

**TCVN**

**TIÊU CHUẨN QUỐC GIA**

**TCVN 8301 : 2009**

Xuất bản lần 1

**CÔNG TRÌNH THỦY LỢI –  
MÁY ĐÓNG MỞ KIỂU VÍT – YÊU CẦU THIẾT KẾ, KỸ  
THUẬT TRONG CHẾ TẠO, LẮP ĐẶT, NGHIỆM THU**

*Hydraulics structures - Technical requirements for operating screw  
mechanism designing, manufacturing, acceptance, transfer*

**HÀ NỘI - 2009**



## Mục lục

	Trang
Lời nói đầu .....	4
1 Phạm vi áp dụng: .....	5
2 Thuật ngữ và định nghĩa .....	5
3 Ký hiệu máy đóng mở kiểu vít .....	6
4 Yêu cầu chung về kỹ thuật .....	7
5 Yêu cầu về vật liệu .....	7
6 Yêu cầu kỹ thuật về thiết kế .....	8
7 Yêu cầu kỹ thuật chế tạo .....	10
8 Ghi nhãn và sơn phủ .....	12
9 Lắp đặt máy tại công trình .....	13
10 Vận hành máy .....	13
11 Quy trình vận chuyển và xếp kho .....	13
12 Nghiệm thu, bàn giao .....	15
Phụ lục A (Quy định): Vật liệu chế tạo các bộ phận máy đóng mở kiểu vít .....	17
Phụ lục B (Tham khảo): Thiết kế các bộ phận truyền động của máy đóng mở kiểu vít .....	21

## **Lời nói đầu**

**TCVN 8301 : 2009** được chuyển đổi từ 14 TCN 190 : 2006 theo quy định tại khoản 1 điều 69 của Luật Tiêu chuẩn và Quy chuẩn kỹ thuật và điểm a, khoản 1 điều 7 của Nghị định số 127/2007/NĐ-CP ngày 01 tháng 8 năm 2007 của Chính phủ quy định chi tiết thi hành một số điều của Luật Tiêu chuẩn và Quy chuẩn kỹ thuật.

**TCVN 8301 : 2009** do Trung tâm Khoa học và Triển khai kỹ thuật thủy lợi thuộc trường Đại học Thủy lợi biên soạn, Bộ Nông nghiệp và Phát triển nông thôn đề nghị, Tổng cục Tiêu chuẩn Đo lường Chất lượng thẩm định, Bộ Khoa học và Công nghệ công bố.

## Công trình thủy lợi - Máy đóng mở kiểu vít

### Yêu cầu kỹ thuật trong thiết kế, chế tạo, lắp đặt, nghiệm thu

*Hydraulics structures - Technical requirements operating screw mechanism*

*designing, manufacturing, acceptance, transfer*

#### 1 Phạm vi áp dụng

**1.1** Tiêu chuẩn này quy định các yêu cầu về thiết kế, chế tạo, lắp đặt, nghiệm thu, bàn giao các máy đóng mở kiểu vít dùng để nâng cửa van trong các công trình thủy lợi, thủy điện, giao thông, cải tạo môi trường.

**1.2** Tiêu chuẩn này áp dụng cho các máy đóng mở kiểu vít thuộc mọi loại hình: chế tạo mới, sửa chữa, phục hồi, nâng cấp hoặc mở rộng.

**1.3** Khi nghiên cứu, thiết kế, chế tạo, lắp đặt, ngoài việc tuân theo những quy định trong tiêu chuẩn này còn phải tuân thủ các tiêu chuẩn hiện hành khác có liên quan.

#### 2 Thuật ngữ và định nghĩa

##### 2.1

**Máy đóng mở kiểu vít** (Operating screw mechanism)

Thiết bị cơ khí thủy công dựa trên nguyên lý truyền động vít - đai ốc. Đai ốc quay tại chỗ làm trục vít chuyển động tịnh tiến kéo cửa van lên hoặc xuống theo phương dọc trục.

##### 2.2

**Lực đóng mở** (Power of press and lift)

Lực thắng được lực cản lớn nhất, được xác định ở vị trí bất lợi nhất khi đóng hoặc mở cửa van.

##### 2.3

**Máy đóng mở kiểu vít quay tay** (Screw mechanism operated by hand)

Máy đóng mở được dẫn động bằng tay quay.

**2.4**

**Máy đóng mở kiểu vít chạy bằng điện** (Screw mechanism operated by electric power)

Máy đóng mở được dẫn động bằng động cơ điện.

**2.5**

**Nguồn động lực** (transfer element)

Nguồn động lực hay bộ phận truyền lực là động cơ điện hoặc quay tay.

**2.6**

**Hộp giảm tốc** (Gear box)

Bộ phận truyền động từ nguồn động lực đến vít me.

**2.7**

**Hộp chịu lực** (Carrier-box)

Bộ phận truyền chuyển động quay từ hộp giảm tốc thành chuyển động tịnh tiến của trục vít và truyền tải trọng đóng mở xuống nền. Hộp chịu lực còn gọi là giá đỡ hoặc thân máy, hoặc saxi máy đóng mở.

**2.8**

**Trục vít** (Ball screws)

Trục có ren chuyển động tịnh tiến làm nhiệm vụ đóng mở cửa van.

**2.9**

**Bộ phận chỉ thị và hạn chế hành trình** (Indicator odometer)

Cơ cấu báo độ mở và cho phép cửa van đóng mở trong khoảng hành trình đã xác định trước.

**2.10**

**Hạn chế mômen quá tải** (Overload momentum protection)

Cơ cấu ngắt nguồn điện động cơ khi mô men cản lớn hơn mômen tải động cơ một giá trị nhất định, nhằm bảo vệ an toàn cho máy.

**3 Ký hiệu**

Máy đóng mở kiểu vít được ký hiệu là QVĐn.

trong đó:

Q là trị số biểu thị lực đóng mở của máy đóng mở, tấn;

V là kiểu máy đóng mở trục vít - đai ốc;

Đ là biểu thị máy đóng mở chạy điện và cả quay tay;

n là biểu thị số trục vít - đai ốc; n có giá trị là 1 hoặc 2.

VÍ DỤ: Máy 10VĐ1 là loại máy đóng mở kiểu trục vít – đai ốc có lực đóng mở 10 tấn, chạy điện (kết hợp quay tay khi không có điện), có 01 trục vít – đai ốc.

#### 4 Yêu cầu chung

**4.1** Máy đóng mở chạy điện phải có bộ phận quay tay khi mất điện và phải có các tiếp điểm hành trình (tiếp điểm cuối) để tác động dừng đóng (hoặc mở) cửa khi cửa van đóng (mở) hoàn toàn.

**4.2** Các động cơ của máy đóng mở kiểu vít làm việc tới 40 % mômen xoắn yêu cầu. Động cơ chế tạo theo tiêu chuẩn IEC 34, có thể làm việc khi điện áp lưới thay đổi trong phạm vi  $\pm 10\%$  so với điện áp định mức. Động cơ đặt ngoài trời phải có vỏ bảo vệ cấp IP54.

**4.3** Động cơ phải có hộp che để tránh các tác động xấu của môi trường và được trang bị các bảo vệ sau:

- Bảo vệ chống quá tải;
- Bảo vệ chống ngắn mạch;
- Bảo vệ chống quá điện áp;
- Bảo vệ chống kém áp;
- Bảo vệ chống mất pha;
- Bảo vệ chống kẹt rô to.

#### 5 Yêu cầu về vật liệu

**5.1** Khi thiết kế cần phải lựa chọn các loại vật liệu đã được tiêu chuẩn hoá.

**5.2** Phải ghi rõ và đầy đủ trong bản vẽ chế tạo hoặc trong yêu cầu kỹ thuật các loại vật liệu dùng để chế tạo các chi tiết, các bộ phận của máy.

**5.3** Vật liệu trước khi đưa ra chế tạo các bộ phận chịu lực chính như trục, gối đỡ, hộp chịu lực, bánh răng, khớp nối, vít ... phải có nhãn mác theo quy định, chứng chỉ của nhà sản xuất, nguồn gốc xuất xứ rõ ràng, nếu không phải lấy mẫu để kiểm tra tại các phòng thí nghiệm hợp chuẩn. Vật liệu được sử dụng phải theo đúng chỉ dẫn trong các bản vẽ thiết kế chế tạo.

**5.4** Trước khi sử dụng, thép phải được nắn thẳng, phẳng và được làm sạch gỉ, dầu mỡ.

**5.5** Que hàn phải có nhãn mác, xuất xứ rõ ràng, đảm bảo chất lượng, các chỉ tiêu phù hợp với loại thép hàn và bản vẽ thiết kế, đảm bảo tính chất cơ lý và được bảo quản theo quy định.

**5.6** Vật liệu sơn phủ, bảo vệ bề mặt làm việc và tiếp xúc môi trường phải được lựa chọn theo đúng yêu cầu kỹ thuật của thiết kế, đảm bảo chất lượng và yêu cầu kỹ thuật. Vật liệu sơn phủ phải được ghi đầy đủ nhãn mác, hạn sử dụng, tính chất hoá lý rõ ràng. Không được sử dụng các loại sơn phủ tự pha chế chưa được công nhận hay loại sơn phủ không rõ nguồn gốc.

**5.7** Vật liệu gioăng chặn dầu mỡ phải được sản xuất tại cơ sở chuyên ngành, có chứng chỉ về các chỉ tiêu cơ lý, hoá học bảo đảm khả năng làm việc ở môi trường khắc nghiệt.

**5.8** Vật liệu chế tạo các bộ phận máy tham khảo Phụ lục A.

## **6 Yêu cầu về thiết kế**

### **6.1 Lựa chọn các thông số của máy**

Các thông số sau đây của máy đóng mở kiểu vít bắt buộc phải lựa chọn trước khi thiết kế máy:

- a) Lực đóng mở  $Q$ , kN hoặc N;
- b) Hành trình đóng mở  $L_{\max}$ , m;
- c) Thời gian đóng mở bằng điện  $T_{\sigma}$ , min;
- d) Thời gian đóng mở bằng quay tay  $T_{qt}$ , min;
- e) Chế độ làm việc.

### **6.2 Tính toán chọn động cơ và phân bố tỷ số truyền**

Sau khi lập sơ đồ truyền động của máy (Hình A.1; Phụ lục A) tiến hành chọn công suất động cơ và tỷ số truyền của máy.

### **6.3 Chọn công suất động cơ**

Công suất động cơ ( $N_{đc}$ ) phải thoả mãn điều kiện :  $N_{đc} \geq N_{ct}$

$$N_{ct} = \frac{Q \cdot v}{\sum h} \quad (1)$$

$$\sum \eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \quad (2)$$

$$v = \frac{H_{\max}}{T} \quad (3)$$

trong đó:

$N_{ct}$  là công suất tính toán, kW ;

$Q$  là lực đóng mở, kN;

$v$  là tốc độ đóng mở của van, mm/s;

$H_{\max}$  là chiều sâu nước lớn nhất trước cửa van, mm;

$T$  là thời gian đóng mở cửa van, s;

$\sum \eta$  là hiệu suất truyền động;

$\eta_1$  là hiệu suất của bộ truyền động trục vít – bánh vít:

$$h_1 = 0,75 \text{ với trục vít 1 đầu mối;}$$

$$h_1 = 0,75 \text{ với trục vít 2 đầu mối;}$$



$h_1^n$  là hiệu suất của cặp bánh răng thẳng với n số cặp bánh răng;

$h_2$  là hiệu suất bộ truyền bánh răng côn;

$h_3$  là hiệu suất bộ truyền trục vít-đai ốc;

$h_4^n$  là hiệu suất của cặp ổ lăn với n số cặp ổ lăn.

#### 6.4 Xác định tỷ số truyền động và phân phối tỷ số truyền của máy

##### 6.4.1 Tỷ số truyền động khi chạy điện áp dụng công thức (4)

$$i_d = \frac{n_{d/c}}{n_{d/oc}} = i_{GT} \cdot i_{CL} \quad (4)$$

trong đó:

$i_{GT}$  là tỷ số truyền hộp giảm tốc;

$i_{CL}$  là tỷ số truyền của hộp chịu lực.

**Bảng 1- Bảng tra tỷ số truyền động**

Q, KN	$i_d$	$i_{GT}$	$i_{CL}$
$\leq 20$	70,38	17,6	4,0
$\geq 30$	352	17,6	20

##### 6.4.2 Tỷ số truyền động khi đóng mở bằng quay tay áp dụng công thức (5) và (6)

$$i_{qt} = \frac{M_{d/o}}{M_{qt}} \quad (5)$$

$$M_{qt} = P \cdot r \cdot m \cdot k \quad (6)$$

trong đó:

$M_{d/o}$  là mô men cần thiết khi quay đai ốc trên trục vít me;

$M_{qt}$  là mô men trên trục tay quay;

P là lực một người;

r là bán kính tay quay;

m là số người;

k là hệ số quay không đều.

