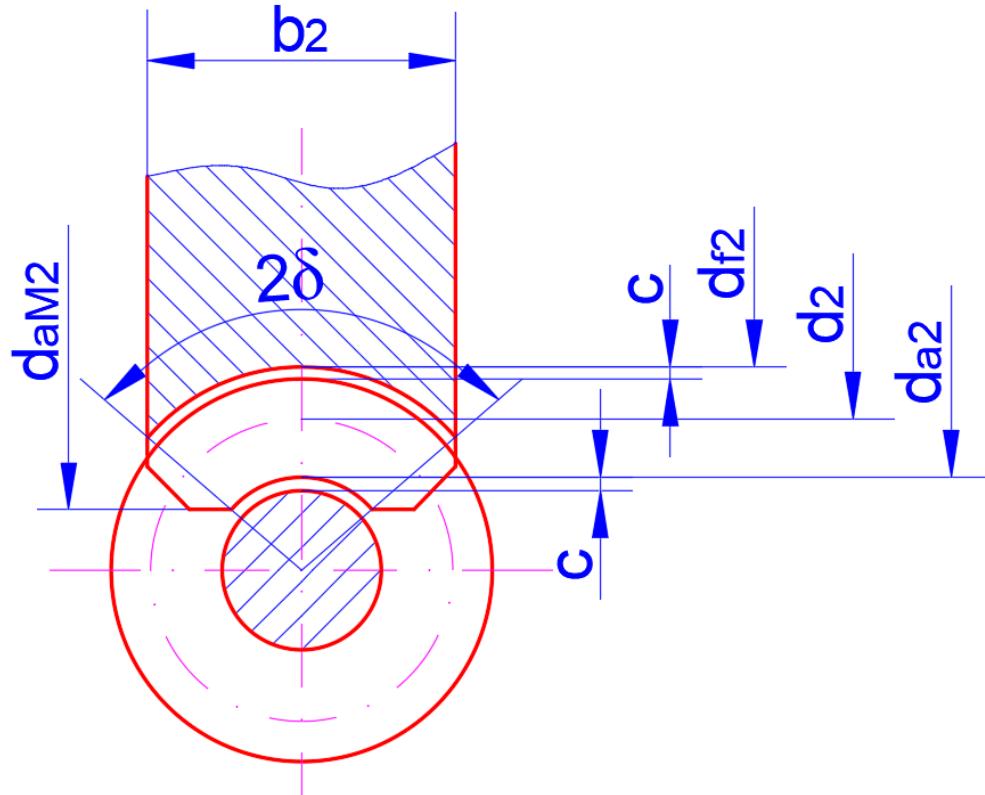
$$b_2 \leq 0,67d_{a1} \text{ khi } z_1 = 4$$

- Góc ôm trục vít bởi bánh vít:

$$\sin \delta = \frac{b_2}{(d_{a1} - 0,5m)}$$

Thông thường  $2\delta \approx 100^\circ$ .

- Góc nghiêng răng của bánh vít:  $\beta = \gamma$
- Số răng  $z_2$  thông thường chọn  $\geq 28$  để tránh hiện tượng cắt chân răng.



## 7.2. Các thông số hình học chủ yếu

### 7.2.2. Trường hợp có dịch chỉnh

- Để chọn khoảng cách trực a theo tiêu chuẩn, ta cần phải dịch chỉnh răng.
- Vì cắt bánh vít khi không dịch chỉnh hoặc dịch chỉnh đều dùng dao có hình dạng và kích thước giống trực vít nên **dịch chỉnh chỉ tiến hành đổi với răng của bánh vít.**
- Hệ số dịch chỉnh:  $x = \frac{a}{m} - 0,5(z_2 + q)$  và  $-0,7 \leq x \leq 0,7$
- Đường kính vòng lăn của trực vít:  $d_{w1} = (q + 2x)m$
- Đường kính vòng đĩnh của bánh vít:  $d_{a2} = (z_2 + 2 + 2x)m$
- Đường kính vòng đáy của bánh vít:  $d_{f1} = (z_2 - 2,4 + 2x)m$
- Các kích thước còn lại không thay đổi.

