

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG VỚI HGT 2 CẤP ĐỒNG TRỤC CHO THÙNG TRỘN

MỤC LỤC

Phần 1: Chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền	2
1.1 Chọn động cơ điện	2
1.2 Phân phối tỉ số truyền	4
Phần 2: Tính toán thiết kế chi tiết máy	5
2.1 Thiết kế xích.....	5
2.2 Thiết kế bánh răng.....	7
2.3 Tính toán trục	15
2.4 Tính toán chọn ổ lăn.....	27
2.5 Thiết kế vỏ hộp.....	32
2.6 Các chi tiết phụ.....	34
2.7 Bảng dung sai lắp ghép.....	34

Phần 1:

CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN

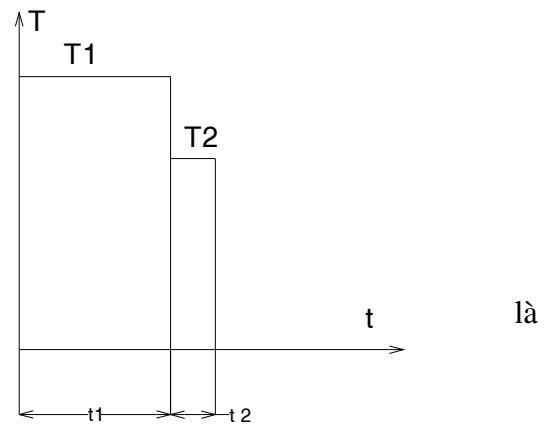
1.1. CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN:

Thiết kế hệ thống truyền động máy khuấy bột nhào đảm bảo yêu cầu công suất trên trục cánh khuấy là 5 kW, số vòng quay trên trục cánh khuấy là 50 vòng/ phút, thời gian phục vụ 8 năm, quay một chiều, làm việc một ca, tải trọng va đập nhẹ (một năm làm việc 300 ngày, một ca làm việc 8 giờ). Chế độ tải trọng cho như hình sau:

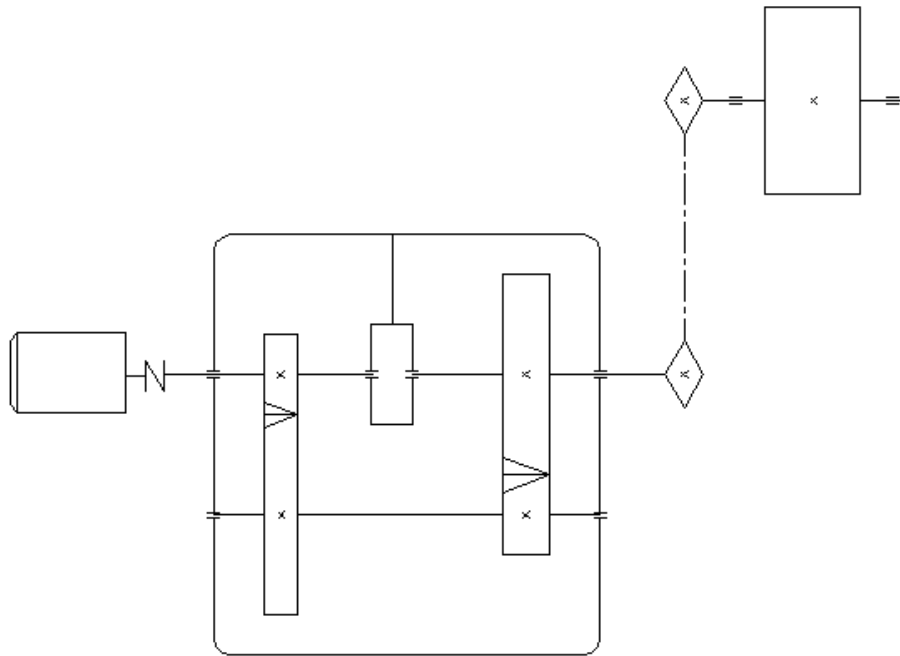
Trong đó $T_1 = T$, $T_2 = 0,7T$

$$t_1 = 54, t_2 = 16$$

Để thoả mãn yêu cầu trên ta sử dụng hộp giảm tốc đồng trục làm giảm vận tốc từ động cơ vào trục cánh khuấy. Hộp giảm tốc này có đặc điểm đường tâm của trục vào và trục ra trùng nhau. Do đó có thể giảm bớt chiều dài hộp giảm tốc, giúp cho việc bố trí gọn cơ cấu. Tuy nhiên khi sử dụng hộp giảm tốc đồng trục ta nên lưu ý đến một số khuyết điểm của nó:



- Khả năng tải của cấp nhanh không dùng hết vì tải trọng tác dụng vào cấp chậm lớn hơn cấp nhanh trong khi khoảng cách trục của hai cấp bằng nhau.
- Phải bố trí các ổ của các trục đồng tâm bên trong hộp giảm tốc, làm phức tạp kết cấu gối đỡ và gây khó khăn cho việc bôi trơn các ổ này.
- Khoảng cách giữa các gối đỡ của trục trung gian lớn nên muốn đảm bảo trục đủ bền và đủ cứng phải tăng đường kính trục.



Công suất công tác:

$$P_{ct} = 5kW$$

Công suất động cơ:
$$P_{dc} = \frac{P_{ct}}{\eta}$$

Bộ truyền xích để hở: $\eta_x = 0,9$

Bộ truyền bánh răng trụ: $\eta_{br} = 0,96$

Hiệu suất ổ lăn: $\eta_{ol} = 0,99$

Hiệu suất chung: $\Rightarrow \eta = \eta_x \cdot \eta_{ol}^4 \cdot \eta_{br}^2$ (với bốn cặp ổ lăn và hai cặp bánh răng).

Suy ra: $\eta = \eta_x \cdot \eta_{ol}^4 \cdot \eta_{br}^2 = 0,9 \cdot 0,99^4 \cdot 0,96^2 = 0,797$

$$P_{dc} = \frac{P_{ct}}{\eta} = \frac{5}{0,797} = 6,27kW$$

Chọn công suất động cơ: 7,5 kW

Số vòng quay bộ phận công tác: 50 vòng/phút.

Động cơ	Số vòng quay	Tỉ số truyền	Bộ truyền	Bộ truyền xích
---------	--------------	--------------	-----------	----------------

		chung	bánh răng	
4A112M2Y3	2922	58,44	11,2	4,1
4A132S4Y3	1455	29,1	6,3	3,7
4A132M6Y5	968	19,36	5	3,092
4A160S8Y3	730	14,6	2,5	4,588

Với các tỉ số truyền trên ta chọn động cơ 4A132M6Y5 có số vòng quay 968 vòng/phút.

1.2. PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN:

Sơ bộ chọn $u_x = 2,5$

Tỷ số truyền hộp giảm tốc: $u_h = \frac{19,36}{2,5} = 7,74$

Tỷ số truyền bánh răng: $u_1 = u_2 = \sqrt{u_h} = 2,78$ do hộp giảm tốc đồng trục

Chọn $u_1 = u_2 = 2,8$ là tỷ số truyền tiêu chuẩn.

Thử lại số vòng quay của bộ phận công tác : $\frac{968}{2,8 \cdot 2,8 \cdot 2,5} = 49,39$ vòng/phút thỏa với yêu cầu đặt ra là 50 vòng/phút.

Theo các thông số vừa chọn ta lập bảng đặc tính kỹ thuật sau:

BẢNG ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT CỦA HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

Thông số \ Trục	Động cơ	I	II	III
Công suất (kW)	6,27	5,96	5,67	5
Tỷ số truyền	2,8	2,8		2,5
Momen xoắn (Nmm)	61911,63	164754,3	438430,9	976604,9
Số vòng quay (v/ph)	968	345,7	123,5	49,4

Phần 2:

TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY

2.1. THIẾT KẾ XÍCH

- Số liệu ban đầu:

Công suất P (kW)	5,67
Số vòng quay bánh dẫn n_1 (vg/ph)	123,5
Mômen xoắn T_1 (Nmm)	438430,9
Tỷ số truyền u	2,5

Điều kiện làm việc: quay một chiều, làm việc 1 ca, tải va đập nhẹ.

- Tính toán thiết kế:

1. Chọn loại xích con lăn một dãy.
2. Chọn số răng đĩa xích dẫn theo công thức:

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 2,5 = 24 \text{ răng}$$

3. Tính số răng đĩa xích lớn theo công thức:

$$z_2 = z_1 u = 24 \cdot 2,5 = 60 \text{ răng. Vậy thỏa điều kiện } Z_{\max} < (100, 130).$$

4. Khi đó tỷ số truyền chính xác bộ truyền xích :

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{60}{24} = 2,5$$

5. Ta có hệ số điều kiện sử dụng xích:

$$K = K_0 K_a K_{dc} K_b K_r K_{lv} = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1$$

trong đó: $K_0 = 1$ - hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền

$K_a = 1$ - hệ số kể đến khoảng cách trục và chiều dài xích

$K_{dc} = 1$ - hệ số kể đến ảnh hưởng của việc điều chỉnh lực căng xích

$K_b = 1$ - hệ số ảnh hưởng của bôi trơn

$K_r = 1$ - hệ số tải trọng động, kể đến tính chất của tải trọng

$K_{lv} = 1$ - hệ số kể đến chế độ làm việc của bộ truyền, do làm việc 1 ca

$$\text{Hệ số } K_z = z_{01} / z_1 = 25 / 24 = 1,04$$

Hệ số $K_n = n_{01} / n_1 = 200 / 123,5 = 1,62$

Do là xích con lăn một dãy nên $x = 1$, suy ra $K_x = 1$

6. Từ đó ta có công suất tính toán:

$$P_t = \frac{KK_z K_n P_1}{K_x} = \frac{1.1,04.1,62.5,67}{1} = 9,55 \leq [P]$$

Theo bảng 5.4 [3] ứng với công suất cho phép $[P] > P_t$ và số vòng quay thực nghiệm $n_{01} = 200$ vg/ph ta có được bước xích $p_c = 25,4$ mm.

Kiểm tra số vòng quay tối hạn ứng với bước xích $p_c = 25,4$ mm tra từ bảng 5.2 [3] ta có $n_{\text{tối hạn}} = 800$ vg/ph nên điều kiện $n = 123,5$ vg/ph $< n_{\text{th}}$ được thỏa.

7. Tiếp tục ta kiểm nghiệm bước xích theo công thức sau :

$$p_c \geq 600 \sqrt[3]{\frac{P_1 K}{Z_1 n_1 [p_0] K_x}}$$

với $[p_0] = 32 \text{ MPa}$ tra từ bảng 5.3 [3]

$$\text{Thế vào biểu thức trên ta có } p_c \geq 600 \sqrt[3]{\frac{P_1 K}{Z_1 n_1 [p_0] K_x}} = 600 \sqrt[3]{\frac{5,67.1}{24.123,5.32.1}} = 23,46$$

Bước xích đã chọn thỏa mãn điều kiện trên.