Tỷ số truyền động đóng mở bằng quay tay tăng lên tỷ lệ thuận theo lực nâng, được chọn theo Bảng 2

**Bảng 2 - Tỷ số truyền động tăng theo lực nâng**

<b>Q, kN</b>	≤ 2	3	5	8	10	20	≥ 30
$i_{qt}$	2	3	6	6	8	14	70

## 6.5 Thiết kế bộ truyền động

Sau khi tính toán chọn được động cơ, phân phối tỷ số truyền động, chọn hộp giảm tốc, yêu cầu tính toán các bộ truyền động bánh răng côn, truyền động vít đai ốc, truyền động trục vít – bánh vít. Cách tính toán thiết kế tham khảo Phụ lục B hoặc tham khảo các tài liệu thiết kế cơ khí hiện hành.

## 7 Yêu cầu về chế tạo

### 7.1 Yêu cầu kỹ thuật gia công tại xưởng

#### 7.1.1 Gia công cơ khí

**7.1.1.1** Các phiê thép phải cắt bằng máy cắt, máy cưa, trường hợp ngoại lệ có thể cắt bằng khí ôxy. Không được cắt thép bằng que hàn.

**7.1.1.2** Phiê thép sau khi cắt phải tẩy sạch ba via, xỉ, không để nổi cục gồ ghề quá 1 mm trên bề mặt và không có vết rạn nứt.

**7.1.1.3** Khi sử dụng phiê đúc bằng gang hoặc thép, phải bảo đảm chất lượng phiê đúc và bảo đảm kích thước phiê có tính đến độ dư gia công phù hợp yêu cầu bản vẽ thiết kế theo tiêu chuẩn hiện hành. Cho phép có các khuyết tật nếu chiều sâu khuyết tật không lớn hơn 10 % chiều dày phiê đúc. Được phép hàn vá các khuyết tật nhưng phải đảm bảo theo quy định trong tiêu chuẩn liên quan.

**7.1.1.4** Độ chính xác gia công chế tạo của tất cả các chi tiết phải tuân thủ bản vẽ thiết kế, trong trường hợp không quy định cụ thể thì các sai số chế tạo không thấp hơn cấp 8 theo tiêu chuẩn liên quan.

**7.1.1.5** Khi gia công các chi tiết có độ chính xác cao như bánh răng, bánh vít, trục vít ... phải lập quy trình công nghệ chế tạo.

**7.1.1.6** Độ không đồng trục, độ ôvan, độ lệch rãnh then so với đường tâm chuẩn không lớn hơn 1/2 dung sai kích thước đường kính ngỗng trục nơi lắp ghép bánh răng, ổ bi.

**7.1.1.7** Độ đảo vai trục lấy theo cấp chính xác IT8 và theo kích thước đường kính trục.

**7.1.1.8** Vỏ hộp giảm tốc, vỏ hộp chịu lực: Các bề mặt lắp ghép, các nắp phải được gia công nhẵn, phẳng đạt cấp chính xác 0 hoặc 6 theo tiêu chuẩn liên quan.

**7.1.1.9** Dung sai khoảng cách trục khi gia công không thấp hơn cấp 8 theo tiêu chuẩn liên quan.

**7.1.1.10** Các khớp nối trục : Độ đảo hướng tâm và mặt mút lấy bằng  $\pm 0,005.D$  khớp.

**7.1.1.11** Ren vít - Đai ốc : Được chế tạo theo ren thang hoặc ren chữ nhật theo cấp chính xác của TCVN về ren vít - đai ốc.

## 7.1.2 Gia công kết cấu thép

**7.1.2.1** Dụng cụ đo lường kết cấu phải dùng gồm thước lá, thước góc, thước cuộn bằng kim loại có độ chính xác cấp 2, theo tiêu chuẩn liên quan.

**7.1.2.2** Công tác chuẩn bị vật liệu thực hiện theo yêu cầu sau:

- a) Nắn và uốn thẳng thép trước khi gia công tránh tạo vết xước, vết lõm, khuyết tật khác trên bề mặt;
- b) Khi cắt thép để gia công cấu kiện cần xác định rõ công nghệ chế tạo để tính độ dư gia công do co ngót khi hàn và lắp ráp;
- c) Khi lấy dấu thủ công chỉ được sử dụng mũi vạch và con tu.

**7.1.2.3** Cho phép khoan lỗ trên các chi tiết trước hoặc sau khi đã hàn ghép thành kết cấu và phải khoan tại xưởng để đảm bảo trục của lỗ thẳng góc với mặt chi tiết. Các lỗ và quy cách khoan phải theo đúng bản vẽ thiết kế.

**7.1.2.4** Cho phép áp dụng khoan lỗ trực tiếp theo phương pháp lấy dấu trên máy khoan chạy hơi ép, máy khoan điện. Trường hợp chế tạo hàng loạt phải khoan theo đường hoặc dùng rô bốt khoan điều khiển theo chương trình.

**7.1.2.5** Công tác hàn thực hiện theo yêu cầu sau:

- a) Khi hàn đính chỉ cần mối hàn có chiều cao tối thiểu để khi hàn chính thức mối hàn này sẽ làm nóng chảy mối hàn đính. Chiều cao mối hàn đính không lớn hơn 0,5 chiều cao mối hàn chính thức theo thiết kế. Không được bố trí mối hàn đính tại vị trí mối hàn chính giao nhau;
- b) Que hàn đính và hàn chính phải cùng loại và phù hợp với mác thép hàn, chất lượng mối hàn tương tự nhau;
- c) Phải đảm bảo kiểu vát mép, kích thước khe hở giữa các chi tiết khi hàn và kích thước mối hàn theo đúng chỉ dẫn trên bản vẽ thiết kế;
- d) Chỉ được phép hàn chồng lớp tiếp theo khi đã đánh sạch xỉ và khuyết tật lớp hàn trước;
- e) Thợ hàn hồ quang phải có chứng chỉ văn bằng hợp cách;
- g) Sau khi hàn xong phải đánh sạch hết xỉ, mặt kim loại trên bề mặt. Khi tẩy bỏ không làm hỏng bề mặt kết cấu và phải bảo đảm bằng phẳng và nhẵn mặt;
- h) Kiểm tra khuyết tật bề mặt mối hàn bằng mắt thường, kính lúp và đo kích thước mối hàn bằng thước;
- i) Việc xử lý khuyết tật mối hàn phải theo tiêu chuẩn liên quan.

**7.1.2.6** Khi liên kết các bộ phận kết cấu bằng bu lông, phải đánh sạch các bề mặt lắp ghép. Độ kín khít khi xiết chặt bu lông được kiểm tra bằng thước lá có bề dày 0,3 mm, thước không thể lùa vào sâu quá 20 mm.

## **7.2 Yêu cầu kỹ thuật lắp ráp và kiểm tra tại xưởng**

**7.2.1** Phải có đủ tài liệu thiết kế, quy trình công nghệ trước khi lắp ráp thành các cụm thiết bị tại xưởng.

**7.2.2** Các chi tiết máy và kết cấu trước khi lắp phải kiểm tra số lượng và chứng nhận chất lượng sau gia công xuất xưởng theo bản vẽ lắp của từng phân xưởng.

**7.2.3** Lắp ráp các cụm thiết bị tại xưởng : Hộp giảm tốc, hộp chịu lực phải được lắp ráp và căn chỉnh thành bộ hoàn chỉnh trước khi đưa tới hiện trường lắp đặt. Sai số lắp ráp và kiểm tra được tham khảo trong Bảng B13, Phụ lục B.

**7.2.4.** Sau khi lắp ráp, các bộ phận máy phải được chạy thử không tải theo thiết kế tại xưởng và có biên bản nghiệm thu cho từng bộ phận. Hộp giảm tốc chạy thử 4 giờ có đảo chiều, các cơ cấu khác chạy thử 2 giờ có đảo chiều.

**7.2.5.** Nhiệt độ dầu trong hộp giảm tốc cho phép khi chạy thử, xem Bảng B.14 - Phụ lục B.

**7.2.6** Nghiệm thu tại xưởng: Sau khi lắp ráp và chạy thử phải tiến hành kiểm tra và có xác nhận của trước khi sơn chống gỉ.

**7.2.7** Kết quả nghiệm thu của và việc đánh giá chất lượng chế tạo phải được ghi vào biên bản và đóng dấu kiểm tra lên sản phẩm mới được xuất xưởng.

**7.2.8** Nội dung kiểm tra (KCS):

- a) Sự phù hợp của vật liệu đã dùng để chế tạo so với thiết kế;
- b) Độ chính xác kích thước và dung sai lắp ghép cho phép;
- c) Chất lượng các mối ghép hàn, các mối ghép bu lông;
- d) Kết quả chạy thử;
- e) Chất lượng lớp sơn chống gỉ;
- g) Kiểm tra độ chính xác các số liệu ghi nhật ký chế tạo, lý lịch máy và tài liệu nghiệm thu.

## **8 Ghi nhãn và sơn phủ**

### **8.1 Nhãn mác**

**8.1.1** Máy đóng mở kiểu vít chạy điện hoặc quay tay đều phải có nhãn mác hàng hoá.

**8.1.2** Nhãn mác phải ghi đầy đủ các thông tin sau:

- Tên cơ sở sản xuất, địa chỉ;
- Tên sản phẩm;
- Thông số kỹ thuật : lực đóng mở, tốc độ đóng mở, công suất động cơ ... ;
- Kích thước, trọng lượng;

- Sản xuất theo tiêu chuẩn nào;
- Ngày, tháng, năm sản xuất.

## 8.2 Sơn phủ

- 8.2.1** Tất cả các bộ phận, kết cấu sau khi đã chế tạo xong và đã được xác nhận mới được tiến hành sơn phủ.
- 8.2.2** Bề mặt kim loại phải làm nhẵn, khô ráo, sạch dầu mỡ trước khi sơn.
- 8.2.3** Loại sơn phải có chứng chỉ nguồn gốc, còn hạn sử dụng.
- 8.2.4** Loại sơn, chiều dày lớp sơn phủ và quy trình công nghệ sơn phải tuân thủ thiết kế quy định và phù hợp với các tiêu chuẩn liên quan.

## 8.3 Ghi nhãn

- 8.3.1** Tất cả các máy đóng mở kiểu vít sau khi chế tạo phải gắn nhãn. Nội dung nhãn mác quy định tại Điều 8.1.2.
- 8.3.2** Nhãn được gắn trên nắp hộp chịu lực.

## 9 Lắp đặt máy tại công trình

- 9.1** Phải dùng thiết bị cẩu đúng tải trọng, tốc độ và chiều cao nâng phù hợp, phải móc cẩu đúng vị trí trên máy đóng mở.
- 9.2** Chiều dày lớp bê tông dưới bộ lắp máy và hộp chịu lực không nhỏ hơn 50 mm.
- 9.3** Sai số chiều cao đặt máy so với thiết kế trong khoảng  $\pm 50$  mm.
- 9.4** Sai lệch vị trí của tai treo trên cửa van phẳng theo hướng kéo cửa so với thiết kế cho phép  $\pm 5$  mm.
- 9.5** Độ lệch tâm của trục vít me so với tâm tai cửa  $\leq 5$  mm.
- 9.6** Độ không vuông góc của trục vít kép so với mặt phẳng ngang phải nhỏ hơn  $\pm 0,5$  mm/1 m của khoảng cách giữa hai vít.
- 9.7** Độ thẳng bằng của máy được nối với cánh cửa bằng chốt cứng trong mặt phẳng nằm ngang không vượt quá  $\pm 0,5$  mm/1 m chiều dài khoảng cách giữa hai hộp chịu lực.

## 10 Vận hành máy

- 10.1** Kiểm tra mức dầu mỡ bôi trơn trong hộp giảm tốc, hộp chịu lực, trục vít đai ốc.
- 10.2** Trước khi vận hành máy, đặc biệt là máy mới vận hành lần đầu phải dùng tay quay, quay thử các bộ phận quay của máy. Nếu có hiện tượng kẹt hoặc tiếng kêu lạ là phải dừng kiểm tra xử lý ngay.
- 10.3** Kiểm tra sự làm việc của thiết bị điện trong hệ thống phân phối và điều khiển.

## **TCVN 8301 : 2009**

**10.4** Kiểm tra lại điện trở cách điện của động cơ và cáp điện trước khi máy chạy.

**10.5** Sau khi kiểm tra và xử lý tất cả các vướng mắc về kỹ thuật bắt đầu chạy thử động cơ, xác định chiều quay của động cơ.

**10.6** Gạt ly hợp sang vị trí chạy điện, theo dõi cơ cấu làm việc.

**10.7** Trong quá trình máy vận hành phải theo dõi máy làm việc. Nội dung theo dõi gồm:

- Chế độ dòng điện áp;
- Chỉ số nhiệt độ;
- Chỉ số dầu bôi trơn;
- Máy chạy êm, không quá nóng ở một số cơ cấu truyền lực.;
- Không có tiếng kêu lạ;
- Chạy ổn định, không rung.