**7.3. Tỷ số truyền, vận tốc vòng, vận tốc trượt****7.3.1. Tỷ số truyền**

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_2}{z_1}$$

- Tỷ số truyền được chọn theo dây tiêu chuẩn, giá trị u thực tế không được sai lệch quá 4 % so với giá trị tiêu chuẩn:

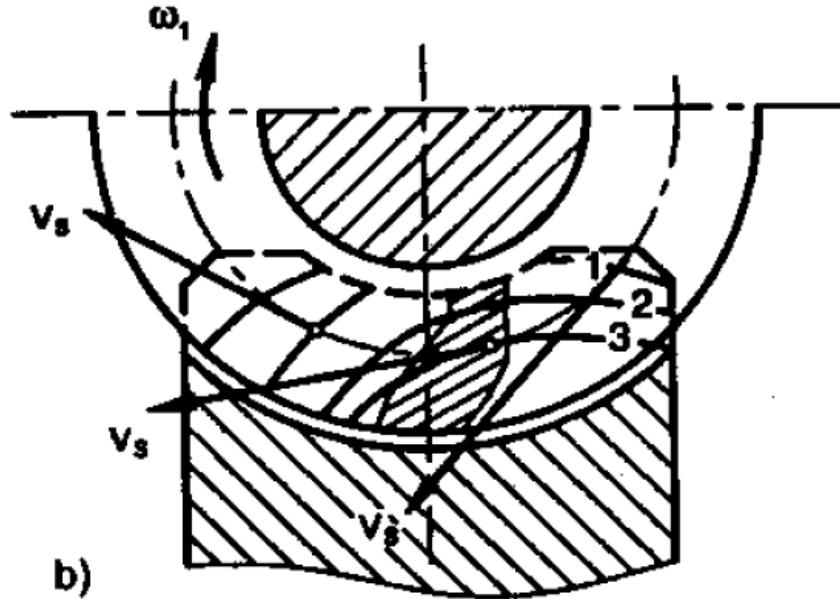
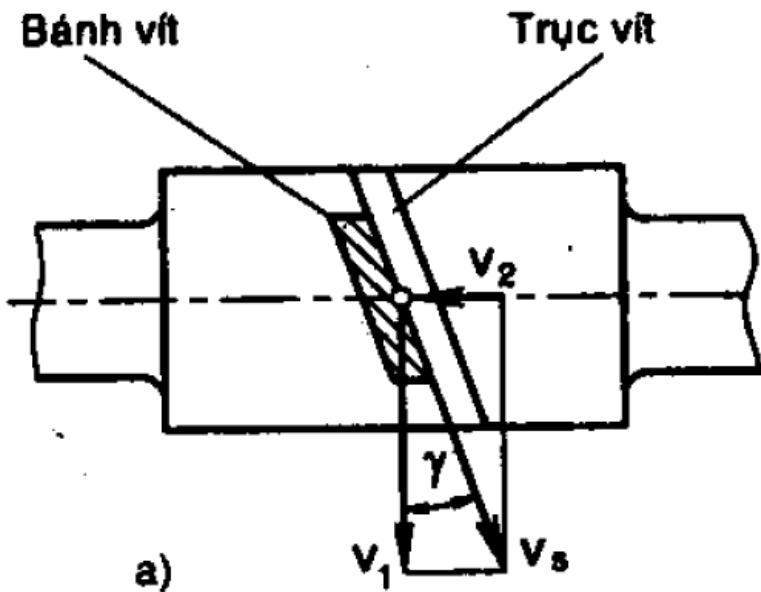
Dây 1	8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80
Dây 2	9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 35,5; 45; 56; 71

**7.3. Tỷ số truyền, vận tốc vòng, vận tốc trượt****7.3.2. Vận tốc vòng**

- Vận tốc vòng của trục vít và bánh vít có phuơng vuông góc với nhau.
- Vận tốc vòng của trục vít:  $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000}$
- Vận tốc vòng của bánh vít:  $v_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60000}$

### 7.3. Tỷ số truyền, vận tốc vòng, vận tốc trượt

#### 7.3.3. Vận tốc trượt



$$v_s = \frac{v_1}{\cos \gamma} = \frac{v_1}{\sqrt{\frac{1}{q^2} + \tan^2 \gamma}} = \frac{v_1 \sqrt{z_1^2 + q^2}}{q}$$



$$v_s = \frac{\pi d_1 n_1 \sqrt{z_1^2 + q^2}}{60000 \cdot q} = \frac{m n_1 \sqrt{z_1^2 + q^2}}{19100}$$

