

TRƯỜNG CAO ĐẲNG LÝ THỰ TRỌNG THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
KHOA CƠ KHÍ

ĐỒ ÁN MÔN HỌC CHI TIẾT MÁY

Sinh viên thực hiện:..... MSSV:.....

Ngành đào tạo:

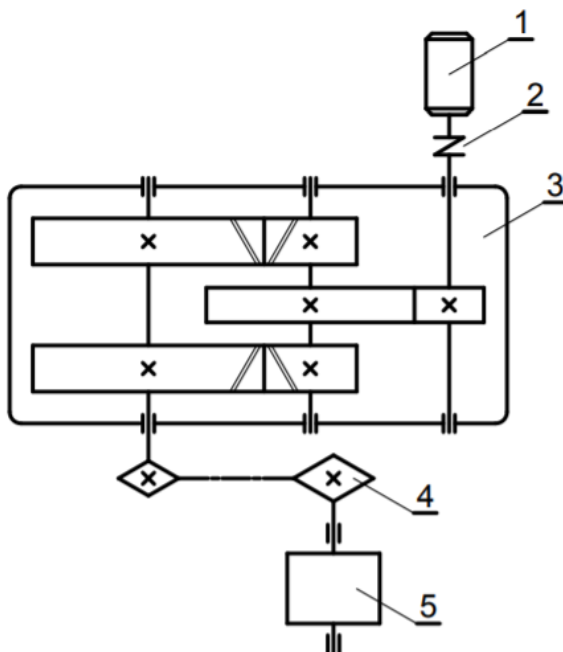
Giáo viên hướng dẫn: ThS. LƯU THỊ YẾN VŨ

Ngày hoàn thành: 29/8/2020

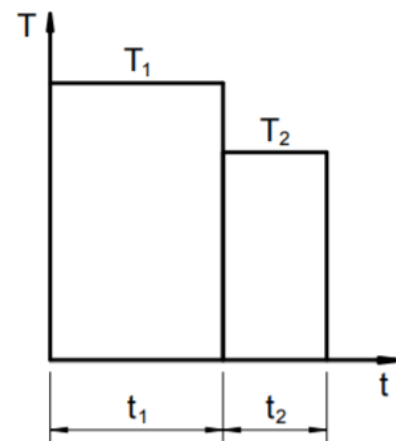
ĐỀ TÀI

THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG BĂNG TẢI

Phương án số:.....



Hình 1. Sơ đồ hệ thống



Hình 2. Sơ đồ tải trọng

Hệ thống dẫn động băng tải gồm:

1- Động cơ điện 3 pha không đồng bộ; 2- Nối trục đàn hồi; 3- Hộp giảm bánh răng trụ 2 cấp phân đôi cấp chậm; 4- Bộ truyền xích ống con lăn; 5- Băng tải.

Số liệu thiết kế:

Công suất trên trục băng tải

Số vòng quay trên trục băng tải:

Thời gian phục vụ

Quay một chiều, làm việc ca, tải va đập nhẹ.

(1 năm làm việc ngày, 1 ca làm việc 8 giờ).

Chế độ tải: $T_1 = \dots$; $t_1 = \dots$ giây; $T_2 = \dots$; $t_2 = \dots$ giây

YÊU CẦU

01 thuyết minh, 01 bản vẽ lắp A_0 , 01 bản vẽ chi tiết.....

NỘI DUNG THUYẾT MINH

1. Xác định công suất động cơ và phân bố tỉ số truyền cho hệ thống truyền động.
2. Tính toán thiết kế các chi tiết máy:
 - a. Tính toán các bộ truyền ngoài (xích).
 - b. Tính các bộ truyền trong hộp giảm tốc (bánh răng).
 - c. Vẽ sơ đồ lực tác dụng lên các bộ truyền và tính giá trị các lực
 - d. Tính toán thiết kế trục và then.
 - e. Chọn ổ lăn và nối trục.
 - f. Chọn thân máy, bu lông và các chi tiết phụ khác.
3. Chọn dung sai lắp ghép.
4. Tài liệu tham khảo.

MỤC LỤC

Trang

MỤC LỤC

LỜI NÓI ĐẦU

PHẦN 1: XÁC ĐỊNH CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

- 1.1. Chọn động cơ
- 1.2. Phân bố tỷ số truyền
- 1.3. Bảng đặc tính

PHẦN 2: TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC CHI TIẾT MÁY

2.1. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH ỐNG CON LĂN

- 2.1.1. Xác định thông số xích và bộ truyền
- 2.1.2. Tính kiểm nghiệm xích về độ bền
- 2.1.3. Đường kính đĩa xích
- 2.1.4. Xác định lực tác dụng lên trục

2.2. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

- 2.2.1. Cấp chậm:bánh răng trụ răng nghiêng
 - 2.2.1.1. Chọn vật liệu
 - 2.2.1.2. Xác định hệ số tuổi thọ
 - 2.2.1.3. Giới hạn mỏi tiếp xúc và giới hạn mỏi uốn
 - 2.2.1.4. Ứng suất cho phép
 - 2.2.1.5. Chọn hệ số
 - 2.2.1.6. Xác định sơ bộ khoảng cách trục
 - 2.2.1.7. Modul răng, góc nghiêng răng, tỉ số truyền
 - 2.2.1.8. Các thông số hình học chủ yếu bộ truyền bánh răng
 - 2.2.1.9. Giá trị các lực tác dụng lên bộ truyền
 - 2.2.1.10. Chọn cấp chính xác theo vận tốc vòng bánh răng
 - 2.2.1.11. Chọn hệ số tải trọng động
 - 2.2.1.12. Kiểm nghiệm độ bền
 - 2.2.1.13. Các thông số và kích thước bộ truyền bánh răng nghiêng

2.2.2. Cấp nhanh: bánh răng trụ răng nghiêng	
2.2.2.1. Chọn vật liệu	
2.2.2.2. Xác định hệ số tuổi thọ	
2.2.2.3. Giới hạn mỏi tiếp xúc và giới hạn mỏi uốn	
2.2.2.4. Ứng suất cho phép	
2.2.2.5. Chọn hệ số	
2.2.2.6. Xác định sơ bộ khoảng cách trục	23
2.2.2.7. Modun răng, góc nghiêng răng, tỉ số truyền	23
2.2.2.8. Các thông số hình học chủ yếu bộ truyền bánh răng	24
2.2.2.9. Giá trị các lực tác dụng lên bộ truyền	34
2.2.2.10. Chọn cấp chính xác theo vận tốc vòng bánh răng	24
2.2.2.11. Chọn hệ số tải trọng động	24
2.2.2.12. Kiểm nghiệm độ bền	25
2.2.2.13. Các thông số và kích thước bộ truyền bánh răng nghiêng	26
2.3. THIẾT KẾ TRỤC – CHỌN THEN	26
2.3.1. Chọn vật liệu chế tạo các trục	26
2.3.2. Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực	27
2.3.3. Xác định lực tác dụng lên trục	27
2.3.4. Chọn then bằng và kiểm nghiệm then	36
2.3.5. Kiểm nghiệm trục	37
2.4. TÍNH TOÁN Ổ LĂN – NỐI TRỤC	38
2.4.1. Tính chọn nối trục đàn hồi	38
2.4.2. Tính chọn ổ lăn	39
PHẦN 3: CHỌN THÂN MÁY, BULONG VÀ CÁC CHI TIẾT PHỤ	46
1. Xác định kích thước của vỏ hộp	46
2. Các chi tiết phụ khác	47
3. Chọn Bulong	50
4. Dung sai và lắp ghép	54
TÀI LIỆU THAM KHẢO	55

CHƯƠNG 1. XÁC ĐỊNH CÔNG SUẤT ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

1.1. CHỌN ĐỘNG CƠ

1.1.1. Chọn hiệu suất của hệ thống

- Hiệu suất truyền động η :

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

1.1.2. Tính công suất cần thiết

- Công suất tính toán P_{tt}

.....

.....

.....

.....

.....

- Công suất cần thiết của động cơ P_{ct}

.....

.....

1.1.3. Xác định số vòng quay sơ bộ của động cơ:

- Số vòng quay trên trục công tác: $n_{ct} = \dots\dots\dots$
- Chọn sơ bộ tỷ số của hệ thống u_{sb}

- Số vòng quay sơ bộ của động cơ n_{sb}

1.1.4. Chọn động cơ điện

- Động cơ điện có thông số phải thỏa mãn:

- Tra bảng $\dots\dots\dots$ tài liệu [1] ta chọn:

Động cơ $\dots\dots\dots$ có: $P_{dc} = \dots\dots\dots n_{dc} = \dots\dots\dots$

1.2. PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

- Tỷ số truyền chung của hệ dẫn động:

.....

.....

.....

- Tra *bảng 3.1 trang 43 [1]* ta chọn tỷ số truyền hộp giảm tốc 2 cấp:

$$u_h = \dots \text{supra } u_l = \dots \quad u_2 = \dots$$

.....

.....

Vậy tỷ số truyền của bộ truyền xích là:.....

.....

.....

.....

1.3. BẢNG ĐẶC TÍNH

1.3.1. Phân phối công suất trên các trục

(Tính P_3, P_2, P_1, P_{ct} : ghi công thức, thế số, kết quả)

This image shows a full page of white paper with horizontal dashed lines, typical of primary school writing paper. The lines are evenly spaced and run across the width of the page. There are no margins, text, or other markings on the paper.

1.3.2. Tính toán số vòng quay trên các trục

(Tính n_1, n_2, n_3 : công thức, thể số, kết quả)

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

1.3.3. Tính toán momen xoắn trên các trục

(Tính T_1, T_2, T_3, T_4 : công thức, thể số, kết quả, không lấy sau dấu phẩy)

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

1.3.4. Bảng đặc tính

Trục Thông số	Động cơ	I	II	III	IV
Công suất (kW)					
Tỷ số truyền u					
Số vòng quay (vòng/phút)					
Momen xoắn (Nmm)					

CHƯƠNG 2. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

2.1. CHỌN LOẠI XÍCH

Công suất trên đĩa xích nhỏ của bộ truyền xích chính là công suất trên trục 3:

$P_3 = \dots\dots\dots (kW)$, với số vòng quay đĩa xích nhỏ $n_3 = \dots\dots\dots (vòng/phút)$

Vì số vòng quay thấp, tải trọng va đập nhẹ nên ta chọn loại xích ống con lăn

2.2. THÔNG SỐ BỘ TRUYỀN

- Số răng đĩa xích nhỏ $z_1 = 29 - 2u = \dots\dots\dots$

chọn $z_1 = \dots\dots\dots$

do đó số răng đĩa xích lớn $z_2 = \dots\dots\dots$

- Công suất tính toán P_t :

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

.....

- Chọn bước xích p_c :

.....

.....

.....

.....

.....

.....

- Khoảng cách trục a :

.....

- Số mắt xích X :

.....

.....

.....

.....

.....

- Xác định khoảng cách trục chính xác a :

.....

.....

.....

.....

.....

- Số lần va đập của xích i :

.....

.....

.....

.....

.....

2.3. TÍNH KIỂM NGHIỆM XÍCH VỀ ĐỘ BỀN

Ta có:
$$s = \frac{Q}{k_d F_t + F_0 + F_v}$$

Với :

- Theo bảng 5.2 tài liệu [1], tải trọng phá hỏng $Q = \dots\dots\dots N$, khối lượng 1m xích $q = \dots\dots\dots kg$

- $k_d = \dots\dots\dots$ (Tải trọng va đập nhẹ, tải trọng mở máy bằng 150% tải trọng làm việc).

- Vận tốc $v = \dots\dots\dots$

- Lực vòng: $F_t = \dots\dots\dots$

- Lực căng do lực li tâm: $F_v = \dots\dots\dots$

- Lực căng do trọng lượng nhánh xích bị động sinh ra:

$F_0 = \dots\dots\dots$

(Với $k_f = \dots\dots\dots$)

Do đó: $s = \dots\dots\dots$

Theo bảng 5.10 với $n_1 = \dots\dots\dots$ vg/ph, $[s] = \dots\dots\dots$

Vậy $s > [s]$: **bộ truyền xích đảm bảo đủ bền.**

2.1.1. Xác định thông số đĩa xích:

❖ Đường kính đĩa xích: Theo công thức (5.17) tài liệu (*) và bảng 14.4b:

- $d_1 = p / \sin(\pi/z_1) = 31,75 / \sin(\pi/27) = 273,49mm$;

$$d_2 = p / \sin(\pi/z_2) = 31,75 / \sin(\pi/57) = 576,35mm. (\text{Đường kính vòng chia})$$

- $d_{a1} = p [0,5 + \cotg(\pi/Z_1)] = 287,51mm$;

$$d_{a2} = p [0,5 + \cotg(\pi/Z_2)] = 591,35mm (\text{Đường kính vòng đỉnh răng}).$$

- $d_{r1} = d_1 - 2r = 273,49 - 2.9,62 = 254,25mm$ và $d_{r2} = d_2 - 2r = 576,35 - 2.19,05 = 538,25$

(với bán kính đáy $r = 0,5025d_1 + 0,05 = 0,5025.19,05 + 0,05 = 9,62mm$ và

$d_1 = 19,05mm$ bảng 5.2 sách (*))

❖ Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích theo công thức (5.18) tài liệu (*):

- **Đĩa xích 1:**

$$\sigma_{H_1} = 0,47 \cdot \sqrt{k_r \cdot (F_t \cdot K_{\alpha} + F_{v\alpha}) \cdot E / (A \cdot k_d)}$$

$$= 0,47 \cdot \sqrt{0,41 \cdot (2515,8 \cdot 1,2 + 3,69) \cdot 2,1 \cdot 10^5 / (262 \cdot 1)} = 468,5 \text{ MPa}$$

Với:

$F_t=2516,4\text{N}$: lực vòng.

$k_r=0,41$: hệ số ảnh hưởng số răng xích (Với $z_1=27$).

$K_d=1,2$: hệ số tải trọng động (Tải động, va đập nhẹ)

$F_{v\alpha}=13 \cdot 10^{-7} n_1 \cdot p^3 \cdot m = 13 \cdot 10^{-7} \cdot 88,75 \cdot 31,75^3 \cdot 1 = 3,69\text{N}$: lực va đập trên m dây xích.

$E=2E_1E_2/(E_1+E_2)= 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$

$A=262\text{mm}^2$: diện tích của bản lề (bảng 5.12 sách (*))

$\Rightarrow \sigma_{H_1} = 468,5 \leq [\sigma_{H_1}]$. Do đó ta dùng thép 435 tôi cải thiện HB170 có

$[\sigma_H]=500\text{MPa} > \sigma_{H_1}$ sẽ đảm bảo độ bền tiếp xúc cho răng đĩa 1.

• **Đĩa xích 2:**

$$\sigma_{H_2} = 0,47 \cdot \sqrt{k_r \cdot (F_t \cdot K_{\alpha} + F_{v\alpha}) \cdot E / (A \cdot k_d)}$$

$$= 0,47 \cdot \sqrt{0,41 \cdot (2515,8 \cdot 1,2 + 1,75) \cdot 2,1 \cdot 10^5 / (262 \cdot 1)} = 468,3 \text{ MPa}$$

Với:

$F_t=2515,8\text{N}$: lực vòng.

$k_r=0,23$: hệ số ảnh hưởng số răng xích (Với $z_2=57$).