8. Tính toán các thông số của bộ truyền xích vừa chọn :

- Vận tốc trung bình của xích: $v = \frac{n_1 p_c Z_1}{60000} = \frac{123,5.25,4.24}{60000} = 1,25 \text{ m/s}$

- Lực vòng có ích : $F_t = \frac{1000P}{v} = \frac{1000.5,67}{1,25} = 4536 \text{ N}$

- Chọn khoảng cách trục sơ bộ từ $a = 40 p_c = 40.25,4 = 1016 \text{ mm}$ (từ $a = (30 \div 50) p_c$)

- Số mắt xích :

$$\begin{aligned} X &= \frac{2a}{p_c} + \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{p_c}{a} \\ &= \frac{2.1016}{25,4} + \frac{24 + 60}{2} + \left(\frac{60 - 24}{2\pi} \right)^2 \frac{25,4}{1016} \approx 122,82 \end{aligned}$$

Ta chọn $X = 122$ mắt xích .

- Chiều dài xích: $L = p_c X = 25,4.122 = 3098,8 \text{ mm}$.

9. Từ đó ta tính khoảng cách trục chính xác:

$$a = 0,25 p_c \left[X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$= 0,25 \cdot 25,4 \left[122 - \frac{24 + 60}{2} + \sqrt{\left(122 - \frac{24 + 60}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{60 - 24}{2\pi} \right)^2} \right] = 1005,46 \text{ mm}$$

Và để bộ truyền xích làm việc bình thường ta giảm khoảng cách trục xuống một đoạn bằng $(0,002 \div 0,004)a$

Do đó ta có khoảng cách trục tính toán là $a = 1002 \text{ mm}$

- Lực tác dụng lên trục: $F_r = K_m F_t = 1,15 \cdot 4536 = 5216,4 \text{ N}$

với $K_m = 1,15$ do xích nằm ngang.

- Đường kính đĩa xích :

Bánh dẫn:

$$d_1 = \frac{p_c Z_1}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 24}{\pi} = 194,04 \text{ mm}$$

$$d_{a1} = p_c \left(0,5 + \cotg(\pi / Z_1) \right) = 25,4 \cdot \left(0,5 + \cotg(\pi / 24) \right) = 205,63 \text{ mm}$$

Bánh bị dẫn:

$$d_2 = \frac{p_c Z_2}{\pi} = \frac{25,4 \cdot 60}{\pi} = 485,1 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = p_c \left(0,5 + \cotg(\pi / Z_2) \right) = 25,4 \cdot \left(0,5 + \cotg(\pi / 60) \right) = 497,36 \text{ mm}$$

10. Kiểm nghiệm số lần xích va đập trong 1 giây:

$$i = \frac{Z_1 n_1}{15 X} = \frac{24 \cdot 123,5}{15 \cdot 122} = 1,62 \leq [i] = 20$$

với $[i] = 20$ tra bảng 5.6 [3]

11. Kiểm tra xích theo hệ số an toàn:

$$s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_0}$$

với $Q = 50 \text{ (KN)}$ tra bảng 5.1 [1]

$$F_1 = F_t = 4536 \text{ N}$$

$$F_v = q_m v^2 = 2,6 \cdot 1,25^2 = 4,06 \text{ N}$$

với $q_m = 2,6 \text{ kg / m}$ tra bảng 5.2 [1]

$$F_0 = K_f a q_m g = 6,1 \cdot 0,02 \cdot 2,6 \cdot 9,81 = 153,34 \text{ N}$$

Hệ số độ võng $K_f = 6$ vì xích nằm ngang.

$$\text{Suy ra: } s = \frac{Q}{F_1 + F_v + F_0} = \frac{50000}{4536 + 4,06 + 153,34} = 10,65 \geq [s]$$

với $[s] = (7,6 \div 8,9)$ bảng 5.7 [3].

Như vậy đã thỏa điều kiện an toàn

Thông số bộ truyền xích:

Z_1 (răng)	24
d_1 (mm)	194,04
d_{a1} (mm)	205,63
Z_2 (răng)	60
d_2 (mm)	485,1
d_{a2} (mm)	497,36
a (mm)	1002
X (mắt xích)	122
F_r (N)	5216,4

2.2. THIẾT KẾ BÁNH RĂNG

Thiết kế bộ truyền bánh răng cấp chậm:

- Số liệu ban đầu:

Công suất P (kW)	5,96
Số vòng quay bánh dẫn n (vg/ph)	345,7
Mômen xoắn T (Nmm)	164754,3
Tỷ số truyền u	2,8
Tuổi thọ L_h (giờ)	19200

Chế độ làm việc: quay một chiều, làm việc một ca, tải va đập nhẹ, 1 năm làm việc 300 ngày, 1 ca làm việc 8 giờ.

– **Chọn vật liệu chế tạo bánh răng :**

Chọn thép 40 Cr được tôi cải thiện

Theo bảng 6.1 [1] ta chọn độ rắn trung bình:

$$\text{Bánh dẫn: } HB_1 = 300 \text{ HB}$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } HB_2 = 280 \text{ HB}$$

– **Tính toán thiết kế:**

1. Số chu kỳ làm việc cơ sở.

$$N_{HO1} = 30HB_1^{2,4} = 30.300^{2,4} = 2,64.10^7 \text{ chu kỳ.}$$

$$N_{HO2} = 30HB_2^{2,4} = 30.280^{2,4} = 2,24.10^7 \text{ chu kỳ.}$$

$$\text{Và: } N_{FO1} = N_{FO2} = 5.10^6 \text{ chu kỳ}$$

$$L_h = 8.300.8 = 19200 \text{ h}$$

2. Số chu kỳ làm việc tương đương:

$$\begin{aligned} N_{HE1} &= 60.c.\sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 .n_i.t_i \\ &= 60.1. \left[\left(\frac{T}{T} \right)^3 . \frac{54}{54+16} + \left(\frac{0,7T}{T} \right)^3 . \frac{16}{54+16} \right] .345,7.19200 \end{aligned}$$

$$\text{Suy ra: } N_{HE1} = 33,84.10^7 \text{ chu kỳ; } N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u_{br1}} = 12,09.10^7$$

$$\begin{aligned} N_{FE1} &= 60.c.\sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^6 .n_i.t_i \\ &= 60.1. \left[\left(\frac{T}{T} \right)^6 . \frac{54}{54+16} + \left(\frac{0,7T}{T} \right)^6 . \frac{16}{54+16} \right] .345,7.19200 \end{aligned}$$

$$\text{Suy ra: } N_{FE1} = 31,79.10^7 \text{ chu kỳ.}$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u_{br1}} = \frac{31,79.10^7}{2,8} = 11,35.10^7 \text{ chu kỳ.}$$

$$\text{Vì: } N_{HE1} > N_{HO1}; N_{HE2} > N_{HO2}; N_{FE1} > N_{FO1}; N_{FE2} > N_{FO2}$$

$$\text{Nên ta có hệ số tuổi thọ: } K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$$

3. Theo 6.13 [3], ta chọn giới hạn mỏi tiếp xúc:

$$\sigma_{OH\lim} = 20HB + 70$$

Bánh dẫn : $\sigma_{OH\lim1} = 20HB_1 + 70 = 670MPa$

Bánh bị dẫn: $\sigma_{OH\lim2} = 20HB_1 + 70 = 630MPa$

4. Ta chọn giới hạn mỏi uốn:

$$\sigma_{OF\lim} = 1,75HB$$

Bánh dẫn : $\sigma_{OF\lim1} = 1,75HB_1 = 525MPa$

Bánh bị dẫn: $\sigma_{OF\lim2} = 1,75HB_2 = 490MPa$

5. Ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{OH\lim}^{0,9}}{s_H} K_{HL} \text{ với } s_H = 1,1 \text{ tra bảng 6.13 [3]. Từ đây ta có:}$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{OH\lim1}^{0,9}}{s_H} K_{HL1} = \frac{670 \cdot 0,9}{1,1} \cdot 1 = 548,18 MPa$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{OH\lim2}^{0,9}}{s_H} K_{HL2} = \frac{630 \cdot 0,9}{1,1} \cdot 1 = 515,45 MPa$$

Giá trị ứng suất tính toán:

$$[\sigma_H] = \sqrt{0,5([\sigma_{H1}^2] + [\sigma_{H2}^2])}$$

Do $[\sigma_H] \leq [\sigma_H]_{\min} = 515,45 MPa$

Suy ra: $[\sigma_H] = 515,45 MPa$

6. Ứng suất uốn cho phép tính theo công thức sau:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{OF\lim}}{s_F} K_{FL} \text{ với } s_F = 1,75 \text{ tra bảng 6.13 [3]. Từ đây ta có:}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{OF\lim1}}{s_F} K_{FL1} = \frac{525 \cdot 1}{1,75} = 300 MPa$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{OF\lim2}}{s_F} K_{FL2} = \frac{490 \cdot 1}{1,75} = 280 MPa$$

Vì hộp giảm tốc được bôi trơn tốt (hộp giảm tốc kín), do đó ta tính toán thiết kế theo độ bền tiếp xúc.

Để đảm bảo điều kiện bền đều, chọn $\psi_{ba2} = 0,4$

$$\text{Khi đó: } \psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u+1)}{2} = \frac{0,4.(2,8+1)}{2} = 0,76$$

Ứng với ψ_{bd} vừa chọn, tra bảng 6.4 [3] ta có :

$$K_{H\beta} = 1,02$$

$$K_{F\beta} = 1,04$$

7. Khi đó, khoảng cách trục bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng:

$$\begin{aligned} a_w &= 43(u+1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}} \\ &= 43(2,8+1) \sqrt[3]{\frac{164754,3.1,02}{0,4.(515,45)^2 .2,8}} \approx 135,06 \text{ mm} \end{aligned}$$

Theo tiêu chuẩn chọn: $a_w = 160 \text{ mm}$.

Với khoảng cách trục vừa chọn ta chọn môđun răng theo:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) a_w \text{ (Ứng với } HB_1, HB_2 < 350HB)$$

Suy ra: $m_n = 1,6 \div 3,2$ ta chọn $m_n = 2$

Ta có do bánh răng trụ răng nghiêng nên $8^\circ \leq \beta \leq 20^\circ$

$$\Rightarrow \cos 8^\circ \geq \frac{m_n z_1 (u+1)}{2a_w} \geq \cos 20^\circ$$

$$\Rightarrow \frac{2a_w \cos 8^\circ}{m_n (u+1)} \geq z_1 \geq \frac{2a_w \cos 20^\circ}{m_n (u+1)}$$

$$\Rightarrow 41,7 \geq z_1 \geq 39,57$$

Ta chọn $z_1 = 40$ răng > 17 (thỏa điều kiện không cắt chân răng)

$$z_2 = u.z_1 = 2,8.40 \approx 112 \text{ răng}$$

8. Khi đó góc nghiêng răng là:

$$\beta = \arccos\left(\frac{m_n z_1 (u+1)}{2a_w}\right) = \arccos\left(\frac{2.40.(2,8+1)}{2.160}\right) = 18,19^\circ$$

9. Các thông số hình học của bộ truyền:

- Đường kính vòng chia:

$$d_1 = \frac{z_1 m}{\cos \beta} = \frac{40.2}{\cos(18,19^\circ)} = 84,21 \text{ mm}$$

$$d_2 = \frac{z_2 m}{\cos \beta} = \frac{112.2}{\cos(18,19^\circ)} = 235,79 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đỉnh:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 88,21 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 239,79 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đáy:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 79,21 \text{ mm}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 230,79 \text{ mm}$$

- Khoảng cách trục: $a_w = 160 \text{ mm}$

- Chiều rộng vành răng:

$$\text{Bánh bị dẫn: } b_2 = \psi_{ba} a = 0,4 \cdot 160 = 64 \text{ mm}$$

Bánh dẫn: dựa vào $b_2 = 64 \text{ mm}$ và để phù hợp kết cấu ta chọn

$$b_1 = 70 \text{ mm}$$

Vận tốc vòng bánh răng::

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 84,21 \cdot 345,7}{60000} = 1,524 \text{ m/s}$$

Theo bảng 6.3 [3] chọn cấp chính xác là 9, với vận tốc giới hạn $v_{gh} = 6 \text{ m/s}$.

