

Đồ án môn học

CHI TIẾT MÁY

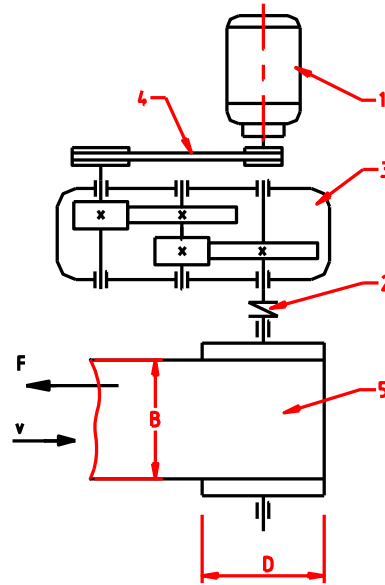
TRƯỜNG CAO ĐẲNG CÔNG NGHỆ

KHOA CƠ KHÍ

Đề Số: 10

ĐỒ ÁN MÔN HỌC CHI TIẾT MÁY

THIẾT KẾ HỆ DẪN ĐỘNG BÁNH RĂNG TẢI



1. Động cơ 3. Hộp giảm tốc 4. Bộ truyền đai
2. Nối trục đàn hồi 5. Băng tải

- thang
 dẹt

Số Liệu Cho Trước :

1	2	3	4	5	6	7	8	9
STT	Sinh viên thiết kế	Lực kéo băng tải F (N)	Vận tốc băng tải V (m/s)	Đường kính tang D (mm)	Thời hạn phục vụ l_h (giờ)	Số ca làm việc Soca	Góc nghiêng đường nối tâm bộ truyền ngoài α ($^\circ$)	Đặc tính làm việc
5	Nguyễn Bá Anh Hào	14000	0.7	400	10000	1	38	Va đập

Khối Lượng Thiết Kế :

1/ Bản vẽ lắp hộp giảm tốc – khổ A0

2/ Bản vẽ chế tạo chi tiết – khổ A3

3/ 1 bản thuyết minh (Kèm theo đĩa CD)

Giáo viên hướng dẫn : NGUYỄN THANH TÂN

PHẦN I: TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC

I. Chọn động cơ điện

1. Chọn kiểu, loại động cơ

Đây là trạm dẫn động băng tải nên ta chọn động cơ: 3 pha không đồng bộ roto lồng sóc, do nó có nhiều ưu điểm cơ bản sau:

- Kết cấu đơn giản, giá thành thấp.
- Dễ bảo quản và làm việc tin cậy.

2. Chọn công suất động cơ

Công suất của động cơ được chọn theo điều kiện nhiệt độ, đảm bảo cho khi động cơ làm việc nhiệt độ sinh ra không quá mức cho phép. Muốn vậy, điều kiện sau phải thoả mãn:

$$P_{dm}^{dc} \geq P_{dt}^{dc} \quad (\text{KW})$$

P_{dm}^{dc} - công suất định mức của động cơ.

P_{dt}^{dc} - công suất đẳng trị trên trục động cơ.

Do ở đây do chế độ làm việc êm nên tải trọng là không đổi :

$$P_{dt}^{dc} = P_{lv}^{dc} = \frac{P_{lv}^{ct}}{\eta_{\Sigma}}$$

P_{lv}^{dc} - công suất làm việc danh nghĩa trên trục động cơ

P_{lv}^{ct} - Giá trị công suất làm việc danh nghĩa trên trục công tác:

$$P_{lv}^{ct} = F_t \cdot v / 10^3 = \frac{14000 \cdot 0,7}{1000} = 9,8 \quad (\text{KW}) \quad (2.11)[I]$$

F_t – lực vòng trên trục công tác (N);

v – vận tốc vòng của băng tải (m/s).

η_{Σ} - hiệu suất chung của toàn hệ thống.

Theo bảng 2.3[I] ta chọn:

$$\eta_{\Sigma} = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3^4 \cdot \eta_k$$

$\eta_1 = 0,96$ - Hiệu suất bộ truyền đai

$\eta_1 = 0,97$ - Hiệu suất bộ truyền bánh răng

$\eta_3 = 0,99$ - Hiệu suất của mỗi cặp ổ lăn

$\eta_k = 1$ - Hiệu suất khớp nối

$P = 14000$ (N)

$V = 0,7$ (m/s)

$$\Rightarrow \eta_{\Sigma} = 0,96 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99^4 \cdot 1 = 0,868$$

Công suất cần thiết là:

$$N_{ct} = \frac{N}{\eta} = \frac{9,8}{0,868} = 11,3$$

Suy ra, công suất làm việc danh nghĩa trên trục động cơ:

$$\Rightarrow p_{lv}^{dc} = \frac{p_{lv}^{ct}}{\eta_{\Sigma}} = \frac{9,8}{0,868} = 11,3 \text{ (KW)}$$

$$p_{dm}^{dc} \geq p_{dt}^{dc} = p_{lv}^{dc} = 11,3 \text{ (KW)}$$

3. Chọn số vòng quay đồng bộ của động cơ $n_{đb}$

Tính số vòng quay của trục công tác

- Với hệ dẫn động băng tải:

$$n_{ct} = \frac{60 \cdot 10^3 v}{\pi D} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 0,7}{\pi \cdot 400} = 33,4 \quad (\text{v/ph})$$

D - đường kính tang dẫn của băng tải (mm);

v - vận tốc vòng của băng tải (m/s)

4. Chọn động cơ thực tế

Qua các bước trên ta đã xác định được: $p_{dm}^{dc} \geq 11,3$ (KW)

Căn cứ vào những điều kiện trên tra bảng phụ lục P1.1; P1.2: P1.3[I]:

Các thông số kỹ thuật của động cơ, ta chọn động cơ 4A160M8Y3. Bảng các thông số kỹ thuật của động cơ này.

Kiểu động cơ	Công suất KW	Vận tốc quay (v/ph)	$\cos\varphi$	$\eta\%$	$\frac{T_{\max}}{T_{dn}}$	$\frac{T_k}{T_{dn}}$
4A160M8Y3	11	730	0,75	87	2,2	1,4

5. Kiểm tra điều kiện mở máy, điều kiện quá tải cho động cơ:

a. Kiểm tra điều kiện mở máy cho động cơ

Khi khởi động, động cơ cần sinh ra một công suất mở máy đủ lớn để thắng sức ỳ của hệ thống.

Vậy:

$$P_{mm}^{dc} \geq P_{bd}^{dc} \quad (\text{KW})$$

P_{mm}^{dc} – Công suất mở máy của động cơ $P_{mm}^{dc} = K_{mm} P_{dm}^{dc}$

$$K_{mm} = \frac{T_k}{T_{dn}} = 2,2 \quad \text{Hệ số mở máy của động cơ}$$

P_{bd}^{dc} – Công suất ban đầu trên trục động cơ

Từ các công thức trên ta tính được:

$$P_{mm}^{dc} = k_{mm} \cdot P_{dm}^{dc} = 2,2 \cdot 11 = 24,2 \quad (\text{KW})$$

$$P_{bd}^{dc} = P_{lv}^{dc} \cdot K_{bd} = 11 \cdot 1,5 = 16,5 \quad (\text{KW})$$

K_{bd} – Hệ số cản ban đầu; ta chọn $K_{bd} = 1,5$

Ta thấy: $P_{mm}^{dc} > P_{bd}^{dc}$. Vậy động cơ đã chọn thoả mãn điều kiện mở máy.

b. Kiểm tra điều kiện quá tải cho động cơ

Ở đây chế độ làm việc êm nên tải trọng là không đổi nên ta không cần kiểm tra quá tải cho động cơ.

II. Phân phối tỷ số truyền

Việc phân phối tỷ số truyền I_{ch} cho các cấp bộ truyền trong hộp có ảnh hưởng rất lớn đến kích thước và khối lượng trong hộp giảm tốc

Thỏa mãn nguyên tắc sau :

+Phân phối tỷ số truyền I_{ch} sao cho các bộ truyền có kích thước nhỏ gọn

+Phân phối tỷ số truyền sao cho việc bôi trơn dễ nhất

Ta có :

$$i_{\text{chung}} = \frac{n_{dc}}{n_t}$$

$$n_t = \frac{60.1000.v}{\pi.D} = \frac{60.1000.0,7}{3,14.400} = 33,4 \text{ v/p } (v = \frac{\pi d n_t}{60.1000})$$

$$\Rightarrow i_c = \frac{730}{33,4} = 21,8$$

$$\text{Mà } i_h = i_{ng} \cdot i_{tr} = i_d \cdot i_t = i_d \cdot i_{nh} \cdot i_{chậm}$$

$$\text{Chọn } i_d = 1,82 \text{ ta có : } i_t = \frac{i_{ch}}{i_a} = \frac{21,8}{1,82} = 11,97$$

Bộ truyền cấp nhanh (bộ truyền bánh răng nón răng thẳng): i_{nh}

Bộ truyền cấp chậm (bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng): $i_{chậm}$

Trong điều kiện bôi trơn các bộ truyền bánh răng trong hộp giảm tốc bằng phương pháp ngâm dầu

$$\text{lấy } i_{nh} = 0,22 i_t \Rightarrow \text{choün } i_{nh} = 0,22 \cdot 11,97 = 2,63$$

$$\Rightarrow i_{nh} = \frac{11,97}{2,9} = 4,55$$

$$\text{Tỉ số truyền chung của toàn hệ thống: } U_{\Sigma} = \frac{n_{dc}}{n_{ct}} = \frac{730}{33,4} = 21,8$$

Trong đó: n_{dc} – số vòng quay của động cơ đã chọn (v/ph)

n_{ct} - số vòng quay của trục công tác (v/ph)

$$\text{Ta có: } U_{\Sigma} = u_{ng} \cdot u_h = u_x \cdot u_h$$

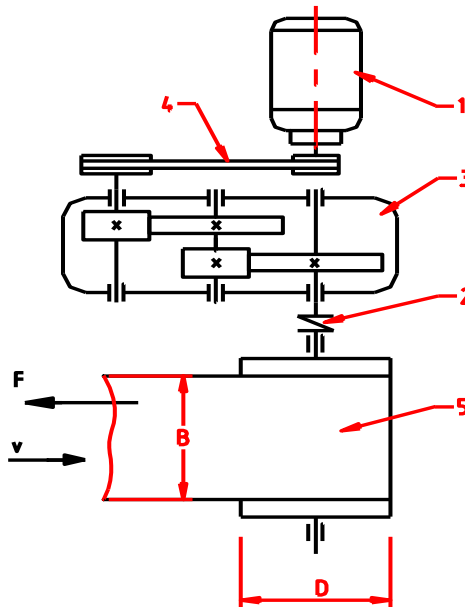
Với: u_{ng} – tỉ số truyền của các bộ truyền ngoài hộp

u_h – tỉ số truyền của hộp giảm tốc $u_h = u_1 \cdot u_2$

u_1, u_2 – tỉ số truyền của các bộ truyền cấp nhanh và cấp chậm

1. Tỉ số truyền của bộ truyền ngoài hộp

Hệ dẫn động gồm hộp giảm tốc hai cấp đồng trục nối với 1 bộ truyền xích ngoài hộp.



Chọn $u_{ng} = u_x = 3$

$$\Rightarrow u_h = \frac{u_\Sigma}{u_{ng}} = \frac{21,8}{3} = 7,2$$

2. Tỉ số truyền của các bộ truyền trong hộp giảm tốc

$$u_h = u_1 \cdot u_2$$

Đối với hộp giảm tốc 2 cấp đồng trục ta tính TST u_1, u_2 theo công thức:

$$u_1 = u_2 = \sqrt{u_h} = \sqrt{7,2} = 2,7$$

III. Xác định các thông số trên các trục

1. Tính tốc độ quay của các trục (v/ph)

- Tốc độ quay của trục I:
$$n_1 = \frac{n_{dc}}{u_k} = \frac{730}{1} = 730 \quad (\text{v/ph})$$

- Trong đó u_k là tỉ số truyền của khớp nối

- Tốc độ quay của trục II:
$$n_{II} = \frac{n_I}{u_1} = \frac{730}{2,7} = 270 \quad (\text{v/ph})$$

- Tốc độ quay của trục III: $n_{III} = \frac{n_{II}}{u_2} = \frac{270}{2,7} = 100$ (v/ph)

- Tốc độ quay của trục IV: $n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_x} = \frac{100}{3} = 33,4$ (v/ph)

2. Tính công suất trên các trục (KW)

- Công suất danh nghĩa trên trục động cơ:

$$P_{lv}^{dc} = \frac{P_{lv}^{ct}}{\eta_{\Sigma}} = 11,3 \quad (\text{KW})$$

- Công suất danh nghĩa trên trục I:

$$P_I = P_{lv}^{ct} \cdot \eta_k \cdot \eta_3 = 11,3 \cdot 1,0,99 = 11,187 \quad (\text{KW})$$

- Công suất danh nghĩa trên trục II:

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{I-II} \cdot \eta_3 = 11,187 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 10,7 \quad (\text{KW})$$

- Công suất danh nghĩa trên trục III:

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{II-III} \cdot \eta_3 = 10,7 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 10,3 \quad (\text{KW})$$

- Công suất danh nghĩa trên trục IV:

$$P_{IV} = P_{III} \cdot \eta_{III-IV} \cdot \eta_3 = 10,3 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 9,8 \quad (\text{KW})$$