$K_d=1,2$: hệ số tải trọng động (Tải động, va đập nhẹ)

$F_{v\alpha}=13 \cdot 10^{-7} n_2 \cdot p^3 \cdot m = 13 \cdot 10^{-7} \cdot 42 \cdot 31,75^3 \cdot 1 = 1,75 \text{ N}$: lực va đập trên m dây xích.

$E=2E_1E_2/(E_1+E_2)= 2,1 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$

$A=262\text{mm}^2$: diện tích của bản lề (bảng 5.12 sách (*))

$\Rightarrow \sigma_{H_2} = 468,3 \leq [\sigma_{H_2}]$. Do đó ta dùng thép 45 tôi cải thiện HB170 có

$[\sigma_H]=500\text{MPa} > \sigma_{H_1}$ sẽ đảm bảo độ bền tiếp xúc cho răng đĩa 2.

2.1.2. Xác định lực tác dụng lên trục:

$$\diamond F_r = k_x \cdot F_t = 1,15 \cdot 2515,8 = 6 \cdot 10^7 \cdot k_x \cdot P / Z \cdot p \cdot n = 2893,2 \text{ (N)}$$

Với

$k_x = 1,15$ hệ số kể đến trọng lượng xích, khi nghiêng 1 góc $< 40^\circ$

$F_t = 2515,8$ N: Lực vòng.

❖ Lực căng do lực li tâm: $F_v = q.v^2 = 3,8.1,2677^2 = 6,107$ N;

❖ Lực căng do trọng lượng nhánh xích bị động sinh ra:

$F_0 = 9,81.k_f.q.a = 9,81.4.3,8.1,257 = 187,43$ N (Với $k_f = 4$ khi bộ truyền nằm ngang nghiêng 1 góc $< 40^\circ$).

2.2. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG:

❖ Thông số kĩ thuật:

- Thời gian phục vụ: $L = 5$ năm.
- Quay 1 chiều, tải va đập nhẹ, 250 ngày/ năm, 2 ca/ngày, 8 tiếng/ ca.
- Cặp bánh răng cấp nhanh (bánh răng trụ răng nghiêng) :
 - Tỷ số truyền : $u_{br1} = 4$
 - Số vòng quay trục dẫn: $n_1 = 1420$ (vòng/phút)
 - Momen xoắn T trên trục dẫn: $T_1 = 22\,792,22$ Nmm
- Cặp bánh răng cấp chậm (bánh răng trụ răng nghiêng) :
 - Tỷ số truyền: $u_{br2} = 4$
 - Số vòng quay trục dẫn: $n_2 = 355$ (vòng/phút).
 - Momen xoắn T trên trục dẫn: $T_2 = 88\,451,83$ Nmm

2.2.1. Cặp bánh răng trụ răng nghiêng cấp chậm:

2.2.1.1. Chọn vật liệu:

Do bộ truyền có tải trọng trung bình, không có yêu cầu gì đặc biệt. Theo bảng 6.1 tài liệu (*) ta chọn vật liệu cặp bánh răng như sau:

- Bánh chủ động: thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn HB241...285 có $\sigma_{b1} = 850$ Mpa, $\sigma_{ch1} = 580$ Mpa, ta chọn độ rắn bánh nhỏ $HB_1 = 245$ HB.
- Bánh bị động: thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn HB192...240 có $\sigma_{b2} = 750$ Mpa, $\sigma_{ch1} = 450$ Mpa, ta chọn độ rắn bánh nhỏ $HB_2 = 230$ HB.

2.2.1.2. Xác định ứng suất cho phép:

- Số chu kì làm việc cơ sở:

- $N_{HO1} = 30HB_1^{2,4} = 30.260^{2,4} = 1,87.10^7$ (chu kì)
- $N_{HO2} = 30HB_2^{2,4} = 30.230^{2,4} = 1,40.10^7$ (chu kì)
- $N_{FO1} = N_{FO2} = 4.10^6$ (chu kì)
- Tuổi thọ: $L_h = 5.250.2.8 = 20000$ (giờ)
- Số chu kì làm việc tương đương, xác định theo sơ đồ tải trọng

$$N_{HE1} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m_H/2} n_i t_i$$

$$= 60 \cdot 1 \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^3 \frac{60}{60+12} + \left(\frac{0,82T}{T} \right)^3 \frac{12}{60+12} \right] \cdot 355 \cdot 20000$$

$$= 39,41.10^7 \text{ (chu kì)}$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u} = \frac{39,41.10^7}{4} = 9,85.10^7 \text{ (chu kì)}$$

$$N_{FE1} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m_H} n_i t_i$$

$$= 60 \cdot 1 \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^6 \frac{60}{60+12} + \left(\frac{0,82T}{T} \right)^6 \frac{12}{60+12} \right] \cdot 355 \cdot 20000$$

$$= 37,66.10^7 \text{ (chu kì)}$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u} = \frac{37,66.10^7}{4} = 9,41.10^7 \text{ (chu kì)}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{HE1} > N_{HO1} \\ N_{HE2} > N_{HO2} \\ N_{FE1} > N_{FO1} \\ N_{FE2} > N_{FO2} \end{array} \right. \Rightarrow N_{HE} = N_{HO} \text{ nên chọn để tính toán.}$$

$$\text{Suy ra } K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$$

❖ ỨNG SUẤT CHO PHÉP:

Theo bảng 6.2 tài liệu (*) với thép 45, tôi cải thiện:

- Giới hạn mỏi tiếp xúc: $\sigma_{H\lim}^0 = 2HB + 70$; $S_H = 1,1$

- Bánh chủ động: $\sigma_{Hlim1}^0 = 2HB_1 + 70 = 2.245 + 70 = 560MPa$
- Bánh bị động: $\sigma_{Hlim2}^0 = 2HB_2 + 70 = 2.230 + 70 = 530MPa$
- Giới hạn mỏi uốn: $\sigma_{0Flim} = 1,8HB$
 - Bánh chủ động: $\sigma_{Flim1}^0 = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 245 = 441(MPa)$
 - Bánh bị động: $\sigma_{Flim2}^0 = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 230 = 414(MPa)$
- Ứng suất tiếp xúc cho phép :
 - Tính toán sơ bộ : $[\sigma_H] = \sigma_{Hlim}^0 \frac{0,9K_{HL}}{s_H}$ với $s_H = 1,1$ (Thép 45 tôi cải thiện) nên

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlim1}^0 \frac{K_{HL1}}{s_H} = 560 \frac{1}{1,1} = 509,09(MPa)$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlim2}^0 \frac{K_{HL2}}{s_H} = 530 \frac{1}{1,1} = 481,82(MPa)$$

$$\Rightarrow [\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{509,09 + 481,82}{2} = 495,45(MPa)$$
- Ứng suất uốn cho phép :

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}^0 K_{FC}}{s_F} K_{FL}$$

Với $K_{FC} = 1$ (do quay 1 chiều), $s_F = 1,75$ – tra bảng 6.2 tài liệu (*)

$$[\sigma_{F1}] = \frac{441}{1,75} \cdot 1 = 252(MPa) \quad \text{và} \quad [\sigma_{F2}] = \frac{414}{1,75} \cdot 1 = 236,57(MPa)$$

❖ ỨNG SUẤT QUÁ TẢI CHO PHÉP:

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_{ch2} = 2,8 \cdot 450 = 1260Mpa$$

$$[\sigma_{F1}]_{\max} = 0,8\sigma_{ch1} = 0,8 \cdot 580 = 464Mpa$$

$$- [\sigma_{F2}]_{\max} = 0,8\sigma_{ch2} = 0,8 \cdot 450 = 360Mpa$$

2.2.1.3. Xác định sơ bộ khoảng cách trục:

Theo công thức (6.15a) tài liệu (*) ta có:

$$a_w = K_a (u_1 + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u_1}} = 43(4 + 1) \sqrt[3]{\frac{88\,451,83 \cdot 1,05}{0,4 \cdot 495,45^2 \cdot 4}} = 133(mm)$$

Với:

- $K_a=43$: hệ số phụ thuộc vào vật liệu cặp bánh răng và loại răng (Bảng 6.5 tài liệu (*)).
- $T_1=88\,451,83\text{Nmm}$: momen xoắn trên trục bánh chủ động.
- $\psi_{ba} = 0,4$; $\psi_{bd} = 0,53\psi_{ba}(u_1 \pm 1) = 0,53 \cdot 0,4 \cdot (4 + 1) = 1,06$
- $K_{H\beta} = 1,05$: trị số phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng. Với $\psi_{bd} = 1,06$ tra bảng 6.7 tài liệu (*).

➔ Với kết quả a_w tính được ta chọn khoảng cách trục tiêu chuẩn $a_w=160\text{mm}$.

2.2.1.4. Xác định các thông số ăn khớp:

- $m_n = (0,01 \div 0,02) a_w = 1,6 \div 3,2(mm)$, theo bảng trị số tiêu chuẩn 6.8 tài liệu (*) chọn $m_n = 2,5(mm)$

- Chọn sơ bộ góc nghiêng răng $\beta = 10^0$
- Theo (6.31) tài liệu (*) số răng bánh nhỏ:

$$z_1 = \frac{2a_w \cdot \cos(\beta)}{m_n(u+1)} = \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos(10)}{2,5 \cdot (4+1)} = 25,2 \text{ lấy } z_1=25 \text{ (răng)}$$

- Số răng bánh lớn: $z_2 = u_1 \cdot z_1 = 4 \cdot 25 = 100$ (răng)

- Do đó tỉ số truyền thực: $u_m = \frac{z_2}{z_1} = \frac{100}{25} = 4 = u_1$

- Góc nghiêng răng: $\beta = \arccos \frac{m_n(u+1)z_1}{2a_w} = \arccos \frac{2,5 \cdot (4+1) \cdot 25}{2 \cdot 160} = 12,43^0$

2.2.1.5. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:

Theo công thức (6.33) tài liệu (*) ứng suất tiếp xúc trên mặt răng làm việc:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u_m + 1)}{b_w u}}$$

Trong đó:

- $Z_M=274 \text{ Mpa}^{1/3}$: hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp (Bảng 6.5 tài liệu (*)).
- Z_H : hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc: Theo công thức (6.34) tài liệu (*)

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \cos 11,67^\circ}{\sin(2.20,44^\circ)}} = 1,73$$

Với: β_b : góc nghiêng răng trên hình trụ cơ sở

$$\beta_b = \text{acrtg}[\cos(\alpha_t) \cdot \text{tg} \beta] = \text{acrtg}[\cos(20,44^\circ) \cdot \text{tg} 12,43^\circ] = 11,67^\circ \text{ với bánh răng}$$

$$\text{nghiêng không dịch chỉnh} \quad \alpha_t = \alpha_{tw} = \text{acrtg}\left[\frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta}\right] = \text{acrtg}\left[\frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 12,43^\circ}\right] = 20,44^\circ$$

(với α_t là góc profin răng và α_{tw} là góc ăn khớp)

- Z_ε : Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, xác định như sau:
- Hệ số trùng khớp dọc:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin(\beta)}{\pi m} = \frac{a_w \cdot \psi_{ba} \cdot \sin(\beta)}{\pi m} = \frac{160 \cdot 0,4 \cdot \sin(12,43^\circ)}{\pi \cdot 2,5} = 1,75 > 1$$

- Hệ số trùng khớp ngang:

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cdot \cos \beta = [1,88 - 3,2(\frac{1}{25} + \frac{1}{100})] \cdot \cos(12,43^\circ) = 1,68$$

- Do đó theo công thức (6.36c) tài liệu (*): $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,68}} = 0,77$

- K_H - hệ số tải trọng khi tính tiếp xúc: Theo CT (6.39) tài liệu (*):

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$$

- $K_{H\beta} = 1,05$: hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng.

- Theo (6.40) tài liệu (*), vận tốc vòng của bánh chủ động:

$$v = \frac{\pi d_{w1} \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 64 \cdot 355}{60000} = 1.19 \text{ (m / s)}$$

Trong đó đường kính vòng lăn bánh

$$\text{chủ động } d_{w1} = \frac{2a_w}{u_m + 1} = \frac{2 \cdot 160}{4 + 1} = 64 \text{ (mm)}$$

- Với $v = 1.19 \text{ (m/s)} < 2.5 \text{ (m/s)}$ theo bảng 6.13 tài liệu (*) dùng cấp chính xác 9 ta chọn $K_{H\alpha} = 1.13$.

- Theo ct (6.42) tài liệu (*), ta có:

$$v_H = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{a_w / u_m} = 0.002 \cdot 73 \cdot 1.19 \cdot \sqrt{160 / 4} = 1.1 \text{ với } \delta_H = 0.002$$

: hệ số kể đến ảnh hưởng của các sai số ăn khớp (bảng 6.15 tài liệu (*)); $g_0 = 73$: hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch bước răng bánh 1 và 2 (bảng 6.16 tài liệu (*)).

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H \cdot b_w \cdot d_{w1}}{2 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 1 + \frac{1.1 \cdot 64 \cdot 64}{2.88 \cdot 451.83 \cdot 1.05 \cdot 1.13} = 1.02$$

- Vậy $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1.05 \cdot 1.13 \cdot 1.02 = 1.21$

- Đường kính vòng lăn bánh nhỏ: $d_{w1} = \frac{2a_w}{u_m + 1} = \frac{2 \cdot 160}{4 + 1} = 64 \text{ mm}$

- Bề rộng vành răng : $b_w = a_w \cdot \psi_{ba} = 0.4 \cdot 160 = 64 \text{ (mm)}$

$$\begin{aligned} \sigma_H &= \frac{Z_M Z_H Z_\epsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_2 K_H (u_m + 1)}{b_w u_m}} \\ &= \frac{274.1 \cdot 73.0.77}{64} \sqrt{\frac{2.88 \cdot 451.83 \cdot 1.21 \cdot (4 + 1)}{64 \cdot 4}} = 368.75 \text{ MPa (1)} \end{aligned}$$

- ❖ Theo (6.1) với $v = 1.04 \text{ (m/s)} < 5 \text{ (m/s)}$, $Z_v = 1$, với cấp chính xác động học là 9, chọn cấp chính xác về mặt tiếp xúc là 8, khi đó cần gia công độ nhám $R_a = 2.5 \mu\text{m}$ do đó $Z_R = 0.95$; với vòng đỉnh bánh răng $d_a < 700 \text{ mm}$, $K_{xH} = 1$, do đó theo (6.1) và (6.1a) tài liệu (*):

$$[\sigma_H]_{cx} = [\sigma_H] \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot K_{xH} = 495.5 \cdot 1 \cdot 0.95 \cdot 1 = 470.7 \text{ Mpa (2)}$$

Như vậy từ (1) và (2) ta có: $\sigma_H < [\sigma_H]$, cặp bánh răng đảm bảo độ bền tiếp xúc.