**10.8** Vận hành đóng mở van trong trạng thái khô ba lần và hai lần thử nước đồng thời kiểm tra các thông số sau:

- Công suất tiêu thụ động cơ;
- Vận tốc nâng hạ;
- Nhiệt độ tại các ổ bi, cơ cấu chịu lực ;
- Máy làm việc êm, không rung giật đặc biệt tại các bánh răng ăn khớp.

## **11 Quy trình vận chuyển và xếp kho**

**11.1** Phải xác định kích thước, trọng lượng hàng và quãng đường vận chuyển để lựa chọn phương tiện thích hợp.

**11.2** Phải có phương án kê kích và chằng buộc để đảm bảo an toàn cho người và phương tiện vận chuyển.

**11.3** Phải kiểm tra lại toàn bộ danh mục hàng, các tài liệu liên quan và quan sát để phát hiện những sai hỏng, thiếu hụt khi giao nhận tại xưởng cũng như khi dỡ hàng sau vận chuyển. Tất cả sai sót thiếu hụt đều phải ghi biên bản.

**11.4** Các bộ phận bôi trơn hở phải thay mỡ mới, các lỗ tra dầu phải nút kín.

**11.5** Các cụm máy và thiết bị điện phải để trong kho, kê cao, khô ráo trên các giá gỗ.

## **12 Nghiệm thu, bàn giao**

### **12.1 Nghiệm thu tĩnh**

**12.1.1** Các tài liệu khi nghiệm thu tĩnh gồm có:

- a) Tài liệu thiết kế kỹ thuật, chế tạo chi tiết, lý lịch thiết bị, chất lượng thép, que hàn, bu lông và các vật liệu khác;
- b) Tài liệu hướng dẫn vận hành, các trường hợp hỏng hóc hoặc sự cố thường gặp và biện pháp khắc phục. Danh mục các vật tư phụ tùng thay thế cho các thiết bị của máy đóng mở;
- c) Biên bản xác nhận thay đổi thiết kế và vị trí lắp đặt (nếu có);
- d) Biên bản nghiệm thu từng phần các công việc lắp đặt thiết bị tại hiện trường;
- e) Biên bản kiểm tra và bản vẽ hoàn công lắp đặt thiết bị;
- g) Biên bản nghiệm thu công tác xây dựng có liên quan đến thiết bị;
- h) Nhật ký lắp đặt;
- i) Tài liệu giao nhận thiết bị, vận chuyển của chủ đầu tư và đơn vị lắp đặt.

**12.1.2** Lập biên bản nghiệm thu, đánh giá thiết bị đã được lắp tính vào công trình theo đúng thiết kế và cho phép chạy thử không tải.

## **12.2 Nghiệm thu chạy thử không tải**

**12.2.1** Chạy thử không tải nhằm xác định tình trạng hoạt động của thiết bị, bao gồm các nội dung sau:

- a) Thời gian chạy thử theo yêu cầu thiết kế của nhà chế tạo;
- b) Kiểm tra hành trình đóng mở của vít;
- c) Kiểm tra độ rung động, ổn định của thiết bị;
- d) Kiểm tra hệ thống làm việc, động cơ, dầu, li hợp và thiết bị quay tay.

**12.2.2** Lập biên bản nghiệm thu chạy thử không tải khi chạy đủ thời gian quy định và khi đạt yêu cầu kỹ thuật theo các số liệu đo đạc được.

## **12.3 Nghiệm thu chạy thử có tải**

**12.3.1** Các thông số kỹ thuật sau đây cần xác định khi chạy thử có tải :

- a) Thời gian chạy thử do nhà thiết kế và chế tạo quy định;
- b) Kiểm tra lực đóng mở, tốc độ đóng mở của thiết bị, mức độ kín khít khi đóng và mở hoàn toàn;
- c) Mức độ tăng tải trọng, áp suất tác dụng của hộp chịu lực;
- d) Kiểm tra sự bôi trơn của các bộ phận;
- e) Kiểm tra nhiệt của các bộ phận ổ, hộp giảm tốc, hộp chịu lực;
- g) Kiểm tra độ ổn định, rung động khi làm việc;
- h) Kiểm tra độ ăn khớp, chịu lực của các cơ cấu;
- i) Kiểm tra làm việc trong trường hợp dùng tay quay.

**12.3.2** Hội đồng nghiệm thu kiểm tra và lập biên bản nghiệm thu nếu đạt yêu cầu kỹ thuật.

#### **12.4 Bàn giao thiết bị đưa vào sử dụng**

Sau khi hội đồng nghiệm thu ký vào biên bản nghiệm thu, tiến hành bàn giao thiết bị để đưa vào sử dụng. Nội dung bàn giao gồm:

- a) Bàn giao các tài liệu đã lập khi nghiệm thu tĩnh, nghiệm thu không tải và có tải;
- b) Bàn giao thiết bị cho nhà sử dụng;
- c) Ký biên bản bàn giao thiết bị;
- d) Xác định trách nhiệm bảo hành của nhà cung cấp thiết bị.

#### **12.5 Những vấn đề cần chú ý**

**12.5.1** Các kết quả trong quá trình kiểm tra, thử nghiệm và kết luận nghiệm thu phải ghi đầy đủ vào biên bản nghiệm thu.

**12.5.2** Sau khi kiểm tra, nghiệm thu nếu có sai sót cần sửa chữa thì phải thực hiện trước khi tổng nghiệm thu.

**12.5.3** Cơ quan tư vấn thiết kế phải soạn thảo hướng dẫn quy trình vận hành, bảo dưỡng thiết bị và bàn giao.

**12.5.4** Tất cả các hồ sơ nghiệm thu phải được lưu trữ theo quy định hiện hành.

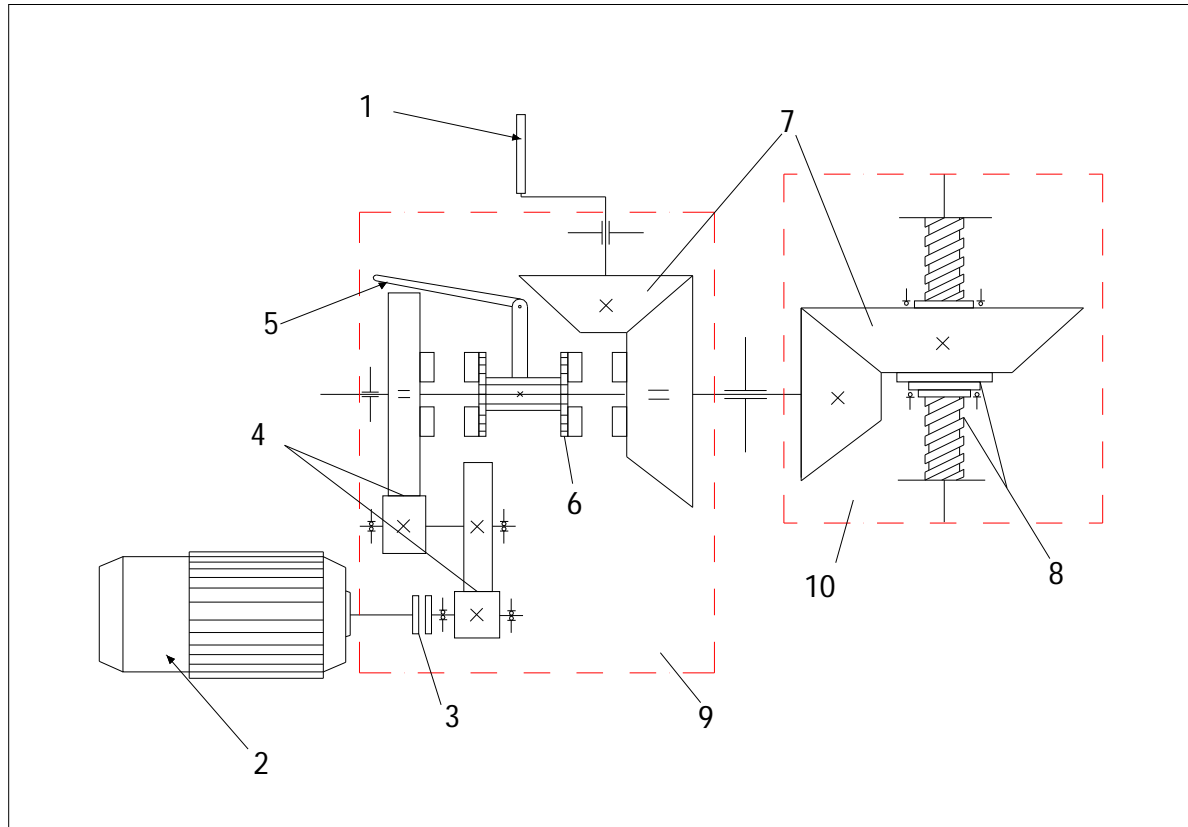


## Phụ lục A

(quy định)

## Vật liệu chế tạo các bộ phận máy đóng mớ kiểu vít

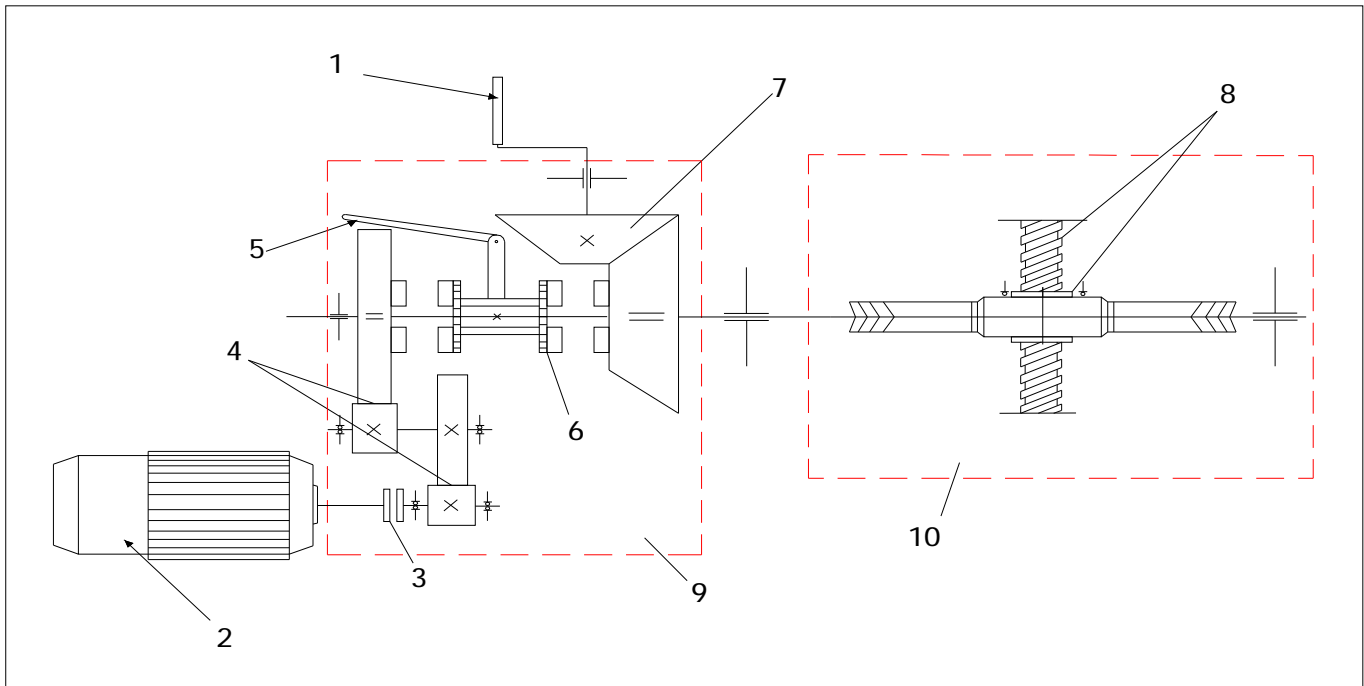
## A.1 Sơ đồ truyền động – Máy đóng mớ kiểu vít



a) Kiểu I: (Q từ 10 tấn – 20 tấn)

## CHÚ THÍCH:

- |                  |                   |                       |
|------------------|-------------------|-----------------------|
| 1) Tay quay;     | 4) Cặp bánh răng; | 7) Cặp bánh răng côn; |
| 2) Động cơ điện; | 5) Vấu li hợp;    | 8) Vít me đai ốc;     |
| 3) Khớp nối;     | 6) Li hợp;        | 9) Hộp giảm tốc;      |
|                  |                   | 10) Hộp chịu lực.     |



b) Kiểu II: Q > 20 t

CHÚ THÍCH:

- |                  |                         |                       |
|------------------|-------------------------|-----------------------|
| 1) Tay quay;     | 4) Cặp bánh răng thẳng; | 7) Cặp bánh răng côn; |
| 2) Động cơ điện; | 5) Tay gạt vấu ly hợp;  | 8) Vít me đai ốc;     |
| 3) Khớp nối,     | 6) Vấu li hợp;          | 9) Hộp giảm tốc;      |
|                  |                         | 10) Hộp chịu lực.     |