3. Tính mômen xoắn trên các trục (Nmm)

- Mô men xoắn trên trục thứ k được xác định theo công thức sau:

$$T_k = \frac{9,55 \cdot 10^6 P^k}{n_k}$$

- Mômen xoắn trên trục động cơ:

$$T_{dc} = \frac{9,55 \cdot 10^6 P_{dc}}{n_{dc}} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 11,3}{730} = 147829 \quad (\text{Nmm})$$

- Mômen xoắn trên trục I:

$$T_I = \frac{9,55 \cdot 10^6 P_I}{n_I} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 11,187}{730} = 146351 \quad (\text{Nmm})$$

- Mômen xoắn trên trục II:

$$T_{II} = \frac{9,55 \cdot 10^6 P_{II}}{n_{II}} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 10,7}{270} = 378463 \quad (\text{Nmm})$$

- Mômen xoắn trên trục III:

$$T_{III} = \frac{9,55 \cdot 10^6 P_{III}}{n_{III}} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 10,3}{100} = 983650 \quad (\text{Nmm})$$

- Mômen xoắn trên trục IV:

$$T_{IV} = \frac{9,55 \cdot 10^6 P_{IV}}{n_{IV}} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 9,8}{33,4} = 2802096 \quad (\text{Nmm})$$

4. Lập bảng số liệu tính toán:

Tham số Trục	Đ/cơ	I	II	III	Công tác
i	$I_d = 1,82$	$I_{nh} = 2,63$	$i_h = 4,55$		4,55
Công suất (kw)	11,3	11,187	10,7	10,3	9,8
Tỷ số truyền		3	4,7	3,1	1
Số vòng quay(v/ph)	730	730	270	100	33,4
Mô men (Nmm)	147829	146351	378463	983650	2802096

PHẦN II: THIẾT KẾ CÁC CHI TIẾT TRUYỀN ĐỘNG

I. Tính toán thiết kế các bộ truyền trong hộp

1. Chọn vật liệu cặp bánh răng côn và cặp bánh răng trụ

Do hộp giảm tốc ta đang thiết kế có công suất trung bình, nên chọn vật liệu nhóm I có độ cứng $HB < 350$ để chế tạo bánh răng.

Đồng thời để tăng khả năng chạy mòn của răng, nên nhiệt luyện bánh răng lớn đạt độ rắn thấp hơn độ rắn bánh răng nhỏ từ 10 đến 15 đơn vị độ cứng.

$$H_1 \geq H_2 + (10 \div 15) HB$$

- Dựa vào bảng 6.1, [I]: Cơ tính của một số vật liệu chế tạo bánh răng, ta chọn:

Cặp bánh răng trụ:

Loại bánh răng	Nhãn hiệu thép	Nhiệt luyện	Kích thước S(mm) không lớn hơn	Độ rắn	Giới hạn bền σ_b (Mpa)	Giới hạn chảy σ_{ch} (Mpa)
Bánh răng nhỏ	45XH	Tôi cải thiện	100	HB 230÷300	850	600
Bánh răng lớn	45X	Tôi cải thiện	100	HB 230÷280	850	650

2. Xác định ứng suất cho phép

Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ và ứng suất uốn cho phép xác định theo các công thức sau:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^o}{S_H} Z_R Z_V K_{XH} K_{HL} \quad (6.1)[I]$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^o}{S_F} Y_R Z_S K_{XF} K_{FC} K_{FL} \quad (6.2)[I]$$

Z_R – Hệ số xét đến độ nhám mặt răng làm việc.

Z_V – Hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng.

K_{XH} - Hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng.

Y_R - Hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám mặt lượn chân răng.

Y_S - Hệ số xét đến độ nhạy của vật liệu với tập trung ứng suất.

K_{XF} - Hệ số xét đến kích thước bánh răng ảnh hưởng đến độ bền uốn.

Chọn sơ bộ: $Z_R Z_V K_{XH} = 1$ và $Y_R Z_S K_{XF} = 1$ nên ta có:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0}{S_H} K_{HL} \quad (6.1a)[I]$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0}{S_F} K_{FC} K_{FL} \quad (6.2a)[I]$$

Trong đó: $\sigma_{H\lim}^0$ và $\sigma_{F\lim}^0$: lần lượt là ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép ứng với số chu kì cơ sở.

Giá trị của chúng được tra trong bảng 6.2, [I].

Chọn độ rắn $HB_n = 290$ $HB_l = 280$

$$\sigma_{H\lim}^0 = 2HB + 70 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{F\lim}^0 = 1,8HB \quad (\text{MPa})$$

Vậy

$$\text{Bánh nhỏ: } \sigma_{H\lim n}^0 = 2HB_n + 70 = 2.290 + 70 = 650 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{F\lim n}^0 = 1,8HB_n = 1,8.290 = 522 \quad (\text{MPa})$$

$$\text{Bánh lớn: } \sigma_{H\lim l}^0 = 2HB_l + 70 = 2.280 + 70 = 630 \quad (\text{MPa})$$

$$\sigma_{F\lim l}^0 = 1,8HB_l = 1,8.280 = 504 \quad (\text{MPa})$$

❖ K_{FC} : Hệ số xét đến ảnh hưởng của việc đặt tải.

Vì hệ dẫn động ta thiết kế, tải được đặt một phía (bộ truyền quay 1 chiều) $\Rightarrow K_{FC} = 1$

❖ $K_{HL,FL}$: Hệ số tuổi thọ, xét đến ảnh hưởng của thời hạn phục vụ và chế độ tải trọng, được xác định theo công thức sau:

$$K_{HL} = m_H \sqrt{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \quad (6.3)[I]$$

$$K_{FL} = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad (6.4)[I]$$

Với:

- m_H, m_F : bậc của đường cong mỗi khi thử về tiếp xúc và uốn.

Vì vật liệu ta chọn làm bánh răng có $HB < 350$ nên: $m_H = m_F = 6$

- N_{HO} : số chu kì thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc.

$$N_{HO} = 30H_{HB}^{2,4} \quad (H_{HB} - \text{Độ rắn Brinen}) \quad (6.5)[I]$$

N_{HO_n} : số chu kì thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc của bánh răng nhỏ.

$$N_{HO_n} = 30.290^{2,4} = 24,4.10^6$$

N_{HO_l} : số chu kì thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc của bánh răng lớn

$$N_{HO_l} = 30.280^{2,4} = 22,4.10^6$$

N_{FO} : số chu kì thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về uốn

Với tất cả các loại thép thì: $N_{FO} = 4.10^6$

N_{HE} , N_{FE} : số chu kì thay đổi ứng suất tương đương.

Vì ở đây bộ truyền chịu tải động tĩnh nên:

$$N_{HE} = N_{FE} = N = 60.c.n.t_{\Sigma} \quad (6.6)[I]$$

Với: c , n , t_{Σ} lần lượt là số lần ăn khớp trong một vòng quay, số vòng quay trong 1 phút và tổng số giờ làm việc của bánh răng đang xét.

Ta có: $c=1$

$$t_{\Sigma} = 10000 \quad (\text{giờ})$$

- Trong bộ truyền bánh răng cấp nhanh:

Bánh nhỏ có: $n_1 = 730$ (v/ph) nên:

$$N_{HE1} = N_{FE1} = 60.1.730.10000 = 438.10^6$$

Bánh lớn có: $n_2 = 270$ (v/ph) nên:

$$N_{HE2} = N_{FE2} = 60.1.270.10000 = 162.10^6$$

- Trong bộ truyền bánh răng cấp chậm:

Bánh nhỏ có: $n_3 = 100$ (v/ph) nên:

$$N_{HE3} = N_{FE3} = 60.1.100.10000 = 60.10^6$$

Bánh lớn có: $n_4 = 33,4$ (v/ph) nên:

$$N_{HE4} = N_{FE4} = 60.1.33,4.10000 = 20,1.10^6$$

Vậy:

- Bộ truyền bánh răng cấp nhanh có:

$$N_{HE1} = 438.10^6 > N_{HO_n} = 24,4.10^6 \Rightarrow \text{lấy } N_{HE1} = N_{HO_n} \Rightarrow K_{HL1} = 1$$

$$N_{FE1} = 438.10^6 > N_{FO} = 4.10^6 \Rightarrow \text{lấy } N_{FE1} = N_{FO} \Rightarrow K_{FL1} = 1$$

$$N_{HE2} = 162.10^6 > N_{HO_l} = 22,4.10^6 \Rightarrow \text{lấy } N_{HE2} = N_{HO_l} \Rightarrow K_{HL2} = 1$$

$$N_{FE2} = 162.10^6 > N_{FO} = 4.10^6 \Rightarrow \text{lấy } N_{FE2} = N_{FO} \Rightarrow K_{FL2} = 1$$

- Bộ truyền bánh răng trụ cấp chậm có:

$$N_{HE3} = 60.10^6 > N_{HO3} = 24,4.10^6 \Rightarrow \text{lấy } N_{HE3} = N_{HO3} \Rightarrow K_{HL3} = 1$$

$$N_{FE3} = 60.10^6 > N_{FO} = 4.10^6 \Rightarrow \text{lấy } N_{FE3} = N_{FO} \Rightarrow K_{FL3} = 1$$

$$N_{HE4} = 20,1.10^6 < N_{HO1} = 22,4.10^6 \Rightarrow K_{HL4} \approx 1$$

$$N_{FE4} = 20,1.10^6 > N_{HO1} = 4.10^6 \Rightarrow \text{lấy } N_{FE4} = N_{FO} \Rightarrow K_{FL4} = 1$$

S_H, S_F : Hệ số an toàn khi tính về tiếp xúc và uốn, tra bảng 6.2 ta có ứng với vật liệu đã chọn thì:

$$S_H = 1,1; S_F = 1,75$$

Từ đó ta xác định được sơ bộ ứng suất cho phép của bánh răng.

$$[\sigma_{Hn}] = \frac{\sigma_{Hlim.n}}{S_H} K_{HL1} = \frac{650}{1,1} \cdot 1 = 590 \quad (\text{MPa})$$

$$[\sigma_{Fn}] = \frac{\sigma_{Flim.n}}{S_F} K_{FC} \cdot K_{FL1} = \frac{522}{1,75} \cdot 1,1 = 298 \quad (\text{MPa})$$

$$[\sigma_{Hl}] = \frac{\sigma_{Hlim.l}}{S_H} K_{HL2} = \frac{630}{1,1} \cdot 1 = 573 \quad (\text{MPa})$$

$$[\sigma_{Fl}] = \frac{\sigma_{Flim.l}}{S_F} K_{FC} \cdot K_{FL2} = \frac{504}{1,75} \cdot 1,1 = 288 \quad (\text{MPa})$$

Vì vậy, ứng suất tiếp xúc cho phép là: $[\sigma_H] = [\sigma_{Hl}] = 573 (\text{MPa})$.

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_H]_{max} = 2,8 \cdot \sigma_{chl} = 2,8 \cdot 600 = 1680 \quad (\text{MPa}) \quad (6.13)[I]$$

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải (vật liệu có $HB < 350$) là:

$$[\sigma_{Fl}]_{max} = 0,8 \sigma_{chn} = 0,8 \cdot 650 = 520 \quad (\text{MPa})$$

$$[\sigma_{Fn}]_{max} = 0,8 \sigma_{chn} = 0,8 \cdot 600 = 480 \quad (\text{MPa})$$

3. Tính toán cấp chậm , bộ truyền bánh răng trụ

răng thẳng :

a. Tính khoảng cách trục:

$$a_{w1} = K_a (u+1)^3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_1 \cdot \psi_{ba}}} \quad (6.15a)[I]$$

Tra bảng 6.6 $\rightarrow \psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$, chọn $\psi_{ba} = 0,3$. Bánh răng thẳng $K_a = 49,5$.