2.2.1.6. Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn:

- Điều kiện bền uốn
$$\sigma_F = \frac{2T_2 Y_{F1} F_t K_F Y_\varepsilon Y_\beta}{b_w d_{w1} m_n} \leq [\sigma_F]$$

➤ Xác định số răng tương đương:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{\cos^3 12,43^\circ} = 27 \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{100}{\cos^3 12,43^\circ} = 107$$

➤ Theo bảng 6.7 tài liệu (*), $K_{F\beta} = 1,16$; theo bảng 6.14 với $v = 1,19 \text{ (m/s)} < 2,5 \text{ (m/s)}$ và cấp chính xác 9, $K_{F\alpha} = 1,37$, theo (6.47) tài liệu (*) hệ số

$$v_F = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{a_w / u_m} = 0,006.73.1,19 \cdot \sqrt{160 / 4} = 3,29 \text{ (trong đó } \delta_F = 0,006 \text{ theo bảng 6.15; } g_0 = 73 \text{ theo bảng 6.16. Do đó theo (6.46))}$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F \cdot b_w \cdot d_{w1}}{2.T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} = 1 + \frac{3,29.64.64}{2.88.451.83.1.16.1.37} = 1,04$$

$$\text{Vậy } K_F = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,16.1,37.1,04 = 1,65$$

➤ Hệ số dạng răng Y_F theo bảng 6.18 tài liệu (*)

- Đối với bánh dẫn: $Y_{F1} = 4$

- Đối với bánh bị dẫn: $Y_{F2} = 3,6$

➤ $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,68} = 0,6$: hệ số kể đến sự trùng khớp của răng.

➤ $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140} = 1 - \frac{12,43^0}{140} = 0,91$: hệ số kể đến độ nghiêng của răng.

➤ Với $m = 2,5 \text{ mm}$, $Y_s = 1,08 - 0,0695 \ln(2,5) = 1,022$; $Y_R = 1$ (bánh răng phay); $K_{x_F} = 1$ ($d_a < 400 \text{ mm}$), do đó theo (6.2) và (6.2a) tài liệu (*):

➤ $[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F1}] \cdot Y_R \cdot Y_s \cdot K_{x_F} = 252.1.1,022.1 = 257,5 \text{ Mpa}$

➤ $[\sigma_{F2}] = [\sigma_{F2}] \cdot Y_R \cdot Y_s \cdot K_{x_F} = 236,57.1.1,022.1 = 241,77 \text{ Mpa}$

➤ Độ bền uốn tại chân răng:

-

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_2 Y_{F1} K_F Y_\varepsilon Y_\beta}{b_w d_{w1} m_n} = \frac{2.88451,83.1,65.4.0,6.0,91}{64.64.2,5} = 62,25 \text{ Mpa} < [\sigma_{F1}] = 257,5 \text{ MPa}$$

-

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 62,25 \cdot \frac{3,6}{4} = 56 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}] = 241,77 \text{ MPa}$$

2.2.1.7. Kiểm nghiệm răng về quá tải:

Với hệ số quá tải: $K_{qt} = T_{\max}/T = 1$

- Theo (6.48) tài liệu (*) ứng suất tiếp quá tải:

$$\sigma_{H \max} = [\sigma_H] \cdot \sqrt{K_{qt}} = 368,75 \cdot \sqrt{1} = 368,75 \text{ MPa} < [\sigma_H]_{\max} = 1260 \text{ MPa}$$

- Theo (6.49) tài liệu (*):

$$\sigma_{F1 \max} = \sigma_{F1} \cdot K_{qt} = 62,25 \cdot 1 = 62,25 < [\sigma_{F1}]_{\max} = 464 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_{F1} \cdot K_{qt} = 56 \cdot 1 = 56 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}]_{\max} = 360 \text{ MPa}$$

2.2.1.8. Bảng thông số và kích thước bộ truyền:

Thông số	Giá trị	
Khoảng cách trục	$a_{w2} = 160 \text{ mm}$	
Modul pháp	$m_n = 2,5 \text{ mm}$	
Chiều rộng vành răng	$b_{w3} = 64 + 5 = 69$ và $b_{w4} = 64$	
Tỷ số truyền	$u_m = 4$	
Góc nghiêng răng	$\beta = 12,43$	
Số răng bánh răng	$z_1 = 25$	$z_2 = 100$
Hệ số dịch chỉnh	$x_1 = 0$	$x_2 = 0$
Đường kính vòng chia	$d_1 = m \cdot z_1 / \cos \beta = 64$	$d_2 = 256$
Đường kính đỉnh răng	$d_{a1} = d_1 + 2m = 69$	$d_{a2} = 261$
Đường kính đáy răng	$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 57,75$	$d_{f2} = 249,75$
Góc profin răng	$\alpha_t = 20,44^\circ$	
Góc ăn khớp	$\alpha_w = 20,44^\circ$	

2.2.2. Cặp bánh răng trụ răng nghiêng cấp nhanh:

2.2.2.1. Chọn vật liệu:

Do bộ truyền có tải trọng trung bình, không có yêu cầu gì đặc biệt. Theo bảng 6.1 tài liệu (*) ta chọn vật liệu cặp bánh răng như sau:

- Bánh chủ động: thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn HB₂₄₁...285 có $\sigma_{b1}=850\text{Mpa}$, $\sigma_{ch1}=580\text{Mpa}$, ta chọn độ rắn bánh nhỏ HB₁=245HB.
- Bánh bị động: thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn HB₁₉₂...240 có $\sigma_{b2}=750\text{Mpa}$, $\sigma_{ch1}=450\text{Mpa}$, ta chọn độ rắn bánh nhỏ HB₂=230HB.

2.2.2.2. Xác định ứng suất cho phép:

- Số chu kì làm việc cơ sở:
 - $N_{HO1} = 30HB_1^{2,4} = 30.260^{2,4} = 1,87.10^7$ (chu kì)
 - $N_{HO2} = 30HB_2^{2,4} = 30.230^{2,4} = 1,40.10^7$ (chu kì)
 - $N_{FO1} = N_{FO2} = 4.10^6$ (chu kì)
 - Tuổi thọ: $L_h = 5.250.2.8 = 20000$ (giờ)
- Số chu kì làm việc tương đương, xác định theo sơ đồ tải trọng

$$N_{HE1} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m_H/2} n_i t_i$$

$$= 60 \cdot 1 \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^3 \frac{60}{60+12} + \left(\frac{0,82T}{T} \right)^3 \frac{12}{60+12} \right] \cdot 355 \cdot 20000$$

$$= 39,41.10^7 \text{ (chu kì)}$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u} = \frac{39,41.10^7}{4} = 9,85.10^7 \text{ (chu kì)}$$

$$N_{FE1} = 60c \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{m_H} n_i t_i$$

$$= 60 \cdot 1 \cdot \left[\left(\frac{T}{T} \right)^6 \frac{60}{60+12} + \left(\frac{0,82T}{T} \right)^6 \frac{12}{60+12} \right] \cdot 355 \cdot 20000$$

$$= 37,66 \cdot 10^7 \text{ (chu kì)}$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u} = \frac{37,66 \cdot 10^7}{4} = 9,41 \cdot 10^7 \text{ (chu kì)}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} N_{HE1} > N_{HO1} \\ N_{HE2} > N_{HO2} \\ N_{FE1} > N_{FO1} \\ N_{FE2} > N_{FO2} \end{array} \right. \quad N_{HE} = N_{HO}$$

- Ta thấy nên chọn để tính toán.

$$\text{- Suy ra } K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$$

❖ ỨNG SUẤT CHO PHÉP:

Theo bảng 6.2 tài liệu (*) với thép 45, tôi cải thiện:

- Giới hạn mỏi tiếp xúc: $\sigma_{Hlim}^0 = 2HB + 70$; $S_H = 1,1$
 - Bánh chủ động: $\sigma_{Hlim1}^0 = 2HB_1 + 70 = 2.245 + 70 = 560 \text{ MPa}$
 - Bánh bị động: $\sigma_{Hlim2}^0 = 2HB_2 + 70 = 2.230 + 70 = 530 \text{ MPa}$
- Giới hạn mỏi uốn: $\sigma_{Flim}^0 = 1,8HB$
 - Bánh chủ động: $\sigma_{Flim1}^0 = 1,8HB_1 = 1,8 \cdot 245 = 441 \text{ (MPa)}$
 - Bánh bị động: $\sigma_{Flim2}^0 = 1,8HB_2 = 1,8 \cdot 230 = 414 \text{ (MPa)}$
- Ứng suất tiếp xúc cho phép :

$$\text{- Tính toán sơ bộ : } [\sigma_H] = \sigma_{Hlim}^0 \frac{0,9K_{HL}}{S_H} \quad \text{với } S_H = 1,1 \quad (\text{Thép 45 tôi cải thiện}) \text{ nên}$$

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{Hlim1}^0 \frac{K_{HL1}}{S_H} = 560 \frac{1}{1,1} = 509,09 \text{ (MPa)}$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{Hlim2}^0 \frac{K_{HL2}}{S_H} = 530 \frac{1}{1,1} = 481,82 \text{ (MPa)}$$

$$\Rightarrow [\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{509,09 + 481,82}{2} = 495,45 \text{ (MPa)}$$

• **Ứng suất uốn cho phép :**

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim} K_{FC}}{S_F} K_{FL}$$

Với $K_{FC} = 1$ (do quay 1 chiều), $S_F = 1,75$ – tra bảng 6.2 tài liệu (*)

$$[\sigma_{F1}] = \frac{441}{1,75} \cdot 1 = 252 \text{ (MPa)} \quad \text{và} \quad [\sigma_{F2}] = \frac{414}{1,75} \cdot 1 = 236,57 \text{ (MPa)}$$

❖ **ỨNG SUẤT QUÁ TẢI CHO PHÉP:**

$$[\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_{ch2} = 2,8 \cdot 450 = 1260 \text{ Mpa}$$

$$[\sigma_{F1}]_{\max} = 0,8\sigma_{ch1} = 0,8 \cdot 580 = 464 \text{ Mpa}$$

$$[\sigma_{F2}]_{\max} = 0,8\sigma_{ch2} = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ Mpa}$$

2.2.2.3. Xác định sơ bộ khoảng cách trục:

Vì đây là hộp giảm tốc 2 cấp đồng trục nên $a_{w1} = a_{w2} = 160 \text{ Mmm}$

$$\Rightarrow \psi_{ba} = 0,28, \psi_{bd} = 0,53 \psi_{ba} (u_1 \pm 1) = 0,53 \cdot 0,28 \cdot (4 + 1) = 0.74$$

$\Rightarrow K_{H\beta} = 1,04$:trị số phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng. Với $\psi_{bd} = 1,06$ tra bảng 6.7 tài liệu (*).

2.2.2.4. Xác định các thông số ăn khớp:

- $m_n = (0,01 \div 0,02) a_w = 1,6 \div 3,2 \text{ (mm)}$, theo bảng trị số tiêu chuẩn 6.8 tài liệu (*)

chọn **$m_n = 2,5 \text{ (mm)}$**

- Chọn sơ bộ góc nghiêng răng $\beta = 10^0$
- Theo (6.31) tài liệu (*) số răng bánh nhỏ:

$$z_1 = \frac{2a_w \cdot \cos(\beta)}{m_n (u + 1)} = \frac{2 \cdot 140 \cdot \cos(10)}{2,5 \cdot (4 + 1)} = 25,2 \quad \text{lấy } z_1 = 25 \text{ (răng)}$$

- Số răng bánh lớn: $z_2 = u_1 \cdot z_1 = 4 \cdot 25 = 100 \text{ (răng)}$

- Do đó tỉ số truyền thực : $u_m = \frac{z_2}{z_1} = \frac{88}{22} = 4 = u_1$
- Góc nghiêng răng: $\beta = \arccos \frac{m_n(u+1)z_1}{2a_w} = \arccos \frac{2,5 \cdot (4+1) \cdot 25}{2 \cdot 160} = 12,43^\circ$

2.2.2.5. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:

Theo công thức (6.33) tài liệu (*) ứng suất tiếp xúc trên mặt răng làm việc:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u_m + 1)}{b_w u}}$$

Trong đó:

- $Z_M = 274 \text{ Mpa}^{1/3}$: hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp (Bảng 6.5 tài liệu (*)).
- Z_H : hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc: Theo công thức (6.34) tài liệu (*)

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2 \cos 11,67^\circ}{\sin(2 \cdot 20,44^\circ)}} = 1,73$$

Với: β_b : góc nghiêng răng trên hình trụ cơ sở

$$\beta_b = \text{acrtg}[\cos(\alpha_t) \cdot \text{tg} \beta] = \text{acrtg}[\cos(20,44^\circ) \cdot \text{tg} 12,43^\circ] = 11,67^\circ \text{ với bánh răng nghiêng}$$

không dịch chỉnh $\alpha_t = \alpha_{tw} = \text{acrtg}[\frac{\text{tg} \alpha}{\cos \beta}] = \text{acrtg}[\frac{\text{tg} 20^\circ}{\cos 12,43^\circ}] = 20,44^\circ$ (với α_t là góc profin răng và α_{tw} là góc ăn khớp)

- Z_ε : Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, xác định như sau:
- Hệ số trùng khớp dọc:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin(\beta)}{\pi m} = \frac{a_w \cdot \psi_{ba} \cdot \sin(\beta)}{\pi m} = \frac{160 \cdot 0,28 \cdot \sin(12,43^\circ)}{\pi \cdot 2,5} = 1,23 > 1$$

- Hệ số trùng khớp ngang:

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})] \cdot \cos \beta = [1,88 - 3,2(\frac{1}{25} + \frac{1}{100})] \cdot \cos(12,43^\circ) = 1,68$$

- Do đó theo công thức (6.36c) tài liệu (*): $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,68}} = 0,77$
- K_H - hệ số tải trọng khi tính tiếp xúc: Theo CT (6.39) tài liệu (*):

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$$
- $K_{H\beta} = 1,04$: hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng.
- Theo (6.40) tài liệu (*), vận tốc vòng của bánh chủ động:

$$v = \frac{\pi d_{w1} \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 64 \cdot 1420}{60000} = 4,76 \text{ (m / s)}$$

. Trong đó đường kính vòng lăn bánh chủ động $d_{w1} = \frac{2a_w}{u_m + 1} = \frac{2 \cdot 160}{4 + 1} = 64 \text{ (mm)}$.
- Với $2,5 \text{ (m/s)} < v = 4,76 \text{ (m/s)} < 5 \text{ (m/s)}$ theo bảng 6.13 tài liệu (*) dùng cấp chính xác 8 ta chọn $K_{H\alpha} = 1,09$.
- Theo ct (6.42) tài liệu (*), ta có:

$$v_H = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{a_w / u_m} = 0,002 \cdot 73 \cdot 4,76 \cdot \sqrt{160 / 4} = 4,39$$

với $\delta_H = 0,002$: hệ số kể đến ảnh hưởng của các sai số ăn khớp (bảng 6.15 tài liệu (*)); $g_0 = 73$: hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch bước răng bánh 1 và 2 (bảng 6.16 tài liệu (*)).
- $$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H \cdot b_w \cdot d_{w1}}{2 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 1 + \frac{4,39 \cdot 45 \cdot 64}{2 \cdot 22792 \cdot 1,04 \cdot 1,09} = 1,24$$
- Vậy $K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,04 \cdot 1,09 \cdot 1,24 = 1,4$
- Đường kính vòng lăn bánh nhỏ: $d_{w1} = \frac{2a_w}{u_m + 1} = \frac{2 \cdot 160}{4 + 1} = 64 \text{ mm}$
- Bề rộng vành răng: $b_w = a_w \cdot \psi_{ba} = 0,28 \cdot 160 = 45 \text{ (mm)}$

$$\begin{aligned}\sigma_H &= \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2T_2 K_H (u_m + 1)}{b_w u_m}} \\ &= \frac{274.1, 73.0, 77}{64} \sqrt{\frac{2.22792, 22.1, 4. (4 + 1)}{45.4}} = 240 \text{ MPa} \quad (1)\end{aligned}$$

- ❖ Theo (6.1) với $v=1.04 \text{ (m/s)} < 5 \text{ (m/s)}$, $Z_v=1$, với cấp chính xác động học là 9, chọn cấp chính xác về mức tiếp xúc là 8, khi đó cần gia công độ nhám $R_a=2,5\mu\text{m}$ do đó $Z_R=0,95$; với vòng đỉnh bánh răng $d_a < 700\text{mm}$, $K_{xH}=1$, do đó theo (6.1) và (6.1a) tài liệu (*):

$$[\sigma_H]_{cx} = [\sigma_H] \cdot Z_V Z_R K_{xH} = 495,5 \cdot 1,0,95 \cdot 1 = 470,7 \text{ Mpa} \quad (2)$$

Như vậy từ (1) và (2) ta có: $\sigma_H < [\sigma_H]$, cặp bánh răng đảm bảo độ bền tiếp xúc.

