

LỜI NÓI ĐẦU

Đồ án môn học **chi tiết máy** là một môn học rất cần thiết cho sinh viên ngành cơ khí nói chung để giải quyết một vấn đề tổng hợp về công nghệ cơ khí, chế tạo máy. Mục đích là giúp sinh viên hệ thống lại những kiến thức đã học, nghiên cứu và làm quen với công việc thiết kế chế tạo trong thực tế sản xuất cơ khí hiện nay.

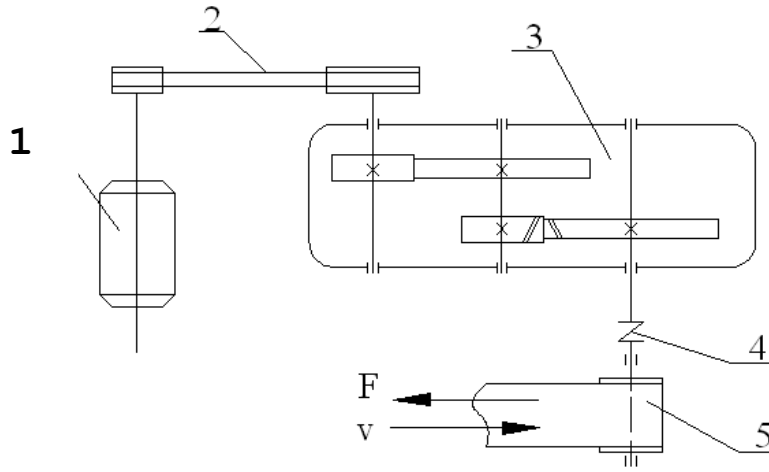
Trong chương trình đào tạo cho sinh viên, nhà trường đã tạo điều kiện cho chúng em được tiếp xúc và làm quen với việc nghiên cứu : “ **thiết kế hệ thống dẫn động băng tải**”. Do lần đầu tiên làm quen thiết kế với khối lượng kiến thức tổng hợp, còn có những mảng chưa nắm vững cho nên dù đã rất cố gắng, song bài làm của em không thể tránh khỏi những sai sót. Em rất mong nhận được sự đóng góp ý kiến của thầy cô, giúp em có được những kiến thức thật cần thiết để sau này ra trường có thể ứng dụng trong công việc cụ thể của sản xuất.

Cuối cùng em xin chân thành cảm ơn các thầy, các cô trong bộ môn và đặc biệt là thầy **Hồ Duy Liễn** đã tận tình giúp đỡ em hoàn thành nhiệm vụ của mình.

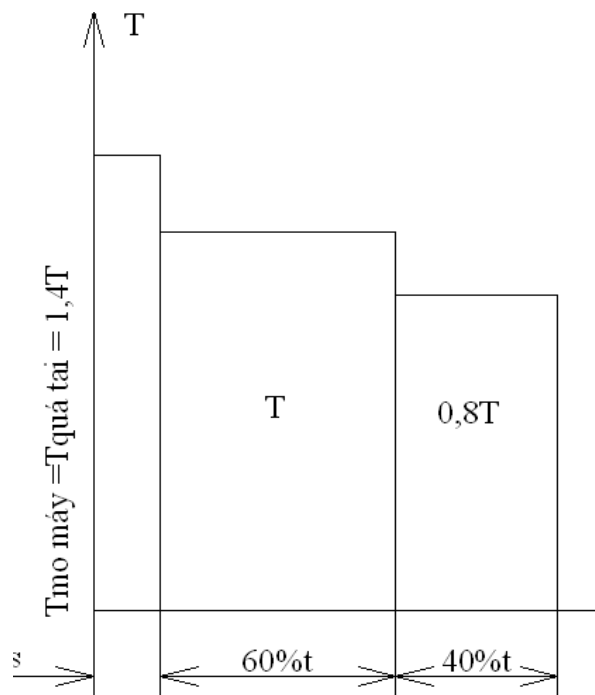
Em xin chân thành cảm ơn !

THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG BĂNG TẢI

Lược đồ dẫn động



- 1- Động cơ điện 2- Bộ truyền đai thang 3- Hộp giảm tốc 4- Nối trục
5- Băng tải



Sơ đồ tải trọng

Số liệu cho trước

1	Lực vòng trên băng tải	F	4600	N
2	Vận tốc băng tải	V	0,96	m/s
3	Đường kính tang quay	D	300	mm
4	Số năm	9		
5	Số ngày trong tháng	26		
6	Số ca trong ngày	3		
7	Số giờ một ca	6		
8	Chiều cao băng tải	h	2500	mm

Khối lượng thiết kế

1	01 Bản thuyết minh (A ₄)
2	01 Bản vẽ lắp hộp giảm tốc (A ₀)
3	01 Bản vẽ chế tạo (A ₃) : Nắp ổ trên trục I

PHẦN I : CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

1.1. Công suất cần thiết

Gọi P_t là công suất tính toán trên trục máy công tác (KW)

$P_{đt}$ là công suất động cơ (KW)

η là hiệu suất truyền động.

Ta có: $P_{đt} = \beta \frac{P_t}{\eta}$ (1)

Trong đó : β - hệ số đẳng trị.

$$P_t = \frac{F.V}{1000} = \frac{4600.0,96}{1000} = 4,416 \text{ (KW)}$$

- $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3^3 \cdot \eta_4$

$\eta_1 = 0,94$ - Hiệu suất bộ truyền đai

$\eta_2 = 0,97$ - Hiệu suất bộ truyền bánh răng

$\eta_3 = 0,995$ - Hiệu suất của một cặp ổ lăn

$\eta_4 = 1$ - Hiệu suất khớp nối.

$$\eta = 0,94 \cdot 0,97^2 \cdot 0,995^3 = 0,87$$

- $\beta = \sqrt{\sum \left(\frac{T_i}{T} \right)^2 \frac{t_i}{t}}$

Theo đề ta có :

+ $t = 6$ h số giờ một ca

+ $t_1 = 60\%t = 0,6.6 = 3,6$ giờ.

+ $t_2 = 40\%t = 0,4.6 = 2,4$ giờ.

+ $T_1 = T$

+ $T_2 = 0,8T$.

Vậy:
$$\beta = \sqrt{\left[\frac{(T_1)^2 \cdot t_1 + (T_2)^2 \cdot t_2 + \dots + (T_n)^2 \cdot t_n}{t_1 + t_2 + \dots + t_n} \right]} = \sqrt{\left[\left(\frac{T}{T} \right)^2 \cdot \frac{0,6.t}{t} + \left(\frac{0,8.T}{T} \right)^2 \cdot \frac{0,4.t}{t} \right]} =$$

0,9252

Thay các số liệu tính toán được vào (1) ta được:

$$P_{dt} = \frac{0,9252 \cdot 4,416}{0,87} = 4,6962 \text{ (KW)}.$$

Vậy là ta cần chọn động cơ điện có $P_{dm} \geq P_{dt}$

• Kiểm tra điều kiện mở máy:

$$\frac{T_{mm}}{T} \leq \frac{M_m}{M_{dm}} \Rightarrow \frac{1,4T}{T} \leq \frac{M_m}{M_{dm}} \Rightarrow 1,4 \leq \frac{M_m}{M_{dm}}$$

• Kiểm tra điều kiện quá tải:

$$\frac{T_{qt}}{T} \leq \frac{M_{max}}{M_{dm}} \Rightarrow \frac{1,4T}{T} \leq \frac{M_{max}}{M_{dm}} \Rightarrow 1,4 \leq \frac{M_{max}}{M_{dm}}$$

1.2. Chọn động cơ

Động cơ phải có $P_{dm} \geq P_{dt}$; kết hợp các kết quả trên, tra (bảng 2P) ta tìm được động cơ điện AO2 – 42 – 2 (động cơ điện không đồng bộ ba pha) công suất động cơ $P_{dc} = 5,5 \text{ KW}$; số vòng quay của động cơ: $n_{dc} = 2910 \text{ vg/ ph}$ (sách thiết kế chi tiết máy bảng 2P trang 322).