Theo (6.16) $\psi_{ba} = 0,53 \cdot \psi_{ba}(u \pm 1)$

$$\psi_{bd} = 0,53 \cdot 0,3 \cdot (2,7+1) = 0,6 \text{ bảng (6.7) ,tra theo đồ 4}$$

$$\rightarrow K_{H\beta} = 1,01$$

$$\rightarrow a_{w1} = 49,5(2,7+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{378463 \cdot 1,01}{573^2 \cdot 2,7 \cdot 0,3}} = 206,7 \text{ (mm)}$$

b.Xác định các thông số ăn khớp :

$$\text{Lấy } a_{w1} = 210 \text{ (mm)}$$

$$\text{từ đó } \rightarrow m = (0,01..0,02)a_{w1} = (0,01..0,02) \cdot 210 = 2,1..4,2 \quad (6.17)[I]$$

Chọn môđun tiêu chuẩn $m = 2,5$

$$\rightarrow z_1 = \frac{2a_{w1}}{m(u+1)} = \frac{2 \cdot 210}{2,5 \cdot (2,7+1)} = 45 \text{ chọn } z_1 = 45$$

$$\rightarrow z_2 = u_1 \cdot z_1 = 2,7 \cdot 45 = 121 \text{ chọn } z_2 = 121$$

Do đó

$$a_w = \frac{m(z_2+z_1)}{2} = \frac{2,5 \cdot (45+121)}{2} = 207 \text{ (mm)}$$

$$\text{Có tỉ số truyền thực } u_t = \frac{121}{45} = 3$$

Vì $z_1 = 45$ theo bảng 6.9[I] ta chọn hệ số dịch chỉnh = 0

$$\cos \alpha_{tw} = \frac{z_1 \cdot m \cdot \cos \alpha}{2 \cdot a_{aw}} = \frac{(45+121) \cdot 2,5 \cdot \cos 30^\circ}{2 \cdot 210} = 0,86 \quad (6.27)[I]$$

$$\rightarrow \alpha_{tw} = 30^\circ$$

c.Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc :

Do hệ thống bánh răng được đặt kín trong hộp (môi trường không bụi) và được bôi trơn đầy đủ. Vậy dạng hỏng nguy hiểm nhất thường gặp là tróc rỗ bề mặt, nên cơ sở chọn độ bền tiếp xúc để thiết kế kiểm nghiệm hệ thống dẫn động bánh răng:

$$\sigma_H = Z_m \cdot Z_H \cdot Z_e \cdot \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u_m+1)}{b_w u_m d_{w1}^2}} \leq [\sigma_H] \quad (6.33)[I]$$

Trong đó: Z_M hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp trong bảng 6.5

Z_H số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc

$$\text{Bảng 6.5 } \rightarrow Z_M = 274 \text{ (MPa}^{1/3}\text{)}$$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{rw}}} = \sqrt{\frac{2}{\sin(2 \times 30)}} = 1,52 \quad (6.34)[I]$$

Z_ε – hệ số kể đến sự trùng khớp của răng

ε_β – hệ số trùng khớp dọc

ε_α – hệ số trùng khớp ngang

$$\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)] \cos \beta = 1,8$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{m \pi} = 0$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4 - \varepsilon_\alpha)}{3}} = \sqrt{\frac{(4 - 1,8)}{3}} = 0,7 \quad (6.36a)[I]$$

Đường kính vòng lăn bánh nhỏ

$$d_{w1} = \frac{2a_{w2}}{(u + 1)} = \frac{2.121}{2,7 + 1} = 65(mm)$$

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000} = \frac{3,14.65.270}{60000} = 0,9 \quad (6.40)[I]$$

Theo bảng (6.13), chọn cấp chính xác 9, tra bảng 6.16 hệ số làm việc êm $g_0 = 73$

$$v_H = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_{w2}}{u_1}} = 0,006.73.0,9 \cdot \sqrt{\frac{121}{2,7}} = 2,6 \quad (6.42)[I]$$

δ_H hệ số kể đến ảnh hưởng của sai số ăn khớp

$\delta_H = 0,006$ tra theo bảng (6.15)

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H \cdot b_w \cdot d_{w1}}{2T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} \quad (6.41)[I]$$

b_w – chiều rộng vành răng

$$b_w = \Psi_{ba} \cdot a_{w2} = 0,3 \times 232,5 = 70 (mm)$$

$$K_{H\beta} = 1,0, K_{H\alpha} = 1$$

K_{Hv} – hệ số kể đến ảnh hưởng của tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp

$$K_{Hv} = 1 + \frac{2,6.72.65}{2.378463.1.01.1} = 1,01$$

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,01.1.1,01 = 1 \quad (6.39)[I]$$

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{2T_1 K_H (u \pm 1) / (b_w u d_{w1}^2)} \leq [\sigma_H] \quad (6.33)[I]$$

$$\sigma_H = 274.1,52.0,7 \sqrt{2.378463.1.(2,7 + 1) / (72.2,7.65^2)} = 538(Mpa)$$

$$[\sigma_H] = \left(\frac{\sigma_{Hlim}}{S_H}\right) Z_R Z_V K_{XH} K_{HL} \quad (6.1)[I]$$

Z_R - hệ số xét đến độ nhám của mặt răng làm việc

Với cấp chính xác về mức tiếp xúc là 9, khi đó cần gia công đạt độ nhám: $Ra = 2,5 \dots 1,25$
 $\mu m \Rightarrow Z_R = 0,95$

Z_V - hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng, ta có $v = 0,6 < 5$ (m/s) nên lấy $Z_V = 1$

K_{XH} - hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng

Lại có $d_a < 700$ mm $\rightarrow K_{XH} = 1$

$\rightarrow [\sigma_H] = 573 \cdot 0,95 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 544,4$ (Mpa)

$\sigma_H = 538 < [\sigma_H] = 544,4$ Vậy kiểm nghiệm về độ bền tiếp xúc đạt yêu cầu

d. Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn :

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_F Y_\varepsilon Y_\beta Y_{F1}}{b_\omega d_{\omega 1} m} \leq [\sigma_{F1}] \quad (6.43)[I]$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \quad (6.44)[I]$$

Y_ε - hệ số kể đến sự trùng khớp của răng

$$Y_s = \frac{1}{S_\alpha} = 0,6$$

Y_β - hệ số kể đến độ nghiêng của răng, đối với răng thẳng $Y_\beta = 1$

$Y_{F1} Y_{F2}$ - hệ số dạng răng của bánh 1, 2. Tra bảng 6.18[I] ta có:

$$Y_{F1} = 3,8$$

$$Y_{F2} = 3,6$$

K_F - hệ số tải trọng vết uốn

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv}$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{V_F b_\omega d_{\omega 1}}{2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha}} \quad (6.46)[I]$$

$$V_F = \delta_F g_0 \sqrt{\frac{a_\omega}{u}} \quad (6.47)[I]$$

$$g_0 = 73$$

δ_F - hệ số kể đến ảnh hưởng của sai số ăn khớp. $\delta_F = 0,016$

bảng(6.15)[I]

$$v_F = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_{w2}}{u_t}} = 0,016 \cdot 73,0 \cdot 9 \cdot \sqrt{\frac{210}{2,7}} = 9,3$$

$$K_{F\alpha} = 1$$

$$K_{F\beta} = 1,23$$

(6.7)[I]

$$K_{FV} = 1 + \frac{9,3 \cdot 72,65}{2,378463 \cdot 1,23 \cdot 1} = 1,05$$

$$\rightarrow K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} = 1,23 \cdot 1 \cdot 1,05 = 1,3$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2,378463 \cdot 1,3 \cdot 0,6 \cdot 1,3,8}{72,65 \cdot 2,5} = 192 < [\sigma_{F1}] = [\sigma_{Fn}] = 298 \text{ (Mpa)}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{192 \cdot 3,6}{3,8} = 181,9 \leq [\sigma_{F2}] = [\sigma_{Fl}] = 288 \text{ (Mpa)}$$

Vậy kiểm nghiệm về độ bền uốn đạt yêu cầu.

e. Kiểm nghiệm răng về quá tải:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}} \leq [\sigma_H]_{\max} \tag{6.48}[I]$$

$$K_{qt} = K_{bd} = 1,2$$

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}} = 538 \cdot 1,2 = 645 < [\sigma_H]_{\max} = 1680 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F1 \max} = \sigma_{F1} \cdot K_{qt} = 192 \cdot 1,2 = 230,4 < [\sigma_{F1}]_{\max} = [\sigma_{Fn}]_{\max} = 480 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2 \max} = \sigma_{F2} \cdot K_{qt} = 181,9 \cdot 1,2 = 218,28 < [\sigma_{F2}]_{\max} = [\sigma_{Fl}]_{\max} = 520 \text{ MPa}$$

Vậy bộ truyền thỏa mãn điều kiện quá tải

g. Các thông số bộ truyền

Dựa theo bảng 6.11[I] ta tính

	Bánh răng 1	Bánh răng 2
Khoảng cách trục, a_w	210 mm	
Môđun pháp, m	2,5 mm	

Chiều rộng, b_w	72 mm	72 mm
Tỉ số truyền, u	2,7	
Số răng, z_1, z_2	45	121
Hệ số dịch chỉnh răng	0	0
Đường kính lăn, d_w	65 mm	175,5 mm
Đường kính đỉnh răng, d_a	70 mm	180,5 mm
Đường kính đáy răng, d_f	58,75 mm	169,25 mm
Đường kính chia, d	$d_1 = \frac{mz_1}{1} = 65 \text{ mm}$	175,5 mm

4. Tính toán truyền động bánh răng trụ răng thẳng (cấp nhanh)

Vì trong hộp giảm tốc 2 cấp đồng trục có khoảng cách trục của bộ truyền cấp nhanh và cấp chậm bằng nhau nên ta chọn các thông bộ truyền như phân trên.

Vì momen xoắn trên trục ở bộ truyền cấp chậm bao giờ cũng lớn hơn ở cấp chậm, ta cũng đã kiểm tra bền cho bánh răng ở cấp chậm rồi nên bánh răng ở cấp nhanh không cần kiểm nữa. Ta chỉ cần tính lại vận tốc và cấp chính xác

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000} = \frac{3,14 \cdot 85 \cdot 730}{60000} = 3,3 \quad (6.40)[I]$$

Theo bảng (6.13), chọn cấp chính xác 8, tra bảng 6.16 hệ số làm việc êm $g_0 = 56$

Với cấp chính xác về mức tiếp xúc là 8, khi đó cần gia công đạt độ nhám: $Ra = 2,5 \dots 1,25 \mu\text{m}$

PHẦN III : THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN NGOÀI

THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI DỆT

I. Giới thiệu:

- Truyền động đai là truyền động ma sát giữa đai và bánh đai. Ưu điểm của bộ truyền đai là làm việc không ồn, thích hợp với vận tốc lớn. Đai không làm việc được trong điều kiện ẩm ướt

- Chọn loại đai :

- Ta chọn loại đai dệt vật liệu là vải cao su dày là loại có sức bền tính đàn hồi cao ít chịu ảnh hưởng của độ ẩm nhiệt độ, vận tốc truyền cao.

II. Các bước thiết kế bộ truyền đai :

+ **Giai đoạn I :** Nghiêng cứu các yêu cầu của bộ truyền

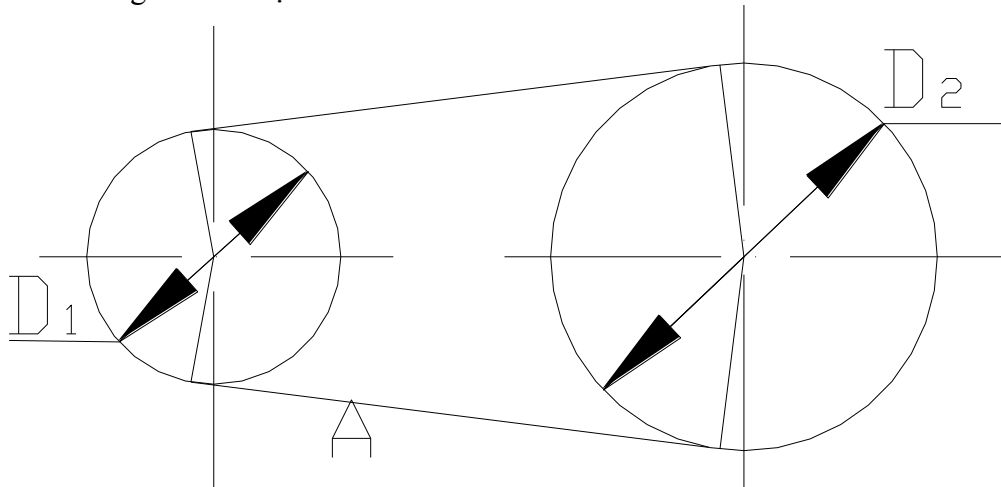
Ta thiết kế bộ truyền đai dệt để dẫn truyền công suất từ động cơ đến hộp giảm tốc với tỷ số truyền của đai là $i_a = 1,82$ số vòng quay của trục dẫn là $n = 730$ v/p

Trục bị dẫn là $n = 270$ v/p

Đai làm việc trong nhiệt độ và môi trường khô vận tốc khá lớn ta thiết kế bộ truyền đai theo hai phương án sau đó chọn một phương án hợp lý.

+ **Giai đoạn II :**

Xác định các thông số hình học của đai



1. Xác định đường kính bánh đai.

Ta có sơ đồ động có A là khoảng cách trục D_1, D_2 là đường kính bánh đai nhỏ và bánh đai lớn α_1, α_2 là góc ôm bánh nhỏ và bánh lớn

$$A = \frac{2.L - 3,14(D_1 + D_2) + \sqrt{[(2.L - 3,14(D_1 + D_2))]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (I_1CT_{5-2}T_{83})$$

a. Đường kính bánh đai nhỏ.

Theo công thức $D_1 = (1100 \rightarrow 1300) \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}}, mm$ ($I_1 CT(5-6)_T84$)

Với N_1 công suất trục dẫn kw

n_1 Số vòng quay trong một phút của băng bằng số vòng quay của động trục bị dẫn cơ

Phương án 1: chọn $D_1=1100=1100 \cdot \sqrt[3]{\frac{11,3}{730}} = 274 \text{ mm}$

Phương án 2 : chọn $D_1=1300 \sqrt[3]{\frac{N_1}{n_1}} = 1300 \sqrt[3]{\frac{11,3}{7300}} = 324\text{mm}$

Kiểm tra vận tốc theo điều kiện $V = \frac{\pi \cdot D \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \leq (25 \rightarrow 30) \frac{m}{s}$ (I₁CT₅₋₇T₈₄)

Ta có : $PA_1: V = \frac{3,14 \cdot 274 \cdot 730}{60 \cdot 1000} = 10,5$

$PA_2: V = \frac{3,14 \cdot 324 \cdot 730}{60 \cdot 1000} = 12,4\text{mm}$

Cả hai phương án đều thỏa mãn điều kiện

Ta có : $D_2 = i \cdot D_1$

Phương án 1: $D_2 = 1,82 \cdot 274 = 498 \text{ mm}$

Phương án 2: $D_2 = 1,82 \cdot 324 = 589\text{mm}$

Tính số vòng quay trục

$n_2 = (1 - \varepsilon) \cdot \frac{D_1}{D_2} \cdot n_1$ chọn $\varepsilon = 0,1$

Phương án 1: $n_2 = 0,99 \cdot \frac{274}{498} \cdot 730 = 397,6$

Phương án 2: $n_2 = 0,99 \cdot \frac{324}{589} \cdot 730 = 397,5$

$\Delta n_1 = \frac{730 - 397,6}{730} \cdot 100\% = 0,5 < 5\%$

$\Delta n_2 = \frac{730 - 397,5}{730} \cdot 100\% = 0,4 < 5\%$

b. Xác định chiều dài đai.