**7.3. Tỷ số truyền, vận tốc vòng, vận tốc trượt****7.3.3. Vận tốc trượt**

- Khi thiết kế có thể chọn sơ bộ giá trị  $v_s$  theo công thức thực nghiệm:

$$v_s \approx (0,02 \div 0,05) \omega_1 \approx \frac{(3,7 \div 4,6) n_1}{10000} \sqrt[3]{T_2}$$

Trong đó:

$\omega_1$  là vận tốc góc của trực vít, rad/s

$n_1$  là số vòng quay của trực vít, vòng/phút

$T_2$  là mô men xoắn trên bánh vít, Nmm

**7.4. Hiệu suất bộ truyền trực vít**

Sinh viên tự đọc tài liệu, trang 279 tài liệu cơ sở thiết kế máy của Nguyễn Hữu Lộc

## 7.5. Phân tích lực tác dụng

### 7.5.1. Lực tác dụng

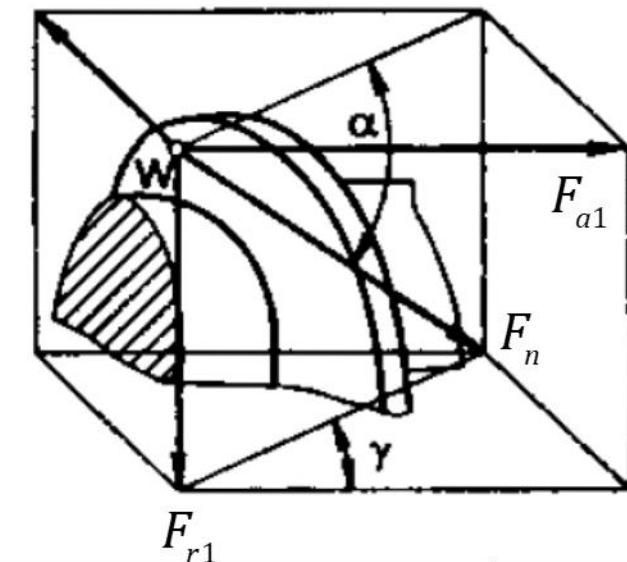
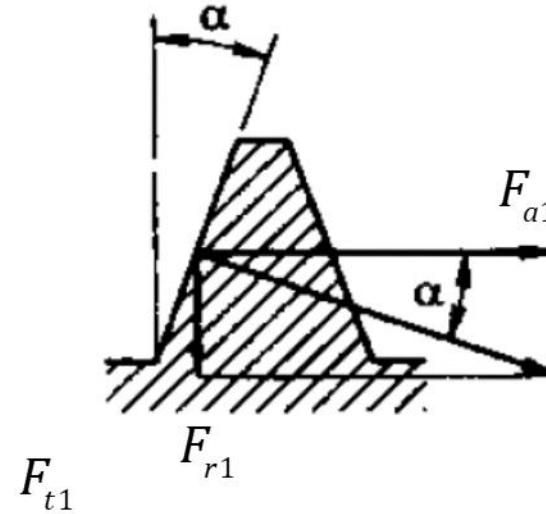
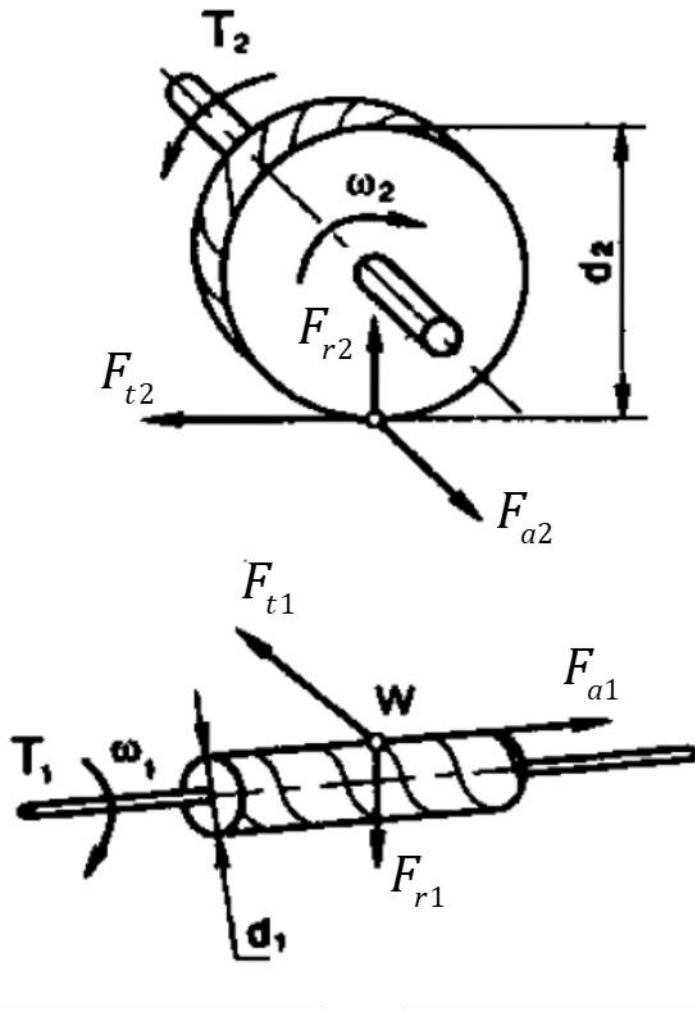
#### ❖ Phương, chiều các lực ăn khớp:

- Lực hướng tâm  $F_r$ : Luôn hướng vào tâm trực
  
- Lực vòng  $F_t$ :
- ✓ Trên trực vít: Ngược chiều quay của trực vít
- ✓ Trên bánh vít: Ngược chiều so với  $F_a$  trên trực vít.
  
- Lực dọc trực  $F_a$ :
- ✓ Trên trực vít: Hướng vào mặt răng làm việc
- ✓ Trên bánh vít: Ngược chiều so với  $F_t$  trên trực vít.

## 7.5. Phân tích lực tác dụng

### 7.5.1. Lực tác dụng

❖ Phương, chiều các lực ăn khớp:



## 7.5. Phân tích lực tác dụng

### 7.5.1. Lực tác dụng

#### ❖ Độ lớn các lực:

- Lực vòng trục vít  $F_{t1}$  bằng lực dọc trực của bánh vít  $F_{a2}$ :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1}$$

- Lực dọc trực trục vít  $F_{a1}$  bằng lực vòng của bánh vít  $F_{t2}$ :

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2}$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta \cdot u$$

- Lực hướng tâm trục vít  $F_{r1}$  bằng lực hướng tâm bánh vít  $F_{r2}$ :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \tan \alpha$$

## 7.5. Phân tích lực tác dụng

### 7.5.2. Tải trọng tính

- Đối với bộ truyền trực vít – bánh vít, hệ số tải trọng tính khi tính toán theo ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn bằng nhau:

$$K_H = K_F = K_v K_\beta$$

Trong đó:

$K_v$  là hệ số tải trọng động, tra bảng 7.6

$K_\beta$  là hệ số tập trung tải trọng, khi tải trọng ngoài không đổi thì  $K_\beta = 1$ ; khi tải trọng ngoài thay đổi thì  $K_\beta = 1,06 \div 1,2$ . Giá trị  $K_\beta$  càng lớn khi  $q$  càng nhỏ và khi  $z_2$  càng lớn.

## 7.5. Phân tích lực tác dụng

### 7.5.2. Tải trọng tính

**Bảng 7.6 Hệ số  $K_v$**

Cấp chính xác	Hệ số $K_v$ , khi vận tốc trượt $v_s$ , (m/s)				
	< 1,5	1,5 ÷ 3	3 ÷ 7,5	7,5 ÷ 12	12 ÷ 16
6	–	–	1	1,1	1,3
7	1	1	1,1	1,2	
8	1,15	1,25	1,4		
9	1,25	–	–		

## 7.6. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính

### 7.6.1. Các dạng hỏng

- ❖ **Hiện tượng dính:** Các hạt (mảng) kim loại của rang bánh vít khi bị đứt ra sẽ dính chặt vào mặt ren trực vít (ren trực vít có độ rắn cao hơn), khiến mặt ren trực vít trở nên sần sùi, làm mài mòn nhanh mặt răng bánh vít.
- ❖ **Mòn bề mặt răng:** Do có hiện tượng trượt trên bề mặt tiếp xúc nên làm giảm tuổi thọ và độ chính xác của bộ truyền. Răng bánh vít mòn nhiều sẽ bị gãy.
- ❖ **Tróc rỗ bề mặt răng:** Xảy ra chủ yếu ở các bộ truyền làm bằng vật liệu có độ bền chống dính cao (như đồng thau)