Xác định giá trị các lực :

$$\text{- Lực vòng : } F_{t2} = F_{t1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 164754,3}{84,21} = 3912,94 \text{ N}$$

$$\text{- Lực hướng tâm: } F_{r2} = F_{r1} = \frac{F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_{mv}}{\cos \beta} = \frac{3912,94 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(18,19^\circ)} = 1499,15 \text{ N}$$

$$\text{- Lực dọc trục : } F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg}(\beta) = 3912,94 \cdot \operatorname{tg}(18,19^\circ) = 1285,75 \text{ N}$$

10. Tính toán kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc:

Theo bảng 6.6 [3], ta chọn hệ số tải trọng động :

$$K_{HV} = 1,03$$

$$K_{FV} = 1,06$$

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u+1)}{b_w u}} < [\sigma_H]$$

Ta có : $Z_M = 275 \text{ MPa}^{1/2}$ do vật liệu là thép

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_i}} \approx 1,72$$

$$Z_\varepsilon \approx 0,96 \text{ (do lấy } \varepsilon_\alpha = 1,2 \text{)}$$

Ta có: $b_w = b_2 = 64 \text{ mm}$

$$d_w = d_1 = 84,21 \text{ mm}$$

$$\text{Suy ra: } \sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{HV} (u+1)}{b_w u}} = 462 \text{ MPa} < [\sigma_H]$$

$$\text{với } [\sigma_H] = \sigma_{OH \text{ lim}} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_l K_{xH}}{s_H} = 630 \frac{1.0,9.0,887.1.1,021}{1,1} = 466,81 \text{ MPa}$$

trong đó: $Z_R = 0,9$; $K_l = 1$.

$$Z_V = 0,85v^{0,1} = 0,85.1,524^{0,1} = 0,887$$

$$K_{xH} = \sqrt{1,05 - \frac{d}{10^4}} = \sqrt{1,05 - \frac{84,21}{10^4}} = 1,021$$

Do đó bánh răng thoả điều kiện ứng suất tiếp xúc.

11. Tiếp tục kiểm nghiệm theo độ bền uốn:

- Hệ số dạng răng:

$$\text{Bánh dẫn: } Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} = 3,47 + \frac{13,2 \cdot \cos^3(18,19^\circ)}{40} = 3,75$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} = 3,47 + \frac{13,2 \cdot \cos^3(18,19^\circ)}{112} = 3,57$$

- Đặc tính so sánh độ bền các bánh răng:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{300}{3,75} = 80$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{280}{3,57} = 78,43$$

Vậy ta sẽ kiểm nghiệm bánh bị dẫn có độ bền thấp hơn.

- Ứng suất uốn tính toán:

$$\sigma_F = \frac{2Y_{F2} T_1 K_{F\beta} K_{Fv}}{d_w1 b_w2 m_n} = \frac{2.3,57.164754.3.1,04.1,06}{84,21.64.2} \approx 120,31 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}] = 280 \text{ MPa}$$

$$\text{với } [\sigma_F] = \sigma_{OF \text{ lim}} \frac{K_{FL} Y_R Y_x Y_\delta K_{FC}}{s_F} = 490 \frac{1.1.0,9.1.1}{1,75} = 252 \text{ MPa}$$

trong đó $Y_R = 1$; $Y_x = 0,9$; $Y_\delta = 1$; $K_{FC} = 1$

Do đó độ bền uốn được thoả

Từ đó ta có bảng kết quả sau: (đơn vị mm)

Thông số bánh răng	Bánh chủ động	Bánh bị động
Khoảng cách trục (a_w)	160	
Đường kính vòng chia (d)	84,21	235,79
Đường kính vòng đỉnh (d_a)	88,21	239,79
Đường kính vòng đáy (d_f)	79,21	230,79
Chiều rộng vành răng (b_w)	70	64
Góc profin gốc (α)	20 ⁰	

Thiết kế bộ truyền bánh răng cấp nhanh:

- Số liệu ban đầu:

Công suất P (kW)	6,27
Số vòng quay bánh dẫn n (vg/ph)	968
Mômen xoắn T (Nmm)	61911,63
Tỷ số truyền u	2,8
Tuổi thọ L_h (giờ)	19200

Chế độ làm việc: quay một chiều, làm việc một ca, tải va đập nhẹ, 1 năm làm việc 300 ngày, 1 ca làm việc 8 giờ.

- **Chọn vật liệu chế tạo bánh răng :**

Chọn thép 40 Cr được tôi cải thiện

Theo bảng 6.1 [1] ta chọn độ rắn trung bình:

$$\text{Bánh dẫn: } HB_1 = 300 \text{ HB}$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } HB_2 = 280 \text{ HB}$$

- Tính toán thiết kế:

1. Số chu kỳ làm việc cơ sở.

$$N_{HO1} = 30HB_1^{2,4} = 30.300^{2,4} = 2,64.10^7 \text{ chu kỳ.}$$

$$N_{HO2} = 30HB_2^{2,4} = 30.280^{2,4} = 2,24.10^7 \text{ chu kỳ.}$$

$$\text{Và: } N_{FO1} = N_{FO2} = 5.10^6 \text{ chu kỳ}$$

$$L_h = 8.300.8 = 19200 \text{ h}$$

2. Số chu kỳ làm việc tương đương:

$$N_{HE1} = 60.c.\sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 .n_i.t_i$$

$$= 60.1. \left[\left(\frac{T}{T} \right)^3 . \frac{54}{54+16} + \left(\frac{0,7T}{T} \right)^3 . \frac{16}{54+16} \right] .968.19200$$

Suy ra: $N_{HE1} = 94,77.10^7$ chu kỳ; $N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u_{br1}} = 33,85.10^7$

$$N_{FE1} = 60.c.\sum_{i=1}^2 \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^6 .n_i.t_i$$

$$= 60.1. \left[\left(\frac{T}{T} \right)^6 . \frac{54}{54+16} + \left(\frac{0,7T}{T} \right)^6 . \frac{16}{54+16} \right] .968.19200$$

Suy ra: $N_{FE1} = 89,02.10^7$ chu kỳ.

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u_{br1}} = \frac{89,02.10^7}{2,8} = 31,8.10^7 \text{ chu kỳ.}$$

Vì: $N_{HE1} > N_{HO1}; N_{HE2} > N_{HO2}; N_{FE1} > N_{FO1}; N_{FE2} > N_{FO2}$

Nên ta có hệ số tuổi thọ: $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$

3. Theo 6.13 [3], ta chọn giới hạn mỗi tiếp xúc:

$$\sigma_{OH\lim} = 2HB + 70$$

Bánh dẫn : $\sigma_{OH\lim1} = 2HB_1 + 70 = 670 \text{ MPa}$

Bánh bị dẫn: $\sigma_{OH\lim2} = 2HB_2 + 70 = 630 \text{ MPa}$

4. Ta chọn giới hạn môi uôn:

$$\sigma_{OF\lim} = 1,75HB$$

Bánh dẫn : $\sigma_{OF\lim1} = 1,75HB_1 = 525 \text{ MPa}$

Bánh bị dẫn: $\sigma_{OF\lim2} = 1,75HB_2 = 490 \text{ MPa}$

5. Ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{OH\lim} 0,9}{s_H} K_{HL} \text{ với } s_H = 1,1 \text{ tra bảng 6.13 [3]. Từ đây ta có:}$$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{OH\lim1} 0,9}{s_H} K_{HL1} = \frac{670.0,9}{1,1} .1 = 548,18 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{OH \lim 2} 0,9}{s_H} K_{HL2} = \frac{630.0,9}{1,1} .1 = 515,45 MPa$$

Giá trị ứng suất tính toán:

$$[\sigma_H] = 0,5\sqrt{[\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2} = 0,5\sqrt{(548,18)^2 + (515,45)^2} = 376,23 MPa$$

Do $[\sigma_H] \leq [\sigma_H]_{\min} = 515,45 MPa$

Suy ra: $[\sigma_H] = 515,45 MPa$

6. Ứng suất uốn cho phép tính theo công thức sau:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{OF \lim}}{s_F} K_{FL} \text{ với } s_F = 1,75 \text{ tra bảng 6.13 [3]. Từ đây ta có:}$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{OF \lim 1}}{s_F} K_{FL1} = \frac{525.1}{1,75} = 300 MPa$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{OF \lim 2}}{s_F} K_{FL2} = \frac{490.1}{1,75} = 280 MPa$$

Ta chọn ψ_{ba} cho cặp bánh răng cấp nhanh là 0,25.

$$\text{Khi đó: } \psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u+1)}{2} = \frac{0,25.(2,8+1)}{2} = 0,475$$

Ứng với ψ_{bd} vừa chọn, tra bảng 6.4 [3] ta có :

$$K_{H\beta} = 1,005$$

$$K_{F\beta} = 1,015$$

7. Do đây là hộp giảm tốc đồng trục nên:

$$a_w = 160 mm$$

$$m_n = 2 mm$$

Chiều rộng vành răng:

$$\text{Bánh bị dẫn: } b_2 = \psi_{ba} a = 0,25.160 = 40 mm$$

Bánh dẫn: dựa vào $b_2 = 40 mm$ và để phù hợp kết cấu ta chọn

$$b_1 = 46 mm$$

Vận tốc vòng bánh răng::

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi.84.21.968}{60000} = 4,268 m/s$$

Theo bảng 6.3 [3] chọn cấp chính xác là 9, với vận tốc giới hạn $v_{gh} = 6 m/s$.

Xác định giá trị các lực :

- Lực vòng : $F_{r2} = F_{r1} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2.61911,63}{84,21} = 1470,41 N$
- Lực hướng tâm: $F_{r2} = F_{r1} = \frac{F_{r1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{mv}}{\cos \beta} = \frac{1470,41 \cdot \operatorname{tg}(20^\circ)}{\cos(18,19^\circ)} = 563,35 N$
- Lực dọc trục : $F_{a1} = F_{a2} = F_{r1} \operatorname{tg}(\beta) = 1470,41 \cdot \operatorname{tg}(18,19^\circ) = 483,16 N$

8. Tính toán kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc:

Theo bảng 6.6 [3], ta chọn hệ số tải trọng động :

$$K_{HV} = 1,09$$

$$K_{FV} = 1,19$$

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u+1)}{b_w u}} < [\sigma_H]$$

Ta có : $Z_M = 275 MPa^{1/2}$ do vật liệu là thép

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_i}} \approx 1,72$$

$$Z_\varepsilon \approx 0,96 \text{ (do lấy } \varepsilon_\alpha = 1,2 \text{)}$$

Ta có: $b_w = b_2 = 40 \text{ mm}$

$$d_w = d_1 = 84,21 \text{ mm}$$

$$\text{Suy ra: } \sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_1} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{HV} (u+1)}{b_w u}} = 365,8 MPa < [\sigma_H]$$

$$\text{với } [\sigma_H] = \sigma_{OH \lim} \frac{K_{HL} Z_R Z_V K_l K_{xH}}{s_H} = 630 \frac{1.0.9.0.983.1.1.021}{1,1} = 517,33 MPa$$

trong đó: $Z_R = 0,9$; $K_l = 1$.

$$Z_V = 0,85v^{0,1} = 0,85.4,268^{0,1} = 0,983$$

$$K_{xH} = \sqrt{1,05 - \frac{d}{10^4}} = \sqrt{1,05 - \frac{84,21}{10^4}} = 1,021$$

Do đó bánh răng thoả điều kiện ứng suất tiếp xúc.