Ta có : $L_{\min} = \frac{v}{u_{\max}}$ (I₁ CT₍₅₋₉₎ T₈₅)

u_{\max} Là số vòng chạy lần nhất trong một giây của đai $u_{\max}(3 \div 5)$ chọn $u_{\max} = 3$

$L_{\min} = \frac{10,5}{3} = 3,5\text{m} = 3500\text{mm}$ (PA₁)

$L_{\min} = \frac{12,4}{3} = 4,2\text{m} = 4200\text{mm}$ (PA₂)

Thay L và D_1, D_2 vào công thức A ta được:

$A_1 = \frac{2 \cdot 3500 - 3,14(274 + 498) + \sqrt{[(2 \cdot 3500 - 3,14(274 + 498))]^2 - 8(498 - 274)^2}}{8} = 1138$

$A_2 = \frac{2 \cdot 4200 - 3,14(324 + 589) + \sqrt{[(2 \cdot 4200 - 3,14(324 + 589))]^2 - 8(589 - 324)^2}}{8} = 1377$

- Kiểm tra điều kiện $A \geq 2(D_1 + D_2)$ (I₁ CT₍₅₋₁₀₎ T₈₆)

Phương án 1: $1138 > 2(274+498)=1544\text{mm}$

Phương án 2: $1377 > 2(324+589)=1826\text{mm}$

Thỏa mãn

- Kiểm tra theo điều kiện góc ôm :

Phương án 1: $\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 57^\circ > 150^\circ$ (I₁ CT₍₅₋₁₁₎ T₈₆)

$$\alpha = 180^\circ - \frac{498 - 274}{1000} 57^\circ = 167^\circ$$

Phương án 2: $\alpha = 180^\circ - \frac{589 - 324}{1000} 57^\circ = 164^\circ$

Cả hai đều thỏa mãn điều kiện

Tính lại L : $L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$ (I₁ CT₅₋₁ T₈₃)

Phương án 1: $L = 2.1138 + \frac{\pi}{2}(498 + 274) + \frac{(498 - 274)^2}{4.1138} = 3499$ (mm)

Phương án 2: $L = 2.1377 + \frac{\pi}{2}(589 + 324) + \frac{(589 - 324)^2}{4.1377} = 4200$ (mm)

Để xác định chiều rộng đai ta xác định theo điều kiện bền mòn $b \geq \frac{N.1000}{v\delta[\sigma_p]_0 c_t c_v c_b c_\alpha}$ (I₁ CT₅₋₁₃ T₈₆)

Chiều dài đai δ chọn theo tỷ số $\frac{\delta}{D1} \leq \left[\frac{\delta}{D1} \right]$ (I₁ CT₅₋₁₂ T₈₆)

Ta có : $\frac{\delta}{D1} \leq \frac{1}{40}$ $\delta = \frac{D_1}{40} = \frac{274}{40} = 6,85$ (PA₁)

$$\delta = \frac{D_1}{40} = \frac{324}{40} = 8,1$$
 (PA₂)

Chọn ứng suất công ban đầu $\delta_0 = 1,8 \frac{N}{mm^2}$, Theo(I₁ B₅₋₇ T₈₉) có $[\sigma_p]_0 = 2,25 \frac{N}{mm^2}$

c_t : Hệ số xét đến ảnh hưởng chế độ trọng tải

c_α Hệ số xét đến ảnh hưởng góc ôm

c_v Hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc

c_b Hệ số xét đến ảnh hưởng của bộ truyền

Theo(I₁ B_{5-7,5-8,5-6} T_{90,89}) ta có $c_t=0,8$ $c_\alpha=0,97$, $c_v=0,9$, $c_b=1$

Phương án 1: $b \geq \frac{6,85.1000}{10,5.4,3.2,25.0,8.0,97.0,9} = 96$

Phương án 2: $b \geq \frac{8,1.1000}{12,4.4,3.2,25.0,8.0,97.0,9} = 114$

Chiều rộng B của bánh đai

$B=1,1b+(10 \div 15)$ (I₁ CT₅₋₁₄ T₉₁)

Phương án 1: $B=1,1.96+10=115,6$ (mm) ta lấy $B=125$ (mm)

Phương án 2: $B=1,1.114+10=135,4$ mm lấy $B=140$ mm

Xác định lực căng đai

$$S_0 = \delta_0 \delta \cdot b \quad (I_1 \text{ CT}_{5-16} \text{ T}_{91})$$

$$\text{Phương án 1: } S_0 = 1,8 \cdot 4,3 \cdot 96 = 743,04 \text{ N}$$

$$\text{Phương án 2: } S_0 = 1,8 \cdot 5,08 \cdot 114 = 1072 \text{ N}$$

$$\text{Lực tác dụng lên trục: } R = 3S_0 \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \quad (I_1 \text{ CT}_{5-17} \text{ T}_{91})$$

$$R_1 = 3 \cdot 743,04 \cdot \sin \frac{167}{2} = 1453,4 \text{ N}$$

$$R_2 = 3 \cdot 1072 \cdot \sin \frac{164}{2} = 3184,7 \text{ N}$$

Giai đoạn III :

Qua hai phương án thiết kế ta thấy cả hai phương án đều thỏa mãn tuy nhiên ta phải chọn phương án một vì phương án này làm bộ truyền đai có kích thước nhỏ gọn

Vậy ta đã thiết kế bộ truyền đai với các thông số hình học

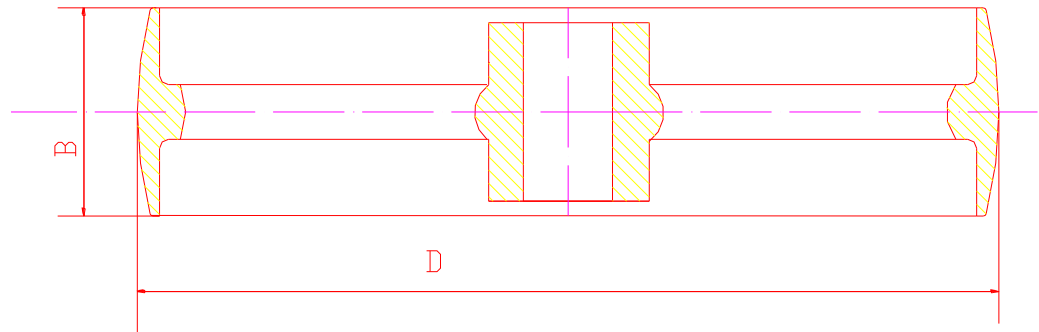
Khoảng cách trục $A = 1138$ chiều dài đai $L = 3499 \text{ mm}$

Góc ôm $\alpha = 167^\circ$ chiều rộng đai $b = 63$ chiều dài đai là $8,1 \text{ mm}$

Bánh đai : Đường kính bánh đai nhỏ $D_1 = 274 \text{ mm}$, $D_2 = 498 \text{ mm}$

Lực căng đai $S_0 = 743,04 \text{ N}$, $R_a = 1453,4$

Ta có kết cấu bánh đai như hình vẽ :



IV. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRỤC

1. Thông số khớp nối trục đàn hồi

Do khớp nối truyền công suất tương đối lớn nên ta chọn cách nối trục vòng đàn hồi. $T_{đc} = 147829$ (Nmm). Khi đó tra bảng 16.10a các kích thước cơ bản của nối trục vòng đàn hồi được tra theo mômen xoắn.

$T = 500$ (M.m)	$d = 40$ (mm)	$D = 170$ (mm)
$d_m = 80$ (mm)	$L = 175$ (mm)	$l = 110$ (mm)
$d_1 = 71$ (mm)	$D_o = 130$ (mm)	$Z = 8$
$n_{max} = 3600$	$B = 5$	$B_1 = 70$
$l_1 = 30$ (mm)	$D_3 = 28$ (mm)	$l_2 = 32$ (mm)

2. Thiết kế trục

a. Chọn vật liệu

Chọn vật liệu chế tạo trục I, II, III trong hộp truyền giảm tốc là thép 35 có $\sigma_b = 600$ MPa, ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 15..30$ Mpa

b. Tính đường kính sơ bộ

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}} \quad (10.9)[I]$$

$[\tau]$ -ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 15..30$ Mpa, lấy số nhỏ đối với trục vào của hộp giảm tốc, trị số lớn đối với trục ra

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{146351}{0,2 \times 15}} \approx 37 \text{ mm}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{378463}{0,2 \times 20}} \approx 45 \text{ mm}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{983650}{0,2 \times 25}} \approx 58 \text{ mm}$$

Ở đây do trục I (d_1) nối với động cơ điện 4A160M8Y3 có đường kính trục $d_{đc} = 42$ mm.

$$d_1 = (0,8..1,2) d_{đc} = (0,8..1,2) \cdot 42 = 36,6..50,4 \text{ mm.}$$

Vậy chọn $d_1 = 35$ mm.

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

Dựa theo bảng 10.2, 10.3 [I] ta chọn

$$b_0 = 21 \text{ mm}$$

$$K_1 = 15 \text{ mm}$$

$$K_2 = 15 \text{ mm}$$

$$K_3 = 20 \text{ mm}$$

$$H_n = 20 \text{ mm}$$

Tra bảng (10.4), (10.3)[I], kết quả tính được khoảng cách l_{ki} trên trục thứ k từ gối đỡ 0 đến chi tiết quay thứ i như sau:

$$l_{12} = -l_{c12} = 0,5 \cdot (l_{m12} + b_0) + k_3 + h_n = 78,25 \text{ mm}$$

$$l_{13} = 0,5 \cdot (l_{m13} + b_0) + k_1 + k_2 = 69,5 \text{ mm}$$

$$l_{11} = 2l_{13} = 2 \cdot 69,5 = 139 \text{ mm}$$

$$l_{22} = 0,5 \cdot (l_{m22} + b_0) + k_1 + k_2 = 74,3 \text{ mm}$$

$$l_{23} = l_{11} + k_1 + b_0 + l_{32} = 259 \text{ mm}$$

$$l_{21} = l_{23} + l_{32} = 343 \text{ mm}$$

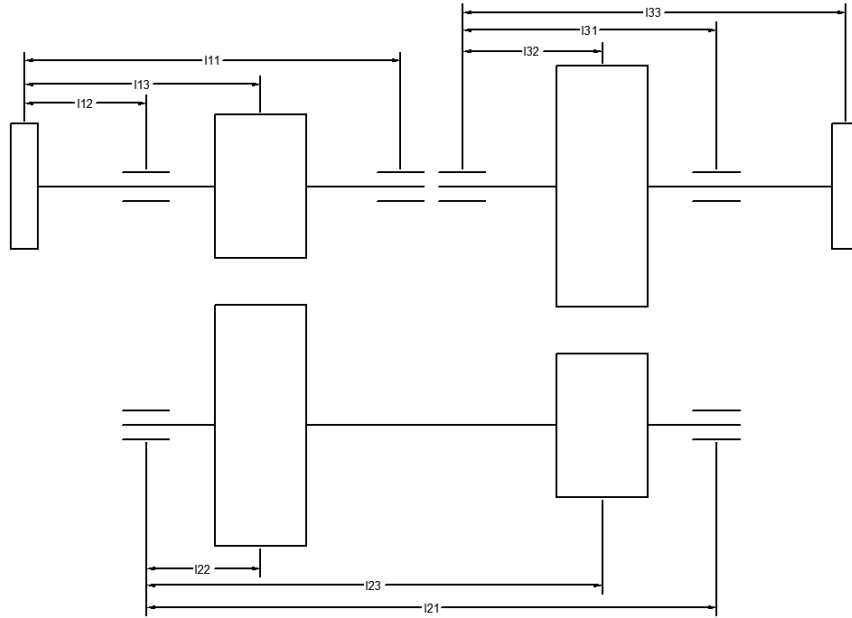
$$l_{32} = 0,5(l_{m32} + b_0) + k_1 + k_2 = 0,5(1,5.60 + 19) + 10 + 15 = 84 \text{ mm}$$

$$l_{31} = 2 l_{32} = 84.2 = 168 \text{ mm}$$

$$l_{33} = l_{31} + 0,5.(l_{m33} + b_0) + k_3 + h_n = 262$$

d. Xác định trị số và chiều của các lực từ chi tiết quay tác dụng lên trục:

Ta có sơ đồ bố trí hộp giảm tốc như hình (10.9)[1]



Lực từ đai tác dụng lên trục 1 hướng theo phương y có trị số là:

$$F_{y12} = 1453 \text{ N.}$$

Theo phương x có trị số là

$$F_{x12} = 3185 \text{ N}$$

Lực tác dụng của khớp nối trục đàn hồi tạo ra: $F_{x33} = (0,2 \div 0,3) F_r$; $F_r = 2T_{III}/D_0$,

Tra bảng 16.10a ta chọn $D_0 = 71 \text{ mm}$: $F_{x33} = 2459 \text{ N}$

Lực tác dụng khi ăn khớp trong các bộ truyền được chia làm ba thành phần:

F_x : Lực vòng.