**7.6. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính****7.6.2. Các chỉ tiêu tính**

- ❖ **Tính theo độ bền tiếp xúc:** Tránh hiện tượng dính
- ❖ **Tính theo độ bền uốn:** Tránh hiện tượng gãy rang

**Lưu ý:** Bộ truyền trực vít – bánh vít được tính toán chủ yếu theo độ bền tiếp xúc, kiểm tra theo độ bền uốn. Chỉ khi bánh vít có số răng lớn ( $z_2 > 100$ ) và mô đun nhỏ hoặc các bộ truyền quay tay thì tính theo độ bền uốn là chủ yếu.

## 7.7. Vật liệu chế tạo trực vít – bánh vít

### 7.7.1. Trục vít

- Thép C45: tôi bề mặt đạt độ rắn  $40 \div 48$  HRC.
- Thép 20MnCr5: Thẩm than

### 7.7.2. Bánh vít

- Nếu  $v_s > 5$  m/s: đồng thanh thiếc
- Nếu  $2 < v_s < 5$  m/s: đồng thanh không thiếc
- Nếu  $v_s < 2$  m/s: gang xám và gang biến hình

## 7.8. Tính toán bộ truyền trực vít

### 7.8.1. Ứng suất cho phép

#### ❖ Ứng suất tiếp xúc cho phép:

- Bánh vít có răng chế tạo từ đồng thanh thiếc ( $\sigma_b < 300 \text{ MPa}$ ): Ứng suất tiếp xúc cho phép chọn theo điều kiện chống tróc rỗ bè mặt răng.

$$[\sigma_H] = (0,76 \div 0,9) \sigma_b K_{HL} C_v$$

Trong đó:

$\sigma_b$  là giới hạn bền của vật liệu, tra bảng 7.8

$C_v$  là hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc trượt, tra bảng 7.9

## 7.8. Tính toán bộ truyền trực vít

### 7.8.1. Ứng suất cho phép

**Bảng 7.8 Vật liệu chế tạo bánh vít**

Vật liệu bánh vít	Phương pháp đúc	$\sigma_{ch}$ , (MPa)	$\sigma_b$ , (MPa)
Br SnP10-1	Khuôn cát	120	200
Br SnP10-1	Khuôn kim loại	150	260
Br SnNiP	Ly tâm	170	290
Br AlFe9-4	Khuôn cát	200	400
GX 15-32			320
GX 18-36			360

**Bảng 7.9 Hệ số  $C_v$**

Vận tốc trượt $v_s$ , (m/s)	$\leq 1$	2	3	4	5	6	7	$\geq 8$
$C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

## 7.8. Tính toán bộ truyền trực vít

### 7.8.1. Ứng suất cho phép

#### ❖ Ứng suất tiếp xúc cho phép:

- Hệ số tuổi thọ:

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \quad \text{Với} \quad N_{HE} = 60 \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_{2i}}{T_2} \right)^4 n_i t_i$$

Trong đó:

$N_{HE}$  là số chu kỳ làm việc tương đương, nếu  $N_{HE} \geq 2,6 \cdot 10^8$  thì lấy  $N_{HE} = 2,6 \cdot 10^8$  chu kỳ.

$n_i$ ,  $T_{2i}$ ,  $t_i$  là số vòng quay trong 1 phút, mô men xoắn trên bánh vít và thời gian làm việc tính bằng giờ trong chế độ làm việc thứ  $i$ .

$T_2$  là mô men lớn nhất trong các giá trị  $T_{2i}$ .

**7.8. Tính toán bộ truyền trực vít****7.8.1. Ứng suất cho phép****❖ Ứng suất tiếp xúc cho phép:**

- **Bánh vít có răng chế tạo từ đồng thanh không thiếc ( $\sigma_b > 300 \text{ MPa}$ ):** Ứng suất tiếp xúc cho phép chọn theo điều kiện chống dính.

$$[\sigma_H] = (276 \div 300) - 25v_s$$

- **Bánh vít làm bằng gang:**

$$[\sigma_H] = (176 \div 200) - 35v_s$$

## 7.8. Tính toán bộ truyền trực vít

### 7.8.1. Ứng suất cho phép

#### ❖ Ứng suất uốn cho phép:

- Bánh vít làm bằng đồng thanh quay một chiều:

$$[\sigma_F] = (0,25\sigma_{ch} + 0,08\sigma_b) \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$$