Với $\frac{M_m}{M_{dm}} = 1,6 \geq 1,4$ và: $\frac{M_{max}}{M_{dm}} = 2,2 \geq 1,4$

1.3. Tính số vòng quay trên trục của tang

Ta có số vòng quay của trục tang là:

$$n_t = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 0,96}{3,14 \cdot 300} = 61 \text{ vg/ ph}$$

1.3. Phân phối tỷ số truyền

Với động cơ đã chọn ta có: $n_{dc} = 2910 \text{ vg/ ph}$

$$P_{dc} = 5,5 \text{ KW}$$

Theo công thức tính tỷ số truyền ta có: $i_c = \frac{n_{dc}}{n_t} = \frac{2910}{61} = 47,7$

$$i_c = i_d \cdot i_{bn} \cdot i_{bc}$$

Trong đó:

i_c - Tỷ số truyền chung

i_d - Tỷ số truyền của bộ truyền đai

i_{nh} - Tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng trụ cấp nhanh

i_{ch} - Tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng nghiêng cấp chậm

Chọn trước $i_d = 2$ theo (bảng 2-2)

$$\Rightarrow i_{nh} \cdot i_{ch} = \frac{i_c}{i_d} = \frac{47,7}{2} = 23,85$$

Với lược đồ dẫn động như đề cho ta chọn $i_{nh} = 1,3 \cdot i_{ch}$

$$\Rightarrow i_{ch} = \sqrt{\frac{23,85}{1,3}} = 4,3$$

$$\Rightarrow i_{nh} = 1,3 \cdot 4,3 = 5,6$$

1.4. Công suất động cơ trên các trục

- Công suất động cơ trên trục I (trục dẫn) là:

$$P_I = P_{ct} \cdot \eta_1 = 4,6962 \cdot 0,94 = 4,4144 \text{ (KW)}$$

- Công suất động cơ trên trục II là :

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 4,4144 \cdot 0,97 \cdot 0,995 = 4,26 \text{ (KW)}$$

- Công suất động cơ trên trục III là:

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 = 4,26 \cdot 0,97 \cdot 0,995 = 4,1115 \text{ (KW)}$$

1.5. tốc độ quay trên các trục

- Tốc độ quay trên trục I là: $n_1 = \frac{n_{dc}}{i_d} = \frac{2910}{2} = 1455 \text{ (vg/ ph)}$

- Tốc độ quay trên trục II là : $n_2 = \frac{n_1}{i_{nh}} = \frac{1455}{5,6} = 259,8 \text{ (vg/ ph)}$

- Tốc độ quay trên trục III là : $n_3 = \frac{n_2}{i_{ch}} = \frac{259,8}{4,3} = 60,42 \text{ (vg/ ph)}$

1.6. Xác định mômen xoắn trên các trục

- Mômen xoắn trên trục động cơ theo công thức :

$$M_{dc} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{ct}}{n_{dc}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,6962}{2910} = 15412 \text{ (N.mm)}$$

- Mômen xoắn trên trục I là:

$$M_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,4144}{1450} = 29074 \text{ (N.mm)}$$

- Mômen xoắn trên trục II là:

$$M_2 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,26}{259,8} = 156594 \text{ (N.mm)}$$

- Mômen xoắn trên trục III là:

$$M_3 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,1115}{60,42} = 649865 \text{ (N.mm)}$$

• Ta có bảng thông số sau:

Bảng 1:

Thông số \ Trục	Động cơ	I	II	III
Công suất P (KW)	5,5	4,4144	4,26	4,1115
Tỉ số truyền i	2	5,6	4,3	1
Vận tốc vòng n (vg/ ph)	2910	1455	259,8	60,42
Mômen (N.mm)	15412	29074	156594	649865

PHẦN II: TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN ĐAI

(Hệ thống dẫn động dùng bộ truyền đai thang)

2.1. Chọn loại đai

Thiết kế bộ truyền đai cần phải xác định được loại đai, kích thước đai và bánh đai, khoảng cách trục A, chiều dài đai L và lực tác dụng lên trục.

Do công suất động cơ $P_{ct} = 5,5 \text{ KW}$ và $i_d = 2$ và yêu cầu làm việc êm lên ta hoàn toàn có thể chọn đai thang.

Ta nên chọn loại đai làm bằng vải cao su vì chất liệu vải cao su có thể làm việc được trong điều kiện môi trường ẩm ướt (vải cao su ít chịu ảnh hưởng của nhiệt độ và độ ẩm), lại có sức bền và tính đàn hồi cao. Đai vải cao su thích hợp ở các truyền động có vận tốc cao, công suất truyền động nhỏ.