F_y : Lực hướng tâm.

F_z : Lực dọc trục.

Với trục 1:

$$F_{x13} = -\frac{2T_1}{d_{w11}} = -\frac{2.146350}{65} = -4503 \text{ N}$$

$$F_{y13} = -\frac{F_{x13} \cdot \text{tg} \alpha_{\omega}}{\text{Cos} \beta} = -\frac{4503 \cdot \text{tg} 30^\circ}{\text{cos} 0^\circ} = -2600 \text{ N}$$

$$F_{z13} = -F_{x13} \cdot \text{tg} \beta = 0 \text{ N}$$

Với trục 2:

$$F_{x22} = -F_{x13} = 4503 \text{ N}$$

$$F_{y22} = -F_{y13} = 2600 \text{ N}$$

$$F_{z22} = -F_{z13} = 0 \text{ N}$$

$$F_{x23} = -\frac{2.T}{d_{w23}} = -\frac{2.378463}{65} = -11645N$$

$$F_{y23} = F_{x23} \cdot \operatorname{tg}\alpha_{tw} = 11645 \cdot \operatorname{tg}30^0 = 6723N$$

Với trục 3:

$$F_{x32} = -F_{x23} = 11645 N$$

$$F_{y32} = -F_{y23} = -6723 N$$

Xác định đường kính và chiều dài các đoạn trục. Khi đó ta có các biểu đồ Momen và các giá trị tương ứng trên các vị trí, khi tính toán momen uốn tổng và các momen tương đương tại các thiết diện ta tiến hành làm tròn, các kết quả có sai số đó được bù bằng hệ số an toàn khi các trục được kiểm nghiệm. Tính phản lực tác dụng lên các gối đỡ:

Với trục 1:

$$Fl_{y11} = (F_{y13} \cdot l_{13} + F_{y12} \cdot l_{12}) / l_{11} = 2117N$$

$$Fl_{y10} = Fl_{y11} + F_{y12} + F_{y13} = 6170$$

$$Fl_{x11} = \frac{(F_{x13} \cdot l_{13} + F_{x12} \cdot l_{12})}{l_{11}} = 4044N$$

$$Fl_{x10} = F_{x13} + F_{x12} - Fl_{x11} = 3644N$$

Momen uốn tổng tại các thiết diện và mômen tương ứng (với các tiết diện 0, 1, 3: lần lượt là các tiết diện từ trái sang phải ứng với các trục tương ứng:

$$M_{td12} \approx 146000Nmm$$

$$M_{11} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} \approx 273600Nmm$$

$$M_{td11} = \sqrt{M_{11}^2 + 0,75.T^2} = \sqrt{273600^2 + 0,75.146000^2} \approx 301000mm$$

$$M_{13} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{281000^2 + 147000^2} \approx 317000Nmm$$

$$M_{td13} = \sqrt{M_{13}^2 + 0,75.T^2} = \sqrt{152000^2 + 0,75.53000^2} = 159000Nmm$$

Đường kính trục tại các thiết diện tương ứng khi tính sơ bộ:

$$d_{12} = \sqrt[3]{\frac{M_{td12}}{0,1[\sigma]}} = 32mm$$

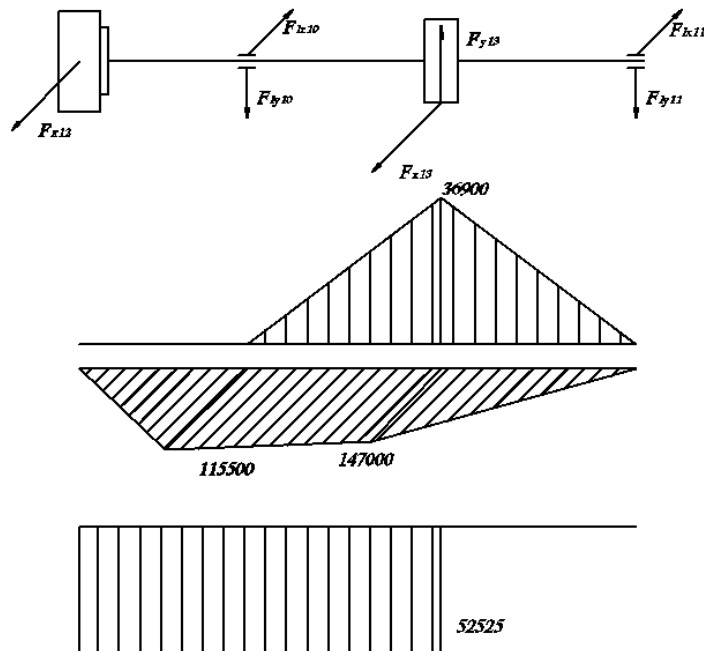
$$d_{11} = \sqrt[3]{\frac{M_{td11}}{0,1[\sigma]}} = 41mm$$

$$d_{13} = \sqrt[3]{\frac{M_{td13}}{0,1[\sigma]}} = 41.2mm$$

Khi đó theo tiêu chuẩn và điều kiện công nghệ và điều kiện bền ta chọn thông số các đường kính trục tại các thiết diện tương ứng là: $d_{12} = 40 mm$, $d_{11} = 45 mm$ và $d_{13} = 48mm$. Khi tính toán lắp bánh răng lên trục 1 ta dùng then bằng để truyền momen xoắn. Khi đó theo TCVN 2261- 77 ta có các thông số về các loại then được lắp trên các trục như sau:

Đường kính trục	Kích thước tiết diện	Chiều sâu rãnh then	Bán kính góc lượn của rãnh
-----------------	----------------------	---------------------	----------------------------

	b	h	t ₁	t ₂	nhỏ nhất	lớn nhất
45	14	9	5,5	3,3	0,25	0,4
40	12	8	5	3,3	0,25	0,4
48	14	9	5,5	3,3	0,25	0,4



Với trục 2:

$$Fl_{y21} = -(F_{y22} \cdot l_{22} + F_{y23} \cdot l_{23}) / l_{21} = 5639$$

$$Fl_{y20} = -(Fl_{y21} + F_{y22} + F_{y23}) = 14962$$

$$Fl_{x21} = -(F_{x22} \cdot l_{22} + F_{x23} \cdot l_{23}) / l_{21} = -(4503 \cdot 74,3 - 11645 \cdot 259) / 343 = 9768 \text{ N}$$

$$Fl_{x20} = -(Fl_{x21} + F_{x22} + F_{x23}) = -(7000 + 4503 - 11645) = 31110 \text{ N}$$

Momen uốn tổng tại các thiết diện và mômen tương ứng:

$$M_{td21} = \sqrt{0,75 \cdot T^2} = \sqrt{0,75 \cdot 378463^2} \approx 327000 \text{ Nmm}$$

$$M_{22} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = 220000 \text{ Nmm}$$

$$M_{td22} = \sqrt{M_{22}^2 + 0,75 \cdot T^2} = 394000 \text{ Nmm}$$

$$M_{23} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = 510000 \text{ Nmm}$$

$$M_{td23} = \sqrt{M_{23}^2 + 0,75 \cdot T^2} = 606000 \text{ Nmm}$$

Đường kính trục tại các thiết diện tương ứng khi tính sơ bộ:

$$d_{21} = \sqrt[3]{\frac{M_{td21}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{327000}{0,1.45}} = 41,7mm$$

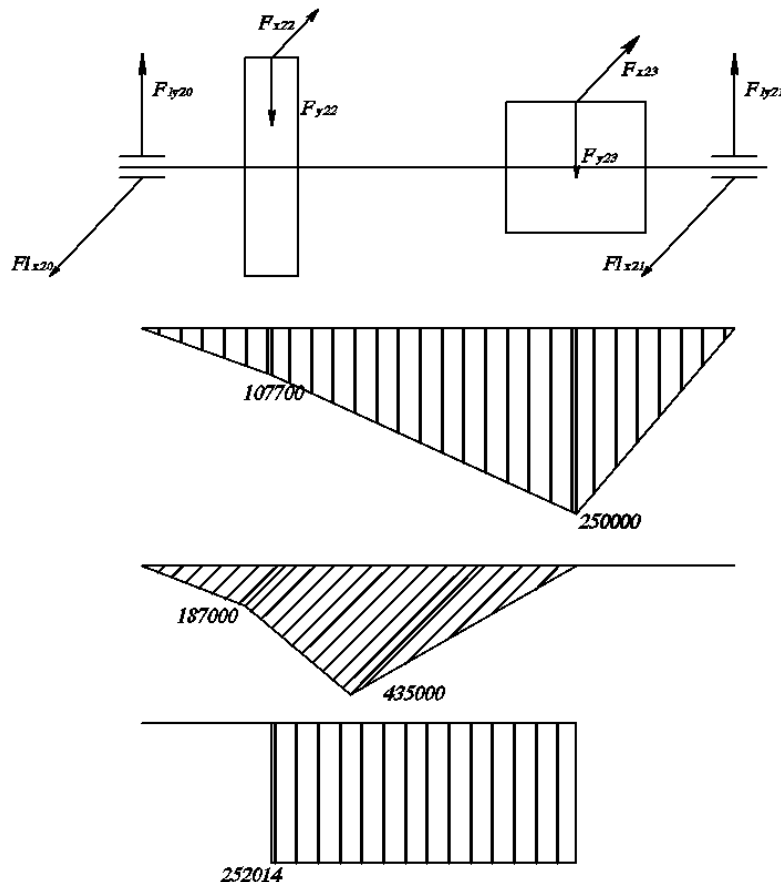
$$d_{22} = \sqrt[3]{\frac{M_{td22}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{394000}{0,1.45}} = 44,4mm$$

$$d_{23} = \sqrt[3]{\frac{M_{td23}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{606000}{0,1.63}} = 46mm$$

Khi đó theo tiêu chuẩn và điều kiện công nghệ ta chọn thông số các đường kính trục tại các thiết diện tương ứng là: $d_{21} = 40$ mm, $d_{22} = 45$ mm và $d_{23} = 48$ mm

Trên trục 2 ta cũng dùng then bằng để truyền momen. Khi đó theo TCVN 2261- 77 có các thông số về các loại then được lắp trên các trục như sau:

Đường kính trục	Kích thước thiết diện		Chiều sâu rãnh then		Bán kính góc lượn của rãnh	
	b	h	t ₁	t ₂	nhỏ nhất	lớn nhất
40	12	8	5	3,3	0,25	0,4
45; 48	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4



Với trục 3:

$$Fl_{y31} = (F_{y33} \cdot l_{33} - F_{y32} \cdot l_{32}) / l_{31} = (2459.262 - 6723.84) / 168 = 474 \text{ N}$$

$$Fl_{y30} = (Fl_{y31} + F_{y32}) - F_{y33} = 4738 \text{ N}$$

$$Fl_{x31} = (F_{x32} \cdot l_{32}) / l_{31} = 5822 \text{ N}$$

$$Fl_{x30} = (F_{x32} - Fl_{x31}) = 5822 \text{ N}$$

Khi đó ta có các biểu đồ Momen, các giá trị tương ứng trên các vị trí và sơ bộ các kích thước của trục:

Momen uốn tổng tại các thiết diện và mômen tương ứng:

$$M_{td33} = \sqrt{0,75 \cdot T^2} = 327000 \text{ Nmm}$$

$$M_{32} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} \approx 260000 \text{ Nmm}$$

$$M_{td32} = \sqrt{M_{32}^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{260000^2 + 0,75 \cdot 983650^2} \approx 890000 \text{ mm}$$

$$M_{31} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = 734000 \text{ Nmm}$$

$$M_{td31} = \sqrt{M_{31}^2 + 0,75 \cdot T^2} = \sqrt{734000^2 + 0,75 \cdot 983650^2} = 1130000 \text{ Nmm}$$

Đường kính trục tại các thiết diện tương ứng khi tính sơ bộ:

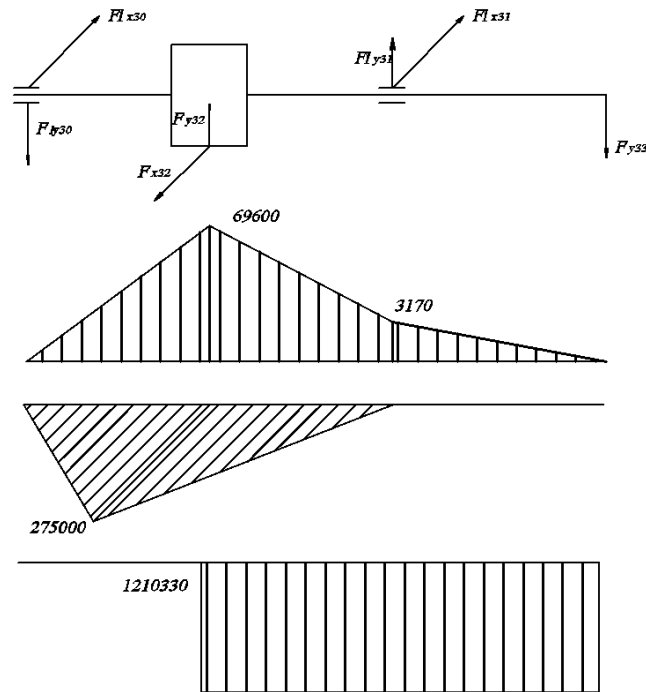
$$d_{33} = \sqrt[3]{\frac{M_{td33}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{327000}{0,1 \cdot 45}} = 41,7 \text{ mm}$$

$$d_{32} = \sqrt[3]{\frac{M_{td32}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{890000}{0,1 \cdot 45}} = 58,3 \text{ mm}$$

$$d_{31} = \sqrt[3]{\frac{M_{td31}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{1130000}{0,1 \cdot 45}} = 63 \text{ mm}$$