Trong đó:  $\sigma_{ch}$ ,  $\sigma_b$  là giới hạn chảy và giới hạn bền của vật liệu, tra bảng 7.8

$N_{FE}$  là số chu kỳ tải trọng tương đương, xác định theo công thức:

$$N_{FE} = 60 \sum_{i=1}^N \left( \frac{T_{2i}}{T_2} \right)^9 n_i t_i$$

Với:  $n_i$ ,  $T_{2i}$ ,  $t_i$  là số vòng quay trong 1 phút, mô men xoắn trên bánh vít và thời gian làm việc tính bằng giờ trong chế độ làm việc thứ  $i$ .

$T_2$  là mô men lớn nhất trong các giá trị  $T_{2i}$ .

Nếu  $N_{FE} \geq 2,6 \cdot 10^8$  thì lấy  $N_{FE} = 2,6 \cdot 10^8$ . Nếu  $N_{FE} \leq 10^6$  thì lấy  $N_{FE} = 10^6$

## 7.8. Tính toán bộ truyền trực vít

### 7.8.1. Ứng suất cho phép

#### ❖ **Ứng suất uốn cho phép:**

- **Bánh vít làm gang:**

- ✓ Quay một chiều:  $[\sigma_F] = 0,12\sigma_{bF}$
- ✓ Quay một chiều:  $[\sigma_F] = 0,075\sigma_{bF}$

$\sigma_{bF}$  là giới hạn bền uốn của vật liệu

## 7.8. Tính toán bộ truyền trực vít

### 7.8.2. Tính toán thiết kế bộ truyền trực vít

#### ❖ Thiết kế theo độ bền tiếp xúc:

- Tính khoảng cách trực:  $a = \left(1 + \frac{q}{z_2}\right)^3 \sqrt{\left(\frac{170}{[\sigma_H]}\right)^2 \frac{T_2 K_H}{(q / z_2)}}$

Trong đó:

$q$  là hệ số đường kính

$T_2$  là mô xoắn trên bánh vít, Nmm

Tỷ số  $q/z_2 = 0,26$ .

$K_H$  là hệ số tải trọng,  $K_H = K_v K_\beta$

- Sau khi có  $a$  thì tính mô đun:  $m = \frac{2a}{z_2 + q}$

Chọn  $m$  theo giá trị tiêu chuẩn, tính lại khoảng cách trực  $a$ . Nếu có yêu cầu, ta có thể chọn  $a$  theo tiêu chuẩn, nếu cần thiết phải dịch chỉnh răng.

**7.8. Tính toán bộ truyền trực vít****7.8.2. Tính toán thiết kế bộ truyền trực vít**

- Công kiểm tra bền:

$$\sigma_F = \frac{1,2T_2Y_FK_F}{z_2qm^3} \leq [\sigma_F]$$

Trong đó:

$K_F$  là hệ số tải trọng,  $K_F = K_v K_\beta$

$Y_F$  là hệ số dạng răng phụ thuộc vào số răng tương đương ( $z_v = z_2/\cos^3\gamma$ ),  
tra bảng 7.10.

$[\sigma_F]$  là ứng suất uốn cho phép, MPa.

## 7.8. Tính toán bộ truyền trực vít

### 7.8.2. Tính toán thiết kế bộ truyền trực vít

**Bảng 7.10** Hệ số  $Y_{F2}$  đối với bánh vít

$Z_{v2}$	$Y_{F2}$	$Z_{v2}$	$Y_{F2}$	$Z_{v2}$	$Y_{F2}$
28	1.80	40	1.55	100	1.30
30	1.76	45	1.48	150	1.27
32	1.71	50	1.45	300	1.24
35	1.64	60	1.40		
37	1.61	80	1.34		