2.2.2.6. Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn:

- Điều kiện bền uốn
$$\sigma_F = \frac{2T_2 Y_{F1} F_t K_F Y_\varepsilon Y_\beta}{b_w d_{w1} m_n} \leq [\sigma_F]$$

- Xác định số răng tương đương:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{\cos^3 12,43^\circ} = 27 \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{100}{\cos^3 12,43^\circ} = 107$$

- Theo bảng 6.7 tài liệu (*), $K_{F\beta} = 1,11$; theo bảng 6.14 với $v=4,76 \text{ (m/s)} < 5 \text{ (m/s)}$ và cấp chính xác 8, $K_{F\alpha} = 1,27$, theo (6.47) tài liệu (*) hệ số

$$v_F = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{a_w / u_m} = 0,006 \cdot 73 \cdot 4,76 \cdot \sqrt{160 / 4} = 13,18 \quad (\text{trong đó } \delta_F = 0,006 \text{ theo bảng 6.15; } g_0=73 \text{ theo bảng 6.16. Do đó theo (6.46)})$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F \cdot b_w \cdot d_{w1}}{2 \cdot T_2 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} = 1 + \frac{13,18 \cdot 45.64}{2.22792, 22.1, 11.1, 27} = 1,59$$

$$\text{Vậy } K_F = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{HV} = 1,11 \cdot 1,27 \cdot 1,49 = 2,1$$

- Hệ số dạng răng Y_F theo bảng 6.18 tài liệu (*)

- Đối với bánh dẫn: $Y_{F1} = 4$

- Đối với bánh bị dẫn: $Y_{F2} = 3,6$

- $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,68} = 0,6$: hệ số kể đến sự trùng khớp của răng.
- $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140} = 1 - \frac{12,43^0}{140} = 0,91$: hệ số kể đến độ nghiêng của răng.
- Với $m=2.5$ mm, $Y_s=1,08 - 0,0695\ln(2,5)=1,022$; $Y_R=1$ (bánh răng phay); $K_{xF}=1$ ($d_a < 400$ mm), do đó theo (6.2) và (6.2a) tài liệu (*):
- $[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F1}] \cdot Y_R \cdot Y_s \cdot K_{xF} = 252 \cdot 1 \cdot 1,022 \cdot 1 = 257,5 \text{ MPa}$
- $[\sigma_{F2}] = [\sigma_{F2}] \cdot Y_R \cdot Y_s \cdot K_{xF} = 236,57 \cdot 1 \cdot 1,022 \cdot 1 = 241,77 \text{ MPa}$
- Độ bền uốn tại chân răng:
 - $\sigma_{F1} = \frac{2T_1 Y_{F1} K_F Y_\varepsilon Y_\beta}{b_w d_{w1} m_n} = \frac{2.22792,22 \cdot 2,1 \cdot 4 \cdot 0,6 \cdot 0,91}{45 \cdot 64 \cdot 2,5} = 29 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}] = 257,5 \text{ MPa}$
 - $\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{F2}}{Y_{F1}} = 29 \cdot \frac{3,6}{4} = 26,1 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}] = 241,77 \text{ MPa}$

2.2.2.7. Kiểm nghiệm răng về quá tải:

Với hệ số quá tải: $K_{qt} = T_{\max}/T = 1$

- Theo (6.48) tài liệu (*) ứng suất tiếp quá tải:

$$\sigma_{H\max} = [\sigma_H] \cdot \sqrt{K_{qt}} = 240 \cdot \sqrt{1} = 240 \text{ MPa} < [\sigma_H]_{\max} = 1260 \text{ MPa}$$
- Theo (6.49) tài liệu (*):
 - $\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} \cdot K_{qt} = 29 \cdot 1 = 29 < [\sigma_{F1}]_{\max} = 464 \text{ MPa}$
 - $\sigma_{F2\max} = \sigma_{F1} \cdot K_{qt} = 26,1 \cdot 1 = 26,1 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}]_{\max} = 360 \text{ MPa}$

2.2.2.8. Bảng thông số và kích thước bộ truyền:

Thông số	Gía trị
Khoảng cách trục	$a_{w1}=160\text{mm}$
Modul pháp	$m=2,5\text{mm}$
Chiều rộng vành răng	$b_{w1}=45+5=50$ và $b_{w2}=45$
Tỷ số truyền	$u_m=4$
Góc nghiêng răng	$\beta=12,43$

Số răng bánh răng	$z_1=25$	$z_2=100$
Hệ số dịch chỉnh	$x_1=0$	$x_2=0$
Đường kính vòng chia	$d_1=m.z_1/\cos\beta=64$	$d_2=256$
Đường kính đỉnh răng	$d_{a1}=d_1+2m=69$	$d_{a2}=261$
Đường kính đáy răng	$d_{f1}=d_1-2,5m=57,75$	$d_{f2}=249,75$
Góc profin răng	$\alpha_t = 20,44^0$	
Góc ăn khớp	$\alpha_w = 20,44^0$	

2.3. THIẾT KẾ TRỤC - CHỌN THEN:

Thông số thiết kế: Moment xoắn trên các trục:

- Trục I : $T_1=22792,22$ Nmm
- Trục II : $T_2=88451,83$ Nmm
- Trục III : $T_3=343261,97$ Nmm

Qui ước các kí hiệu:

- k : số thứ tự của trục trong hộp giảm tốc
- i : số thứ tự của tiết diện trục trên đó lắp các chi tiết có tham gia truyền tải trọng
- $i = 0$ và 1 : các tiết diện trục lắp ổ
- $i = 2..s$: với s là số chi tiết quay
- l_{k1} : khoảng cách trục giữa các gối đỡ 0 và 1 trên trục thứ k
- l_{ki} : khoảng cách từ gối đỡ 0 đến tiết diện thứ i trên trục thứ k
- l_{mki} : chiều dài mayo của chi tiết quay thứ i (lắp trên tiết diện i) trên trục .
- l_{cki} : khoảng công-xôn trên trục thứ k , tính từ chi tiết thứ i ở ngoài hộp giảm tốc đến gối đỡ.
- b_{ki} : chiều rộng vành bánh răng thứ i trên trục k .

2.3.1. Chọn vật liệu và xác định sơ bộ đường kính trục:

Thép 45 có $\sigma_b = 600MPa$, ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 12 \div 20MPa$

➤ Xác định sơ bộ đường kính trục thứ k :
$$d_k = \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau]}}$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{22792,22}{0,2 \cdot (12 \div 20)}} = (17,9 \div 21,2)(mm)$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{88451,83}{0,2 \cdot (12 \div 20)}} = (28 \div 33,3)(mm)$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{343261,97}{0,2 \cdot (12 \div 20)}} = (44 \div 52,3)(mm)$$

- Tra bảng 10.2 tài liệu (*) ta chọn sơ bộ đường kính trục và bề rộng ổ lăn theo tiêu chuẩn :

Vì trục I nối với động cơ qua khớp nối nên đường kính sơ bộ của trục I phải là

$$d_1 = (0,8 \div 1,2) \cdot d_{dc} = (0,8 \div 1,2) \cdot 28 = (22,4 \div 33,6)(mm) \text{ nên ta chọn } d_1 = 25mm$$

$$\text{Trục I : } d_1 = 25(mm); b_1 = 17(mm)$$

$$\text{Trục II : } d_2 = 30(mm); b_2 = 19(mm)$$

$$\text{Trục III: } d_2 = 45(mm); b_2 = 25(mm)$$

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

- $k_1 = 10(mm)$: khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay.
- $k_2 = 8(mm)$: khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp.
- $k_3 = 10(mm)$: khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ
- $h_n = 15(mm)$: chiều cao nắp ổ và đầu bu-lông

2.3.2.1. Trục I:

➤ $l_{12} = -l_{c12} = 0,5(l_{m12} + b_0) + k_3 + h_n = 0,5(45 + 19) + 10 + 15 = 57(mm)$

Với $l_{m12} = (1,4 \div 2,5)d_1 = (35 \div 62,5) = 45mm$: chiều dài nửa khớp nối

$b_0 = 19mm$: chiều rộng ổ lăn với $d_2 = 30mm$

$$\triangleright l_{13} = 0,5(l_{m13} + b_0) + k_1 + k_2 = 0,5(50 + 19) + 10 + 8 = 52,5(mm)$$

Với $l_{m13} = (1,2 \div 1,5)d_1 = (30 \div 37,5)(mm)$ nhưng do chiều rộng bánh răng là $b_{w1}=50mm$ nên tối thiểu ta phải chọn $l_{m13}=b_w=50mm$: chiều dài mayo bánh răng trụ.

$$\triangleright l_{11} = 2.l_{13} = 2.52,5 = 105(mm)$$

2.3.2.2. Trục III:

$\triangleright$ Chọn sơ bộ chiều dài mayo bánh răng:

$$l_{m32} = (1,2 \div 1,5).d_3 = (1,2 \div 1,5).45 = (54 \div 67,5) = 65(mm)$$

$\triangleright$ Chiều dài mayo bánh xích:

$$l_{m33} = (1,2 \div 1,5).d_3 = (1,2 \div 1,5).45 = (54 \div 67,5) = 65(mm)$$

$$\triangleright l_{32} = 0,5(l_{m32} + b_0) + k_1 + k_2 = 0,5(65 + 19) + 10 + 8 = 60(mm)$$

$$\triangleright l_{31} = 2.l_{32} = 2.60 = 120(mm)$$

$$\triangleright l_{33} = l_{31} + l_{c33} = 120 + 67 = 187(mm)$$

$$\triangleright l_{c33} = 0,5(l_{m33} + b_0) + k_3 + h_n = 0,5(65 + 19) + 10 + 15 = 67(mm)$$

2.3.2.3. Trục II:

$\triangleright$ Chọn sơ bộ chiều dài mayo bánh răng trụ:

$$l_{m22} = (1,2 \div 1,5)d_2 = (1,2 \div 1,5).30 = (36 \div 45) = 45(mm)$$

$$\triangleright l_{22} = 0,5(l_{m22} + b_0) + l_4 + k_2 = 0,5(45 + 19) + 10 + 8 = 50(mm) \text{ với } l_4=10mm$$

$$\triangleright l_{23} = l_{11} + l_{32} + k_1 + b_0 = 105 + 60 + 10 + 19 = 194(mm)$$

$$\triangleright l_{21} = l_{23} + l_{32} = 194 + 60 = 254(mm)$$

$$\triangleright b_{23} = b_{w2} = 69(mm)$$

2.3.3. Phân tích lực tác dụng lên bộ truyền:

$\triangleright$ Cặp bánh răng cặp nhanh:

$$\text{- Lực vòng: } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2.22792,22}{64} = 712,26 N$$

$$- \text{ Lực hướng tâm: } F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta} = \frac{712,26 \cdot \operatorname{tg} 20,44}{\cos 12,43} = 271,8 \text{ N}$$

$$- \text{ Lực dọc trục: } F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 712,26 \cdot \operatorname{tg} 12,43 = 157 \text{ N}$$

➤ **Cặp bánh răng cặp chậm:**

$$- \text{ Lực vòng: } F_{t3} = F_{t4} = \frac{2T_2}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 88451,83}{64} = 2764,12 \text{ N}$$

$$- \text{ Lực hướng tâm: } F_{r3} = F_{r4} = \frac{F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{\cos \beta} = \frac{2764,12 \cdot \operatorname{tg} 20,44}{\cos 12,43} = 1054,89 \text{ N}$$

$$- \text{ Lực dọc trục: } F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta = 2764,12 \cdot \operatorname{tg} 12,43 = 609,25 \text{ N}$$

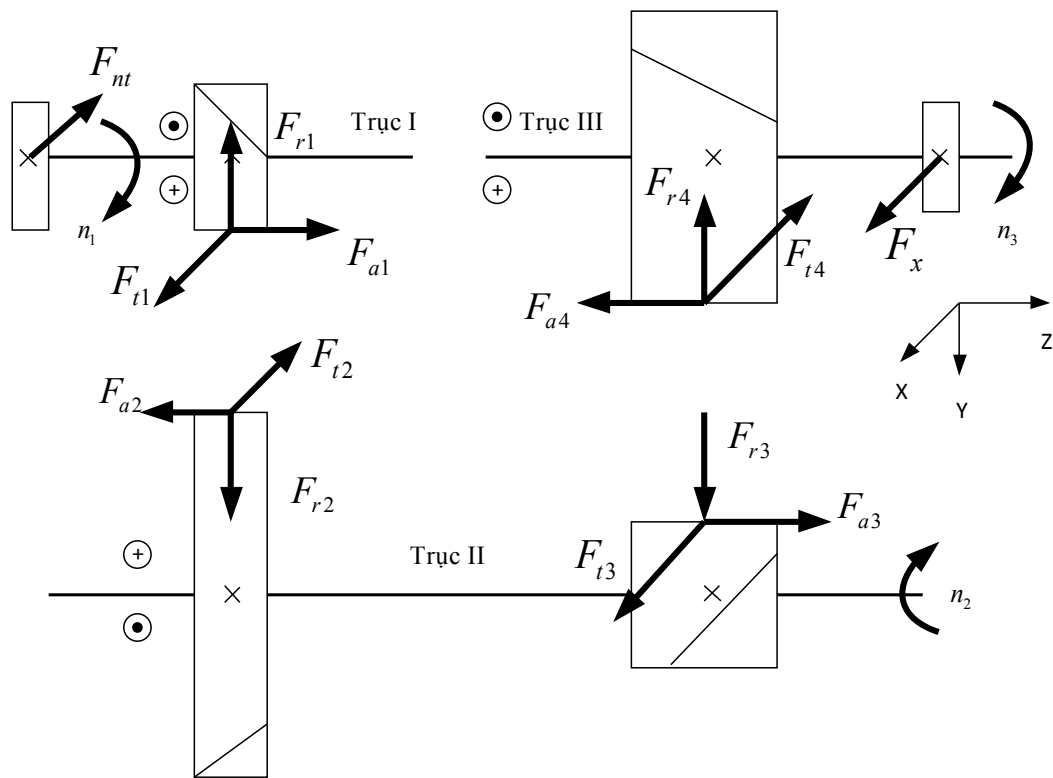
➤ **Lực do bộ truyền ngoài:**

- Lực nổi trục:

$$F_{nt} = (0,2 \div 0,3) \cdot \frac{2T_{dc}}{D_0} = (0,2 \div 0,3) \cdot \frac{2 \cdot 23256,27}{71} = (65,5 \div 98,3) \text{ N} \quad \text{ta chọn}$$