Khi đó theo tiêu chuẩn và điều kiện công nghệ ta chọn thông số các đường kính trục tại các thiết diện tương ứng là: $d_{33} = 42 \text{ mm}$, $d_{31} = 60 \text{ mm}$, $d_{32} = 63 \text{ mm}$. Các đường kính ở các đoạn trục này chỉ là tính sơ bộ nên ta chỉ sử dụng các số liệu này khi nó thoả mãn điều kiện bền và điều kiện an toàn khi kiểm nghiệm lại. Chọn kiểu lắp ghép: các ổ lăn lắp trên trục theo kiểu k6, lắp bánh răng, bánh xích theo k6 kết hợp với lắp then. Khi tính toán lắp bánh răng và bánh xích lên trục, dùng then bằng để truyền momen xoắn từ trục đến các chi tiết lắp trên nó. Khi đó theo TCVN 2261- 77 ta có các thông số về các loại then được lắp trên các trục như sau:

Đường kính trục	kích thước thiết diện		Chiều sâu rãnh then		Bán kính góc lượn của rãnh	
	b	h	t ₁	t ₂	nhỏ nhất	lớn nhất
60;63	18	11	7	4,4	0,25	0,4
42	12	8	5	3,3	0,25	0,4



<

* *Tính kiểm nghiệm trực về độ bền mỏi:*

Với thép 35 có:

$$\sigma_b = 600 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_b = 0,436 \cdot 600 = 261,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 261,6 = 151,7 \text{ MPa}$$

Theo bảng 10.7 ta có: $\psi_\sigma = 0,05$, $\psi_\tau = 0$

Trên trục I

Các trục trong hộp giảm tốc đều quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng do đó:

$$\sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j} ; \sigma_{mj} = 0$$

(10.2)[I]

$$W_j = \frac{\pi.d_j^3}{32} - \frac{bt_1.(d_j - t_1)^2}{2.d_j} = \frac{3,14.48^3}{32} - \frac{12.5(48 - 5,5)}{2.48} = 10851$$

(10.23)[I]

$$\text{nên: } \sigma_{aj} = \frac{M_j}{W_j} = \frac{M_j}{\frac{\pi.d_j^3}{32} - \frac{bt_1.(d_j - t_1)^2}{2.d_j}} = \frac{317000}{10851} = 29,2$$

Trục quay một chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động, do đó:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2.W_{oj}} \quad (10.23)[I]$$

$$\text{với } W_{oj} = \frac{\pi.d_j^3}{16} - \frac{bt_1.(d_j - t_1)^2}{2.d_j} = \frac{3,14.48^3}{16} - \frac{12.5(48 - 5,5)}{2.48} = 21700$$

nên:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2.W_{oj}} = \frac{T_j}{2.\left(\frac{\pi.d_j^3}{16} - \frac{bt_1.(d_j - t_1)^2}{2.d_j}\right)} = \frac{146351}{2.21700} = 3,4$$

Xác định hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm của trục (kiểm tra điều kiện bền mỏi của trục khi thiết kế). Dựa theo kết cấu trục nhận được ta có các tiết diện nguy hiểm là tiết diện lắp bánh răng.

Kết cấu trục vừa thiết kế đảm bảo được độ bền mỏi nếu hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm đó thỏa mãn điều kiện sau:

$$\left[s = s_\sigma \cdot s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geq [s] \right]$$

Trong đó: $[s]$ – hệ số an toàn cho phép, $[s] = 1,5 \dots 2,5$

khi cần tăng độ cứng thì $[s] = 2,5 \dots 3 \cdot s_\sigma$, s_τ – hệ số an toàn chỉ xét riêng cho trường hợp ứng suất pháp hoặc ứng suất tiếp, được tính theo công thức sau đây:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{k_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau\sigma} \cdot \sigma_{\tau a} + \psi_\sigma \cdot \tau_m}$$

trong đó: σ_{-1} , τ_{-1} : giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng. σ_a , τ_a , σ_m , τ_m là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện xét.

* Xét tại tiết diện lắp bánh răng.

Phương pháp gia công trên máy tiện, tại các tiết diện nguy hiểm yêu cầu đạt $Ra = 2,5 \dots 0,63 \mu\text{m}$, do đó theo bảng 10.8, hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt $K_x = 1,06$. Không dùng các phương pháp tăng bền bề mặt do đó hệ số tăng bền $K_y = 1$. Theo bảng 10.12 khi dụng dao phay ngón, hệ số tập trung ứng suất tại rãnh then ứng với vật liệu $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ là $K_\sigma = 1,76$ và $K_\tau = 1,54$. Từ bảng 10.10 với $d = 48 \text{ mm}$, $\varepsilon_\sigma = 0,81$, $\varepsilon_\tau = 0,76$ xác định được tỉ số $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ tại rãnh then trên tiết diện này:

$$K_\sigma/\varepsilon_\sigma = 1,76/0,81 = 2,1$$

$$K_\tau/\varepsilon_\tau = 1,54/0,76 = 2$$

Tra bảng 10.11 ứng với kiểu lắp đó chọn $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ và đường kính tiết diện nguy hiểm ta tra được tỉ số

$$K_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma} = 2,75$$

$$K_{\tau}/\varepsilon_{\tau} = 2,05$$

Xác định các hệ số $K_{\sigma d}$ và $K_{\tau d}$ theo công thức 10.25 và ct 10.26

$$K_{\sigma dj} = \frac{\left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + K_x - 1\right)}{K_y} \quad \text{và} \quad K_{\tau dj} = \frac{\left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + K_x - 1\right)}{K_y}$$

$$K_{\sigma d1} = 2,23, K_{\tau d1} = 2,08$$

Với trục thép Cacbon $\Rightarrow \psi_{\sigma} = 0,05; \psi_{\tau} = 0$

Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp s_{σ} theo ct 10.20

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{261,6}{2,23 \cdot 18,5 + 0,05 \cdot 0} = 6,4$$

Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp s_{τ} theo ct 10.21

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \cdot \tau_a + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{151,7}{2,08 \cdot 2 + 0,2 \cdot 65} = 36,5$$

Hệ số an toàn s theo ct 10.19

$$s = s_{\sigma} \cdot s_{\tau} / \sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2} = 6,4 \cdot 36,5 / \sqrt{6,4^2 + 36,5^2} = 6,3 > [\sigma] = 1,5 \dots 2$$

Trục tại tiết diện lắp bánh răng thoả mãn về độ bền mỏi.

* *Tính toán kiểm nghiệm độ bền của then:*

Kiểm nghiệm độ bền của then.

$$\text{Độ bền dập công thức 9.1: } \sigma'_d = 0,75 \sigma_d = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot T_1}{d \cdot l_t \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\text{Độ bền cắt theo công thức 9.2: } \tau'_c = 0,75 \tau_c = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot T_1}{d \cdot l_t \cdot b} \leq [\tau_c]$$

d (mm)	l_t (mm)	b x h	t_1 (mm)	T (Nmm)	σ_d (MPa)	τ_c (MPa)
48	60	14 x 9	5,5	146351	10,9	4,1

Theo bảng 9.5 với tải trọng $[\sigma_d] = 150$ (Mpa) và $[\tau_c] = 60 \div 90$ (Mpa). Vậy mỗi ghép then thoả mãn độ bền dập và độ bền cắt.

Trên trục II (Tại tiết diện 22)

Các trục trong hộp giảm tốc đều quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng do đó:

$$\sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j}; \quad \sigma_{mj} = 0$$

(10.2)[I]

$$W_j = \frac{\pi \cdot d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{32} - \frac{14,5 \cdot 5 \cdot (45 - 5,5)^2}{2 \cdot 45} = 8900$$

(10.23)[I]

$$\text{nên: } \sigma_{aj} = \frac{M_j}{W_j} = \frac{M_j}{\frac{\pi \cdot d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j}} = \frac{220000}{8900} = 24,7$$

Trục quay một chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động, do đó:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{maxj}}{2} = \frac{T_j}{2.W_{0j}} \quad (10.23)[I]$$

với
$$W_{0j} = \frac{\pi.d_j^3}{16} - \frac{bt_1.(d_j - t_1)^2}{2.d_j} = \frac{3,14.45^3}{16} - \frac{14,5,5(45 - 5,5)}{2.45} = 17800$$

nên:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{maxj}}{2} = \frac{T_j}{2.W_{0j}} = \frac{T_j}{2.\left(\frac{\pi.d_j^3}{16} - \frac{bt_1.(d_j - t_1)^2}{2.d_j}\right)} = \frac{378463}{2.17800} = 10,6$$

Xác định hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm của trục (kiểm tra điều kiện bền mỏi của trục khi thiết kế). Dựa theo kết cấu trục nhận được ta có các tiết diện nguy hiểm là tiết diện lắp bánh răng. Kết cấu trục vừa thiết kế đảm bảo được độ bền mỏi nếu hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm đó thỏa mãn điều kiện sau:

$$\left[s = s_\sigma . s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geq [s] \right]$$

Trong đó: [s] – hệ số an toàn cho phép, [s] = 1,5...2,5 khi cần tăng độ cứng thì [s] = 2,5... 3.s_σ, s_τ- hệ số an toàn xét riêng cho trường hợp ứng suất pháp hoặc ứng suất tiếp, được tính theo công thức sau đây:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma . \sigma_a + \psi_\sigma . \sigma_m}; \quad s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_\tau . \sigma_{\tau a} + \psi_\tau . \tau_m}$$

trong đó : σ₋₁, τ₋₁: giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng. σ_a, τ_a, σ_m, τ_m là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện xét.

* Xét tại tiết diện lắp bánh răng.

Phương pháp gia công trên máy tiện , tại các tiết diện nguy hiểm yêu cầu đạt Ra = 2,5 ...0,63 μm, do đó theo bảng 10.8, hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt K_x = 1,06 .Không dùng các phương pháp tăng bền bề mặt do đó hệ số tăng bền K_y = 1 Theo bảng 10.12 khi dụng dao phay ngón , hệ số tập trung ứng suất tại rãnh then ứng với vật liệu σ_b = 600 MPa là K_σ = 1,76 và K_τ = 1,54. Từ bảng 10.10 với d = 45 mm, ε_σ = 0, 81, ε_τ = 0,7 xác định được tỉ số K_σ/ε_σ và K_τ/ε_τ tại rãnh then trên tiết diện này

$$K_\sigma/\epsilon_\sigma = 1,76/0,81 = 2,1$$

$$K_\tau/\epsilon_\tau = 1,54/0,76 = 2$$

Tra bảng 10.11 ứng với kiểu lắp đó chọn σ_b = 600Mpa và đường kính tiết diện nguy hiểm ta tra được tỉ số

$$K_\sigma/\epsilon_\sigma = 2,75$$

$$K_\tau/\epsilon_\tau = 2,05$$

Xác định các hệ số K_{σđ} và K_{τđ} theo công thức 10.25 và ct 10.26

$$K_{\sigma dj} = \frac{\left(\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma} + K_x - 1\right)}{K_y} \quad \text{và} \quad K_{\tau dj} = \frac{\left(\frac{K_\tau}{\epsilon_\tau} + K_x - 1\right)}{K_y}$$

$$K_{ad1} = 2,23, K_{ad1} = 2,08$$

Với trục thép Cacbon => ψ_σ = 0,05 ; ψ_τ = 0

Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp s_σ theo ct 10.20

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{261,6}{2,23 \cdot 12,9 + 0,05 \cdot 0} = 9$$

Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp s_τ theo ct 10.21

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{151,7}{2,08 \cdot 7 + 0,2 \cdot 65} = 10,4$$

Hệ số an toàn s theo ct 10.19

$$s = s_\sigma \cdot s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} = 9,3 \cdot 8 / \sqrt{9,3^2 + 8^2} = 6 > [\sigma] = 1,5 \dots 2$$

Trục tại tiết diện lắp bánh răng thỏa mãn về độ bền mỏi.

* *Tính toán kiểm nghiệm độ bền của then:*

Kiểm nghiệm độ bền của then.

$$\text{Độ bền đập công thức 9.1: } \sigma'_d = 0,75 \sigma_d = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot T_1}{d \cdot l_t \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\text{Độ bền cắt theo công thức 9.2: } \tau'_c = 0,75 \tau_c = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot T_1}{d \cdot l_t \cdot b} \leq [\tau_c]$$

d (mm)	l_t (mm)	b x h	t_1 (mm)	T (Nmm)	σ_d (MPa)	τ_c (MPa)
45	67,5	14 x 9	5,5	378463	27,6	7,8

Theo bảng 9.5 với tải trọng $[\sigma_d] = 150$ (Mpa) và $[\tau_c] = 60 \div 90$ (Mpa). Vậy mỗi ghép then thỏa mãn độ bền đập và độ bền cắt.