## 7.8. Tính toán bộ truyền trực vít

### 7.8.2. Tính toán thiết kế bộ truyền trực vít

- ❖ **Thiết kế theo độ bền uốn:** Áp dụng khi bộ truyền để hở, quay tay, hoặc khi số răng bánh vít lớn ( $z_2 > 100$ ). Công thức thiết kế:

$$m = \sqrt[3]{\frac{1,5T_2Y_FK_F}{z_2q[\sigma_F]}}$$

### 7.9. Tính toán nhiệt

- Do làm việc với ma sát lớn nên trong bộ truyền trực vít sinh ra rất nhiều nhiệt làm dầu bô trơn bị nóng lên. Khi nhiệt độ dầu vượt qua giá trị cho phép ( $t_{max} = 95^{\circ}\text{C}$ ) sẽ làm giảm độ nhớt của dầu và hiện tượng dính có thể xảy ra. Do đó, cần phải tính toán nhiệt theo phương trình cân bằng nhiệt sau:

$$1000P_1(1-\eta) = AK_T(t - t_0)(1 + \psi)$$

Trong đó:

$P_1$  là công suất trên trực vít, kW

$\eta$  là hiệu suất bộ truyền

$A$  là diện tích bề mặt tỏa nhiệt,  $\text{m}^2$ .

$K_T$  là hệ số tỏa nhiệt,  $K_T = 12 \div 18 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

$t$  là nhiệt độ của dầu,  $^\circ\text{C}$

$t_0$  là nhiệt độ môi trường,  $^\circ\text{C}$

$\psi$  là hệ số tỏa nhiệt qua bệ máy (đáy) thông thường bằng 0,3.

**7.9. Tính toán nhiệt**

- Công thức tính nhiệt độ dầu bôi trơn khi làm việc:

$$t = t_0 + \frac{1000P_1(1-\eta)}{AK_T(1+\psi)} \leq [t]$$

[t] = 75 ÷ 85 °C là nhiệt độ cho phép của dầu bộ trơn.

- Để giảm  $t$  thì phải tăng cường biện pháp thoát nhiệt như làm giàn tỏa nhiệt, quạt, nước làm mát,...

**7.10. Kết cấu bô trơn bộ truyền trực vít**

Sinh viên đọc tài liệu Cơ sở thiết kế máy của Nguyễn Hữu Lộc, trang 293.

**7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít**

1. Xác định tỷ số truyền  $u = \omega_1/\omega_2$
2. Dự đoán vận tốc trượt  $v_s$  theo công thức:

$$v_s \approx (0,02 \div 0,05) \omega_1 \approx \frac{(3,7 \div 4,6)n_1}{10000} \sqrt[3]{T_2}$$

Chọn vật liệu bánh vít, trục vít, phương pháp chế tạo, nhiệt luyện, cấp chính xác.

3. Tính ứng suất cho phép  $[\sigma_H]$  và  $[\sigma_F]$  theo mục 4.8.1.
4. Chọn số mối ren  $z_1$ , hệ số đường kính q. Tính  $z_2 = uz_1$ . Tính chính xác tỷ số truyền u.
5. Chọn hiệu suất theo công thức:

$$\eta \approx 0,9 \left( 1 - \frac{u}{200} \right)$$

### 7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trực vít – bánh vít

6. Tính khoảng cách trực a theo độ bền tiếp xúc:

$$a = \left( 1 + \frac{q}{z_2} \right) \sqrt[3]{\left( \frac{170}{[\sigma_H]} \right)^2 \frac{T_2 K_H}{(q / z_2)}}$$

Tính mô đun theo công thức:  $m = \frac{2a}{z_2 + q}$

Chọn lại mô đun m theo dây số tiêu chuẩn

Tính lại khoảng cách trực a. Nếu a không phải tiêu chuẩn thì tiến hành dịch chỉnh răng bánh vít.

Nếu bộ truyền hở, quay tay, hoặc số răng bánh vít lớn ( $z_2 > 100$ ) thì tính mô đun theo công thức:

$$m = \sqrt[3]{\frac{1,5 T_2 Y_F K_F}{z_2 q [\sigma_F]}}$$

### **7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trực vít – bánh vít**

7. Xác định kích thước của bộ truyền.
8. Kiểm nghiệm vận tốc trượt theo công thức:

$$v_s = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} \frac{\sqrt{z_1^2 + q^2}}{q} = \frac{mn_1 \sqrt{z_1^2 + q^2}}{19100}$$