$$F_{nt} = 100 \text{ N}$$

$$- \text{ Lực bộ truyền xích: } F_x = F_r^x = 2893,2 \text{ N}$$

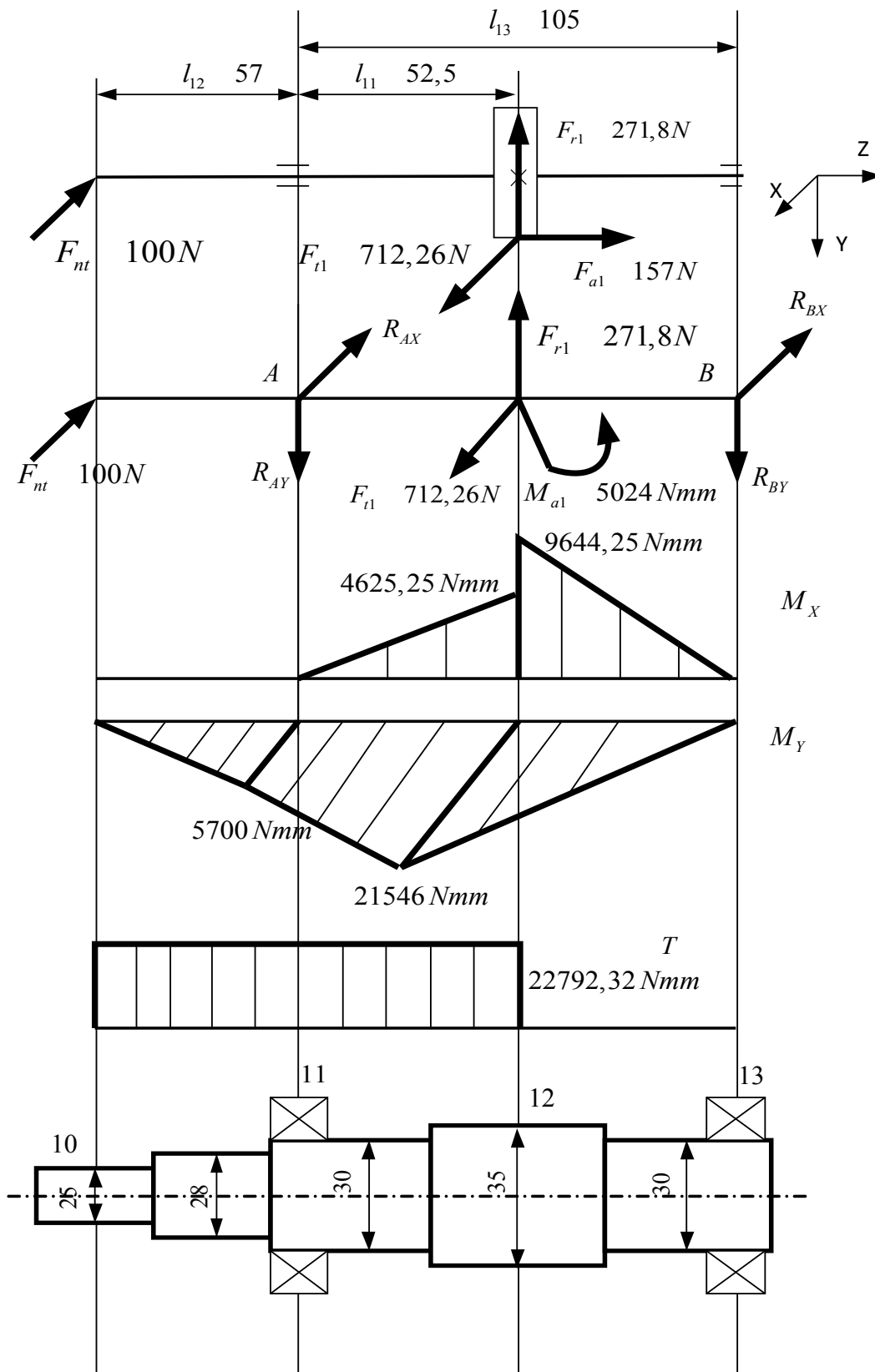


2.3.4. Xác định lực tác dụng lên trục, đường kính các đoạn trục:

2.3.4.1. Trục I:

➤ Tìm phản lực tại các gối đỡ: với $M_l = F_{a1} \cdot d_{w1}/2 = 5024 \text{ Nmm}$

$$\begin{cases} \sum F_X = 0 \Leftrightarrow R_{AX} + R_{BX} + F_{nt} - F_{t1} = 0 \\ \sum F_Y = 0 \Leftrightarrow R_{Ay} + R_{By} - F_{R1} = 0 \\ \sum M_{X/A} = 0 \Leftrightarrow F_{R1} \cdot 52.5 + M_l - R_{By} \cdot 105 = 0 \\ \sum M_{Y/A} = 0 \Leftrightarrow F_{nt} \cdot 100 + F_{t1} \cdot 52.5 - R_{BX} \cdot 105 = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} R_{AX} = 201,86 \text{ N} \\ R_{AY} = 88,1 \text{ N} \\ R_{BX} = 410,4 \text{ N} \\ R_{BY} = 183,7 \text{ N} \end{cases}$$



➤ **Đường kính các đoạn trục:**

Theo bảng 10.5 tài liệu (*) với $d_1=25\text{mm} \Rightarrow [\sigma]=65\text{MPa}$

$$M_{10}^{td} = \sqrt{M_{X/10}^2 + M_{Y/10}^2 + 0,75.T_{10}^2} = 19738,73 \text{ Nmm}$$

$$M_{11}^{td} = \sqrt{M_{X/11}^2 + M_{Y/11}^2 + 0,75.T_{11}^2} = 20545,25 \text{ Nmm}$$

$$M_{12}^{td} = \sqrt{M_{X/12}^2 + M_{Y/12}^2 + 0,75.T_{12}^2} = 30771,1 \text{ Nmm}$$

$$M_{13}^{td} = 0$$

$$d_{10} > \sqrt[3]{\frac{M_{10}^{td}}{0,1.[\sigma]}} = 14,48 \text{ mm}; \quad d_{11} > 14,66 \text{ mm} \quad d_{12} > 16,8 \text{ mm}$$

Tuy nhiên do trục vào hộp giảm tốc nối với trục động cơ 4A100L có đường kính $d_{dc}=28\text{mm}$ nên ta chọn $d_{10}=(0,8..1,2).d_{dc}=25\text{mm}$.

Do đó theo kết cấu ta chọn: $d_{10} = 25 \text{ mm}; d_{11} = d_{13} = 25 \text{ mm}; d_{12} = 35 \text{ mm}$

2.3.4.2. Trục II:

➤ **Tìm phản lực tại các gối đỡ:**

- Moment do lực F_{a2} và F_{a3} gây ra:

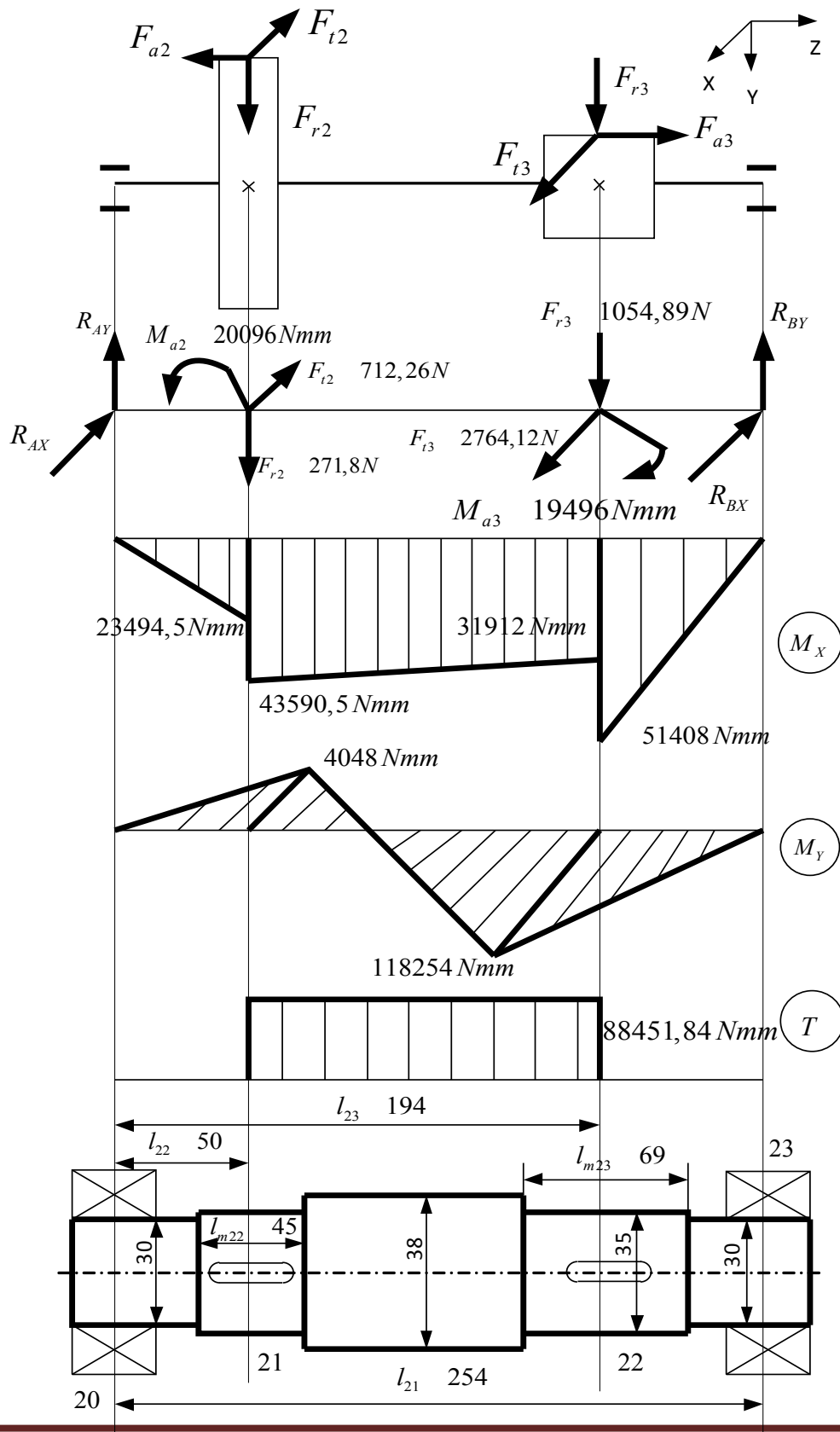
$$M_{a2} = F_{a2}.d_{w2} / 2 = 157 \times 256 / 2 = 20096 \text{ Nmm}$$

$$M_{a3} = F_{a3}.d_{w3} / 2 = 609,25 \times 64 / 2 = 19496 \text{ Nmm}$$

- Phương trình cân bằng phản lực:

$$\begin{cases} \sum F_X = 0 \Leftrightarrow R_{AX} + R_{BX} + F_{t2} - F_{t3} = 0 \\ \sum F_Y = 0 \Leftrightarrow R_{AY} + R_{BY} - F_{R2} - F_{R3} = 0 \\ \sum M_{X/A} = 0 \Leftrightarrow F_{R2}.50 + F_{R3}.187 + M_{a3} - R_{BY}.254 - M_{a2} = 0 \\ \sum M_{Y/A} = 0 \Leftrightarrow F_{t2}.50 - F_{t3}.194 + R_{BX}.254 = 0 \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} R_{AX} = 88,96 \text{ N} \\ R_{AY} = 469,89 \text{ N} \\ R_{BX} = 1970,9 \text{ N} \\ R_{BY} = 856,8 \text{ N} \end{cases}$$



➤ **Đường kính các đoạn trục:**

Theo bảng 10.5 tài liệu (*) với $d_2=30\text{mm} \Rightarrow [\sigma] = 63\text{MPa}$

$$M_{10}^{td} = \sqrt{M_{X/10}^2 + M_{Y/10}^2 + 0,75.T_{10}^2} = 0\text{ Nmm}$$

$$M_{21}^{td} = \sqrt{M_{X/21}^2 + M_{Y/21}^2 + 0,75.T_{21}^2} = 88228,8\text{ Nmm}$$

$$M_{22}^{td} = \sqrt{M_{X/22}^2 + M_{Y/22}^2 + 0,75.T_{22}^2} = 149981,95\text{ Nmm}$$

$$M_{23}^{td} = 0$$

$$d_{21} > \sqrt[3]{\frac{M_{21}^{td}}{0,1.[\sigma]}} = 24,1\text{ mm}; \quad d_{22} > 28,8\text{ mm}$$

Theo kết cấu ta chọn đường kính các đoạn trục như sau (Hình vẽ trên):

$$d_{20} = d_{23} = 30\text{ mm}; \quad d_{21} = d_{22} = 35\text{ mm}$$

2.3.4.3. Trục III:

➤ **Phân tích phản lực tại các gối đỡ:**

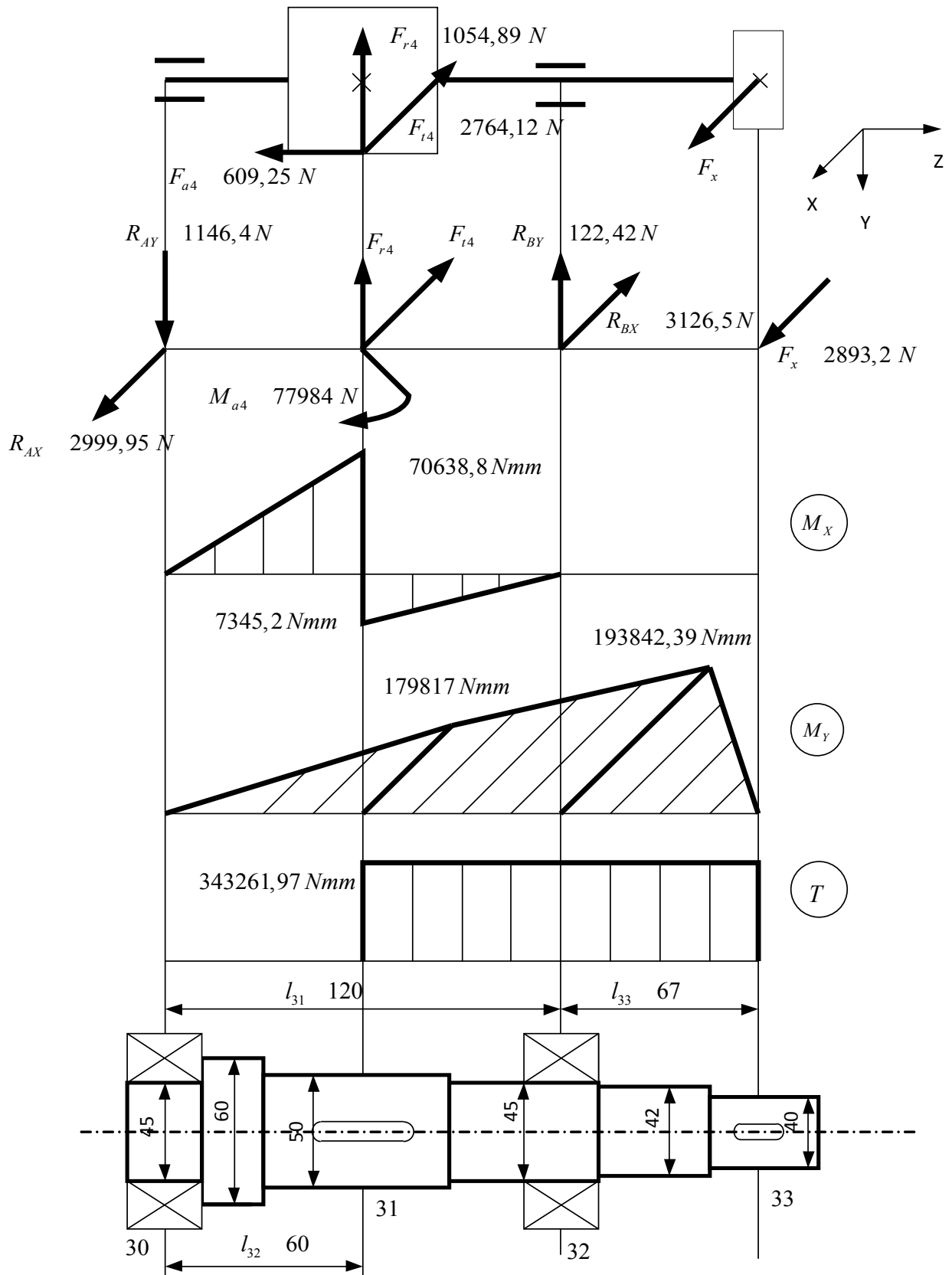
- Moment uốn quanh trục X do lực dọc trục F_{a4} gây ra tại mặt cắt 31:

$$M_{a4} = F_{a4}.d_{w4} / 2 = 609,25 \times 256 / 2 = 77984\text{ Nmm}$$

- Lực do bộ truyền xích (phương chiều như hình vẽ): $F_x = F_x' = 2893,2\text{ N}$
- Phương trình cân bằng lực:

$$\begin{cases} \sum F_X = 0 \Leftrightarrow R_{AX} - R_{BX} - F_{t4} + F_x = 0 \\ \sum F_Y = 0 \Leftrightarrow R_{AY} - R_{BY} - F_{R4} = 0 \\ \sum M_{X/A} = 0 \Leftrightarrow F_{R4}.60 - M_{a4} + R_{BY}.120 = 0 \\ \sum M_{Y/A} = 0 \Leftrightarrow F_{t4}.60 - F_x.187 + R_{BX}.120 = 0 \end{cases}$$

$$\Leftrightarrow \begin{cases} R_{AX} = 2996,95\text{ N} \\ R_{AY} = 1177,3\text{ N} \\ R_{BX} = 3126,5\text{ N} \\ R_{BY} = 122,4\text{ N} \end{cases}$$