9. Tiếp tục kiểm nghiệm theo độ bền uốn:

- Hệ số dạng răng:

$$\text{Bánh dẫn: } Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v1}} = 3,47 + \frac{13,2 \cdot \cos^3(18,19^\circ)}{40} = 3,75$$

$$\text{Bánh bị dẫn: } Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_{v2}} = 3,47 + \frac{13,2 \cdot \cos^3(18,19^\circ)}{112} = 3,57$$

- Đặc tính so sánh độ bền các bánh răng:

$$\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{300}{3,75} = 80$$

$$\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{280}{3,57} = 78,43$$

Vậy ta sẽ kiểm nghiệm bánh bị dẫn có độ bền thấp hơn.

- Ứng suất uốn tính toán:

$$\sigma_F = \frac{2Y_{F2}T_1K_{F\beta}K_{Fv}}{d_w1b_w2m_n} = \frac{2 \cdot 3,57 \cdot 61911,63 \cdot 1,015 \cdot 1,19}{84,21 \cdot 40 \cdot 2} \approx 79,26 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}]$$

$$\text{với } [\sigma_F] = \sigma_{OF\text{lim}} \frac{K_{FL}Y_R Y_x Y_\delta K_{FC}}{S_F} = 490 \frac{1 \cdot 1,0 \cdot 0,9 \cdot 1,1}{1,75} = 252 \text{ MPa}$$

trong đó $Y_R = 1$; $Y_x = 0,9$; $Y_\delta = 1$; $K_{FC} = 1$

Do đó độ bền uốn được thỏa

Từ đó ta có bảng kết quả sau: (đơn vị mm)

Thông số bánh răng	Bánh chủ động	Bánh bị động
Khoảng cách trục (a_w)	160	
Đường kính vòng chia (d)	84,21	235,79
Đường kính vòng đỉnh (d_a)	88,21	239,79
Đường kính vòng đáy (d_f)	79,21	230,79
Chiều rộng vành răng (b_w)	46	40
Góc profin góc (α)	20 ⁰	

2.3. TÍNH TRỤC

2.3.1. Xác định nối trục vòng đàn hồi:

Để truyền momen từ động cơ vào hộp giảm tốc ta chọn nối trục vòng đàn hồi vì nó có nhiều ưu điểm : cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo, dễ thay thế, làm việc tin cậy . Nối trục vòng đàn hồi có thể làm việc bình thường khi độ lệch tâm Δr từ 0,2 – 0,6 mm, độ lệch góc đến 1⁰. Do trong quá trình lắp ghép không thể đảm bảo độ đồng tâm nên gây tải trọng phụ $F_{nt} = (0,1 \div 0,3)F_t$, với F_t – lực vòng tác dụng lên vòng đàn hồi.

Với $T = 61911,63 \text{ Nmm}$ ta chọn nối trục có các thông số chính sau $D_0 = 68 \text{ mm}$; $l_1 = 15 \text{ mm}$; $l_2 = 22 \text{ mm}$; $l_0 = 15 \text{ mm}$; $z = 6$; $l_c = 19 \text{ mm}$ và $d_c = 10 \text{ mm}$

- Điều kiện bền dập của vòng đàn hồi:

$$\sigma_d = \frac{2kT}{zD_0d_c l_0} = \frac{2.1,25.61911,63}{6.68.10.15} = 2,53 \text{ MPa} < (2..3) \text{ MPa}$$

Vậy điều kiện bền dập của vòng đàn hồi được thỏa.

- Điều kiện bền của chốt:

$$\sigma_F = \frac{l_c kT}{0,1d_c^3 D_0 z} = \frac{19.1,25.61911,63}{0,1.10^3.68.6} = 36,04 \text{ MPa} < [\sigma_F] = (60..80) \text{ MPa}$$

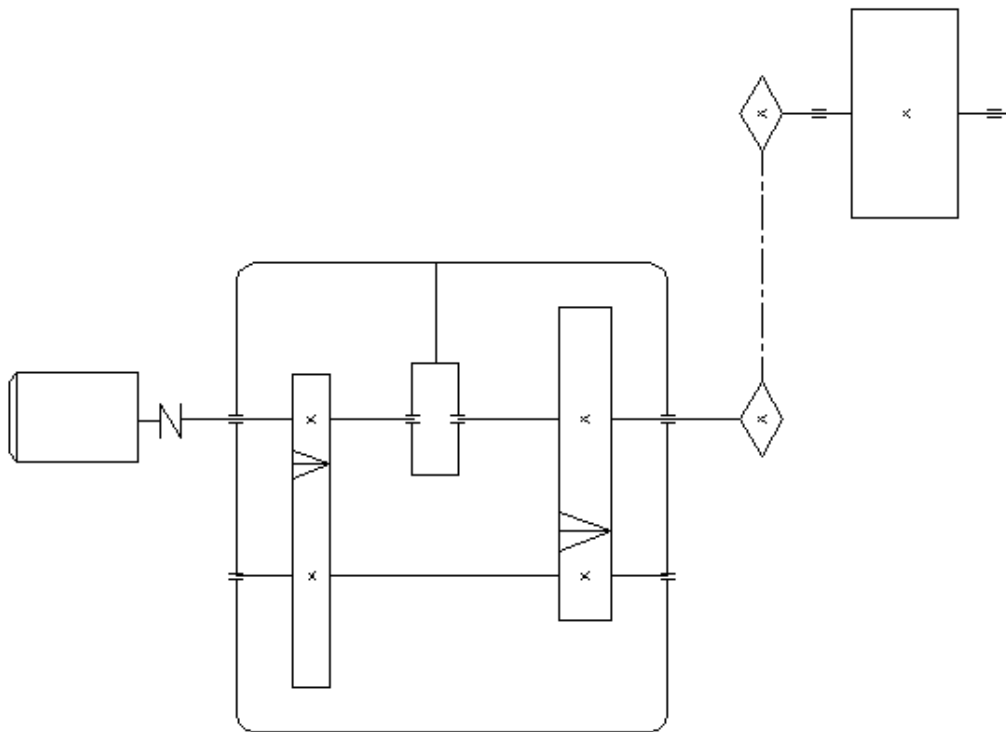
Vậy điều kiện bền của chốt được thỏa.

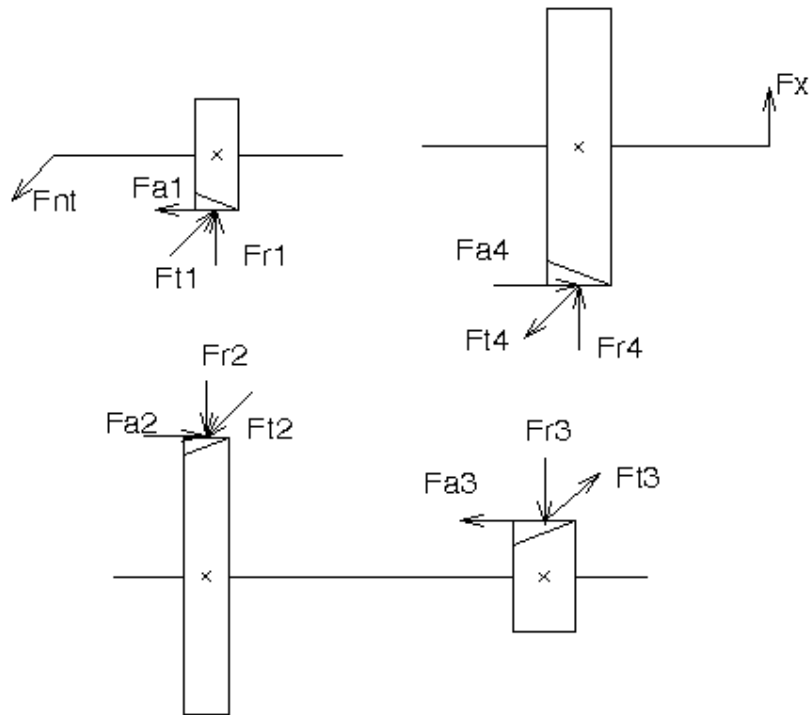
Sau khi tính nối trục ta phân tích lực tác dụng lên các trục với điều kiện hướng tác dụng của lực F_{nt} phải tạo ra momen uốn lớn hơn để tính cho trường hợp nguy hiểm nhất.

Độ lớn của F_{nt} :

$$F_m = (0,1 \div 0,3) F_t = 546 \text{ N}$$

Ta có sơ đồ phân tích lực như hình bên dưới:





Vật liệu chế tạo trục là thép C45 tôi cải thiện.

Giới hạn bền: $\sigma_b = 850MPa$

Trị số của ứng suất uốn cho phép tương ứng với $\sigma_b = 850(MPa)$ tra trong bảng 10.5 [1]:

$$[\sigma] = 67MPa$$

Ứng suất xoắn cho phép:

$$[\tau] = 20 \div 25 MPa \text{ đối với trục vào, ra}$$

$$[\tau] = 10 \div 15 MPa \text{ đối với trục trung gian}$$

Xác định sơ bộ đường kính trục theo công thức sau:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}}$$

A. Trục trung gian:

Với $T_1 = 164754,3 Nmm$

$$[\tau] = 13 \text{ MPa}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{164754,3}{0,2 \cdot 13}} = 39,87 \text{ mm}$$

Chọn sơ bộ đường kính các đoạn trục:

Tại vị trí ổ lăn $d_{20} = 40 \text{ mm}$

Tại vị trí bánh răng cấp nhanh và chậm $d_{21} = d_{22} = 45 \text{ mm}$

Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và các điểm đặt lực:

$$x = 10 \text{ mm} \quad AD = \frac{1}{2}(w + l_1) + x = 70 \text{ mm}$$

$$w = 60 \text{ mm} \quad BC = \frac{1}{2}(w + l_2) + x = 70 \text{ mm}$$

$$l_1 = l_2 = 60 \text{ mm} \quad \Rightarrow AB = 210 \text{ mm}$$

Ta có lực tác dụng:

$$F_{r21} = 1470,41 \text{ N}$$

$$F_{r21} = 563,35 \text{ N}$$

$$F_{a21} = 483,16 \text{ N}$$

$$F_{r22} = 3912,94 \text{ N}$$

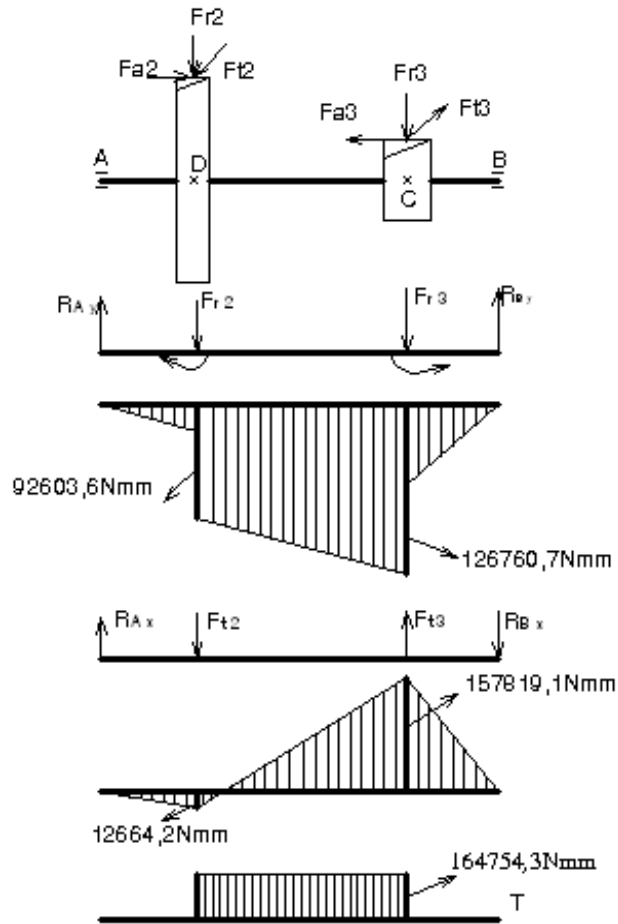
$$F_{r22} = 1499,15 \text{ N}$$

$$F_{a22} = 1285,75 \text{ N}$$

$$\text{Suy ra: } M_{a1} = F_{a21} \frac{d_{w21}}{2} = 483,16 \cdot \frac{235,79}{2} = 56962,15 \text{ Nmm}$$

$$M_{a2} = F_{a22} \frac{d_{w22}}{2} = 1285,75 \cdot \frac{84,21}{2} = 54136,5 \text{ Nmm}$$

Biểu đồ mômen:



1. Tính phản lực tại các gối tựa:

- Trong mặt phẳng yz, ta có:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow M_{a1} - M_{a2} + F_{r21} \cdot AD + F_{r22} \cdot AC - R_{By} \cdot AB = 0$$

Suy ra:

$$\begin{aligned} R_{By} &= \frac{M_{a1} - M_{a2} + F_{r21} \cdot AD + F_{r22} \cdot AC}{AB} \\ &= \frac{56962,15 - 54136,5 + 563,35 \cdot 70 + 1499,15 \cdot 140}{210} = 1200,67 \text{ N} \end{aligned}$$

Ta có :

$$R_{Ay} + R_{By} = F_{r21} + F_{r22}$$

$$\text{Vậy: } R_{Ay} = F_{r21} + F_{r22} - R_{By} = 563,35 + 1499,15 - 1200,67 = 861,83 \text{ N}$$

- Trong mặt phẳng xz, ta có:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_{t21} \cdot AD - F_{t22} \cdot AC + R_{Bx} \cdot AB = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{Bx} = \frac{F_{t22} \cdot AC - F_{t21} \cdot AD}{AB} = \frac{3912,94 \cdot 140 - 1470,41 \cdot 70}{210} = 2118,49 \text{ N}$$

$$R_{Ax} = F_{t21} + R_{Bx} - F_{t22} = 1470,41 + 2118,49 - 3912,94 = -324,04 \text{ N}$$

2. Tính đường kính tại các đoạn trục:

Vậy tiết diện nguy hiểm là tại C:

$$M_{xC} = 148294,3 \text{ Nmm}$$

$$M_{yC} = 84046,9 \text{ Nmm}$$

$$T = 164754,3 \text{ Nmm}$$

$$\text{Vậy: } M = \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2} = \sqrt{148294,3^2 + 84046,9^2} = 170455,51 \text{ Nmm}$$

$$\text{Tại C: } M_{td} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2} = \sqrt{170455,51^2 + 0,75 \cdot 164754,3^2} = 222290,5 \text{ Nmm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{222290,5}{0,1 \cdot 67}} = 32,13 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn và để phù hợp với kết cấu bánh răng ta chọn $d_C = d_D = 45 \text{ mm}$.

Tại các tiết diện khác ta có:

Tại A và B:

Theo tiêu chuẩn và để đạt sự hài hòa về kết cấu ta chọn $d_A = d_B = 40 \text{ mm}$

3. Kiểm nghiệm then

Kiểm nghiệm điều kiện bền dập và bền cắt đối với then bằng:

Với các tiết diện trục dùng mỗi ghép then cần tiến hành kiểm nghiệm mỗi ghép về độ bền dập và độ bền cắt theo công thức sau:

$$\sigma_d = \frac{2T}{d l_t (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2T}{d l_t b} \leq [\tau_c]$$

trong đó $[\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$ ứng suất dập cho phép tra trong **bảng 9.5** [1] và cho phép lớn hơn giá trị cho phép 5% và $[\tau_c] = 40 \div 60 \text{ MPa}$ là ứng suất cắt cho phép

Bảng kiểm nghiệm then:

Đường kính (mm)	Then (mm)		Chiều dài then l (mm)	Chiều dài làm việc của then l_t (mm)	Mômen T (Nmm)	σ_d (MPa)	τ_c (MPa)
	b x h	t_1					

Trục II	45	14x9	5,5	50	36	164754,3	58,11	14,53
---------	----	------	-----	----	----	----------	-------	-------

4. Kiểm nghiệm theo hệ số an toàn

- Vật liệu trục: thép C45, tôi cải thiện.

$$\sigma_b = 850 \text{ MPa}$$

với $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_b = 340 \text{ MPa}$; $\tau_{-1} = 0,223\sigma_b = 189,66 \text{ MPa}$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng tập trung tải trọng: K_σ, K_τ

Tra bảng 10.8 [3] ta có : $K_\sigma = 2,05$

$$K_\tau = 1,9$$

- Hệ số tăng bền bề mặt:

$\beta = 1,7$ tra theo bảng 10.4 tài liệu [3] ứng với trường hợp phun bi.

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình:

$$\psi_\sigma = 0,05 \text{ và } \psi_\tau = 0.$$

Bảng số liệu:

Thông số	Đường kính(mm)	Then		Mômen chống uốn W	Mômen cản xoắn W_0
		b x h	t_1		
Trục II	45(C)	14x9	5,5	7611,3	16557,47

trong đó: $W = 0,1d^3$; $W_0 = 0,2d^3$ khi trục đặc.

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}; \quad W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \text{ khi trục có một then.}$$

Bảng kiểm nghiệm hệ số an toàn s :

(trong đó, [s] hệ số an toàn cho phép nằm trong khoảng $1,5 \div 2,5$; khi [s] = $2,5 \div 3$ ta không cần kiểm nghiệm trục theo độ cứng.)

Đường kính d(mm)	ϵ_σ	ϵ_τ	σ_a	τ_a	s_σ	s_τ	s	
Trục II	45(C)	0,84	0,78	22,4	4,98	10,57	26,58	9,82

trong đó:

$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$ là hệ số kích thước tra trong bảng 10.3 [3]

σ_a, τ_a là biên độ của ứng suất tính theo:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_0}$$

s_σ, s_τ là hệ số an toàn xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \beta} + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{\varepsilon_\tau \beta} + \psi_\tau \tau_m}$$

Khi đó hệ số an toàn kiểm nghiệm cho trục là :

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}$$

Kết quả kiểm nghiệm hệ số an toàn cho thấy các đoạn trục đều thỏa mãn hệ số an toàn kiểm nghiệm trục theo độ bền mỏi. Ngoài ra trục còn đảm bảo về độ cứng.

B. Trục đầu vào:

Với $T_1 = 61911,63 \text{ Nmm}$

$[\tau] = 20 \text{ MPa}$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{61911,63}{0,2 \cdot 20}} = 24,92 \text{ mm}$$

Chọn sơ bộ đường kính các đoạn trục:

Tại vị trí khớp nối $d_{10} = 25 \text{ mm}$

Tại vị trí ổ lăn $d_{11} = 30 \text{ mm}$

Tại vị trí bánh răng $d_{12} = 35 \text{ mm}$

Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và các điểm đặt lực (căn cứ vào kích thước của trục trung gian):

$AD = f = 65 \text{ mm}$

$AC = BC = 70 \text{ mm}$

Ta có lực tác dụng:

$F_{t11} = 1470,41 \text{ N}$

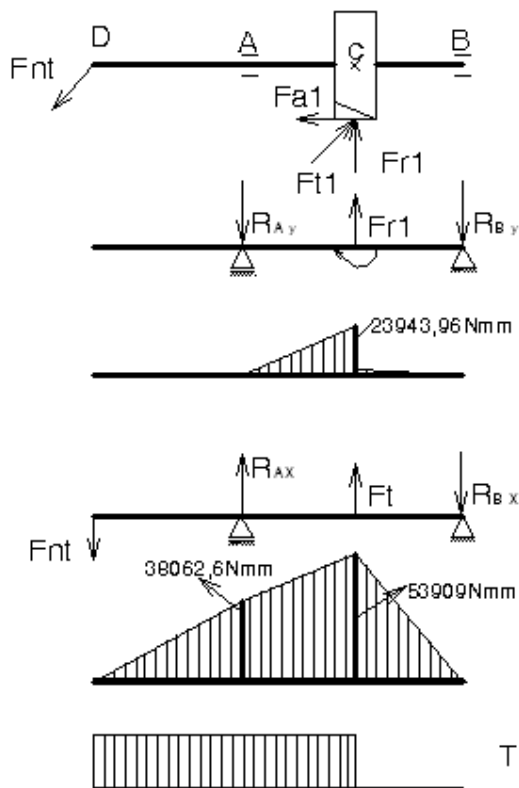
$F_{r11} = 563,35 \text{ N}$

$$F_{a11} = 483,16 \text{ N}$$

$$F_{r1} = (0,1 \div 0,3) F_t = 546 \text{ N}$$

$$\text{Suy ra: } M_a = F_{a11} \frac{d_{w21}}{2} = 483,16 \cdot \frac{84,21}{2} = 20343,45 \text{ Nmm}$$

Biểu đồ mômen:



1. Tính phản lực tại các gối tựa:

- Trong mặt phẳng yz, ta có:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow M_a - F_{r11} \cdot AC + R_{By} \cdot AB = 0$$

Suy ra:

$$\begin{aligned} R_{By} &= \frac{F_{r11} \cdot AC - M_a}{AB} \\ &= \frac{563,35 \cdot 70 - 20343,45}{140} = 136,36 \text{ N} \end{aligned}$$

Ta có :

$$R_{Ay} + R_{By} = F_{r11}$$

Vậy: $R_{Ay} = F_{r11} - R_{By} = 563,35 - 136,36 = 426,99 N$

- Trong mặt phẳng xz, ta có:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_m \cdot AD + F_{r11} \cdot AC - R_{Bx} \cdot AB = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{Bx} = \frac{F_m \cdot AD + F_{r11} \cdot AC}{AB} = \frac{546 \cdot 65 + 1470,41 \cdot 70}{140} = 988,7 N$$

$$R_{Ax} = F_m + R_{Bx} - F_{r11} = 546 + 988,7 - 1470,41 = 64,29 N$$

2. Tính đường kính tại các đoạn trục:

Vậy tiết diện nguy hiểm là tại C:

$$M_{xC} = 69209 \text{ Nmm}$$

$$M_{yC} = 9545,2 \text{ Nmm}$$

$$T = 61911,63 \text{ Nmm}$$

$$\text{Vậy: } M = \sqrt{M_{xC}^2 + M_{yC}^2} = \sqrt{69209^2 + 9545,2^2} = 69864,13 \text{ Nmm}$$

$$\text{Tại C: } M_{td} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2} = \sqrt{69864,13^2 + 0,75 \cdot 61911,63^2} = 88066,93 \text{ Nmm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{88066,93}{0,1 \cdot 67}} = 23,6 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn và để phù hợp với kết cấu bánh răng ta chọn $d_C = 35 \text{ mm}$.