Chọn hệ số tải trọng theo bảng 7.6

Tính hiệu suất theo công thức:

$$\eta = (0,9 \div 0,95) \frac{\tan \gamma}{\tan(\gamma + \varphi')}$$

$$\gamma = \text{atan} \left( \frac{z_1}{q} \right)$$

$$\varphi' = \text{atan} f'$$

$f'$  là hệ số ma sát động, tra bảng 7.5

**7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trực vít – bánh vít**

9. Nếu vật liệu bánh vít chế tạo từ đồng thanh có độ rắn cao hoặc bằng gang thì tính lại giá trị  $[\sigma_H]$  với  $v_s$  vừa tìm được. Giá trị vừa tính không được lớn hơn 5% giá trị sơ bộ ở mục 4.3.
10. Xác định số răng tương đương của bánh vít  $z_{v2}$ . Chọn hệ số  $Y_{F2}$  theo bảng 7.10 và kiểm nghiệm suất uốn của bánh vít theo công thức:

$$\sigma_F = \frac{1,5T_2 Y_F K_F}{z_2 q m^3} \leq [\sigma_F]$$

11. Tính toán nhiệt theo công thức:

$$t = t_0 + \frac{1000P_1(1-\eta)}{AK_t(1+\psi)}$$

12. Chọn dầu bôi trơn theo bảng 7.12.

### 7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trực vít – bánh vít

**Bảng 7.5 Phụ thuộc hệ số ma sát thay thế  $f'$  vào vận tốc trượt**

$v_s, (m/s)$	$f'$	$\rho'$	$v_s, (m/s)$	$f'$	$\rho'$
0,01	$0,110 \div 0,120$	$6^\circ 17' \div 6^\circ 51'$	2,5	$0,030 \div 0,040$	$1^\circ 43' \div 2^\circ 17'$
0,1	$0,080 \div 0,090$	$4^\circ 34' \div 5^\circ 09'$	3,0	$0,028 \div 0,035$	$1^\circ 36' \div 2^\circ 00'$
0,25	$0,063 \div 0,075$	$3^\circ 43' \div 4^\circ 17'$	4,0	$0,023 \div 0,030$	$1^\circ 19' \div 1^\circ 43'$
0,5	$0,055 \div 0,065$	$3^\circ 09' \div 3^\circ 43'$	7,0	$0,018 \div 0,026$	$1^\circ 02' \div 1^\circ 29'$
1,0	$0,045 \div 0,055$	$2^\circ 35' \div 3^\circ 09'$	10,0	$0,016 \div 0,024$	$0^\circ 55' \div 1^\circ 22'$
1,5	$0,040 \div 0,050$	$2^\circ 17' \div 2^\circ 52'$	15,0	$0,014 \div 0,020$	$0^\circ 48' \div 1^\circ 09'$
2,0	$0,035 \div 0,450$	$2^\circ 00' \div 2^\circ 35'$			

**7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trực vít – bánh vít****Bảng 7.10** Hệ số  $Y_{F2}$  đối với bánh vít

$Z_{v2}$	$Y_{F2}$	$Z_{v2}$	$Y_{F2}$	$Z_{v2}$	$Y_{F2}$
28	1.80	40	1.55	100	1.30
30	1.76	45	1.48	150	1.27
32	1.71	50	1.45	300	1.24
35	1.64	60	1.40		
37	1.61	80	1.34		

### 7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít

*Bảng 7.11 Ứng suất uốn cho phép của trục [ $\sigma_F$ ]*

Thép	Nhiệt luyện	[ $\sigma_F$ ], MPa	Thép	Nhiệt luyện	[ $\sigma_F$ ], MPa
C35	Thường hóa	55	15Cr	Thẩm carbon	65
C45	Thường hóa	60	12CrNi3	Thẩm carbon	70
40Cr	Tối	80	C40	Tối cải thiện	60
CT6	Thường hóa	60			

### 7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít

*Bảng 7.11 Ứng suất uốn cho phép của trục [ $\sigma_F$ ]*

Thép	Nhiệt luyện	[ $\sigma_F$ ], MPa	Thép	Nhiệt luyện	[ $\sigma_F$ ], MPa
C35	Thường hóa	55	15Cr	Thẩm carbon	65
C45	Thường hóa	60	12CrNi3	Thẩm carbon	70
40Cr	Tối	80	C40	Tối cải thiện	60
CT6	Thường hóa	60			

**7.11. Trình tự thiết kế bộ truyền trực vít – bánh vít****Bảng 7.12**

Tỷ số $\sigma^2_H / 10^3 v_s$	1,25	3,2	8	20	50
Độ nhớt động $v$ , cSt ( $10^{-6} m^2/s$ ) khi $t = 100^\circ C$	8,5	12	17	26	42