➤ **Đường kính các đoạn trục:**

Theo bảng 10.5 tài liệu (*) với $d_3=45\text{mm} \Rightarrow [\sigma]=53\text{MPa}$

$$M_{30}^{td} = \sqrt{M_{X/10}^2 + M_{Y/10}^2 + 0,75.T_{10}^2} = 0\text{ Nmm}$$

$$M_{31}^{td} = \sqrt{M_{X/31}^2 + M_{Y/31}^2 + 0,75.T_{31}^2} = 356071,9\text{ Nmm}$$

$$M_{32}^{td} = \sqrt{M_{X/32}^2 + M_{Y/32}^2 + 0,75.T_{32}^2} = 354889,35\text{ Nmm}$$

$$M_{33}^{td} = \sqrt{M_{X/33}^2 + M_{Y/33}^2 + 0,75.T_{33}^2} = 297273,6\text{ Nmm}$$

$$d_{31} > \sqrt[3]{\frac{M_{31}^{td}}{0,1[\sigma]}} = 40,6\text{ mm} ; \quad d_{32} > 40,6\text{ mm} \quad d_{33} > 38,3\text{ mm}$$

Theo kết cấu ta chọn đường kính các đoạn trục như sau (Hình vẽ trên):

$$d_{30} = d_{32} = 45\text{ mm} ; d_{31} = 50\text{ mm} ; d_{33} = 40\text{ mm}$$

2.3.5. Chọn và kiểm nghiệm then:

- Dựa theo bảng 9.1a tài liệu (*), chọn kích thước then $b \times h$ theo tiết diện lớn nhất của trục.
- Chọn chiều dài l_t của then theo tiêu chuẩn, nhỏ hơn chiều dài mayo $l_m = 5 \div 10\text{ mm}$
- Kiểm nghiệm then theo độ bền dập và độ bền cắt then bằng

$$\sigma_d = \frac{2T}{dl_v(h-t_l)} \leq [\sigma_d] \quad \tau_c = \frac{2T}{dl_v b} \leq [\tau_c]$$

Vôùi $[\sigma_d] = 100\text{MPa}$ (tra bảng 9.5 tài liệu 1)

$$[\tau_c] = 40 \div 60\text{MPa}$$

$l_v = l_t - b$: chiều dài làm việc của then bằng 2 đầu tròn

Trục	Đường kính	Mặt cắt	l_m	l_t	l_v	b	h	t_l	σ_d	τ_c	T Nmm
I	25	10	45	40	35	10	7	4	17,37	5,21	22792,22
	35	12	50	45	35	10	8	5	12,4	3,72	22792,22
II	35	21	45	40	30	10	8	5	56,16	16,85	88451,83
	35	22	69	60	50	10	8	5	33,70	10,11	88451,83

III	50	31	65	60	48	12	9	5.5	81,73	23,84	343261,9 7
	40	32	65	60	54	12	8	5	103,9 5	26,49	343261,9 7

Các mặt cắt trên đều thỏa điều kiện bền dập và cắt. mặc dù mặt cắt 32 có $\sigma_d = 103,95 \text{Mpa} > [\sigma_d] = 100 \text{Mpa}$ nhưng chưa vượt quá 5% nên vẫn đảm bảo an toàn cho phép.

2.3.6. Tính kiểm nghiệm độ bền trục:

2.3.6.1. Độ bền mỗi:

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

Hệ số an toàn:

Với

- $[s]$ hệ số an toàn cho phép. Thông thường $[s] = 1,5 \dots 2,5$ (khi tăng độ cứng: $[s] = 2,5 \dots 3$, như vậy không cần kiểm nghiệm về độ cứng trục).
- s_σ, s_τ hệ số an toàn toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp, ứng suất tiếp.

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma \sigma_a}{\varepsilon_\sigma \beta} + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau \tau_a}{\varepsilon_\tau \beta} + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

- σ_{-1}, τ_{-1} : giới hạn mỗi của vật liệu tính theo công thức
 $\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,5) \sigma_b = 300 (\text{MPa}); \quad \tau_{-1} = (0,22 \div 0,25) \cdot \sigma_b = 150 (\text{MPa})$
 $\sigma_b = 600 (\text{MPa})$: giới hạn bền của vật liệu với thép 45 thường hóa
- $K_\sigma = 1,75; K_\tau = 1,5$: hệ số xét đến sự ảnh hưởng của sự tập trung ứng suất đến độ bền mỗi (bảng 10.8 tài liệu (**))
- $\sigma_a, \sigma_m, \tau_a, \tau_m$: biên độ và giá trị trung bình của ứng suất.

- Do tất cả các trục của hộp giảm tốc đều quay nên ứng suất uốn thay đổi theo chu

kì đối xứng $\sigma_m = 0; \sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W}$ với W là moment cản uốn, M là moment uốn tổng.

- Do trục quay 1 chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kì mạch động

$\tau_m = \tau_a = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T}{2W_0}$ với W_0 là moment cản xoắn, T là moment xoắn.

- $\psi_\sigma = 0,05; \psi_\tau = 0$: hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi của vật liệu – cacbon mềm (trang 359 tài liệu (**)).

- $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$: hệ số kích thước (bảng 10.3 tài liệu (**))

- $\beta = 1,7$: hệ số tăng bền bề mặt β (phun bi) – (bảng 10.4 tài liệu (**))

2.3.6.2. Độ bền tĩnh:

Để đề phòng trục bị biến dạng dẻo quá lớn hoặc bị gãy khi bị quá tải đột ngột, ta cần phải kiểm nghiệm trục theo điều kiện bền tĩnh:

Công thức thực nghiệm có dạng : $\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$

Trong đó : $\sigma = \frac{M}{W} = \sigma_a; \tau = \frac{T}{W_0} = 2\tau_a; [\sigma] \approx 0,8\sigma_{ch} = 0,8.340 = 272(MPa)$

2.3.6.3. Bảng kết quả tính toán:

Trục	Tiết diện	W	W_0	σ_a	τ_a	$\sigma_{tñ}$	ε_σ	ε_τ	s_σ	s_τ	S
I	10	1181.18	2715.16	0.00	4.20	14.54	0.91	0.89	-	36.05	-
	11	2650.72	5301.44	2.15	2.15	7.75	0.91	0.89	106.88	70.38	58.78
	12	3566.39	7775.63	6.23	1.47	8.04	0.88	0.81	35.65	93.95	33.33
II	20,23	2650.72	5301.44	0.00	0.00	0.00	0.91	0.89	-	-	-
	21	3566.39	7775.63	12.28	5.69	23.21	0.88	0.81	18.11	24.21	14.50
	22	3566.39	7775.63	36.16	5.69	41.18	0.88	0.81	6.15	24.21	5.96
III	32	8946.18	17892.35	21.67	9.59	49.67	0.84	0.78	9.79	13.82	7.99
	31	10964.88	23236.73	17.88	7.39	31.21	0.84	0.78	11.87	17.95	9.90
	33	5364.44	11647.62	0.00	14.74	51.04	0.88	0.81	-	9.34	-

Kết quả cho thấy rằng cả 3 trục đều thỏa mãn hệ số an toàn về điều kiện bền mỏi và 3 trục đều thỏa điều kiện bền tĩnh.

2.4. TÍNH TOÁN NỐI TRỤC:

- Momen xoắn : $T=23256,27 \text{ Nmm}=23,26 \text{ Nm}$.
- Đường kính trục động cơ : $d_{dc}=28\text{mm}$.
- Đường kính trục đầu : $d=25\text{mm}$.
- ⇒ Ta chọn nối trục vòng đàn hồi
- Kích thước vòng đàn hồi:

$T, \text{ Nm}$	d	D	d_m	L	l	d_1	D_0	z	$n_{\max}$	B	B_1	l_1	D_3	l_2
63	28	100	50	124	60	36	71	6	5700	4	28	21	20	20

- Kích thước của chốt:

$T, \text{ Nm}$	d_c	d_1	D_2	l	l_1	l_2	l_3	h
63	10	M8	15	42	20	10	15	1,5

- Kiểm nghiệm sức bền dập của vòng đàn hồi:

$$\sigma_d = \frac{2kT}{ZD_0d_c l_3} = \frac{2 \cdot 1,5 \cdot 23256,27}{6 \cdot 71 \cdot 10 \cdot 15} = 0,95 \text{ MPa} < [\sigma_d] = (2 \dots 4) (\text{MPa})$$

- Kiểm nghiệm sức bền chốt:

$$\sigma_u = \frac{kTl_0}{0,1d_c^3 D_0 Z} = \frac{1,5 \cdot 23256,27 \cdot 25}{0,1 \cdot 10^3 \cdot 71 \cdot 6} = 17,74 \text{ MPa} < [\sigma_u] = (60 \dots 80) (\text{MPa})$$

$$\text{Với: } l_0 = l_1 + \frac{l_2}{2} = 20 + \frac{10}{2} = 25 (\text{mm}), \quad k = 1,5 : \text{ hệ số chế độ làm việc.}$$

Vậy vòng đàn hồi và chốt thỏa điều kiện bền.

2.5. TÍNH TOÁN Ổ LĂN:

Thời gian làm việc $L_h = 20000 (h)$

2.5.1. Trục I:

➤ Số vòng quay $n_1 = 1420 (v / p)$.

➤ Tải trọng tác dụng lên các ổ:

- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_A^R = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{198,96^2 + 84,6^2} = 220,25 \text{ N}$$

- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_B^R = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{413,3^2 + 187,2^2} = 449,6 \text{ N}$$

- Lực dọc trục : $F_{a1} = 157 \text{ N}$

➤ Do có lực dọc trục nên ta chọn ổ bi đỡ -chặn, chọn cỡ nhẹ hẹp:

Kí hiệu ổ	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)
36206	30	62	16	18,2	13,3

Góc tiếp xúc $\alpha = 12^\circ$

➤ Chọn hệ số e:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{157}{8,03 \cdot 10^3} = 0,0195$$

- Ta có tỷ số: $\frac{F_a}{C_0} = 0,0195 \rightarrow$ theo bảng 11.4 với $\alpha = 12^\circ$ ta chọn $e = 0,35$

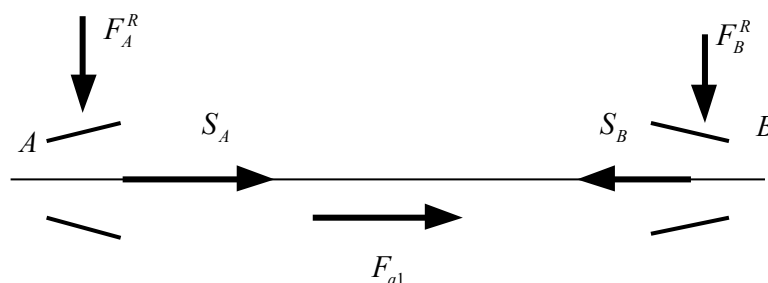
➤ Chọn hệ số X, Y:

- Chọn $V=1$ ứng với vòng trong quay.

- Lực dọc trục tác động vào ổ A, B do lực hướng tâm F_R gây ra:

$$S_A = e \cdot F_A^R = 0,35 \cdot 216,2 = 77,1 \text{ N} ; S_B = e \cdot F_B^R = 0,35 \cdot 449,6 = 157,36 \text{ N}$$

- Tổng lực dọc trục tác động lên các ổ:



$$F_{ta1} = S_B - F_{a1} = 157,36 - 157 = 0,36 \text{ N} ; F_{ta2} = S_A + F_{a1} = 77,1 + 157 = 234,1 \text{ N}$$

- Ta có:

$$\frac{F_{ta1}}{V.F_A^R} = \frac{0,36}{1.220,25} < e \quad \text{nên ta chọn } X=1 \text{ và } Y=0.$$

$$\frac{F_{ta2}}{V.F_B^R} = \frac{234,1}{1.449,6} = 0,52 > e \quad \text{nên ta chọn } X=0,56 \text{ và } Y=1,3$$

➤ Tải trọng quy ước:

$$\text{- Tại A: } Q_A = (XVF_r + YF_a)K_tK_\sigma = (1 \cdot 1 \cdot 220,25 + 0) \cdot 1 \cdot 1,2 = 264,3(N)$$

$$\text{- Tại B: } Q_B = (XVF_r + YF_a)K_tK_\sigma = (0,56 \cdot 1 \cdot 449,6 + 1,3 \cdot 234,1) \cdot 1 \cdot 1,2 = 667,4(N)$$

Với: $K_t = 1$: hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ.

$K_\sigma = 1,2$: hệ số kể đến đặc tính tải trọng. Trang bảng 11.3 tài liệu (*)

với tải trọng va đập nhẹ.

Từ kết quả trên ta thấy rằng ổ B chịu tải trọng lớn hơn nên ta tính toán theo ổ

B.