Hình A.1- Sơ đồ truyền động máy đóng mồi kiểu vít

A.2 Các loại vật liệu chính được dùng để chế tạo máy đóng mồi kiểu vít

Bảng A.1- Một số loại thép và que hàn dùng để chế tạo máy đóng mồi kiểu vít

Loại thép	Mác thép	Mác que hàn (hàn tay)
Thép Các bon thông dụng	CT 38	E42
Thép Các bon chất lượng	C 45	E50A

**Bảng A.2 - Các loại vật liệu dùng để chế tạo máy đóng mở kiểu vít**

TT	Tên bộ phận máy	Vật liệu chế tạo
1	Tay quay, nắp chặn bi, nắp hộp giảm tốc, nắp thăm dầu, vòng chặn, chặn trục, càng gạt lay hợp, tay gạt ly hợp, bulông + đai ốc (loại không chịu lực lớn), bộ động cơ...	CT38
2	Các loại bulông, đai ốc, chốt, vít chìm liên kết chịu lực, then bằng, con gạt, trục gạt ly hợp ...	CT41
3	Trục vít, bulông khớp nối, bánh răng nón, ly hợp di động, đai ốc chịu lực.	Thép C45
4	Bộ máy, khớp nối trục hộp giảm tốc, khớp nối trục động cơ	Gang xám GX18-36
5	Hộp chịu lực, nắp hộp chịu lực.	Gang xám GX 21-40
6	Bánh vít	Đồng thanh
7	Gioăng, phớt chắn dầu mỡ	Cao su, phớt dạ chịu dầu

**Bảng A.3 - Thành phần hoá học của một số thép kết cấu**

Đơn vị tính: %

Mác thép	Cacbon (C)	Silic (Si)	Mangan (Mn)	Phốt pho (P)	Lưu huỳnh (S)
CT38s	0,14 - 0,22	≤ 0,07	0,30 - 0,60	≤ 0,04	≤ 0,05
CT38n	0,14 - 0,22	0,05 - 0,17	0,40 - 0,65	≤ 0,04	≤ 0,05
CT38	0,14 - 0,22	0,12 - 0,3	0,40 - 0,65	≤ 0,04	≤ 0,05

**Bảng A.4 - Cơ tính của một số thép Các bon kết cấu**

Mác thép	$S_b$ /MPa	ST/Mpa chia theo độ dày, mm				$d_5$ (%), theo độ dày, mm			Thử uốn nguội 180° theo độ dày, mm	
		< 20	20~40	40~100	> 100	< 20	(20~40)	> 40	£ 20	> 20
CT38	363~461	235	226	216	196	27	26	24	d = 0,5	d = a
CT38n CT38	373~481	245	235	226	206	26	25	23	d = 0,5	d = a
CT51	490~628	284	275	265	255	20	19	17	d = 3a	d = a

CHÚ THÍCH: a) Độ dày của mẫu; d) Đường kính uốn.

**Bảng A.5 - Thành phần hoá học của thép Các bon chất lượng C45**

Đơn vị tính: %

Mác thép	C	Si	Mn	P $\xi$	S $\xi$	Cr	Ni	Cu	Thành phần khác
45	0,42~0,50	0,17~0,37	0,50~0,80	0,035	0,04	$\leq 0,25$	$\leq 0,25$	$\leq 0,25$	-

**Bảng A.6- Cơ tính của thép Các bon chất lượng C45**

Mác thép	Trạng thái nhiệt luyện	Cơ tính, $\geq$					Độ cứng (HBS)	
		$\sigma_b$ /MPa	st/Mpa	$d_5$ , %	Y, %	ak/J*cm <sup>-2</sup>	Cán nóng	Ủ hoặc râm nhiệt độ cao
45	Thường hoá	598	353	16	40	49	229	197

**Bảng A.7 - Cơ tính của một số gang xám thông dụng**

Mác gang	Chiều dày vật đúc, mm *						
	4	8	15	30	50	80	150
Độ bền kéo $\sigma_b \geq$ /MPa							
GX 15-32	220	180	150	110	105	90	80
GX 18-36	270	220	200	160	140	130	120
GX 21-40	310	270	250	210	180	165	150
Độ cứng $\leq$ (HBS)							
GX 15-32	241	224	210	201	163	156	130
GX 18-36	255	240	230	216	170	163	143
GX 21-40	260	255	245	238	187	170	156

CHÚ THÍCH: \* Giá trị độ bền kéo của vật đúc dày 15 mm tương tự với phi thử đường kính 30 mm.

**Bảng A.8 - Thành phần hoá học của một số gang xám thông dụng**

Đơn vị tính: %

Mác gang	C	Si	Mn	P $\xi$	S $\xi$
GX 15-32	3,50 ~ 3,70	2,00 ~ 2,40	0,50 ~ 0,80	0,20	0,15
GX 18-36	3,30 ~ 3,50	1,40 ~ 2,40	0,70 ~ 1,00	0,20	0,15
GX 21-40	3,20 ~ 3,40	1,40 ~ 2,20	0,70 ~ 1,00	0,20	0,15

CHÚ THÍCH: Cho phép hợp kim hoá bằng các nguyên tố Cu, Ni, P ...

**Phụ lục B**

(tham khảo)

**Thiết kế các bộ phận truyền động của máy đóng mở kiểu vít****B.1 Thiết kế bộ truyền động vít – đai ốc****B.1.1 Chọn vật liệu****B.1.1.1** Vật liệu trục vít: Thép C45.**B.1.1.2** Vật liệu đai ốc:

a) Máy đóng mở có sức nâng Q đến 20 tấn: GX 21 – 40.

b) Máy đóng mở có sức nâng Q lớn hơn 20 tấn : C45.

**B.1.2 Chọn kiểu ren và bước ren****B.1.2.1** Kiểu ren : ren thang cân với góc  $\alpha = 30^\circ$ **B.1.2.1** Bước ren s : chọn theo bước ren thang tiêu chuẩn ISO 9484 – 73 : s = 4; 6; 8; 10; 12; 16.**B.1.3 Tính toán đường ren vít**

+ Đường kính ren trung bình, tính bằng mm;

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{Q}{p \cdot y_H \cdot y_h \cdot [q]}} \quad (B.1)$$

trong đó :

Q là lực đóng mở, N;

$$\psi_H = \frac{H_2}{d_2} = 1,2 \div 2,5 \text{ là hệ số của đai ốc;}$$

$$\psi_h = \frac{h}{s} = 0,5 \text{ là hệ số chiều cao ren thang, với h là chiều cao ren; s bước ren;}$$

[q] = 5 N/mm<sup>2</sup> ÷ 6 N/mm<sup>2</sup> là áp suất cho phép lên ren giữa thép và gang;[q] = 7 N/mm<sup>2</sup> ÷ 12 N/mm<sup>2</sup> là áp suất lên ren cho phép giữa thép và thép.**B.1.4 Chọn các thông số của vít và đai ốc****B.1.4.1** Góc vít :  $\gamma = \arctg(s/\pi d_2)$ , chọn góc vít:  $\gamma = 30^\circ$ .**B.1.4.2** Xác định chiều cao đai ốc H<sub>2</sub>, mm.

$$H_2 = \psi_H \cdot d_2 \quad (B.2)$$

**B.1.4.3** Số vòng ren của đai ốc Z :

$$Z = H_2/s \leq 12 \quad (\text{B.3})$$

**B.1.5 Tính kiểm nghiệm về độ bền**

**B.1.5.1** Trục vít cần được kiểm tra về độ bền theo ứng suất tương đương, tính bằng  $\text{N/mm}^2$ ;

$$\sigma_{td} = \sqrt{S^2 + 3.t^2} \leq [S] , \quad (\text{B.4})$$

**B.1.5.2** Ứng suất pháp tuyến  $\sigma$  được xác định theo công thức, tính bằng  $\text{N/mm}^2$ ;

$$s = \frac{Q}{F} = \frac{4.Q}{p.d_1^2} , \quad (\text{B.5})$$

**B.1.5.3** Ứng suất tiếp tuyến  $\tau$ ,  $\text{N/mm}^2$  được xác định theo công thức;

$$t = \frac{M}{W} , \quad (\text{B.6})$$

trong đó:

$d_1$  là đường kính trong của ren, mm;

Q là lực đóng mở, N;

M là mô men xoắn trên tiết diện nguy hiểm của vít,  $\text{N/mm}^2$ ;

$$M = Q \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\gamma \pm \rho) , \quad (\text{B.7})$$

“+”: nâng;

“-” : hạ;

Với bộ truyền tự hãm có hệ số ma sát  $f = 0,1$  ;

$\rho$  là góc ma sát ,  $\rho = 5^\circ 43'$  ;

W là mô men chống uốn của ren vít ;

$$W = \frac{p.d_1^3}{16} \approx 0,2d_1^3 , \text{ mm}^3 . \quad (\text{B.8})$$

**B.1.5.4** Ứng suất cho phép  $[\sigma]$  được xác định theo công thức, tính bằng  $\text{N/mm}^2$ ;

$$[\sigma] = \frac{S_c}{3} , \quad (\text{B.9})$$

trong đó:  $\sigma_c$  là giới hạn chảy của vật liệu trục vít.

**B.1.5.5** Đai ốc cần được kiểm tra về độ bền kéo và độ bền ép bề mặt theo các công thức sau:

a) Độ bền kéo:

$$\sigma_k = \frac{5,2.Q}{p.(D^2 - d^2)} \leq [s_k] \quad (\text{B.10})$$

trong đó: Q là lực đóng mở, N;  
 D là đường kính ngoài của đai ốc, mm;  
 d là đường kính ngoài của trục vít, mm;  
 $[\sigma_k] = 30 \text{ N/mm}^2 \div 40 \text{ N/mm}^2$  là ứng suất kéo cho phép của gang;  
 $[\sigma_k] = 50 \text{ N/mm}^2 \div 60 \text{ N/mm}^2$  là ứng suất kéo cho phép của thép C45.

b) Độ bền ép mặt:

- Theo ứng suất tiếp tuyến:

$$\tau_c = \frac{Q}{p \cdot D \cdot h} \leq [t_c] \quad (\text{B.11})$$

trong đó:

Q là tải trọng nâng, N;  
 D là đường kính ngoài của đai ốc, mm;  
 h là chiều cao vành tựa của đai ốc, mm;  
 $[\tau_c] = 30 \text{ N/mm}^2 \div 50 \text{ N/mm}^2$  là ứng suất tiếp cho phép của đai ốc bằng gang hoặc đồng thanh.

- Theo ứng suất pháp tuyến:

$$\sigma_d = \frac{4 \cdot Q}{p \cdot (D_0^2 - D^2)} \leq [s_d] \quad (\text{B.12})$$

trong đó:  $D_0$  là đường kính ngoài vành tựa đai ốc, mm;  
 D là đường kính ngoài của đai ốc, mm;  
 Q là lực đóng mở, N;  
 $[\sigma_d] = 60 \text{ N/mm}^2 \div 80 \text{ N/mm}^2$  là ứng suất dập cho phép của đai ốc.

### B.1.6 Tính toán kiểm tra ổn định

**B.1.6.1** Khi độ mảnh  $\lambda > 60$ , trục vít cần được kiểm tra về uốn dọc đảm bảo ổn định khi chịu nén theo công thức O'le:

$$n_y = \frac{Q_{Th}}{Q} \geq [n_y] = 3 \div 4 \quad (\text{B.13})$$

trong đó:

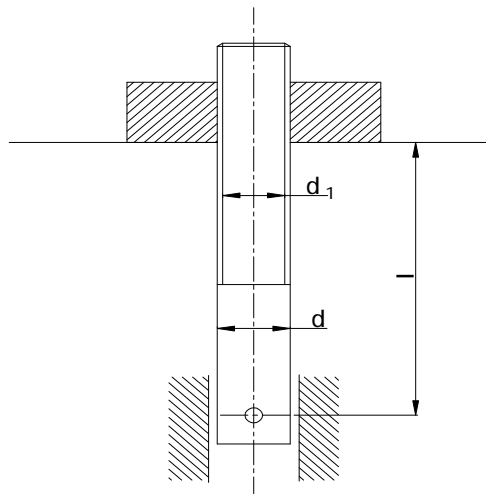
$n_y$  là hệ số an toàn ổn định;  
 $[n_y]$  là hệ số an toàn ổn định cho phép;  
 $Q_{Th}$  là tải trọng tới hạn.

**B.1.6.2** Khi độ mảnh  $\lambda \geq 100$ :

$$Q_{Th} = \frac{p^2 \cdot E \cdot J}{(m \cdot l)^2} \quad (B.14)$$

$$J = \frac{p \cdot d_1^4}{64} \left( 0,4 + 0,6 \frac{d}{d_1} \right) \quad (B.15)$$

trong đó:  $J$  là mô men quán tính của tiết diện vít,  $\text{mm}^4$  ;  
 $E$  là mô đun đàn hồi, với thép  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  ;  
 $\mu$  là hệ số chiều dài,  $\mu = 0,7$ ;



**Hình B.1 - Sơ đồ tính ổn định trục vít**

**B.1.6.3** Khi độ mảnh  $\lambda$  từ  $60 \div 100$ ,  $Q_{Th}$  được tính theo công thức:

$$Q_{Th} = \frac{p \cdot d_1^2}{4} (a - b \cdot l) \quad (B.16)$$

trong đó:

$a, b$  là hệ số thực nghiệm đối với thép C45:  $a = 450 \text{ N/mm}^2$ ,  $b = 1,67 \text{ N/mm}^2$ .