Tại các tiết diện khác ta có:

Tại A và B:

Theo tiêu chuẩn và để đạt sự hài hòa về kết cấu ta chọn $d_A = d_B = 30 \text{ mm}$

Tại D: $d_D = 25 \text{ mm}$

3. Kiểm nghiệm then

Kiểm nghiệm điều kiện bền dập và bền cắt đối với then bằng:

Với các tiết diện trục dùng mối ghép then cần tiến hành kiểm nghiệm mối ghép về độ bền dập và độ bền cắt theo công thức sau:

$$\sigma_d = \frac{2T}{d l_t (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2T}{d l_t b} \leq [\tau_c]$$

trong đó $[\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$ ứng suất dập cho phép tra trong **bảng 9.5** [1] và cho phép lớn hơn giá trị cho phép 5% và $[\tau_c] = 40 \div 60 \text{ MPa}$ là ứng suất cắt cho phép

Bảng kiểm nghiệm then:

Đường kính (mm)	Then (mm)		Chiều dài then l (mm)	Chiều dài làm việc của then l_t (mm)	Mômen T (Nmm)	σ_d (MPa)	τ_c (MPa)	
	b \times h	t_1						
Trục I	25	10 \times 8	5	50	40	61911,63	41,27	12,38
	35	10 \times 8	5	50	40	61911,63	29,48	8,84

4. Kiểm nghiệm theo hệ số an toàn

- Vật liệu trục: thép C45, tôi cải thiện.

$$\sigma_b = 850 \text{ MPa}$$

với $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_b = 340 \text{ MPa}$; $\tau_{-1} = 0,223\sigma_b = 189,66 \text{ MPa}$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng tập trung tải trọng: K_σ , K_τ

Tra bảng 10.8 [3] ta có : $K_\sigma = 2,05$

$$K_\tau = 1,9$$

- Hệ số tăng bền bề mặt:

$\beta = 1,7$ tra theo bảng 10.4 tài liệu [3] ứng với trường hợp phun bi.

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình:

$$\psi_\sigma = 0,05 \text{ và } \psi_\tau = 0.$$

Bảng số liệu:

Thông số	Đường kính(mm)	Then		Mômen chống uốn W	Mômen cản xoắn W_0
		b \times h	t_1		
Trục I	35(C)	10 \times 8	5	3566,39	7775,63

trong đó: $W = 0,1d^3$; $W_0 = 0,2d^3$ khi trục đặc.

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}; \quad W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \text{ khi trục có một then.}$$

Bảng kiểm nghiệm hệ số an toàn s :

(trong đó, [s] hệ số an toàn cho phép nằm trong khoảng 1,5 ÷ 2,5; khi [s] = 2,5 ÷ 3 ta không cần kiểm nghiệm trục theo độ cứng.)

Đường kính d(mm)	ϵ_σ	ϵ_τ	σ_a	τ_a	s_σ	s_τ	s
Trục I 35(C)	0,88	0,81	19,59	3,98	12,67	34,54	11,89

trong đó:

ϵ_σ , ϵ_τ là hệ số kích thước tra trong bảng 10.3 [3]

σ_a, τ_a là biên độ của ứng suất tính theo:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_0}$$

s_σ, s_τ là hệ số an toàn xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{\epsilon_\sigma \beta} + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{\epsilon_\tau \beta} + \psi_\tau \tau_m}$$

Khi đó hệ số an toàn kiểm nghiệm cho trục là :

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}$$

Kết quả kiểm nghiệm hệ số an toàn cho thấy các đoạn trục đều thỏa mãn hệ số an toàn kiểm nghiệm trục theo độ bền mỏi. Ngoài ra trục còn đảm bảo về độ cứng.

C. Trục đầu ra:

Với $T_1 = 438430,9 \text{ Nmm}$

$$[\tau] = 20 \text{ MPa}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{438430,9}{0,2 \cdot 20}} = 47,86 \text{ mm}$$

Chọn sơ bộ đường kính các đoạn trục:

Tại vị trí ổ lăn $d_{30} = 55 \text{ mm}$

Tại vị trí bánh răng $d_{31} = 60 \text{ mm}$

Tại vị trí đĩa xích $d_{32} = 50 \text{ mm}$

Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và các điểm đặt lực (căn cứ vào kích thước của trục trung gian):

$$BD = f = 100 \text{ mm}$$

$$AC = BC = 70 \text{ mm}$$

Ta có lực tác dụng:

$$F_{r31} = 3912,94 \text{ N}$$

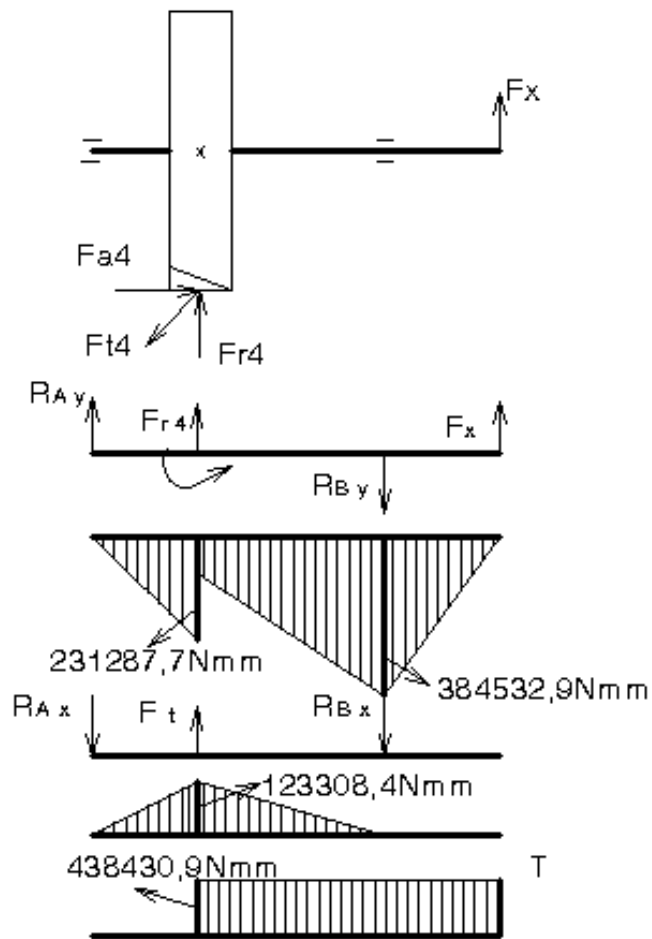
$$F_{r31} = 1499,15 \text{ N}$$

$$F_{a31} = 1285,75 \text{ N}$$

$$F_x = 5216,4 \text{ N}$$

Suy ra: $M_a = F_{a11} \frac{d_{w21}}{2} = 1285,75 \cdot \frac{235,79}{2} = 151583,5 \text{ Nmm}$

Biểu đồ mômen:



1. Tính phản lực tại các gối tựa:

- Trong mặt phẳng yz, ta có:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow M_a + F_{r31} \cdot AC + F_x \cdot AD - R_{By} \cdot AB = 0$$

Suy ra:

$$R_{By} = \frac{M_a + F_{r31} \cdot AC + F_x \cdot AD}{AB}$$
$$= \frac{151583,5 + 1499,15 \cdot 70 + 5216,4 \cdot 240}{140} = 10774,71 N$$

Ta có :

$$R_{By} - R_{Ay} = F_{r31} + F_x$$

$$\text{Vậy: } R_{Ay} = R_{By} - F_{r31} - F_x = 10774,71 - 1499,15 - 5216,4 = 4059,16 N$$

- Trong mặt phẳng xz, ta có:

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_{t31} \cdot AC - R_{Bx} \cdot AB = 0$$

$$\text{Suy ra: } R_{Bx} = \frac{F_{t31} \cdot AC}{AB} = \frac{3912,94 \cdot 70}{140} = 1956,47 N$$

$$R_{Ax} = F_{t31} - R_{Bx} = 3912,94 - 1956,47 = 1956,47 N$$

2. Tính đường kính tại các đoạn trục:

Vậy tiết diện nguy hiểm là tại B:

$$M_{xB} = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{yB} = 521640 \text{ Nmm}$$

$$M_{xB} = 136952,9$$

$$M_{yB} = 284141,2$$

$$M_B = 315424,03$$

$$T = 438430,9 \text{ Nmm}$$

$$\text{Tại B: } M_{td} = \sqrt{M^2 + 0,75T^2} = \sqrt{521640^2 + 0,75 \cdot 438430,9^2} = 645193,41 \text{ Nmm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{645193,41}{0,1 \cdot 67}} = 45,84 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn và để phù hợp với kết cấu ta chọn $d_B = d_A = 55 \text{ mm}$.

Tại các tiết diện khác ta có:

Tại C:

Theo tiêu chuẩn và để đạt sự hài hòa về kết cấu ta chọn $d_C = 60 \text{ mm}$

Tại D: $d_D = 50 \text{ mm}$

3. Kiểm nghiệm then

Kiểm nghiệm điều kiện bền dập và bền cắt đối với then bằng:

Với các tiết diện trục dùng mỗi ghép then cần tiến hành kiểm nghiệm mỗi ghép về độ bền dập và độ bền cắt theo công thức sau:

$$\sigma_d = \frac{2T}{dl_t(h-t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2T}{dl_t b} \leq [\tau_c]$$

trong đó $[\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$ ứng suất dập cho phép tra trong **bảng 9.5** [1] và cho phép lớn hơn giá trị cho phép 5% và $[\tau_c] = 40 \div 60 \text{ MPa}$ là ứng suất cắt cho phép

Bảng kiểm nghiệm then:

Đường kính (mm)	Then (mm)		Chiều dài then l (mm)	Chiều dài làm việc của then l _t (mm)	Mômen T (Nmm)	σ_d (MPa)	τ_c (MPa)
	b x h	t ₁					
Trục III	60	18x11	7	56	438430,9	96,15	21,37
	50	18x11	7	63	438430,9	97,43	21,65

4. Kiểm nghiệm theo hệ số an toàn

- Vật liệu trục: thép C45, tôi cải thiện.

$$\sigma_b = 850 \text{ MPa}$$

với $\sigma_{-1} = 0,4\sigma_b = 340 \text{ MPa}$; $\tau_{-1} = 0,223\sigma_b = 189,66 \text{ MPa}$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng tập trung tải trọng: K_σ, K_τ

Tra bảng 10.8 [3] ta có : $K_\sigma = 2,05$

$$K_\tau = 1,9$$

- Hệ số tăng bền bề mặt:

$\beta = 1,7$ tra theo bảng 10.4 tài liệu [3] ứng với trường hợp phun bi.

- Hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình:

$$\psi_\sigma = 0,05 \text{ và } \psi_\tau = 0.$$

Bảng số liệu:

Thông số	Đường kính(mm)	Then		Mômen chống uốn W	Mômen cản xoắn W ₀
		b x h	t ₁		
Trục III	60(C)	18x11	7	18256,3	39462,05

trong đó: $W = 0,1d^3$; $W_0 = 0,2d^3$ khi trục đặc.

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt(d-t)^2}{2d}; \quad W_0 = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt(d-t)^2}{2d} \text{ khi trục có một then.}$$

Bảng kiểm nghiệm hệ số an toàn s :

(trong đó, $[s]$ hệ số an toàn cho phép nằm trong khoảng $1,5 \div 2,5$; khi $[s] = 2,5 \div 3$ ta không cần kiểm nghiệm trực theo độ cứng.)

Đường kính d(mm)	ϵ_σ	ϵ_τ	σ_a	τ_a	s_σ	s_τ	s	
Trục III	35(C)	0,81	0,76	17,28	5,56	13,22	23,2	11,49

trong đó:

$\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$ là hệ số kích thước tra trong bảng 10.3 [3]

σ_a, τ_a là biên độ của ứng suất tính theo:

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_0}$$

s_σ, s_τ là hệ số an toàn xét riêng cho ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{\epsilon_\sigma \beta} + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{\epsilon_\tau \beta} + \psi_\tau \tau_m}$$

Khi đó hệ số an toàn kiểm nghiệm cho trục là :

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}$$

Kết quả kiểm nghiệm hệ số an toàn cho thấy các đoạn trục đều thỏa mãn hệ số an toàn kiểm nghiệm trực theo độ bền mỏi. Ngoài ra trục còn đảm bảo về độ cứng.

2.4. TÍNH TOÁN CHỌN Ổ LĂN

2.4.1. Trục đầu vào:

Đường kính ngõng trục: $d = 30 \text{ mm}$.

Số vòng quay $n = 968 \text{ vg/ph}$.

1. Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_{RA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{426,99^2 + 64,29^2} = 431,8N$$

Khi đó tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_{RB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{136,36^2 + 988,7^2} = 998,06N$$

Ta có lực tác dụng dọc trục $F_a = 483,16N$ là khá lớn so với F_R (ta có $F_a / F_r = 483,16/998,06 = 0,484 > 0,3$) \Rightarrow **ta chọn ổ bi đỡ chặn một dãy**

Ta chọn loại cỡ đặc biệt nhẹ với $C = 15300N$, $C_0 = 8670N$ và $\alpha = 12^0$

Ta có $F_a / C_0 = 483,16/8670 = 0,056$, tra bảng 11.3 [3]. Suy ra: $e = 0,37$

Ta có :

$$S_1 = e.F_{RA} = 0,37.431,8 = 159,77N$$

$$S_2 = e.F_{RB} = 0,37.998,06 = 369,28N$$

Vì $S_1 < S_2$ và $F_a = 483,16N > 369,28 - 159,77 = 209,51N$ nên theo bảng 11.5 [3] ta có:

$$F_{a1} = S_1 = 159,77N$$

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 159,77 + 483,16 = 642,93N$$

Ta chọn ổ theo ổ bên phải vì tải trọng tác dụng lớn hơn.

Do tỉ số $\frac{F_{a2}}{VF_{RB}} = \frac{642,93}{1.998,06} = 0,644 > 0,35$. Suy ra: $X = 0,45$ và $Y = 1,46$

Tải trọng quy ước:

$$Q = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_t$$

với: $V = 1$ ứng với vòng trong quay.

$K_t = 1$ hệ số xét đến ảnh hưởng nhiệt độ đến tuổi thọ ổ

$K_\sigma = 1$ hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng đến tuổi thọ ổ

$$Q = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_T = (0,45.1.998,06 + 1,46.642,93).1.1 = 1387,8N$$

Do tải trọng thay đổi theo bậc nên ta có tải trọng tương đương:

$$\begin{aligned} Q_{td} &= Q \cdot \left[\left(\frac{Q_1}{Q} \right)^{10/3} \cdot \frac{L_1}{L_h} + \left(\frac{Q_2}{Q} \right)^{10/3} \cdot \frac{L_2}{L_h} \right]^{0,3} \\ &= Q \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^3 \cdot \frac{54}{54+16} + \left(\frac{0,7T}{T} \right)^3 \cdot \frac{16}{54+16} \right]^{1/3} = 1314,53N \end{aligned}$$

2. Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60.968.19200}{10^6} = 1115,1 \text{ triệu vòng quay}$$

3. Khả năng tải động tính toán:

$$C_{tt} = Q\sqrt[10]{L^3} = 1314,53.\sqrt[10]{1115,1^3} = 10788,59 \text{ N} < C = 15300 \text{ N}$$

Theo [1] ta tiến hành chọn ổ lăn theo $C_{tt} < C$ với C là giá trị tải trọng động của ổ tra trong phụ lục P2.8 [1].

Kí hiệu ổ	d,mm	D,mm	B,mm	r,mm	C,N	C ₀ , N
36106	30	55	13	1,5	15300	8670

4. Khi đó tuổi thọ chính xác của ổ là:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^{10/3} = \left(\frac{15300}{1314,53}\right)^{10/3} = 3573,3 \text{ triệu vòng}$$

5. Tuổi thọ ổ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{3573,3.10^6}{60.968} = 61523,76 \text{ giờ}$$

6. Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ:

Chọn một trong hai giá trị lớn nhất

$$Q_0 = X_0 F_{RB} + Y_0 F_a = 0,6.998,06 + 0,5.642,93 = 920,3 \text{ N}$$

(với: $X_0 = 0,6$ và $Y_0 = 0,5$ (bảng 11.6 [3]))

$$Q_0 = F_{RB} = 998,06 \text{ N}$$

Ta thấy $Q_0 = 998,06 \text{ N} < C_0 = 8670 \text{ N}$, do đó ổ được chọn thoả mãn điều kiện bền tĩnh.

7. Xác định số vòng quay tới hạn của ổ:

Ta có: $[D_{pw}n].10^{-5} = 4,5$ (tra trong bảng 11.7 [3] khi bôi trơn bằng mỡ)

với $D_{pw} = \frac{(D+d)}{2} = \frac{(55+30)}{2} = 42,5 \text{ mm}$ là đường kính tâm con lăn.

$$\text{Suy ra: } n_{gh} = \frac{4,5.10^5}{42,5} = 10588,24 \text{ vg/ph} > n = 968 \text{ vg/ph}.$$

Do đó ổ được chọn thoả số vòng quay tới hạn.

2.4.2. Trên trục 2 :

Đường kính ngỗng trục: $d = 40 \text{ mm}$.

Số vòng quay $n = 345,7 \text{ vg/ph}$.

1. Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_{RA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{AX}^2} = \sqrt{861,83^2 + 324,04^2} = 920,73 \text{ N}$$

Khi đó tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_{RB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{BX}^2} = \sqrt{1200,67^2 + 2118,49^2} = 2435,08 \text{ N}$$

Ta có lực tác dụng dọc trục $F_a = 1285,75 - 483,16 = 802,59 \text{ N}$ là khá lớn so với F_R (ta có $F_a / F_r = 802,59 / 2435,08 = 0,33 > 0,3$) \Rightarrow **ta chọn ổ bi đỡ chặn một dãy**

Ta chọn loại cỡ nhẹ hẹp với $C = 38900 \text{ N}$, $C_0 = 23200 \text{ N}$ và $\alpha = 12^\circ$

Ta có $F_a / C_0 = 802,59 / 23200 = 0,035$, tra bảng 11.3 [3]. Suy ra: $e = 0,35$

Ta có :

$$S_1 = e.F_{RA} = 0,35.920,73 = 322,26 \text{ N}$$

$$S_2 = e.F_{RB} = 0,35.2435,08 = 852,28 \text{ N}$$

Vì $S_1 < S_2$ và $F_a = 802,59 \text{ N} > 852,28 - 322,26 = 530,02 \text{ N}$ nên theo bảng 11.5 [3] ta có:

$$F_{a1} = S_1 = 322,26 \text{ N}$$

$$F_{a2} = S_1 + F_a = 322,26 + 802,59 = 1124,85 \text{ N}$$

Ta chọn ổ theo ổ bên phải vì tải trọng tác dụng lớn hơn.

Do tỉ số $\frac{F_{a2}}{VF_{RB}} = \frac{1124,85}{1.2435,08} = 0,46 > 0,35$. Suy ra: $X = 0,45$ và $Y = 1,51$

Tải trọng quy ước:

$$Q = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_t$$

với: $V = 1$ ứng với vòng trong quay.

$K_t = 1$ hệ số xét đến ảnh hưởng nhiệt độ đến tuổi thọ ổ

$K_\sigma = 1$ hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng đến tuổi thọ ổ

$$Q = (XVF_r + YF_a)K_\sigma K_t = (0,45.1.2435,08 + 1,51.1124,85).1.1 = 2794,31 \text{ N}$$

Do tải trọng thay đổi theo bậc nên ta có tải trọng tương đương:

$$\begin{aligned} Q_{td} &= Q \cdot \left[\left(\frac{Q_1}{Q} \right)^{10/3} \cdot \frac{L_1}{L_h} + \left(\frac{Q_2}{Q} \right)^{10/3} \cdot \frac{L_2}{L_h} \right]^{0,3} \\ &= Q \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^3 \cdot \frac{54}{54+16} + \left(\frac{0,7T}{T} \right)^3 \cdot \frac{16}{54+16} \right]^{1/3} = 2646,78 \text{ N} \end{aligned}$$

2. Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60.345,7.19200}{10^6} = 398,25 \text{ triệu vòng quay}$$

3. Khả năng tải động tính toán:

$$C_{tt} = Q\sqrt[10]{L^3} = 2646,78.\sqrt[10]{398,25^3} = 15950,14 N < C = 38900 N$$

Theo [1] ta tiến hành chọn ổ lăn theo $C_{tt} < C$ với C là giá trị tải trọng động của ổ tra trong phụ lục P2.8 [1].

Kí hiệu ổ	d,mm	D,mm	B,mm	r,mm	C,N	C ₀ , N
36208	40	80	18	2	28900	23200

4. Khi đó tuổi thọ chính xác của ổ là:

$$L = \left(\frac{C}{Q}\right)^{10/3} = \left(\frac{28900}{2646,78}\right)^{10/3} = 2888 \text{ triệu vòng}$$

5. Tuổi thọ ổ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{2888.10^6}{60.345,7} = 139234,4 \text{ giờ}$$

6. Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ:

Chọn một trong hai giá trị lớn nhất

$$Q_0 = X_0 F_{RB} + Y_0 F_a = 0,6.2435,08 + 0,5.1124,85 = 2023,473 N$$

(với: $X_0 = 0,6$ và $Y_0 = 0,5$ (bảng 11.6 [3]))

$$Q_0 = F_{RB} = 2435,08 N$$

Ta thấy $Q_0 = 2435,08 N < C_0 = 23200 N$, do đó ổ được chọn thoả mãn điều kiện bền tĩnh.