➤ Thời gian làm việc:

$$L = \frac{60L_h n}{10^6} = \frac{60 \cdot 20000 \cdot 1420}{10^6} = 1704(\text{trieda vong})$$

➤ Khả năng tải động tính toán:

$$C_t = Q_B \sqrt[m]{L} = 667,8 \cdot \sqrt[3]{1704} = 7976,3(N)$$

Vì $C_t < C = 11,2 KN$ nên ổ đảm bảo khả năng tải động

➤ Tuổi thọ của ổ:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{Q} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 1420} \left(\frac{11,2 \cdot 10^3}{667,8} \right)^3 = 55370(\text{giờ})$$

➤ Kiểm tra tải tĩnh:

$$\begin{cases} Q_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 0,5 \cdot 449,6 + 0,47 \cdot 234,1 = 334,8(N) \\ Q_0 = F_r = 449,6(N) \end{cases} \Rightarrow Q_0 = 449,6(N)$$

Với ổ đỡ - chặn $\alpha=12^\circ$ ta chọn $X_0=0,5$; $Y_0=0,47$

Như vậy $Q_0 < C_0 = 13,3 \cdot 10^3 (N)$ nên ổ đảm bảo điều kiện bền tĩnh.

➤ Số vòng quay tới hạn của ổ:

- Theo bảng 11.7 tài liệu (**) với ổ bi đỡ chặn bôi trơn bằng mỡ:

$$[D_{pw}n] = 1,3 \cdot 10^5$$

- Đường kính tâm con lăn: $D_{pw} = \frac{D+d}{2} = \frac{62+30}{2} = 46 (mm)$

Suy ra: $[n] = \frac{1,3 \cdot 10^5}{46} = 2826 (vòng/phút) > n_1 = 1420 (vòng/phút)$

2.5.2. Trục II:

➤ Số vòng quay $n_1 = 355 (v / p)$.

➤ Tải trọng tác dụng lên các ổ:

- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_A^R = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{88,96^2 + 469,89^2} = 478 N$$

- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_B^R = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{1970,9^2 + 856,8^2} = 2149,1 N$$

- Lực dọc trục : $F_{a2} = 157 N$; $F_{a3} = 609,25 N \Rightarrow F_a = F_{a3} - F_{a2} = 452,25 (N)$

➤ Do có lực dọc trục nên ta chọn ổ bi đỡ -chặn, chọn cỡ trung hợp 46306:

Kí hiệu ổ	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)
46306	30	72	19	25,6	18,17

Góc tiếp xúc $\alpha=12^\circ$

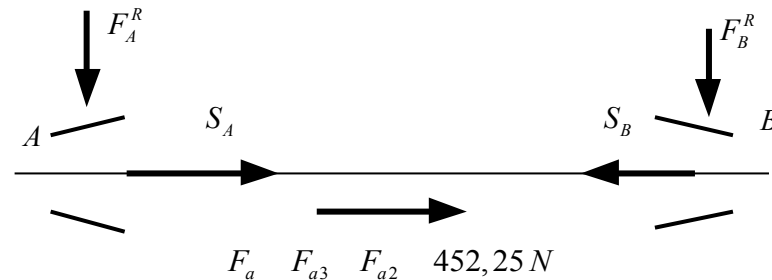
➤ Chọn hệ số e:

- Ta có tỷ số: $\frac{F_a}{C_0} = \frac{452,25}{18,17 \cdot 10^3} = 0,025 \rightarrow$ theo bảng 11.4 với $\alpha=12^\circ$ ta chọn $e = 0,34$

➤ Chọn hệ số X, Y:

- Chọn V=1 ứng với vòng trong quay.

- Lực dọc trục tác động vào ổ A, B do lực hướng tâm F_R gây ra:
 $S_A = e.F_A^R = 0,34.478 = 162,52 \text{ N}$; $S_B = e.F_B^R = 0,34.2149,1 = 730,7 \text{ N}$.
- Tổng lực dọc trục tác động lên các ổ:



$$F_{ta1} = S_B - F_{a1} = 730,7 - 452,25 = 278,45 \text{ N}$$

$$F_{ta2} = S_A + F_{a1} = 162,52 + 452,25 = 614,77 \text{ N}$$

- Ta có:

$$\frac{F_{ta1}}{V.F_A^R} = \frac{278,45}{1.478} = 0,58 > e \quad \text{nên ta chọn } X=0,45 \text{ và } Y=1,62.$$

$$\frac{F_{ta2}}{V.F_B^R} = \frac{614,77}{1.2149,1} = 0,29 < e \quad \text{nên ta chọn } X=1 \text{ và } Y=0.$$

- Tải trọng quy ước:

- Tại A: $Q_A = (XVF_r + YF_a) K_t K_\sigma = (0,45 \cdot 1 \cdot 478 + 1,62 \cdot 278,45) \cdot 1 \cdot 1,2 = 0,8 (kN)$

- Tại B: $Q_B = (XVF_r + YF_a) K_t K_\sigma = (1 \cdot 1 \cdot 2149 + 0 \cdot 614,77) \cdot 1 \cdot 1,2 = 2,58 (kN)$

Với: $K_t = 1$: hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ.

$K_\sigma = 1,2$: hệ số kể đến đặc tính tải trọng. Trang bảng 11.3 tài liệu (*)

với tải trọng va đập nhẹ.

Từ kết quả trên ta thấy rằng ổ B chịu tải trọng lớn hơn nên ta tính toán theo ổ

B.

- Thời gian làm việc:

$$L = \frac{60L_h n}{10^6} = \frac{60.20000.355}{10^6} = 426 (\text{triệu vòng})$$

- Khả năng tải động tính toán:

$$C_t = Q_B \sqrt[m]{L} = 2,58 \cdot \sqrt[3]{426} = 19,4 (kN)$$

Vì $C_t < C = 25,6 kN$ nên ổ đảm bảo khả năng tải động

➤ Tuổi thọ của ổ:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{Q} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 355} \left(\frac{25,6 \cdot 10^3}{2580} \right)^3 = 45865 (gi\ddot{o}) > 20000 (gi\ddot{o})$$

➤ Kiểm tra tải tĩnh:

$$\begin{cases} Q_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 0,5 \cdot 2149 + 0,47 \cdot 614,75 = 1,36 (kN) \\ Q_0 = F_r = 2,149 (kN) \end{cases} \Rightarrow Q_0 = 2,149 (kN)$$

Với ổ đỡ - chặn $\alpha = 12^\circ$ ta chọn $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,47$

Như vậy $Q_0 < C_0 = 18,17 (kN)$ nên ổ đảm bảo điều kiện bền tĩnh.

➤ Số vòng quay tới hạn của ổ:

- Theo bảng 11.7 tài liệu (**) với ổ bi đỡ chặn bôi trơn bằng mỡ:

$$[D_{pw} n] = 1,3 \cdot 10^5$$

- Đường kính tâm con lăn: $D_{pw} = \frac{D+d}{2} = \frac{72+30}{2} = 51 (mm)$

$$\text{Suy ra: } [n] = \frac{1,3 \cdot 10^5}{51} = 2549 (v\ddot{o}ng / ph\ddot{u}t) > n_2 = 355 (v\ddot{o}ng / ph\ddot{u}t)$$

2.5.3. Trục III:

➤ Số vòng quay $n_1 = 88,75 (v / p)$.

➤ Tải trọng tác dụng lên các ổ:

- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ A:

$$F_A^R = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2} = \sqrt{2996,95^2 + 1177,3^2} = 3220 N$$

- Tải trọng hướng tâm tác dụng lên ổ B:

$$F_B^R = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{3126,5^2 + 122,4^2} = 3129 N$$

- Lực dọc trục : $F_a = F_{a3} = 609,25 N$

➤ Do có lực dọc trục nên ta chọn ổ bi đỡ -chặn, chọn cỡ nhẹ hẹp:

Kí hiệu ổ	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C ₀ (kN)
36209	45	85	19	32,3	25

Góc tiếp xúc $\alpha=12^\circ$

➤ Chọn hệ số e:

- Ta có tỷ số: $\frac{F_a}{C_0} = \frac{609,25}{25 \cdot 10^3} = 0,02437$ → theo bảng 11.4 với $\alpha=12^\circ$ ta chọn $e = 0,32$

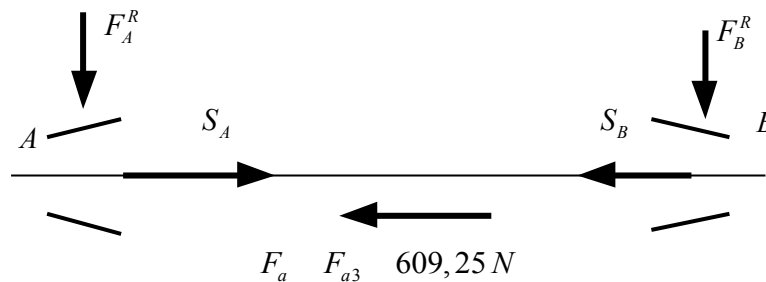
➤ Chọn hệ số X, Y:

- Chọn V=1 ứng với vòng trong quay.
- Lực dọc trục tác động vào ổ A, B do lực hướng tâm F_R gây ra:

$$S_A = e \cdot F_A^R = 0,32 \cdot 3220 = 1030 \text{ N}$$

$$S_B = e \cdot F_B^R = 0,32 \cdot 3129 = 1001 \text{ N}$$

- Tổng lực dọc trục tác động lên các ổ:



$$F_{ta1} = S_B + F_a = 1001 + 609,25 = 1610,25 \text{ N}$$

$$F_{ta2} = S_A - F_a = 1030 - 609,25 = 420,75 \text{ N}$$

- Ta có:

$$\frac{F_{ta1}}{V \cdot F_A^R} = \frac{1610,25}{1 \cdot 3220} = 0,5 > e \quad \text{nên ta chọn } X=0,45 \text{ và } Y=1,8.$$

$$\frac{F_{ta2}}{V \cdot F_B^R} = \frac{420,75}{1 \cdot 3129} = 0,13 < e \quad \text{nên ta chọn } X=1 \text{ và } Y=0.$$

➤ Tải trọng quy ước:

- Tại A:

$$Q_A = (XVF_r + YF_a) K_t K_\sigma = (0,45 \cdot 1 \cdot 3220 + 1,8 \cdot 1610,25) \cdot 1 \cdot 1,2 = 5,217(kN)$$

- Tại B: $Q_B = (XVF_r + YF_a) K_t K_\sigma = (1 \cdot 1 \cdot 3129 + 0,420 \cdot 75) \cdot 1 \cdot 1,2 = 3,755(kN)$

Với: $K_t = 1$: hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ.

$K_\sigma = 1,2$: hệ số kể đến đặc tính tải trọng. Trang bảng 11.3 tài liệu (*)
với tải trọng va đập nhẹ.

Từ kết quả trên ta thấy rằng ổ A chịu tải trọng lớn hơn nên ta tính toán theo ổ A.

➤ Thời gian làm việc:

$$L = \frac{60L_h n}{10^6} = \frac{60 \cdot 20000 \cdot 88,75}{10^6} = 106,5(\text{trăm vòng})$$

➤ Khả năng tải động tính toán:

$$C_t = Q_B \sqrt[m]{L} = 5,217 \cdot \sqrt[3]{106,5} = 24,73(kN)$$

Vì $C_t < C = 32,3 kN$ nên ổ đảm bảo khả năng tải động

➤ Tuổi thọ của ổ:

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{Q} \right)^m = \frac{10^6}{60 \cdot 88,75} \left(\frac{32,3 \cdot 10^3}{5217} \right)^3 = 44568(\text{giây}) > 20000(\text{giờ})$$

➤ Kiểm tra tải tĩnh:

$$\begin{cases} Q_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a = 0,5 \cdot 3220 + 0,47 \cdot 1610,5 = 2,367(kN) \\ Q_0 = F_r = 3,220(kN) \end{cases} \Rightarrow Q_0 = 3,220(kN)$$

Với ổ đỡ - chặn $\alpha = 12^\circ$ ta chọn $X_0 = 0,5$; $Y_0 = 0,47$

Như vậy $Q_0 < C_0 = 25(kN)$ nên ổ đảm bảo điều kiện bền tĩnh.

➤ Số vòng quay tới hạn của ổ:

- Theo bảng 11.7 tài liệu (**) với ổ bi đỡ chặn bôi trơn bằng mỡ:

$$[D_{pw} n] = 1,3 \cdot 10^5$$

- Đường kính tâm con lăn: $D_{pw} = \frac{D+d}{2} = \frac{85+45}{2} = 65(mm)$

Suy ra: $[n] = \frac{1,3 \cdot 10^5}{65} = 2000 (vòng/phút) > n_3 = 88,75 (vòng/phút)$

PHẦN 3: CHỌN THÂN MÁY, BULONG, CÁC CHI TIẾT PHỤ, DUNG SAI VÀ LẮP GHÉP

2.3.1. CHỌN THÂN MÁY:

1.1. Yêu cầu:

- Chỉ tiêu cơ bản của hộp giảm tốc là khối lượng nhỏ và độ cứng cao.
- Vật liệu làm vỏ là gang xám GX15-32.
- Hộp giảm tốc bao gồm: thành hộp, nắp hoặc gân, mặt bích, gối đỡ, ...
- Bề mặt lắp ghép giữa nắp và thân được cạo sạch hoặc mài để lắp sát, khi lắp có một lớp sơn mỏng hoặc sơn đặc biệt.
- Chọn bề mặt ghép nắp và thân: song song mặt đế
- Mặt đáy về phía lỗ tháo dầu với độ dốc khoảng 2° và ngay tại chỗ tháo dầu lõm xuống.