Trên trục II (Tại tiết diện 23)

Các trục trong hộp giảm tốc đều quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng do đó:

$$\sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j}; \sigma_{mj} = 0$$

(10.2)[I]

$$W_j = \frac{\pi \cdot d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} = \frac{3,14 \cdot 48^3}{32} - \frac{14,5 \cdot 5 \cdot (48 - 5,5)}{2,48} = 10000$$

(10.23)[I]

nên:
$$\sigma_{aj} = \frac{M_j}{W_j} = \frac{M_j}{\frac{\pi \cdot d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j}} = \frac{510000}{10000} = 51$$

Trục quay một chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động, do đó:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2 \cdot W_{oj}} \quad (10.23)[II]$$

với
$$W_{oj} = \frac{\pi \cdot d_j^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} = \frac{3,14 \cdot 48^3}{16} - \frac{14,5 \cdot 5 \cdot (48 - 5,5)}{2,48} = 21700$$

$$\text{nên: } \tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2.W_{oj}} = \frac{T_j}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_j^3}{16} - \frac{bt_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} \right)} = \frac{378463}{2.21700} = 8,7$$

Xác định hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm của trục (kiểm tra điều kiện bền mỏi của trục khi thiết kế). Dựa theo kết cấu trục nhận được ta có các tiết diện nguy hiểm là tiết diện lắp bánh răng. Kết cấu trục vừa thiết kế đảm bảo được độ bền mỏi nếu hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm đó thỏa mãn điều kiện sau:

$$\left[s = s_\sigma \cdot s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geq [s] \right]$$

Trong đó: $[s]$ – hệ số an toàn cho phép, $[s] = 1,5 \dots 2,5$ khi cần tăng độ cứng thì $[s] = 2,5 \dots 3 \cdot s_\sigma$, s_τ - hệ số an toàn chỉ xét riêng cho trường hợp ứng suất pháp hoặc ứng suất tiếp, được tính theo công thức sau đây:

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

trong đó: σ_{-1}, τ_{-1} : giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng. $\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$ là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện xét.

* Xét tại tiết diện lắp bánh răng.

Phương pháp gia công trên máy tiện, tại các tiết diện nguy hiểm yêu cầu đạt $Ra = 2,5 \dots 0,63 \mu\text{m}$, do đó theo bảng 10.8, hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt $K_x = 1,06$ Không dùng các phương pháp tăng bền bề mặt do đó hệ số tăng bền $K_y = 1$ Theo bảng 10.12 khi dụng dao phay ngón, hệ số tập trung ứng suất tại rãnh then ứng với vật liệu $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ là $K_\sigma = 1,76$ và $K_\tau = 1,54$. Từ bảng 10.10 với $d = 48 \text{ mm}$, $\epsilon_\sigma = 0,81$, $\epsilon_\tau = 0,76$ xác định được tỉ số K_σ/ϵ_σ và K_τ/ϵ_τ tại rãnh then trên tiết diện này

$$K_\sigma/\epsilon_\sigma = 1,76/0,81 = 2,2$$

$$K_\tau/\epsilon_\tau = 1,54/0,76 = 2$$

Tra bảng 10.11 ứng với kiểu lắp đó chọn $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ và đường kính tiết diện nguy hiểm ta tra được tỉ số

$$K_\sigma/\epsilon_\sigma = 2,75$$

$$K_\tau/\epsilon_\tau = 2,05$$

Xác định các hệ số $K_{\sigma dj}$ và $K_{\tau dj}$ theo công thức 10.25 và ct 10.26

$$K_{\sigma dj} = \frac{\left(\frac{K_\sigma}{\epsilon_\sigma} + K_x - 1 \right)}{K_y} \quad \text{và} \quad K_{\tau dj} = \frac{\left(\frac{K_\tau}{\epsilon_\tau} + K_x - 1 \right)}{K_y}$$

$$K_{\sigma dj} = 2,23, \quad K_{\tau dj} = 2,08$$

Với trục thép Cacbon $\Rightarrow \psi_\sigma = 0,05; \psi_\tau = 0$

Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp s_σ theo ct 10.20

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma dj} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{261,6}{2,23 \cdot 38 + 0,05 \cdot 0} = 3$$

Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp s_τ theo ct 10.21

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau dj} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{151,7}{2,08 \cdot 5 + 0 \cdot 2,65} = 14,6$$

Hệ số an toàn s theo ct 10.19

$$s = s_\sigma \cdot s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} = 3,2 \cdot 1,5 / \sqrt{3,2^2 + 1,5^2} = 3 > [\sigma] = 1,5 \dots 2$$

Trục tại tiết diện lắp bánh răng thỏa mãn về độ bền mỏi.

* *Tính toán kiểm nghiệm độ bền của then:*

Kiểm nghiệm độ bền của then.

$$\text{Độ bền đập công thức 9.1: } \sigma'_d = 0,75\sigma_d = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot T_1}{d \cdot l_t \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\text{Độ bền cắt theo công thức 9.2: } \tau'_c = 0,75\tau_c = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot T_1}{d \cdot l_t \cdot b} \leq [\tau_c]$$

d (mm)	l _t (mm)	b x h	t ₁ (mm)	T (Nmm)	σ _d (MPa)	τ _c (MPa)
48	75	14 x 9	5,5	378463	15,5	6,3

Theo bảng 9.5 với tải trọng [σ_d] = 150 (Mpa) và [τ_c] = 60 ÷ 90 (Mpa) . Vậy mỗi ghép then thỏa mãn độ bền đập và độ bền cắt.

**Trên trục III (Tại tiết diện 32)*

Các trục trong hộp giảm tốc đều quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng do đó:

$$\sigma_{aj} = \sigma_{maxj} = \frac{M_j}{W_j} ; \sigma_{mj} = 0 \quad (10.2)[I]$$

$$W_j = \frac{\pi \cdot d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} = \frac{3,14 \cdot 42^3}{32} - \frac{12,8 \cdot (42 - 5)}{2 \cdot 4,2} = 7227 \quad (10.23)[I]$$

$$\text{nên: } \sigma_{aj} = \frac{M_j}{W_j} = \frac{M_j}{\frac{\pi \cdot d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j}} = \frac{260000}{7227} = 35,97$$

Trục quay một chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động, do đó:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{maxj}}{2} = \frac{T_j}{2 \cdot W_{oj}} \quad (10.23)[II]$$

$$\text{với } W_{oj} = \frac{\pi \cdot d_j^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} = \frac{3,14 \cdot 42^3}{16} - \frac{12,8 \cdot (42 - 5)}{2 \cdot 4,2} = 14497$$

$$\text{nên: } \tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{maxj}}{2} = \frac{T_j}{2 \cdot W_{oj}} = \frac{T_j}{2 \cdot \left(\frac{\pi \cdot d_j^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} \right)} = \frac{983650}{2 \cdot 14497} = 33,9$$

Xác định hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm của trục (kiểm tra điều kiện bền mỏi của trục khi thiết kế). Dựa theo kết cấu trục nhận được ta có các tiết diện nguy hiểm là tiết diện lắp bánh răng. Kết cấu trục vừa thiết kế đảm bảo được độ bền mỏi nếu hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm đó thỏa mãn điều kiện sau:

$$\left[s = s_\sigma \cdot s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} \geq [s] \right]$$

Trong đó: $[s]$ – hệ số an toàn cho phép, $[s] = 1,5 \dots 2,5$ khi cần tăng độ cứng thì $[s] = 2,5 \dots 3 \cdot s_\sigma$, s_τ - hệ số an toàn chỉ xét riêng cho trường hợp ứng suất pháp hoặc ứng suất tiếp, được tính theo công thức sau đây:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau\sigma} \cdot \sigma_{\tau a} + \psi_\sigma \cdot \tau_m}$$

trong đó : σ_{-1}, τ_{-1} : giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng. $\sigma_a, \tau_a, \sigma_m, \tau_m$ là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện xét.

* Xét tại tiết diện lắp bánh răng.

Phương pháp gia công trên máy tiện , tại các tiết diện nguy hiểm yêu cầu đạt $R_a = 2,5 \dots 0,63 \mu m$, do đó theo bảng 10.8, hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt $K_x = 1,06$ Không dùng các phương pháp tăng bền bề mặt do đó hệ số tăng bền $K_y = 1$ Theo bảng 10.12 khi dụng dao phay ngón , hệ số tập trung ứng suất tại rãnh then ứng với vật liệu $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ là $K_\sigma = 1,76$ và $K_\tau = 1,54$. Từ bảng 10.10 với $d = 45 \text{ mm}$, $\varepsilon_\sigma = 0,81$, $\varepsilon_\tau = 0,76$ xác định được tỉ số $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ tại rãnh then trên tiết diện này

$$K_\sigma/\varepsilon_\sigma = 1,76/0,81 = 2,2$$

$$K_\tau/\varepsilon_\tau = 1,54/0,73 = 2$$

Tra bảng 10.11 ứng với kiểu lắp đó chọn $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ và đường kính tiết diện nguy hiểm ta tra được tỉ số

$$K_\sigma/\varepsilon_\sigma = 2,75$$

$$K_\tau/\varepsilon_\tau = 2,05$$

Xác định các hệ số $K_{\sigma d}$ và $K_{\tau d}$ theo công thức 10.25 và ct 10.26

$$K_{\sigma dj} = \frac{\left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_x - 1 \right)}{K_y} \quad \text{và} \quad K_{\tau dj} = \frac{\left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_x - 1 \right)}{K_y}$$

$$K_{\sigma d1} = 2,23, K_{\tau d1} = 2,08,$$

Với trục thép Cacbon $\Rightarrow \psi_\sigma = 0,05; \psi_\tau = 0$ Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp s_σ theo ct 10.20

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m} = \frac{261,6}{2,23 \cdot 8 + 0,05 \cdot 0} = 14,7$$

Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp s_τ theo ct 10.21

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m} = \frac{151,7}{2,08 \cdot 9 + 0,2 \cdot 65} = 8$$

Hệ số an toàn s theo ct 10.19

$$s = s_\sigma \cdot s_\tau / \sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2} = 8,4 \cdot 5,4 / \sqrt{8,4^2 + 5,4^2} = 4,5 > [\sigma] = 1,5 \dots 2,$$

Trục tại tiết diện lắp bánh răng thoả mãn về độ bền mỏi.

* Tính toán kiểm nghiệm độ bền của then:

Kiểm nghiệm độ bền của then.

$$\text{Độ bền dập công thức 9.1: } \sigma'_d = 0,75 \sigma_d = \frac{0,75 \cdot 2 \cdot T_1}{d \cdot l_t \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

Độ bền cắt theo công thức 9.2: $\tau'_c = 0,75 \cdot \tau_c = \frac{0,75 \cdot T_1}{d \cdot l_t \cdot b} \leq [\tau_c]$

d (mm)	l_t (mm)	b x h	t_1 (mm)	T (Nmm)	σ_d (MPa)	τ_c (MPa)
70	105	20x12	7,5	983650	55	12,3

Theo bảng 9.5 với tải trọng $[\sigma_d] = 150$ (Mpa) và $[\tau_c] = 60 \div 90$ (Mpa). Vậy mối ghép then thỏa mãn độ bền đập và độ bền cắt.

PHẦN V: THIẾT KẾ GỐI ĐỠ TRỤC

I. Chọn ổ lăn

Cả ba trục đều không có lực dọc trục, do đó ta chọn ổ bi, đỡ chặn để làm gối đỡ trục

a. Chọn ổ lăn

Với trục 1 : $d = 45 \text{ mm}$ số vòng quay $n = 730 \text{ v/p}$

Ta chọn sơ bộ theo bảng (P 2.7)[I] :

Kí hiệu ổ	d, mm	D, mm	B, mm	R, mm	Đường kính bi, mm	C, kN	C_o , kN
309	45	100	25	2,5	17,46	37,8	26,70

b. Kiểm tra khả năng tải

Kiểm tra tải trọng động :

Tải trọng hướng tâm : ta chọn gối có lực lớn hơn để tính

$$R_1 = \sqrt{R_{1x}^2 + R_{1y}^2} = 1350$$

Đối với ổ bi đỡ : $Q = R_1 = 1350 \text{ N} = 1,35 \text{ kN}$

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L} \tag{11.1}[I]$$

Q- tải trọng động quy ước, kN

L- tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

$$\text{Gọi } L_h \text{ là tuổi thọ của ổ tính bằng giờ thì : } L_h = \frac{10^6 L}{60n} \tag{11.2}[I]$$

$$\Rightarrow L = 432$$

m- bậc của đường cong môi, $m = 3$

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L} = 1,35 \sqrt[3]{432} = 10 < C = 26,2 \text{ nên ổ ta chọn đủ bền}$$

c. Kiểm tra tải trọng tĩnh :

$$Q \leq C_o \tag{11.18}[I]$$

$Q = F_r = 1,53 < C_o = 17,9$ Vậy ổ đủ bền tĩnh

Với trục 2 : $d = 40 \text{ mm}$, $n = 270 \text{ vòng/ph}$

Ta chọn sơ bộ theo bảng (P 2.7)[I] :

Kí hiệu ổ	d, mm	D, mm	B, mm	R, mm	Đường kính bi, mm	C, kN	C_o , kN
308	40	90	23	2,5	15,08	31,9	21,7