7. Xác định số vòng quay tới hạn của ổ:

Ta có: $[D_{pw}n].10^{-5} = 4,5$ (tra trong bảng 11.7 [3] khi bôi trơn bằng mỡ)

với $D_{pw} = \frac{(D+d)}{2} = \frac{(80+40)}{2} = 60 \text{ mm}$ là đường kính tâm con lăn.

$$\text{Suy ra: } n_{gh} = \frac{4,5.10^5}{60} = 7500 \text{ vg/ph} > n = 345,7 \text{ vg/ph}.$$

Do đó ổ được chọn thoả số vòng quay tới hạn.

2.4.3. Trên trục 3:

Đường kính ngõng trục: $d = 55 \text{ mm}$.

Số vòng quay $n = 123,5$ vg/ph.

1. Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_{RA} = \sqrt{R_{Ay}^2 + R_{Ax}^2} = \sqrt{4059,16^2 + 1956,47^2} = 4506,06 N$$

Khi đó tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_{RB} = \sqrt{R_{By}^2 + R_{Bx}^2} = \sqrt{10774,71^2 + 1956,47^2} = 10950,9 N$$

Ta có lực tác dụng dọc trục $F_a = 1285,75 N$ là khá nhỏ so với F_R (ta có $F_a / F_r = 1285,75 / 10950,9 = 0,117 < 0,3$) \Rightarrow **ta chọn ổ bi đỡ một dãy**

Vì $F_{RB} > F_{RA}$ nên ta tính toán chọn ổ theo ổ B là ổ chịu lực lớn hơn.

Tải trọng quy ước:

Ta có: do F_a là khá nhỏ nên hệ số $X = 1$ và $Y = 0$

$$Q = (XF_r + YF_a)K_\sigma K_t$$

với: $V = 1$ ứng với vòng trong quay.

$K_t = 1$ hệ số xét đến ảnh hưởng nhiệt độ đến tuổi thọ ổ

$K_\sigma = 1$ hệ số xét đến ảnh hưởng đặc tính tải trọng đến tuổi thọ ổ

$$Q = VF_{RB}K_\sigma K_t = 1 \cdot 10950,9 \cdot 1 \cdot 1 = 10950,9 N$$

Do tải trọng thay đổi theo bậc nên ta có tải trọng tương đương:

$$\begin{aligned} Q_{td} &= Q \cdot \left[\left(\frac{Q_1}{Q} \right)^{10/3} \cdot \frac{L_1}{L_h} + \left(\frac{Q_2}{Q} \right)^{10/3} \cdot \frac{L_2}{L_h} \right]^{0,3} \\ &= Q \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^3 \cdot \frac{54}{54+16} + \left(\frac{0,7T}{T} \right)^3 \cdot \frac{16}{54+16} \right]^{1/3} = 10372,74 N \end{aligned}$$

2. Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 123,5 \cdot 19200}{10^6} = 142,272 \text{ triệu vòng quay}$$

3. Khả năng tải động tính toán:

$$C_{tt} = Q \sqrt[10]{L^3} = 10372,74 \cdot \sqrt[10]{142,272^3} = 45901,76 N$$

Theo [1] ta tiến hành chọn ổ lăn theo $C_{tt} < C$ với C là giá trị tải trọng động của ổ tra trong phụ lục P2.8 [1].

Kí hiệu ổ	d,mm	D,mm	B,mm	r,mm	C,N	C ₀ , N
311	55	120	29	3	56000	42600

4. Khi đó tuổi thọ chính xác của ổ là:

$$L = \left(\frac{C}{Q} \right)^{10/3} = \left(\frac{56000}{10372,74} \right)^{10/3} = 276,05 \text{ triệu vòng}$$

5. Tuổi thọ ổ tính bằng giờ:

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{276,05 \cdot 10^6}{60 \cdot 123,5} = 37253,7 \text{ giờ}$$

6. Kiểm tra khả năng tải tĩnh của ổ:

Chọn một trong hai giá trị lớn nhất

$$Q_0 = X_0 F_{RB} + Y_0 F_a = 0,6 \cdot 10950,9 + 0,5 \cdot 1285,75 = 7213,415 N$$

(với: $X_0 = 0,6$ và $Y_0 = 0,5$ (bảng 11.6 [3]))

$$Q_0 = F_{RB} = 10950,9 N$$

Ta thấy $Q_0 = 10950,9 N < C_0 = 42600 N$, do đó ổ được chọn thoả mãn điều kiện bền tĩnh.

7. Xác định số vòng quay tới hạn của ổ:

Ta có: $[D_{pw} n] \cdot 10^{-5} = 4,5$ (tra trong bảng 11.7 [3] khi bôi trơn bằng mỡ)

với $D_{pw} = \frac{(D+d)}{2} = \frac{(120+55)}{2} = 87,5 \text{ mm}$ là đường kính tâm con lăn.

$$\text{Suy ra: } n_{gh} = \frac{4,5 \cdot 10^5}{87,5} = 5142,86 \text{ vg/ph} > n = 123,5 \text{ vg/ph}.$$

Do đó ổ được chọn thoả số vòng quay tới hạn.

2.5. THIẾT KẾ VỎ HỘP GIẢM TỐC

- Chỉ tiêu cơ bản của hộp giảm tốc là khối lượng nhỏ và độ cứng cao.
- Hộp giảm tốc bao gồm: thành hộp, nẹp hoặc gân, mặt bích, gối đỡ, ...
- Vật liệu phổ biến: GX15-32
- Chọn bề mặt ghép nắp và thân: song song mặt đế

Các kích thước cơ bản của vỏ hộp:

1. Chiều dày:

- Thân hộp: $\delta = 8 \text{ mm}$
- Nắp hộp: $\delta = 7 \text{ mm}$
- Gân tăng cứng: $e = 6 \text{ mm}$

2. Đường kính bulông :

- Bulông nền: $d_1 = 18 \text{ mm}$
- Bulông cạnh ổ: $d_2 = 12 \text{ mm}$
- Bulông ghép bích nắp và thân: $d_3 = 12 \text{ mm}$
- Vít ghép nắp ổ: $d_4 = 8 \text{ mm}$
- Vít ghép nắp cửa thăm: $d_5 = 8 \text{ mm}$

4. Mặt bích chiều dài nắp và thân:

- Chiều dày bích thân hộp: $S_3 = 18 \text{ mm}$
- Chiều dày bích nắp hộp : $S_4 = 17 \text{ mm}$
- Bề rộng bích nắp và thân: $K_3 = 40 \text{ mm}$

5 Kích thước gôỉ trục:

- Bề rộng mặt ghép bulông cạnh ổ $K_2 = 45 \text{ mm}$
- Tâm lỗ bulông cạnh ổ: $E_2 = 22 \text{ mm}$, $C = 62 \text{ mm}$

+ Trục 1:

- Đường kính ngoài $D_3 = 90 \text{ mm}$
- Đường kính tâm lỗ vít $D_2 = 75 \text{ mm}$

+ Trục 2:

- Đường kính ngoài $D_3 = 125 \text{ mm}$
- Đường kính tâm lỗ vít $D_2 = 100 \text{ mm}$

+ Trục 3:

- Đường kính ngoài $D_3 = 170\text{mm}$
 - Đường kính tâm tâm lỗ vít $D_2 = 140\text{mm}$
6. Mặt đế hộp:
- Chiều dày: $S_1 = 28\text{ mm}$, $S_2 = 19\text{ mm}$
 - Bề rộng mặt đế hộp: 71 mm
7. Khe hở giữa các chi tiết:
- Bánh răng với thành trong hộp: $\Delta = 12\text{ mm}$
 - Giữa đỉnh bánh răng lớn và đáy hộp: $\Delta_1 = 37\text{ mm}$
8. Số lượng bulông nền $Z = 6$

2.6. CÁC CHI TIẾT PHỤ

1. Vòng phớt : không cho dầu hoặc mỡ chảy ra ngoài hộp giảm tốc và ngăn không cho bụi từ bên ngoài vào hộp giảm tốc.
2. Vòng chắn dầu: không cho dầu trong hộp giảm tốc bắn vào ổ bi và có tác dụng ngăn cách và cố định các ổ bi với bánh răng.
3. Chốt định vị: dùng định vị chính xác vị trí của nắp hộp và thân hộp giảm tốc, tạo thuận lợi cho việc cố định khi lắp chi tiết.
4. Nút thông hơi: làm giảm áp suất, điều hoà không khí bên trong và bên ngoài hộp giảm tốc, và cũng có thể dùng để thay dầu làm việc khi dầu cũ bị dơ.
5. Nắp cửa thăm: dùng để quan sát bên trong hộp giảm tốc.
6. Que thăm dầu: kiểm tra mức dầu trong hộp giảm tốc.

2.7. BẢNG DUNG SAI LẮP GHÉP

Vòng trong của ổ lăn lắp lên trục theo hệ lỏng, còn vòng ngoài lắp lên vỏ theo hệ trục.

Mỗi lắp theo kiểu H7/k6 là mỗi lắp trung gian được dùng để cố định các chi tiết ghép với nhau và các chi tiết này nhất thiết phải được cố định thêm bằng then, bulông, vít, chốt, vòng hãm ...

Chi tiết (1)	Mỗi lắp (2)	es (μ m) (3)	ei (μ m) (4)	ES μ m) (5)	EI (μ m) (6)
Bánh răng – trục I	H7/k6	+15	+2	+21	0
Bánh răng – trục II	H7/k6	+18	+2	+25	0
Bánh răng – trục III	H7/k6	+21	+2	+30	0
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)
Ổ bi đỡ chặn I – trục I	k6	+15	+2		
Ổ bi đỡ chặn I – vỏ hộp	H7			+35	0
Ổ bi đỡ chặn II – trục II	k6	+18	+2		
Ổ bi đỡ chặn II – vỏ hộp	H7			+35	0
Ổ bi đỡ chặn III – trục III	k6	+21	+2		
Ổ bi đỡ chặn III – vỏ hộp	H7			+40	0
Đĩa xích – trục III	H7/k6	+18	+2	+25	0
Nối trục đàn hồi – trục I	H7/k6	+15	+2	+21	0
Then bằng – trục I	N9/h9	0	-52	0	-52
Then bằng – trục II	N9/h9	0	-62	0	-62
Then bằng – trục III	N9/h9	0	-74	0	-74
Then bằng – bánh răng	D10/h9	0	-52	+149	+65
Chốt định vị – vỏ hộp	H7/r6	+28	+19	+15	0
Nắp ổ – vỏ hộp	H11/d11	-120	-340	+220	0
Vòng chắn dầu – trục I	H7/js6	+6	-6	+21	0
Vòng chắn dầu – trục II	H7/js6	+8	-8	+25	0
Vòng chắn dầu – trục III	H7/js6	+9	-9	+30	0
Vòng chặn – gói đỡ	H7/h6	0	-25	+40	0

Ổng lót – ổ bi đỡ chặn	H7			+35	0
Ổng lót – gối đỡ	H7/h6	0	-22	+35	0
Nắp bích – thân hộp	H11/d11	-120	-340	+220	0