1.2. Xác định kích thước vỏ hộp:

Tên gọi	Biểu thức tính toán
Chiều dày: - Thân hộp, δ	$\delta = 0,03a + 3 = 10 \text{ mm}$
- Nắp hộp, δ_1	$\delta_1 = 0,9\delta = 9 \text{ mm}$
Gân tăng cứng: - Chiều dày, e	$e = (0,8 \div 1)\delta = 8 \text{ mm}$
- Chiều cao, h	$h < 58 \text{ mm}$
- Độ dốc	khoảng 2°
Đường kính:	
- Bulông nền, d_1	$d_1 > 0,04a + 10 > 12 = 18 \text{ mm}$
- Bulông cạnh ổ, d_2	$d_2 = (0,7 \div 0,8)d_1 = 14 \text{ mm}$

- Bulông ghép bích và thân, d_3 - Vít ghép nắp ổ, d_4 - Vít ghép nắp cửa thăm, d_5	$d_3 = (0,8 \div 0,9)d_2 = 12 \text{ mm}$ $d_4 = (0,6 \div 0,7)d_2 = 8 \text{ mm}$ $d_5 = (0,5 \div 0,6)d_2 = 8 \text{ mm}$
Mặt bích ghép nắp và thân: - Chiều dày bích thân hộp, S_3 - Chiều dày bích nắp hộp, S_4 - Bề rộng bích nắp và thân, K_3	$S_3 = (1,4 \div 1,8)d_3 = 18 \text{ mm}$ $S_4 = (0,9 \div 1)S_3 = 18 \text{ mm}$ $K_3 \approx K_2 - (3 \div 5) = 45 - 5 = 40 \text{ mm}$
- Bề rộng mặt ghép bulông cạnh ổ, K_2 - Tâm lỗ bulông cạnh ổ: E_2 và C (là khoảng cách từ tâm bulông đến mép lỗ). - Chiều cao h	$K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5) = 45 \text{ mm}$ $E_2 \approx 1,6d_2 = 22 \text{ mm}$ $R_2 \approx 1,3d_2 = 15 \text{ mm}$ $C \approx D_3/2 = 55 \text{ mm}$ h xác định theo kết cấu, phụ thuộc tâm lỗ bulông và kích thước mặt tựa
Mặt đế hộp: - Chiều dày: khi không có phần lồi, S_1 - Khi có phần lồi, D_d; S_1; S_2 - Bề rộng mặt đế hộp, K_1 và q	$S_1 \approx (1,3 \div 1,5)d_1 = 26 \text{ mm}$ D_d xác định theo đường kính dao khoét $S_1 \approx (1,4 \div 1,7)d_1 = 30 \text{ mm}$ $S_2 \approx (1 \div 1,1)d_1 = 18 \text{ mm}$ $K_1 \approx 3d_1 = 54 \text{ mm}$ $q \geq K_1 + 2\delta = 74 \text{ mm}$
Khe hở giữa các chi tiết: - Giữa bánh răng với thành trong hộp - Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp - Giữa mặt bên các bánh răng với	$\Delta \geq (1 \div 1,2)\delta = 10 \text{ mm}$ $\Delta_1 \geq (3 \div 5)\delta = 32 \text{ mm}$ $\Delta \geq \delta = 10 \text{ mm}$

nhau	
Số lượng bulông nền, Z	$Z = (L + B)/(200 \div 300) = 4$ L=521mm và B=351,5 mm

➤ **Kích thước gối trục:** Đường kính ngoài và tâm lỗ vít

Trục	D	D ₂	D ₃
I	62	75	90
II	72	85	105
III	85	100	120

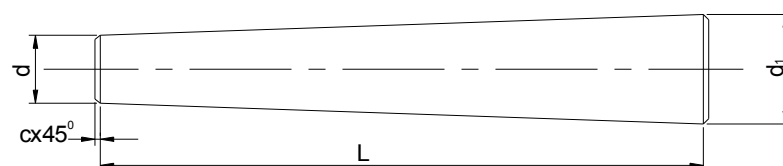
2.3.2. CÁC CHI TIẾT LIÊN QUAN ĐẾN KẾT CẤU VỎ HỘP:

2.1. Chốt định vị:

Mặt ghép giữa nắp và thân nằm trong mặt phẳng chứa đường tâm các trục. Lỗ trụ (đường kính D) lắp ở trên nắp và thân hộp được gia công đồng thời. Để đảm bảo vị trí tương đối của nắp và thân trước và sau khi gia công cũng như lắp ghép, dùng 2 chốt định vị. Nhờ có chốt định vị, khi xiết bulông không làm biến dạng vòng ngoài của ổ (do sai lệch vị trí tương đối của nắp và thân), do đó loại trừ được một trong những nguyên nhân làm ổ chống bị hỏng.

Ta dùng chốt định vị hình côn có các thông số sau:

d	c	l
6	1	46



2.2. Nắp ổ:

- Che chắn ổ lăn khỏi bụi từ bên ngoài.

- Làm bằng vật liệu GX14-32.
- Kết cấu các nắp ổ trong hộp giảm tốc, bảng 18.2 (tài liệu (*)):

Trục	D	D ₂	D ₃	D ₄	h	d ₄	z
I	62	75	90	52	11	8(M8)	4
II	72	85	105	60	11	8(M8)	4
III	85	100	1120	75	11	8(M8)	4

2.3. Cửa thăm:

Để kiểm tra, quan sát các chi tiết máy trong hộp khi lắp ghép và để đổ dầu vào trong hộp, trên đỉnh hộp có làm cửa thăm. Cửa thăm được đẩy bằng nắp. Trên nắp có lắp thêm nút thông hơi. Kích thước cửa thăm được chọn theo bảng 18-5 [1] như sau:

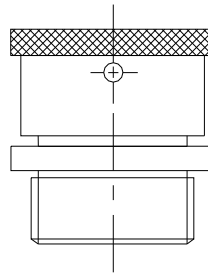
A	B	A ₁	B ₁	C	C ₁	K	R	Vít	Số lượng
100	75	150	100	125	130	87	12	M8 x 16	4

2.4. Nút thông hơi:

Khi làm việc, nhiệt độ trong hộp tăng lên. Để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và bên ngoài hộp, người ta dùng nút thông hơi. Nút thông hơi được lắp trên nắp cửa thăm.

Kích thước nút thông hơi (tra bảng 18-6 [1]):

A	B	C	D	E	G	H	I	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
M27x2	15	30	15	45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32



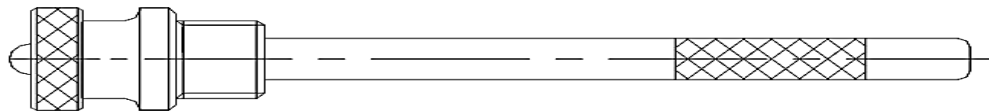
2.5. Nút tháo dầu:

- Sau một thời gian làm việc, dầu bôi trơn chứa trong hộp bị bẩn (do bụi và do hạt mài) hoặc bị biến chất, do đó cần phải thay dầu mới. Để tháo dầu cũ, ở đáy hộp có lỗ tháo dầu. Lúc làm việc, lỗ được bịt kín bằng nút tháo dầu.
- Kết cấu và kích thước của nút tháo dầu tra trong bảng 18-8 [1] (nút tháo dầu trụ) như sau:

d	b	m	f	l	c	q	D	S	D ₀
M 20 x 2	15	9	3	28	2,5	17,8	30	22	25,4

2.6. Que thăm dầu:

- Để kiểm tra mức dầu trong hộp ta dùng que thăm dầu.



Que thăm dầu

2.7. Vòng móc:

- Dùng để di chuyển hộp giảm tốc 1 cách dễ dàng.
- Chiều dày: $S=(2\div3)\delta=20 \text{ mm}$.
- Đường kính lỗ vòng móc: $d=(3\div4) \delta=30 \text{ mm}$

2.8. Vít tách nắp và thân hộp giảm tốc:

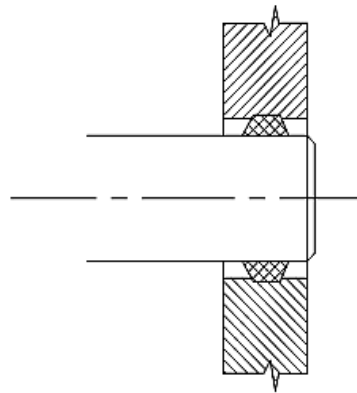
Có tác dụng tách nắp và thân hộp giảm tốc, vít M14x30

3. CÁC CHI TIẾT PHỤ KHÁC:

3.1. Vòng phốt:

Vòng phốt là loại lót kín động gián tiếp nhằm mục đích bảo vệ ổ khỏi bụi bặm, chất bẩn, hạt cứng và các tạp chất khác xâm nhập vào ổ. Những chất này làm ổ chóng bị mài mòn và bị han gỉ. Ngoài ra, vòng phốt còn đề phòng dầu chảy ra ngoài. Tuổi thọ ổ lăn phụ thuộc rất nhiều vào vòng phốt.

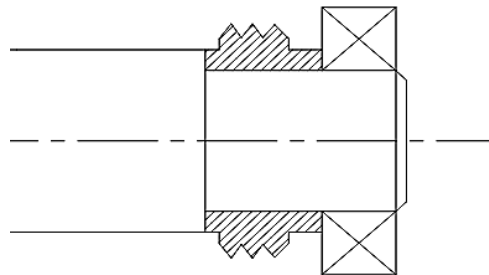
Vòng phốt được dùng khá rộng rãi do có kết cấu đơn giản, thay thế dễ dàng. Tuy nhiên có nhược điểm là chóng mòn và ma sát lớn khi bề mặt trục có độ nhám cao.



Vòng phốt

3.2. Vòng chắn dầu:

Để ngăn cách mỡ trong bộ phận ổ với dầu trong hộp.



4. BẢNG TỔNG KẾT BULONG:

Dựa theo bảng Phụ lục sách Vẽ Cơ Khí tập 1, Trần Hữu Quế

- ❖ Bu long nền: $d_1=18$, chọn M18, $l_0=42$.
- ❖ Bu lông cạnh ổ: $d_2=14$, $l_0=34$, chọn M14x100
- ❖ Bu long ghép bích nắp và thân: $d_3=12$, $l_0=30$, chọn M12x55
- ❖ Vít ghép nắp ổ: $d_4=8$, $l_0=22$, M8x40

❖ Vít ghép nắp cửa thăm: $d_s=8$, M8x16

❖ Bảng tổng kết sau:

Bulong –đai ốc	M8	M12	M14	M18
S	13	19	22	27
D	14,4	21,1	24,5	30,2
h	5,5	8	9	12
$h_{đ/ốc}$	6,5	10	11	15
Số lượng	16 M8x40 4 M8x16	4 M12x55	8 M14x110	4 M18

5. DUNG SAI VÀ LẮP GHÉP:

Căn cứ vào các yêu cầu làm việc của từng chi tiết trong hộp giảm tốc, ta chọn các kiểu lắp ghép sau:

5.1. Dung sai ổ lăn:

Vòng trong ổ lăn chịu tải tuần hoàn, ta lắp ghép theo hệ thống trục lắp trung gian để vòng ổ không trượt trên bề mặt trục khi làm việc. Do đó, ta phải chọn mỗi lắp k6, lắp trung gian có độ dôi, tạo điều kiện mòn đều ổ (trong quá trình làm việc nó sẽ quay làm mòn đều).

Vòng ngoài của ổ lăn không quay nên chịu tải cục bộ, ta lắp theo hệ thống lỏng. Để ổ có thể di chuyển dọc trục khi nhiệt độ tăng trong quá trình làm việc, ta chọn kiểu lắp trung gian H7.

5.2. Lắp ghép bánh răng trên trục:

Bánh răng lắp lên trục chịu tải vừa, tải trọng thay đổi, va đập nhẹ, ta chọn kiểu lắp ghép H7/k6.

5.3. Lắp ghép nắp ổ và thân hộp:

Để dễ dàng cho việc tháo lắp và điều chỉnh, ta chọn kiểu lắp lỏng H7/e8.

5.4. Lắp ghép vòng chắn dầu trên trục:

Để dễ dàng cho tháo lắp, ta chọn kiểu lắp trung gian H7/Js6

5.5. Lắp chốt định vị:

Để đảm bảo độ đồng tâm và không bị sút, ta chọn kiểu lắp chặt P7/h6.

5.6. Lắp ghép then:

Theo chiều rộng, chọn kiểu lắp trên trục là P9/h8 và kiểu lắp trên bạc là Js9/h8.

Theo chiều cao, sai lệch giới hạn kích thước then là h11.

Theo chiều dài, sai lệch giới hạn kích thước then là h14.

BẢNG DUNG SAI LẮP GHÉP

Chi tiết	Kích thước (mm)	Mối lắp	ES (μm)	EI (μm)	es (μm)	ei (μm)	Độ dôi lớn nhất	Độ hở lớn nhất
Bánh răng 1	35	H7/ k6	+21	0	+15	+2	15	19
Bánh răng 2	35	H7/ k6	+21	0	+15	+2	15	19
Bánh răng 3	35	H7/ k6	+21	0	+15	+2	15	19
Bánh răng 4	50	H7/ k6	+25	0	+18	+2	18	23
		Ổ BI ĐỖ CHẶN						
	d	Ổ vòng ngoài						
Trục I	62	H7/ h6	+21	0	0	-13	0	34
Trục II	72	H7/ h6	+21	0	0	-13	0	34
Trục III	85	H7/ h6	+25	0	0	-16	0	41
	d	Ổ vòng trong						
Trục I	30	H7/ k6	+21	0	+15	+2	15	19

Trục II	30	H7/ k6	+21	0	+15	+2	15	19
Trục III	45	H7/ k6	+25	0	+18	+2	18	23
	bxh	Then (trục)						
Trục I	10x7	P9/ h8	-15	-51	0	-18	42	7
	10x8	P9/ h8	-15	-51	0	-22	51	7
Trục II	10x8	P9/ h8	-15	-51	0	-22	51	7
	10x8	P9/ h8	-15	-51	0	-22	51	7
Trục III	12x9	P9/ h8	-18	-61	0	-27	61	9
	12x8	P9/ h8	-18	-61	0	-27	61	9
		Then (bánh răng + bánh xích + nối trục)						
Nối trục	10x7	Js9/ h8	+18	-18	0	-22	18	4
Br1	10x8	Js9/ h8	+18	-18	0	-22	18	4
Br2	10x8	Js9/ h8	+18	-18	0	-22	18	4
Br3	10x8	Js9/ h8	+18	-18	0	-22	18	6
Br4	12x9	Js9/ h8	+21,5	-21,5	0	-27	21,5	48,5
Đĩa xích	12x8	Js9/ h8	+21,5	-21,5	0	-27	21,5	48,5
Chốt định vị - vỏ hộp	d=6	P7/h6	-8	-20	0	-8	20	0
Nắp ổ - vỏ hộp	521	H7/e8						
Vòng chắn dầu – trục I	30	H7/js6	+21	0	+6,5	-6,5	6,5	27,5
Vòng chắn dầu – trục II	30	H7/js6	+21	0	+6,5	-6,5	6,5	27,5
Vòng chắn	45	H7/js6	+25	0	+8	-8	8	33

dầu – Trục III								
Vòng phốt – trục I	28	H7/js6	+21	0	+6,5	-6,5	6,5	27,5
Vòng phốt – trục III	43	H7/js6	+25	0	+8	-8	8	33
Nắp bích ổ lăn trục I	62	H7/h6	+30	0	0	-19	0	49
Nắp bích ổ lăn trục II	72	H7/h6	+30	0	0	-19	0	49
Nắp bích ổ lăn trục III	85	H7/h6	+35	0	0	-22	0	57
Nắp cửa thăm – nắp hộp	150	H8/h7	+63	0	0	-40	0	103

KẾT LUẬN

Qua thời gian làm đồ án môn học thiết kế hệ thống truyền động cơ khí, em đã nắm vững hơn về cách phân tích một công việc thiết kế, cách đặt vấn đề cho bài toán thiết kế.

Vì đặc trưng nghiên cứu của môn học là tính hệ truyền động nên qua đó giúp cho sinh viên có cách xử lý sát thực hơn và biết cách kết hợp với những kiến thức đã được học để tính toán và chọn ra phương án tối ưu cho thiết kế.

Dù đã cố gắng hoàn thành đồ án này với cường độ làm việc cao, kỹ lưỡng và có sự hướng dẫn rất cụ thể của quý thầy cô khoa Cơ khí nhưng do hiểu biết còn hạn chế và chưa có kinh nghiệm thực tiễn nên chắc chắn đồ án này còn có nhiều thiếu sót và bất

cập. Vì vậy, em rất mong sự sửa chữa và đóng góp ý kiến của quý thầy cô để em được rút kinh nghiệm và bổ sung thêm kiến thức.

Em xin chân thành cảm ơn sự giúp đỡ của quý thầy cô khoa Cơ khí và sự hướng dẫn tận tình của thầy Nguyễn Hữu Lộc.

Sinh viên thực hiện đồ án

Thân Trọng Khánh Đạt

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1].Trịnh Chất – Lê Văn Uyển: Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, tập 1 và Nhà xuất bản giáo dục, 2003.
- [2].Nguyễn Hữu Lộc: Cơ sở thiết kế máy. Nhà xuất bản Đại học quốc gia TP. Hồ Chí Minh, 2004.
- [3].Trần Hữu Quế: Vẽ kỹ thuật cơ khí, tập 1 và 2. Nhà xuất bản giáo dục, 2001.
- [4]. Đỗ Kiến Quốc (chủ biên): Sức bền vật liệu. Nhà xuất bản Đại học quốc gia TP. Hồ Chí Minh, 2004.