**B.1.6.4** Độ mảnh của trục vít được xác định theo công thức:

$$\lambda = \frac{m \cdot l}{i} \quad (B.17)$$

trong đó:

$\mu$  là hệ số chiều dài,  $\mu = 0,7$

$l$  là khoảng cách từ tâm đai ốc đến tâm gói trục hoặc từ tâm đai ốc đến tâm trục tại kéo cửa.

$$i = \sqrt{\frac{J}{p d_1^2 / 4}} \quad \text{là bán kính quán tính của tiết diện trục vít, mm.} \quad (B.18)$$



## B.2 Thiết kế bộ truyền bánh răng côn.

**B.2.1** Theo sơ đồ truyền động của máy đóng mở kiểu I (Hình A.1) để truyền chuyển động quay cho đai ốc chịu lực trong hộp chịu lực từ hộp giảm tốc tới cần sử dụng cặp bánh răng côn.

### B.2.2 Chọn vật liệu

- Vật liệu bánh răng nhỏ: Thép C45;
- Vật liệu bánh răng lớn: GX 21 – 40;
- Trục bánh răng: Thép C45;
- Cơ tính và thành phần hoá học của vật liệu các chi tiết được xác định theo Điều A.2 Phụ lục A.

### B.2.3 Tính toán bộ truyền động bánh răng côn

#### B.2.3.1 Xác định ứng suất cho phép

**B.2.3.2** Ứng suất tiếp xúc cho phép khi vật liệu bánh răng bằng thép, tính bằng N/mm<sup>2</sup>;

$$[\sigma_{tx}] = 2,6 \text{ HB}, \quad (\text{B.19})$$

**B.2.3.3** Ứng suất tiếp xúc cho phép khi vật liệu bánh răng gang xám, tính bằng N/mm<sup>2</sup>;

$$[\sigma_{tx}] = 1,5 \text{ HB}, \quad (\text{B.20})$$

**B.2.3.4** Ứng suất uốn cho phép của răng, tính bằng N/mm<sup>2</sup>;

$$[\sigma_u] = \frac{S_{-1}}{[n] \cdot K_s}, \quad (\text{B.21})$$

trong đó:

$\sigma_{-1}$  là giới hạn mỏi khi uốn, N/mm<sup>2</sup> ;

$\sigma_{-1} = 0,34 \sigma_b$  (đối với thép cacbon);

$\sigma_{-1} = 0,34 \sigma_b$  (đối với gang);

với  $\sigma_b$  giới hạn bền của vật liệu;

[n]: hệ số an toàn:

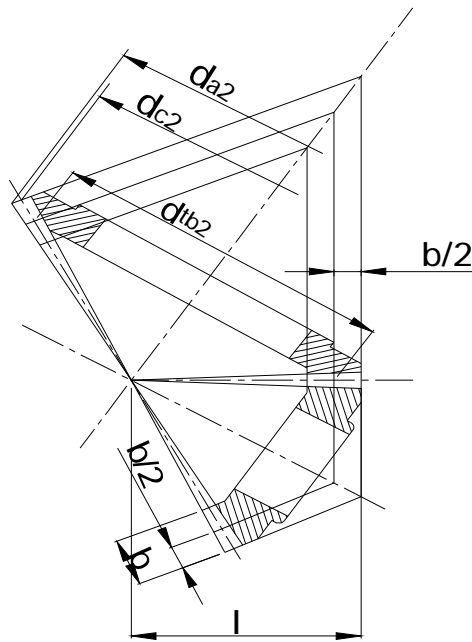
[n] = 1,9 là đối với thép và gang không qua nhiệt luyện;

[n] = 1,7 là đối với thép và gang có qua nhiệt luyện;

$K_\sigma$  là hệ số tập trung ứng suất:

+  $K_\sigma = 1,4-1,6$  là đối với thép thường hoá và tôi bề mặt;

+  $K_\sigma = 1-1,2$  là đối với gang



Hình B.2 - Các thông số truyền động bánh răng côn

**B.2.3.5** Xác định các thông số ăn khớp

**B.2.4** Xác định chiều dài côn ngoài bánh răng côn nhỏ

Chiều dài côn ngoài bánh răng côn nhỏ  $L_{br}$  xác định theo công thức sau:

$$L_{br} = K_R \cdot \sqrt{i^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{M_1 \cdot K_{H\beta} \cdot [(1 - K_{bc}) \cdot K_{bc} \cdot i \cdot [s_{TX}]^2]} \quad (B.22)$$

trong đó:

$K_R = 0,5K_d$  là hệ số phụ thuộc bánh răng và loại răng;

$K_d = (100 \cdot N/mm^2)^{1/3}$  là đối với bộ truyền bánh răng côn thẳng;

$i$  là tỷ số truyền;

$M_1$  là mô men xoắn trên trục bánh răng nhỏ, tính bằng N.mm;

$$M_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot N/n_1,$$

$K_{H\beta}$  là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên bề rộng vành răng bánh răng côn, phụ thuộc vào độ cứng bánh răng và tỷ số :  $K_{bc} \cdot i / (2 - K_{bc})$ ;

$K_{bc}$  là hệ số chiều rộng bánh răng:

$$K_{bc} = b/L = 0,25 \div 0,30$$

$[s_{TX}]$  là ứng suất tiếp xúc cho phép, N/mm<sup>2</sup>.

**Bảng B.1 - Trị số của hệ số phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng**

$\frac{K_{bc} \cdot i}{2 - K_{bc}}$	HB > 350	HB ≤ 350
	Trị số của hệ số KH <sub>b</sub>	
0,20	1,16	1,07
0,40	1,37	1,14
0,60	1,58	1,23
0,80	1,80	1,34

**B.2.5 Xác định mô đun m, số răng z, chiều rộng vành răng b****B.2.5.1** Mô đun vòng ngoài của bộ truyền:

$$m = (0,02 \div 0,03) \cdot L_{br}, \quad (B.23)$$

trong đó:

$L_{br}$  là chiều dài côn ngoài, mm; xác định theo công thức (B.22);

$M$  là môđun vòng ngoài, mm; kết quả tính lấy tròn đến số nguyên và theo trị số tiêu chuẩn.

**B.2.5.2** Số răng bánh nhỏ  $Z_1$  :

$$Z_1 = \frac{2 \cdot L}{m \cdot \sqrt{i^2 + 1}} \quad (B.24)$$

**B.2.5.3** Số răng bánh lớn  $Z_2$  :

$$Z_2 = i \cdot Z_1 \quad (B.25)$$

trong đó:  $i$  là tỷ số truyền

**B.2.5.4** Chiều rộng vành răng b:

$$b = K_{bc} \cdot L = (0,2 \div 0,3) \cdot L \quad (B.26)$$

**B.2.6** Xác định góc côn chia bánh nhỏ  $\delta_1$ , góc côn chia bánh lớn  $\delta_2$ 

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{Z_1}{Z_2}\right) \quad (B.27)$$

$$\delta_2 = 90^\circ - \delta_1 \quad (B.28)$$

**B.2.7** Xác định đường kính chia ngoài  $d_c$ , đường kính trung bình  $d_{tb}$ , mô men trung bình  $m_{tb}$ , đường kính đỉnh răng ngoài  $d_a$ 

Áp dụng các công thức sau:

$$d_{c1} = m_{tb} \cdot Z_1; \quad (B.29)$$

$$d_{C2} = m_{tb} \cdot Z_2; \quad (B.30)$$

$$d_{tb1} = 2 \cdot (L - 0,5 \cdot b) \cdot \sin \delta_1; \quad (B.31)$$

$$d_{tb2} = 2 \cdot (L - 0,5 \cdot b) \cdot \sin \delta_2; \quad (B.32)$$

$$m_{tb} = \frac{d_{tb1}}{Z_1} = \frac{d_{tb2}}{Z_2}; \quad (B.33)$$

$$d_{a1} = d_{C1} + 2 \cdot m_C; \quad (B.34)$$

$$d_{a2} = d_{C2} + 2 \cdot m_C; \quad (B.35)$$

trong đó:

$d_{C1}$ ,  $d_{C2}$  là đường kính chia ngoài bánh răng côn nhỏ và bánh răng côn lớn, tính bằng mm;

$d_{tb1}$ ,  $d_{tb2}$  là đường kính trung bình bánh răng nhỏ và bánh răng lớn, tính bằng mm;

$m_{tb}$  là mô đun trung bình, tính bằng mm;

L là chiều dài côn ngoài, xác định theo công thức (B.22)

b là chiều rộng vành răng, xác định theo công thức (B.26)

$\delta_1$  và  $\delta_2$  là góc côn chia bánh răng côn nhỏ và bánh răng côn lớn, xác định theo các công thức (B.27) và (B.28).

$$\text{mô đun vòng chia } m_C : \quad m_C = \frac{2 \cdot L}{\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}}, \text{ mm} \quad (B.36)$$

## B.2.8 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

**B.2.8.1** Cách xác định vận tốc vòng trung bình, chọn cấp chính xác của bộ truyền và hệ số tải trọng như sau:

a) Xác định vận tốc vòng trung bình theo công thức sau, tính bằng m/s;

$$v = \frac{p d_{TB1} \cdot n_1}{60}; \quad (B.37)$$

$d_{tb1}$  là đường kính trung bình bánh răng nhỏ, xác định theo công thức (B.31);

$n_1$  là số vòng quay bánh răng nhỏ.

b) Cấp chính xác của bộ truyền phụ thuộc vào giá trị vận tốc vòng của bánh răng và được chọn theo Bảng B.2;

**Bảng B.2 - Cấp chính xác của bộ truyền theo vận tốc vòng**

Độ cứng bánh răng HB	Cấp chính xác			
	6	7	8	9
	Vận tốc vòng của bánh răng, m/s			
≤ 350	10	7	4	3
> 350	9	6	3	2,5

c) Chọn hệ số tải trọng K theo công thức:

$$K = K_{Hb} \cdot K_d \quad (\text{B.38})$$

trong đó:  $K_{Hb}$  là hệ số kể đến sự phân bố không đều trên vành răng chọn theo Bảng B.1 ;

$K_d$  là hệ số tải trọng động xác định theo Bảng B.3.

**Bảng B.3 - Trị số của hệ số tải trọng động  $K_d$** 

Cấp chính xác	Độ cứng bánh răng lớn	Vận tốc vòng trung bình, m/s			
		1	1,3	3,8	8,12
6	≤ 200	1	1,3	1,5	1,6
	200 ÷ 350	1	1,2	1,4	1,5
	> 350	1	1,2	1,3	1,4
7	≤ 200	1,1	1,4	1,6	-
	200 ÷ 350	1	1,3	1,5	-
	> 350	1	1,3	1,4	-
8	≤ 200	1,2	1,5*	-	-
	200 ÷ 350	1,1	1,4*	-	-
	> 350	1,1	1,4	-	-
9	≤ 200	1,3	1,6	-	-
	200 ÷ 350	1,2	1,5	-	-
	> 350	1,2	1,5	-	-

CHÚ THÍCH: Khi  $v = 4$  m/s hệ số  $K_d$  tăng lên 10%.

**B.2.8.2** Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc như sau:

a) Khi cặp bánh răng côn với vật liệu khác nhau, kiểm nghiệm răng theo công thức:

$$\sigma_{TX} = \frac{2,28}{(1-0,5K_{Cb})} \sqrt{\frac{M_2 \cdot K \cdot E_{qd} \cdot i}{d_{c2} \cdot K_{bc} \cdot K_{Hb}}} \leq [s]_{TX} ; \quad (\text{B.39})$$

b) Khi cặp bánh răng côn với vật liệu bằng thép, kiểm nghiệm răng theo công thức:

$$\sigma_{TX} = \frac{1050}{(1 - 0,5K_{Cb})} \sqrt{\frac{M_2 \cdot K \cdot i}{d_{c2} \cdot K_{bc} \cdot K_{Hb}}} \leq [s]_{TX}; \quad (B.40)$$

trong đó:

$[\sigma_{TX}]$  là ứng suất tiếp xúc cho phép, xác định theo (B.19) và (B.20);

$M_2$  là mômen xoắn trên bánh lớn, Nmm,

$$M_2 = \frac{N_2}{\omega_2} \quad (B.41)$$

$N_2$  là công suất trên trục bánh răng lớn, xác định theo công thức:

$$N_2 = \frac{N_{ct}}{h_3 \cdot h_4} \quad (B.42)$$

$N_{ct}$  là công suất trên trục vít me;

$\eta_3$  là hiệu suất bộ truyền vít - đai ốc;

$\eta_4$  là hiệu suất cặp ổ lăn;

$\omega_2$  là vận tốc góc của bánh răng côn lớn, rad/s;

$K$  là hệ số tải trọng, xác định theo (B38);

$E_{qđ}$  là môđun đàn hồi quy đổi đối với vật liệu bánh răng;

$E_{qđ} = 1,36 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  là khi bánh răng nhỏ bằng thép, bánh răng lớn bằng gang;

$E_{qđ} = 1 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  là khi cả hai bánh răng bằng gang;

$E_{qđ} = 2,15 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$  là khi cả hai bánh răng bằng thép;

$i$ : tỷ số truyền;

$K_{bc}$  là hệ số chiều rộng vành răng lớn,  $K_{bc} = 0,2 \div 0,3$ ;

$K_{Hb}$  là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng bánh răng, xác định theo

Bảng 1;

$d_{c2}$  là đường kính chia ngoài bánh răng lớn, mm, xác định theo (B.30) .