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = 5253 \text{ N}$$

Đối với ổ bi đỡ : $Q = R_{21} = 5253 \text{ N} = 5,253 \text{ kN}$

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L} \tag{11.1}[I]$$

Q- tải trọng động quy ước, kN

L- tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

$$\text{Gọi } L_h \text{ là tuổi thọ của ổ tính bằng giờ thì : } L_h = \frac{10^6 L}{60n} \tag{11.2}[I]$$

$$\Rightarrow L = 86,4$$

m- bậc của đường cong môi, $m = 3$

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L} = 5,253 \sqrt[3]{86,4} = 23 < C = 31,9 \text{ nên ổ ta chọn đủ bền}$$

d. Kiểm tra tải trọng tĩnh :

$$Q \leq C_o \text{ (11.18)[I]}$$

$$Q = F_r = 5,253 < C_o = 21,7 \text{ Vậy ổ đủ bền tĩnh}$$

Với trục 3 : $d = 65 \text{ mm}$, $n = 33,4 \text{ vòng/ph}$

Ta chọn sơ bộ theo bảng (P 2.7)[I] :

Kí hiệu ổ	d, mm	D, mm	B, mm	R, mm	Đườn kính bi, mm	C, kN	C_o , kN
312	60	130	31	3,5	22,23	64,1	49,40

$$R_2 = \sqrt{R_{2x}^2 + R_{2y}^2} = 11690 \text{ N}$$

$$\text{Đối với ổ bi đỡ : } Q = R_{21} = 5253 \text{ N} = 11,69 \text{ kN}$$

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L} \tag{11.1)[I]}$$

Q- tải trọng động quy ước, kN

L- tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

$$\text{Gọi } L_h \text{ là tuổi thọ của ổ tính bằng giờ thì : } L_h = \frac{10^6 L}{60n} \tag{11.2)[I]}$$

$$\Rightarrow L = 17,3$$

m- bậc của đường cong môi, $m = 3$

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L} = 11,69 \sqrt[3]{17,3} = 30 < C = 72,4 \text{ nên ổ ta chọn đủ bền}$$

e. Kiểm tra tải trọng tĩnh :

$$Q \leq C_o \text{ (11.18)[I]}$$

$$Q = F_r = 11,69 < C_o = 56,7 \text{ Vậy ổ đủ bền tĩnh}$$

II. Các phương pháp cố định ổ trên trục và trên vỏ

hộp

1. Cố định ổ trên trục:

Vì không có lực dọc trục lớn nên ta chọn phương pháp đệm chắn mặt đầu

Kích thước tra bảng 8-10, 8-12 [II]

2. Cố định ổ trong hộp

Đặt vòng ngoài của ổ vào giữa mặt tỳ của nắp ổ và vai lỗ trong hộp

III. Chọn kiểu lắp và cấu tạo lắp ổ

+ Lắp ô lăn vào trục theo hệ lỗ, kiểu T2ô

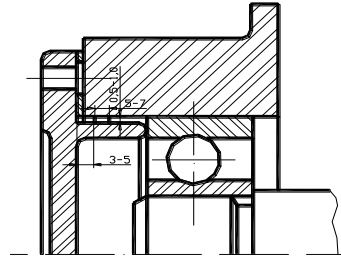
+ Lắp ô lăn vào vỏ theo hệ trục, kiểu L1ô

IV. Ống lót và nắp ổ.

* Ống lót được chế tạo bằng gang GX15-32

Có hai loại nắp ổ: Nắp ổ kín và nắp ổ thùng để trục nắp xuyên qua.

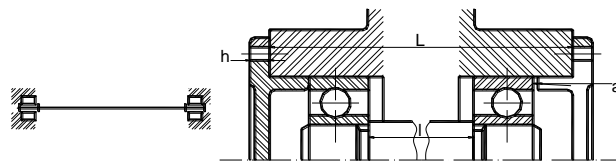
Đối với nắp ổ kín lấy bề mặt có đường kính D làm chuẩn định tâm theo kiểu lắp L1ô, L3ô. Kết cấu được trình trong hình vẽ.



- + Bề mặt tiếp xúc của nắp với đầu mút kẹp chặt cần được gia công đạt độ nhẵn $\geq \nabla 3$
 - + Kích thước chỗ lắp nắp tra bảng 10-10b
 - Các tâm lỗ nắp lấy cách mép lỗ một khoảng bằng $(0,8 \div 1)d_3$; d_3 - đường kính vít.
 - Đường kính ngoài của mặt bích: $D_b = D + \delta = D + 4,4d_3$
 - Chiều dài bích nắp ổ lấy bằng $(0,7 \div 0,8)$ chiều dài vỏ hộp.
 - Trị số d_3 và số bu lông lấy theo bảng 10-10b được M8, M10, số bu lông là 6.
- Trục I: $d_3 = 8$; $D_{Ib} = 80 + 4,4 \cdot 8 = 115,2$ [mm]
 Trục II: $d_3 = 8$; $D_{IIb} = 90 + 4,4 \cdot 8 = 125,5$ [mm]
 Trục III: $d_3 = 10$; $D_{IIIb} = 140 + 4,4 \cdot 10 = 184$ [mm]

V. Cố định trục theo phương dọc trục

Sơ đồ nguyên lý như hình vẽ:



Trục được cố định bằng các nắp ổ, vòng trong ổ được tỳ lên vai trục, vòng ngoài được tỳ lên nắp ổ. Ta chỉ cố định một đầu còn đầu kia “tùy động”.

VI. Bôi trơn ổ lăn

Bộ phận ổ lăn được bôi trơn bằng mỡ, vì vận tốc bộ truyền bé nên dầu không thể bắn toé lên trên được.

Mỡ dùng bôi trơn chọn trong bảng 8-28[II], nhiệt độ làm việc $60 \div 100^{\circ}\text{C}$ và số vòng quay < 1500 vg/ph chọn mỡ T

Lượng mỡ cho vào lần đầu trong bộ phận ổ theo qui định:

+ Số vòng quay nhỏ và trung bình, mỡ lấp đầy dưới $2/3$ thể tích rỗng của bộ phận ổ.

+ Vòng quay lớn: Dưới $1/3 \div 2/3$ thể tích trên.

VII. Che kín ổ lăn

Để che kín các đầu trục ra, tránh sự xâm nhập của bụi, tạp chất, ngăn mỡ chảy ra ngoài ta dùng vòng phốt.

Tra bảng 8-29 được;

Trục I: $D = 100$ [mm]

$\Rightarrow d = 75$ [mm]; $d_1 = 76,5$ [mm]; $d_2 = 74$ [mm]

$a = 12$ [mm]; $b = 9$ [mm]; $S_o = 15$ [mm]

Trục II: $D = 90$

$\Rightarrow d = 70$ [mm]; $d_1 = 71,5$ [mm]; $d_2 = 69$ [mm]

$a = 9$ [mm]; $b = 6,5$ [mm]; $S_o = 12$ [mm]

PHẦN VI: THIẾT KẾ VỎ

Vỏ máy được đúc bằng gang xám. Những nơi cần yêu cầu về độ cứng thì làm thêm gân chịu lực.

Các kích thước sơ bộ dưới đây được tra trong bảng 10.9[II]

+ Chiều dày thành thân hộp (vỏ máy)

$$\delta = 0.025.A + 3 = 0,025.240 + 3 = 9 \text{ [mm]}$$

$$\text{lấy } \delta = 9 \text{ [mm]}$$

+ Chiều dày thành nắp

$$\delta_1 = 0.02.A + 3 = 0,02.240 + 3 = 7,8 \text{ [mm]}$$

$$\text{lấy } \delta_1 = 8,5 \text{ [mm]}$$

+ Chiều dày mặt bích dưới của thân hộp

$$b = 1,5.\delta = 1,5.9 = 13,5 \text{ [mm]}$$

+ Chiều dày mặt bích trên của nắp hộp

$$b1 = 1,5.\delta_1 = 1,5.8,5 = 12,75 \text{ [mm]}$$

+ Chiều dày mặt đế

$$\text{phần không có phần lồi: } p = 2,35.\delta = 2,35.9 = 21,15 \text{ [mm]}$$

$$+ \text{ Chiều dày gân ở thân hộp: } m = 0,9.\delta = 0,9.9 = 8,1 \text{ [mm]}$$

$$+ \text{ Chiều dày gân ở nắp hộp: } m1 = 0,9.\delta_1 = 0,9.8,5 = 7,7 \text{ [mm]}$$

$$+ \text{ Đường kính bu lông nền: } d_n = 0,036A + 12 \text{ mm} = 20,64 \text{ mm}$$

+ Đường kính bu lông:

$$- \text{ Ổ cạnh ổ: } d_1 = 0,7.d_n = 0,7.20,64 = 14,5 \text{ [mm]}$$

- Ghép các mặt bích và nắp thân:

$$d_2 = 0,5.d_n = 0,5.20,64 = 10,3 \text{ [mm]}$$

$$- \text{ Ghép nắp ổ: } d_3 = 8 \text{ [mm]} \quad (\text{M8})$$

$$- \text{ Ghép nắp cửa thăm: } d_4 = 8 \text{ [mm]} \quad (\text{M8x12})$$

$$+ \text{ khoảng cách } C_1 \text{ từ mặt ngoài của vỏ đến tâm bu lông: } C_1 = 14 \text{ [mm]}$$

+ Chiều rộng mặt bích k:

$$k = C_1 + C_2; \quad C_2 = 12 \text{ [mm]}$$

$$\Rightarrow k = 14 + 12 = 26 \text{ [mm]}$$

$$+ \text{ Kích thước phần lồi: } R_\delta = C_2 = 12 \text{ [mm]}$$

$$r_1 = 0,2.C_2 = 0,2.12 = 2,4 \text{ [mm]}$$

$$+ \text{ Chiều rộng mặt bích chỗ lắp ổ: } l_1 = k + 2 = 26 + 2 = 28 \text{ [mm]}$$

+ Đường kính bu lông vòng d:

Có A1.A2 = 240. 240, tra bảng 10-11b \Rightarrow trọng lượng 400kg

Tra bảng 10-11a \Rightarrow chọn loại M16

Khối lượng 1 vít 0,295kg

$$\text{Số lượng bu lông nền: } n = \frac{L+B}{200}$$

Chọn sơ bộ L = 500[mm]; B = 420[mm]

$$n = \frac{500 + 420}{200} \approx 4,6$$

Tra bảng 10-13 chọn n = 6 bu lông

**Kích thước nút tháo dầu:*

Nút tháo dầu dùng để xả dầu khi cần

Đáy hộp được làm nghiêng một góc $1 \div 2^\circ$ về phía tháo dầu, chỗ tháo dầu được làm hơi lõm xuống.

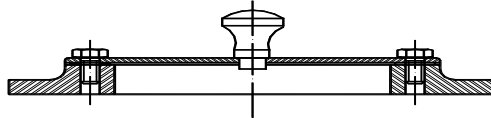
* *Chân đế*: Mặt chân đế không làm phẳng mà làm hai dãy lồi song song.

* *Mặt thông hơi*: Để thông hơi khi dầu bị nóng

* *Chốt định vị*: Dùng chốt định vị hình trụ để định vị tương đối giữa nắp và thân hộp khi lắp.

Đường kính chốt: $d = 5[\text{mm}]$

* *Cửa thăm*: Để quan sát các chi tiết máy trong hộp và rót dầu vào hộp thì trên nắp hộp ta làm cửa thăm (hình vẽ).



* *Bu lông vòng*: Để nâng và vận chuyển hộp giảm tốc người ta dùng bu lông vòng trên nắp.

Kích thước bu lông vòng chọn theo khối lượng hộp giảm tốc.

* *Mắt dầu*: kiểm tra mức dầu trong hộp giảm tốc

* *Tính toán và chọn dầu bôi trơn hộp giảm tốc*:

Mục đích của việc bôi trơn các chi tiết máy là để bảo vệ bề mặt các chi tiết máy không bị rỉ, giảm ma sát, hao mòn, thoát nhiệt, lọc bụi bẩn, giảm tiếng ồn, dao động.

Khả năng làm việc và tuổi thọ của máy phụ thuộc nhiều vào việc chọn vật liệu bôi trơn và lót kín.

1) *Vật liệu bôi trơn*

Vật liệu bôi trơn là dầu khoáng và mỡ, khi chọn dầu cần tính đến nhiệt độ đông đặc, nhiệt độ bôi trơn.

2) *Bôi trơn bộ truyền bánh răng*

Bộ truyền bánh răng được bôi trơn bằng phương pháp ngâm dầu.

Chiều sâu ngâm dầu ở bánh răng cấp chậm khoảng $1/3$ bán kính bánh răng lớn, bánh răng nhỏ được bôi trơn nhờ bánh răng lớn vung toé lên.

Dung lượng bôi trơn phải lấy đủ lớn để đảm bảo bôi trơn tốt.

Nhiệt độ dầu bôi trơn $< 90^\circ\text{C}$

Chọn loại dầu bôi trơn:

+Vật liệu bánh răng là thép

+Thường hoá, vận tốc vòng $2,5 \div 5$

+Giới hạn bền kéo: $470 \div 1000 [\text{N}/\text{mm}^2]$

Tra bảng 10-17 và 10-20 ta chọn được dầu MC-14.

Trong hộp giảm tốc có dùng vòng chắn để ngăn cách dầu trong hộp và mỡ trong ổ.