### B.2.9 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn

Điều kiện về độ bền uốn của răng được kiểm nghiệm theo công thức sau:

$$s_u = \frac{2,36 \cdot M \cdot K \cdot \cos b}{Z \cdot y \cdot b \cdot m_{TB}^2 \cdot K_b} \leq [s_u], \quad (B.43)$$

trong đó:  $[s_u]$  là ứng suất uốn cho phép của răng, xác định theo (B.21),  $\text{N/mm}^2$ ;

$M$  là mô men trên bánh răng kiểm tra, Nmm;

$K$  là hệ số tải trọng, xác định theo (B38);

$\beta$  là góc nghiêng của răng (bán răng thẳng  $\beta = 0$ );

$y$  là hệ số dạng răng, xác định theo Bảng B.4.

**Bảng B.4 - Trị số hệ số dạng răng  $y$  khi  $f_0 = 1$**

Số răng tương đương $Z_{td}$	Hệ số dịch chỉnh $x$					
	- 0,6	- 0,2	0	0,2	0,6	1
	Hệ số dạng răng $y$					
12	-	-	0,382	0,53	-	-
13	-	-	0,388	0,53	-	-
14	-	-	0,395	0,53	-	-
15	-	0,268	0,400	0,53	0,618	-
16	-	0,278	0,404	0,53	0,615	-
17	-	0,286	0,410	0,53	0,610	-
18	-	0,296	0,415	0,53	0,610	-
19	-	0,303	0,420	0,53	0,607	-
20	-	0,313	0,425	0,53	0,604	-
22	-	0,330	0,434	0,53	0,600	-
24	-	0,345	0,442	0,53	0,596	-
26	0,263	0,360	0,460	0,53	0,591	-
28	0,273	0,368	0,412	0,455	0,53	0,588
30	0,285	0,376	0,417	0,460	0,529	0,588
33	0,296	0,386	0,426	0,466	0,529	0,580
36	0,315	0,396	0,435	0,470	0,529	0,576
39	0,324	0,403	0,442	0,475	0,529	0,572
42	0,333	0,410	0,446	0,479	0,529	0,568
45	0,344	0,415	0,452	0,485	0,528	0,566
50	0,355	0,423	0,458	0,488	0,528	0,560
65	0,388	0,445	0,471	0,495	0,527	0,545
80	0,408	0,458	0,480	0,496	0,523	0,534
100	0,426	0,468	0,482	0,496	0,518	0,525
300	-	-	0,496	-	-	-

CHÚ THÍCH: Khi  $f_0 = 0,8$  giá trị hệ số  $y=y/0,8$

+  $m_{tb}$  là mô đun trung bình ;

+  $K_b$  là hệ số tăng bền của răng nghiêng so với răng thẳng;

$K_b = 1$  đối với răng thẳng;

$K_b = 1,2 - 1,4$  đối với răng nghiêng;

+ Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn cho bánh răng có tích số  $y.[\sigma_u]$  nhỏ hơn

+ Số răng tương đương  $Z_{td}$  xác định theo công thức:

$$Z_{td1} = \frac{Z_1}{\cos d_1} \quad (B.44)$$

$$Z_{td2} = \frac{Z_2}{\cos d_2} \quad (B.45)$$

### B.2.10 Kiểm nghiệm răng về quá tải

Kiểm nghiệm răng về quá tải khi mở máy, phanh hãm... theo ứng suất tiếp xúc cực đại và ứng suất uốn cực đại

$$s_{TX \max} = s_{TX} \cdot \sqrt{K_{qt}} \leq [s_{TX}]_{\max} \quad (B.46)$$

$$s_{U \max} = s_U \cdot K_{qt} \leq [s_U]_{\max} \quad (B.47)$$

trong đó:

$$K_{qt} \text{ là hệ số quá tải: } K_{qt} = \frac{M_{\max}}{M}; \quad (B.48)$$

M và Mmax là mô men xoắn danh nghĩa và mô men quá tải trên trục bánh răng nhỏ hoặc bánh răng lớn;

$[s_{TX}]_{\max}$  và  $[s_U]_{\max}$  là ứng suất tiếp xúc, ứng suất uốn quá tải của răng xác định theo Bảng B.5.

**Bảng B.5- Ứng suất tiếp xúc quá tải và ứng suất uốn quá tải**

Vật liệu bánh răng	Độ cứng HB	Ứng suất quá tải, N/mm <sup>2</sup>	
		$[s_{TX}]_{\max}$	$[s_U]_{\max}$
Thép	≤ 350	3,1. $\sigma_c$	0,8. $\sigma_c$
	> 350	41,3 HRC	0,36 $\sigma_b$
Gang		1,8. $\sigma_b$	0,6 $\sigma_b$

CHÚ THÍCH :  $\sigma_c$  và  $\sigma_b$  là ứng suất chảy và ứng suất bền của vật liệu bánh răng.

## B.3 Thiết kế bộ truyền trục vít – bánh vít

### B.3.1 Chọn vật liệu

- Trục vít và trục bánh vít: C45; 40X hoặc 40 XH;

- Thân bánh vít: C35 hoặc C45;

- Vành bánh vít: vật liệu bánh vít chọn theo vận tốc trượt  $V_s$ :

+ Khi  $V_s \geq 5$  m/s: dùng đồng thanh thiếc;

+ Khi  $V_s < 5$  m/s: dùng đồng thanh không thiếc và đồng thau;



+ Khi  $V_s < 2$  m/s: dùng gang GX12-28; GX15-32 hoặc GX18-36;

- Vận tốc trượt  $V_s$  được tính theo công thức:

$$V_s = 8,8 \cdot 10^{-3} \cdot \sqrt{N_1 \cdot u \cdot n_1^2} \quad , \text{ m/s} \quad ; \quad (\text{B.49})$$

trong đó:

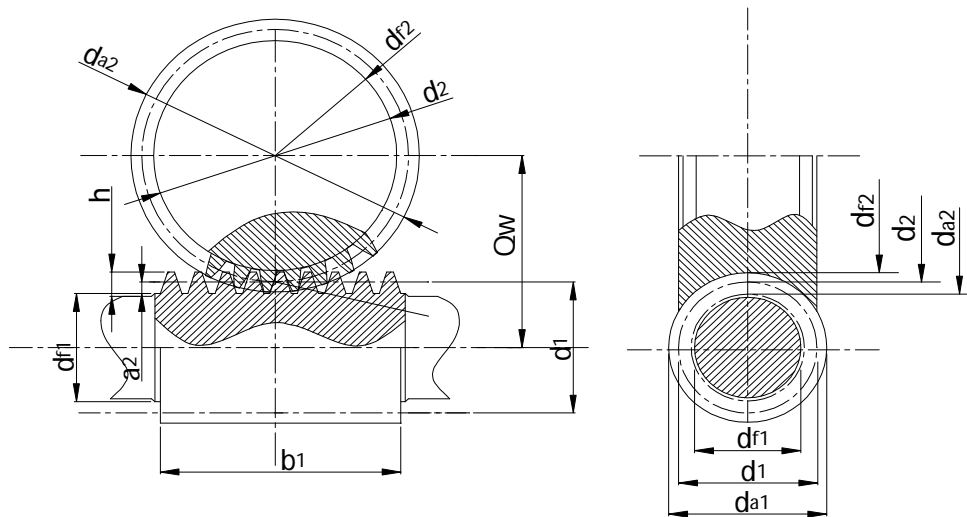
$N_1$  là công suất trên trục vít, kW;

$n_1$  là số vòng quay của trục vít, r/min ;

$u = n_2/n_1 = Z_2/Z_1$  là tỷ số truyền.

- Cơ tính và thành phần hoá học của vật liệu các chi tiết bộ truyền được xác định theo Điều B.3.6 .

### B.3.2 Tính toán bộ truyền động



Hình B.3 - Các thông số của bộ truyền trục vít- bánh vít

**B.3.2.1** Xác định khoảng cách tâm, mm áp dụng theo công thức (B.50)

$$a = 31 \cdot \left( \frac{Z_2 + 1}{q} \right) \sqrt[3]{\frac{M_2 \cdot K}{\left( [s_{TK}] \cdot \frac{Z_2}{q} \right)^2}} \quad , \quad (\text{B.50})$$

trong đó:  $Z_2$  là số bánh răng vít;

$q = \frac{d_1}{m} \geq (0,25 \div 0,30) Z_2$  là hệ số đường kính trục vít, xác định theo mô đun tiêu chuẩn m

theo Bảng B6; tính toán sơ bộ ban đầu có thể lấy  $q = 10$ ;

Bảng B.6 - Trị số tiêu chuẩn của hệ số đường kính q

<b>m</b>		2; 2,5; 3,15; 4 ; 5; 6,3; 8; 10; 12; 5; 16; 20
<b>q</b>	Dãy 1	6,3; 8; 10*; 12,5**; 16; 20; 25
	Dãy 2	7,1; 9; 11.2; 14; 18; 22,4
CHÚ THÍCH : 1) * Không dùng trị số này khi m = 2; ** Không dùng trị số này khi m = 2,5; 2) Ưu tiên dùng dãy 1; 3) Trường hợp thật cần thiết có thể chọn m theo dãy 2: m = 1,5; 3; 3,5; 6; 7; 18.		

+  $M_2$  : Mô men xoắn trên trục bánh vít, tính bằng N.mm;

$$M_2 = \frac{N_2}{w_2}, \quad (B5.1)$$

+  $N_2$  : Công suất trên bánh vít, tính bằng Rad/s;

$$N_2 = \frac{N_{CT}}{h_3 h_4}, \quad (B.52)$$

trong đó :  $\omega_2$  là vận tốc vòng bánh vít, Rad/s;

$N_{CT}$  là công suất trên trục vít me;

$\eta_3$  là hiệu suất bộ truyền trục vít me;

$\eta_4$  là hiệu suất cặp ổ lăn;

K là hệ số tải trọng:

$$K = K_{H\beta} \cdot K_d ; \quad (B.53)$$

trong đó :

$K_{H\beta}$  là hệ số phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng:

$$K_{H\beta} = 1 + \left( \frac{Z_2}{q} \right)^3 \cdot (1 - c), \quad (B.54)$$

$\theta$  là hệ số biến dạng của trục vít xác định theo Bảng B.7;

$\chi$  là hệ số phụ thuộc vào đặc tính tải trọng:

$\chi = 1,0$  : khi tải trọng không thay đổi;

$\chi = 0,6$  : khi tải trọng ít thay đổi;

$\chi = 0,3$  : khi tải trọng thay đổi lớn;

Khi tải trọng không thay đổi:  $K_{H\beta} = 1$ ;

$K_d$  là hệ số tải trọng động xác định theo Bảng B.8;

$[\sigma_{TX}]$  - ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh vít, chọn theo Bảng B.9.

Bảng B.7- Hệ số biến dạng của trục vít q

Số mối ren $Z_1$	Hệ số đường kính trục vít										
	6,3	7,1	8	9	10	11,2	12,5	14	16	18	20
1	44	57	72	89	108	127	157	190	240	292	349
2	36	45	57	71	86	102	125	152	190	230	276
4	30	37	47	58	70	82	101	123	152	185	220

Bảng B.8 - Trị số của hệ số tải trọng động  $K_d$ 

Vận tốc trượt $V_s$ , m/s	Cấp chính xác			
	6	7	8	9
$\leq 1,5$	-	-	1,1	1,3
3	-	1	1,2	1,3
7,5	1	1,1	1,3	-
12	1,1	1,2	-	-
$\geq 18$	1,3	-	-	-

Bảng B.9 - Trị số ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh vít [ $\sigma_{TX}$ ]

Vật liệu bánh vít	Брpf 10.1	Брpf 10.1	БрoЦ 6.6.3	БрoЦc 6.6.3	БрAЖ 9-4	БрAЖ 10-4-4Л	ЛAЖMЦ 66-6-3-2	GX 15-32
Phương pháp đúc	Khuôn cát	Khuôn kim loại	Khuôn cát	Khuôn kim loại	Khuôn cát	Khuôn kim loại	Khuôn kim loại	Khuôn cát
Vận tốc trượt, m/s	[ $\sigma_{TX}$ ], N/mm <sup>2</sup>							
$\leq 0,5$	105÷157	150÷220	165÷246	89÷133	182	195	172	127
1					179	192	169	195
2					173	187	154	85
3					167	181	149	-
4					160	175	141	-
5					150	164	128	-
6					138	152	118	-

CHÚ THÍCH : [ $\sigma_{TX}$ ] trong bảng ứng với độ cứng trục vít lớn hơn HRC 45 .

**B.3.2.2** Tính mô đun theo công thức:

$$m = \frac{2.a}{q + Z_2} \quad (\text{B.55})$$

Kết quả tính toán lấy chọn theo mô đun tiêu chuẩn ở trị số sát giá tính cho trong bảng.

**B.3.2.3** Tính hệ số dịch chỉnh theo công thức:

$$x = \frac{a}{m} - 0,5(q + Z_2) \quad (\text{B.56})$$

**B.3.2.4** Xác định các kích thước chủ yếu của trục vít và bánh vít như sau:

a) Đường kính vòng chia của trục vít  $d_1$  và của bánh vít  $d_2$ , tính bằng mm:

$$d_1 = q.m, \quad (\text{B.57})$$

$$d_2 = Z_2.m, \quad (\text{B.58})$$

trong đó :

$q$  là hệ số đường kính trục vít xác định theo bảng 6;

$m$  là mô đun tính toán theo (B55) và xác định lại theo mô đun tiêu chuẩn;

$Z_2$  là số răng bánh vít ;

b) Đường kính vòng đỉnh của trục vít  $d_{a1}$  và của bánh vít  $d_{a2}$  :

$$d_{a1} = d_1 + 2.m = (q + Z_2), \quad \text{mm} \quad (\text{B.59})$$

$$d_{a2} = m.(Z_2 + 2 + 2.x), \quad \text{mm} \quad (\text{B.60})$$

trong đó:

$x$  là hệ số dịch chỉnh, xác định theo (B56)

c) Đường kính vòng đáy của trục vít  $d_{f1}$  và của bánh vít  $d_{f2}$

$$d_{f1} = m.(q + Z_2), \quad \text{mm} \quad (\text{B.61})$$

$$d_{f2} = m.(Z_2 - 2,4 + 2.x), \quad \text{mm} \quad (\text{B.62})$$

d) Đường kính ngoài của bánh vít;  $d_{aM2}$

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 2.m \quad \text{khi } Z_1 = 1 \text{ và } Z_1 = 4.$$

$$d_{aM2} \leq d_{a2} + 1,5 m \quad \text{khi } Z_1 = 2 \text{ và } Z_1 = 3 \quad (\text{B.63})$$

e) Chiều rộng trục vít  $b_1$  và bánh vít  $b_2$  xác định theo công thức trong Bảng B.10.

Bảng B.10 - Chiều rộng trục vít  $b_1$  và bánh vít  $b_2$ 

Số mỗi ren trục vít $Z_1$		1	2	3	4
Chiều rộng trục vít $b_1$ khi hệ số dịch chỉnh	$x = - 1,0$	$\geq ( 10,5 + Z_1 ).m$		$\geq ( 10,5 + Z_1 ).m$	
	$x = - 0,5$	$\geq ( 8 + 0,06.Z_2 ).m$		$\geq ( 9,5 + 0,09.Z_2 ).m$	
	$x = 0$	$\geq ( 11 + 0,06.Z_2 ).m$		$\geq ( 12,5 + 0,1.Z_2 ).m$	
	$x = + 0,5$	$\geq ( 11 + 0,1.Z_2 ).m$		$\geq ( 12,5 + 0,1.Z_2 ).m$	
	$x = + 1,0$	$\geq ( 12 + 0,1.Z_2 ).m$		$\geq ( 13 + 0,1.Z_2 ).m$	
Chiều rộng bánh vít $b_2$		$\leq 0,75.da_1$			$\leq 0,67.da_1$

**B.3.2.5** Sau khi tính toán xác định các kích thước của bộ truyền và hệ số tải trọng tiến hành kiểm tra răng bánh vít về độ bền tiếp xúc theo công thức sau:

$$\sigma_{tx} = \frac{170}{\frac{Z_2}{q}} \sqrt{\frac{M_2 \cdot K \left( \frac{Z_2}{q} + 1 \right)^3}{a^3}} \leq [s_{tx}] \quad (B.64)$$

trong đó:

$M_2$  là mô men xoắn trên trục bánh vít xác định theo (B51);

$K$  là hệ số tải trọng xác định theo công thức (B53) sau khi đã có các kích thước của bộ truyền;

$Z_2$  là số răng trên bánh vít;

$q$  là hệ số đường kính trục vít;

$[s_{tx}]$  là ứng suất tiếp xúc cho phép đã được xác định lại theo vận tốc trượt  $V_s$ .

CHÚ THÍCH: Sau khi tính toán kiểm tra nếu  $\sigma_{tx}$  lớn hơn  $[s_{tx}]$  trên 5% (bộ truyền làm việc quá tải) và thấp hơn  $[s_{tx}]$  15 % (bộ truyền làm việc thấp tải), cần thay các kích thước bộ truyền và kiểm tra lại độ bền tiếp xúc của bánh răng vít.

**B.3.2.6** Kiểm nghiệm răng vít về độ bền uốn phải thỏa mãn yêu cầu ứng suất uốn sinh ra tại chân răng bánh vít không được vượt quá ứng suất uốn cho phép và được xác định theo công thức sau:

$$\sigma_u = \frac{1,2.M_2.K}{Z_2 \cdot y \cdot b_2 \cdot m^2} \leq [s_u] \quad (B.65)$$

trong đó:

$K$  là hệ số tải trọng đã được xác định lại theo công thức (B.53) sau khi đã có kích thước của bộ truyền;

$Z_2$  là số răng bánh vít;

$y$  là hệ số dạng răng xác định theo Bảng B.4;

$b_2$  là chiều rộng bánh răng vít, mm;

$[\sigma_u]$  là ứng suất uốn cho phép xác định theo Bảng B.11.

**Bảng B.11 - Ứng suất uốn cho phép  $[\sigma_u]$**

Vật liệu bánh vít	Бро f 10.1	Бро f 10.1	БроЦ 6.6.3	БроЦс 6.6.3	БрАЖ 9-4	БрАЖ 10-4-4	ЛАЖМЦ 66-6-3-2	GX 15-32
Phương pháp đúc	Khuôn cát	Khuôn kim loại	Khuôn cát	Khuôn kim loại	Khuôn cát	Khuôn kim loại	Khuôn kim loại	Khuôn cát
Ứng suất uốn cho phép $[\sigma_u]$ , N/mm <sup>2</sup>	19 ÷ 35	28 ÷ 51	18 ÷ 32	21 ÷ 38	41 ÷ 75	53 ÷ 98	57 ÷ 104	29

**B.3.2.7** Kiểm nghiệm răng bánh vít về quá tải khi mở máy, phanh hãm theo ứng suất tiếp xúc cực đại và ứng suất uốn cực đại, áp dụng công thức sau:

$$\sigma_{txmax} = \sigma_{tx} \cdot \sqrt{K_{qt}} \leq [\sigma_{tx}]_{max} \quad (B.66)$$

$$\sigma_{umax} = \sigma_u \cdot K_{qt} \leq [\sigma_u]_{max} \quad (B.67)$$

$$K_{qt} = \frac{M_{max}}{M} \text{ là hệ số quá tải}$$

$M_{max}$  và  $M$  là mô men xoắn danh nghĩa và mô men xoắn quá tải trên trục bánh vít ;

$[\sigma_u]_{max}$  và  $[\sigma_{tx}]_{max}$  là ứng suất uốn quá tải và ứng suất tiếp xúc quá tải cho phép xác định theo Bảng B.12.

**Bảng B.12 - Ứng suất tiếp xúc quá tải và ứng suất uốn quá tải**

Vật liệu bánh vít	Ứng suất quá tải, N/mm <sup>2</sup>	
	$[\sigma_{tx}]_{max}$ , N/mm <sup>2</sup>	$[\sigma_u]_{max}$ , N/mm <sup>2</sup>
Đồng thanh pha thiếc	4 $\sigma_{ch}$	-
Đồng thanh không thiếc	2 $\sigma_{ch}$	0,8 $\sigma_{ch}$
Gang	260 ÷ 300	0,6 $\sigma_b$

### B.3.3 Tính toán thiết kế trục

#### B.3.3.1 Yêu cầu chung

Các trục truyền của máy đóng mở kiểu vít gồm có trục bánh răng côn, trục vít vô tận, tiếp nhận mô men xoắn dẫn động từ tay quay (khi quay tay) hoặc từ động cơ (khi chạy điện) truyền chuyển động quay

cho đai ốc chịu lực đũa vít me chuyển động tịnh tiến theo 2 chiều. Tính toán thiết kế trục tiến hành trình tự theo các bước sau:

- Chọn vật liệu;
- Tính thiết kế trục về độ bền;
- Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi và về độ cứng.

### B.3.3.2 Chọn vật liệu

Trục bánh răng côn và trục vít vô tận của máy đóng mở kiểu vít thường được chế tạo từ thép C45. Với máy đóng mở quay tay có sức nâng đến 3 tấn có thể chế tạo bằng thép CT51.

### B.3.3.3 Tính thiết kế trục về độ bền

**B.3.3.3.1** Tải trọng chủ yếu tác dụng lên trục là mô men xoắn và các lực tác dụng khi ăn khớp được biểu thị theo sơ đồ ở Hình B.4.

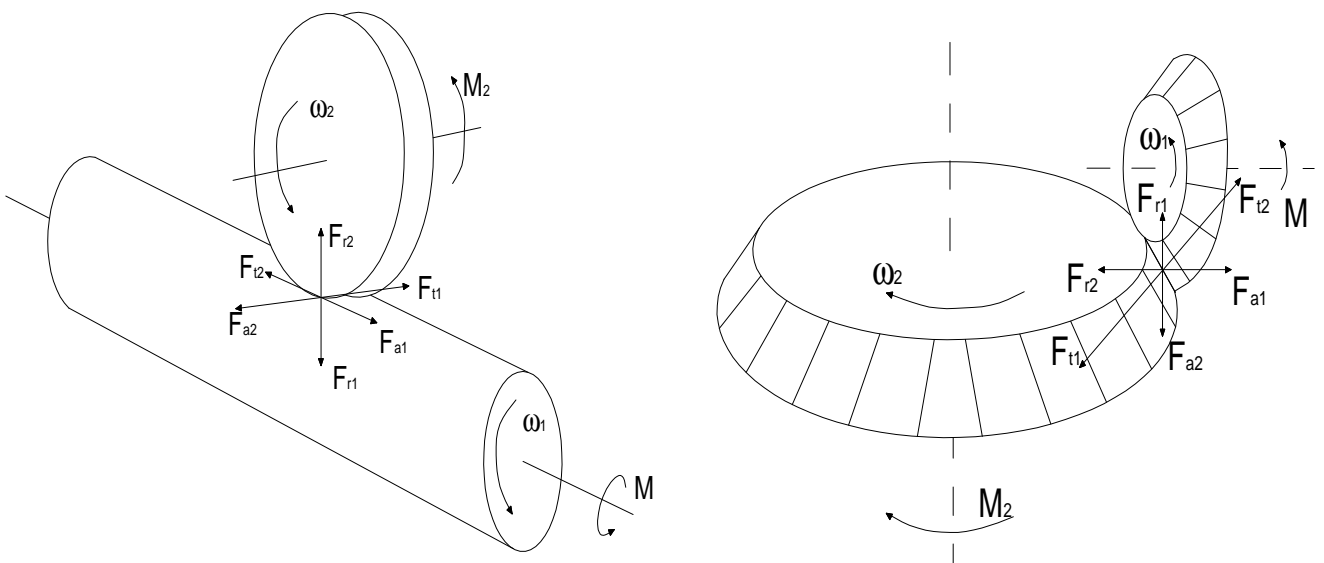
**B.3.3.3.2** Xác định lực tác dụng lên trục trong bộ truyền bánh răng côn theo phương pháp sau đây:

a) Lực vòng  $F_{t1}$  và  $F_{t2}$ :

Lực vòng  $F_{t1}$  và  $F_{t2}$ , N được xác định theo công thức sau:

$$F_{t1} = \frac{2.M_1}{d_{Tb1}}, \quad (B.68)$$

$$F_{t2} = \frac{2.M_2}{d_{Tb2}}, \quad (B.69)$$



Hình B.4 - Sơ đồ lực tác dụng lên trục từ bộ truyền trục vít-bánh vít và bộ truyền răng côn

b) Lực hướng tâm  $F_{r1}$  và  $F_{r2}$ :

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \text{tg}\alpha \cdot \cos\delta_1, \text{ N} \quad (\text{B.70})$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg}\alpha \cdot \cos\delta_2, \text{ N} \quad (\text{B.71})$$

c) Lực dọc trục  $F_{a1}$  và  $F_{a2}$  :

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \text{tg}\alpha \cdot \sin\delta_1, \text{ N} \quad (\text{B.72})$$

$$F_{a2} = F_{t2} \cdot \text{tg}\alpha \cdot \sin\delta_2, \text{ N} \quad (\text{B.73})$$

trong đó:

$M_1, M_2$  là mô men xoắn trên trục bánh răng côn nhỏ và bánh răng côn lớn

$$M_1 = \frac{M_2}{h.i}, \text{ N.mm} \quad ; \quad (\text{B.74})$$

$M_2$  xác định theo (B41);

Với  $\eta$  là hiệu suất bộ truyền,  $i$  tỷ số truyền;

$d_{Tb1}, d_{Tb2}$  là đường kính trung bình bánh răng côn nhỏ và bánh răng côn;

$\alpha = 20^\circ$  là góc ăn khớp;

$\delta_1$  và  $\delta_2$  là góc côn chia bánh răng côn nhỏ và bánh răng côn lớn.

### **B.3.3.3.3** Xác định lực tác dụng lên trục trong bộ truyền trục vít – bánh vít:

a) Lực dọc trục  $F_{a1}$  và lực vòng  $F_{t2}$  :

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2.M_2}{d_2}, \text{ N} \quad (\text{B.75})$$

b) Lực vòng  $F_{t1}$  và lực dọc trục  $F_{a2}$  :

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2.M_1}{d_1}, \text{ N} \quad (\text{B.76})$$

c) Lực hướng tâm  $F_{r1}$  và  $F_{r2}$  :

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg}\alpha \quad (\text{B.77})$$

trong đó:

$M_1$  và  $M_2$  là mô men xoắn trên trục vít và trục bánh vít;

$$M_1 = \frac{M_2}{h.i}, \text{ N.mm} \quad ; \quad (\text{B.78})$$

Với  $\eta$  là hiệu suất bộ truyền;  $i$  là tỷ số truyền;

$d_1, d_2$  là đường kính vòng chia của trục vít và bánh vít;



$\alpha = 20^\circ$  là góc profin trong mặt cắt dọc của trục vít.

#### B.3.3.3.4 Tính toán xác định đường kính trục như sau:

a) Đường kính đầu trục bánh răng côn nhỏ và của trục vít xác định sơ bộ theo mô men xoắn trên trục:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{M_1}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (\text{B.79})$$

trong đó:

$M_1$  là mô men xoắn trên trục xác định theo (B.74) và (B.78);

$[\tau] = 20 \text{ N/mm}^2 \div 35 \text{ N/mm}^2$  là ứng suất xoắn cho phép.

b) Sau khi tính toán, kết quả kích thước  $d_1$  được làm tròn số và chọn theo kích thước đường kính trong tiêu chuẩn của ổ lăn hoặc bạc dẫn.

c) Đường kính trục tại vị trí lắp bánh răng côn nhỏ có thể xác định theo (B.79) với  $[\tau] = 10 \div 20$  hoặc theo mô men tương đương:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma_u]}} \quad (\text{B.80})$$

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + M_1^2}, \text{ N.mm} \quad (\text{B.81})$$

$$M_u = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2}, \text{ N.mm} \quad (\text{B.82})$$

trong đó:

$M_{td}$  là mô men tương đương xác định theo công thức ở trên;

$M_u$  là mô men uốn tổng, xác định theo momen trong mặt phẳng thẳng đứng  $M_{x1}$  và mô men trong mặt phẳng ngang  $M_{y1}$  ;

$[\sigma_u] = 20 \text{ N/mm}^2 \div 35 \text{ N/mm}^2$  là ứng suất uốn cho phép của thép chế tạo trục.

d) Đường kính trục các đoạn còn lại được xác định sau khi đã xác định đường kính đầu trục và vị trí lắp bánh răng trên cơ sở công nghệ lắp ghép (dễ tháo lắp, cố định trục và các chi tiết trên trục).

#### B.3.3.4 Chọn khoảng cách các mô đỡ và chiều dài các đoạn trục

Khoảng cách giữa các gối đỡ (khoảng cách giữa tâm hai ổ đỡ) được xác định theo chiều dài máy ở bánh răng và chiều rộng thành hộp (ở vị trí lắp ổ lăn hoặc ổ trượt), khe hở giữa các bánh răng và giữa bánh răng với thành hộp.

**B.3.4 Tính kiểm nghiệm trực về độ bền mỏi**

Sau khi xác định đường kính trục và một số kích thước chính cần kiểm nghiệm trực về độ bền mỏi tại các tiết diện nguy hiểm theo điều kiện sau:

$$n = \frac{n_s \cdot n_t}{\sqrt{n_s^2 + n_t^2}} \geq [n] \quad (B.83)$$

trong đó:

$n$  là hệ số bền tính toán;

$[n] = 1,3 \div 1,5$  là hệ số bền cho phép thông thường;

$[n] = 2,5 \div 4$  là hệ số bền cho phép đảm bảo độ cứng (không cần kiểm nghiệm độ cứng của trục);

$n_\sigma$  là hệ số an toàn theo ứng suất pháp;

$n_\tau$  là hệ số an toàn theo ứng suất tiếp:

$$n_s = \frac{s_{-1}}{\frac{k_s}{e_s} s_a + y_s \cdot s_m} \quad (B.84)$$

$$n_t = \frac{t_{-1}}{\frac{k_t}{e_t} t_a + y_t \cdot t_m} \quad (B.85)$$

trong đó:

$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_b$  là giới hạn mỏi uốn với chu kỳ đối xứng của vật liệu làm trục đối xứng là thép các bon;

$\sigma_{-1} = 0,35\sigma_b$  là giới hạn mỏi uốn với chu kỳ đối xứng của vật liệu làm trục là thép hợp kim;

$\tau_{-1} = 0,43\sigma_b$  là giới hạn mỏi xoắn với chu kỳ đối xứng;

+ Biên độ của ứng suất pháp:

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W}, \text{ N/mm}^2 \quad ; \quad (B.86)$$

trong đó:

$M_u$  là mô men xoắn lớn nhất xác định theo (B82);

$W$  là mô men chống uốn tại tiết diện trục đang xét,  $\text{mm}^3$  ;

$\sigma_m = 0$  là trị số trung bình của ứng suất pháp vì ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng;

+ Biên độ của ứng suất tiếp và trị số trung bình của ứng suất tiếp:

$$\tau_a = \tau_m = \frac{t_{\max}}{2} = \frac{M_x}{2.W_x}, \text{ N/mm}^2 \quad ; \quad (B.87)$$

trong đó :

$M_x$  là mô men xoắn, Nmm ;

$W_{xl}$  là mô men chống xoắn tại tiết diện trục đang xét, mm<sup>3</sup>;

$k_\sigma$  và  $k_\tau$  là hệ số kích thước khi uốn và xoắn xác định theo đường kính trục;

$\Psi_\sigma$ ,  $\Psi_\tau$  là hệ số tính đến ảnh hưởng của chu kỳ thành phần không đổi đến độ bền mỏi xác định theo vật liệu trục.

### B.3.5 Tính kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh

Để đề phòng khả năng bị biến dạng quá lớn hoặc phá hỏng do quá tải đột ngột, tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh theo công thức :

$$\sigma_{td} = \sqrt{S + 3.t^2} \leq [S] \quad (B.88)$$

$$\sigma = \frac{M_{u\max}}{0,1.d^3} \quad (B.89)$$

$$\tau = \frac{M_{x\max}}{0,2.d^3} \quad (B.90)$$

$$[\sigma] = 0,86.\sigma_{ch} \quad (B.91)$$

trong đó:

$M_{u\max}$  là mô men uốn lớn nhất tại tiết diện nguy hiểm lúc quá tải, Nmm;

$M_{x\max}$  là mô men xoắn lớn nhất tại tiết diện nguy hiểm lúc quá tải, Nmm;

$\sigma_{ch}$  là giới hạn chảy của vật liệu trục, N/mm<sup>2</sup>.

### B.3.6 Tính kiểm nghiệm trục về độ cứng

#### B.3.6.1 Tính độ cứng uốn

Khi độ võng  $f$  của trục quá lớn sẽ làm bánh răng bị nghiêng còn khi có góc xoay  $\theta$  quá lớn làm kẹt các con lăn trong ổ.

Tính kiểm nghiệm trục đảm bảo độ cứng uốn theo công thức (B.92)

$$\begin{aligned} f &\leq [f] \\ \theta &\leq [\theta] \end{aligned} \quad (B.92)$$

trong đó :

$[f]$  là độ võng cho phép:

$[f] = 0,0002.l \div 0,0003.l$ , với  $l$  là khoảng cách giữa các gối đỡ;

$[\theta] = 0,005 \text{ rad}$  là góc xoay cho phép đối với ổ lăn;

$[\theta] = 0,001 \text{ rad}$  là góc xoay cho phép đối với ổ trượt.

### B.3.6.2 Tính độ cứng xoắn

- Tính kiểm nghiệm độ cứng xoắn của trục theo công thức:

$$\varphi = \frac{M_1 \cdot l}{G \cdot J_o} \leq [\varphi] \quad (\text{B.93})$$

trong đó:

$G = 8 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$  là mô đun đàn hồi trượt;

$J_o = \pi \cdot d^4 / 32 \text{ mm}^4$  là mô men quán tính độ cứng cực;

$l$  là chiều dài đoạn trục đang tính, mm.

- Tại tiết diện trục có rãnh then, kiểm nghiệm trục theo công thức:

$$\varphi = \frac{M_1 \cdot l \cdot k}{G \cdot J_o} \leq [\varphi] \quad (\text{B.94})$$

$$k = \frac{1}{\left(1 - 4 \cdot g \cdot \frac{h}{d}\right)} \quad (\text{B.95})$$

trong đó:

$h$  là chiều sâu rãnh then, mm ;

Hệ số:  $\gamma = 0,5$  khi có 1 rãnh then;

Hệ số:  $\gamma = 1,2$  khi có 2 rãnh then đối xứng nhau  $180^\circ$ ;

Góc xoắn cho phép  $[\varphi] = 30^\circ$  trên chiều dài 1 m.

## B.4 Sai số khi lắp ráp

**Bảng B.13 - Sai số cho phép khi lắp ráp**

Bộ phận lắp	Tên các sai số	Trị số cho phép
Hộp giảm tốc, hộp chịu lực	Khe hở hướng tâm răng	Theo TCVN
	Khe hở biên răng	Theo TCVN
	Sai số khoảng cách trục	Theo TCVN
Ổ bi	Đường kính trong và ngoài	Theo TCVN
Hiệu chỉnh khi lắp lên bộ máy	Các tấm đệm để hộp giảm tốc, động cơ, gối đỡ	< 2 tấm theo chiều cao
	Phần bu lông nhô khỏi đai ốc khi vặn chặt	2 vòng ren ÷ 5 vòng ren
	Độ không đồng tâm trục động cơ và hộp giảm tốc, gối đỡ	< 0,3 mm
Bôi trơn	Hộp giảm tốc kín bằng dầu	< 1/3
	Hộp chịu lực, cụm vít me đai ốc	Theo yêu cầu

Bảng B.14 - Nhiệt độ dầu

Loại hộp giảm tốc	Nhiệt độ môi trường, °C	Nhiệt độ cuối thời gian thử, °C
Răng trụ và côn xoắn	10 ÷ 20	40
Bánh vít trục vít	10 ÷ 20	60

## B.5 Các thông số và kích thước máy đóng mở kiểu vít

Bảng B.15 – Thông số và kích thước máy đóng mở kiểu vít

Loại máy	Sức nâng, Tấn	Thông số kỹ thuật				Kích thước, mm					Khối lượng, kg
		Tỷ số truyền I	Vận tốc nâng V, m/ph	Lực tay quay P, kg	Bán kính tay quay, mm	Chiều cao máy H	Chiều dài máy L	Chiều rộng máy B	Khoảng cách		
									L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	
V O	0,5	2	0,05	20	400	2.120	400	400		125	18
V 1	1	2	0,05	20	400	2.620	450	450		180	36
V 3	3	4	0,024	20	400	5.000	900	700	70	600	273
V 5	5	6	0,2	20	400	5.000	1.010	800	100	600	410
V 8	8	8	0,015	30	400	5.000	1.010	800	140	700	415
V 10	10	8	0,015	30	400	6.000	1.010	800	140	700	511
V 20	20	14	0,01	30	400	6.000	1.010	800	140	700	613
10 VĐ1	10	70,37	0,116	30	400	6.000	1.430	1.150	200	700	619
20 VĐ2	20	70,37	0,116	30	400	6.000	1.430	1.150	200	700	650
30 VĐ1	30	352	0,027	30	400	6.000	1.550	1.450	450	550	1.722
50 VĐ2	50	352	0,043	60	400	6.000	3.550	1.450	450	550	3.250
100 VĐ2	100	12,3		60	400	6.000	2.100	2.100			4.782