2.2. Xác định các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền đai

2.2.1. Xác định đường kính bánh đai nhỏ D_1

Từ công thức kiểm nghiệm vận tốc:

$$V_d = \frac{n_{dc} \cdot \pi \cdot D_1}{60 \cdot 1000} \leq V_{\max} = (30 \text{ ử } 35) \text{ m/s}$$

$$\Rightarrow D_1 \leq \frac{35 \cdot 60 \cdot 1000}{2910 \cdot 3,14} = 230 \text{ mm}$$

Theo (bảng 5.14) và (bảng 5.15) chọn $D_1 = 180 \text{ mm}$

$$\Rightarrow V_d = \frac{2910 \cdot 3,14 \cdot 180}{60000} = 27,41 \text{ (m/s)} < V_{\max} = (30 \text{ ử } 35)$$

2.2.2. Xác định đường kính bánh đai lớn D_2

Theo công thức (5 – 4) ta có đường kính đai lớn:

$$D_2 = i_d \cdot D_1 \cdot (1 - x)$$

Trong đó : i_d hệ số bộ truyền đai

x : hệ số trượt truyền đai thang lấy $x = 0,02$ (trang 84 sách TKCTM)

$$\Rightarrow D_2 = 2 \cdot 180 \cdot (1 - 0,02) = 352,8 \text{ mm}$$

Chọn $D_2 = 360 \text{ mm}$ theo (bảng 5.15)

Số vòng quay thực của trục bị dẫn:

$$n'_2 = (1 - x) \cdot \frac{D_1}{D_2} \cdot n_{dc} \text{ (công thức 5-8 trang 85)}$$

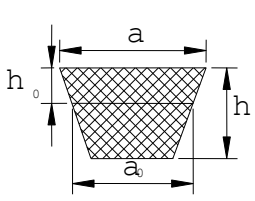
$$n'_2 = (1 - 0,02) \cdot \frac{180}{360} \cdot 2910 = 1426 \text{ (vg/ph)}$$

Kiểm nghiệm: $\Delta n = \frac{|n_1 - n'_2|}{n_1} \cdot 100\% = \frac{|1455 - 1426|}{1455} \cdot 100\% = 2 \%$

Sai số Δn nằm trong phạm vi cho phép (3 – 5)%.

2.2.3. Xác định tiết diện đai

Với đường kính đai nhỏ $D_1 = 180$ mm, vận tốc đai $V_d = 27,41$ (m/s) và $P_{ct} = 4,6962$ (KW) tra bảng (5-13) ta chọn đai loại Á với các thông số sau (bảng 5-11):

Sơ đồ tiết diện đai	Ký hiệu	Kích thước tiết diện đai
	a_0	14
	h	10,5
	a	17
	h_0	4,1
	F (mm ²)	138

2.3. Chọn sơ bộ khoảng cách trục A

Theo điều kiện: $0,55 \cdot (D_1 + D_2) + h \leq A \leq 2 \cdot (D_1 + D_2)$

(Với h là chiều cao của tiết diện đai)

Theo bảng (5-16) – trang 94, sách thiết kế chi tiết máy.

Với : $i = 2$ chọn $A = 1,2 \cdot D_2 = 1,2 \cdot 360 = 432$ (mm)

2.4. Tính chiều dài đai L theo khoảng cách sơ bộ A

Theo công thức (5-1)

$$L = 2 \cdot A + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot A}$$

$$= 2 \cdot 432 + \frac{3,14}{2} \cdot (360 + 180) + \frac{(360 - 180)^2}{4 \cdot 432} = 1730,55 \text{ (mm)}$$

Lại có $u = \frac{V}{L} \leq u_{\max} = 10$

Kết hợp theo bảng (5-12) lấy $L = 2800$ (mm)

Kiểm nghiệm số vòng chạy của đai trong 1 giây

Theo CT (5-20):

$$u = \frac{V}{L} = \frac{27,41}{2800 \cdot 10^{-3}} = 9,79 < u_{\max} = 10 \text{ (m/s)}$$

2.5. Xác định chính xác khoảng cách trục A theo $L = 2800$ mm

Theo công thức (5-2):

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{8} \left[2.L - \pi.(D_1 + D_2) + \sqrt{[2.L - \pi.(D_1 + D_2)]^2 - 8.(D_2 - D_1)^2} \right] \\ &= \frac{1}{8} \left[2.2800 - 3,14.(180 + 360) + \sqrt{[2.2800 - 3,14.(360 + 180)]^2 - 8.(360 - 180)^2} \right] \\ &= 972 \text{ (mm)} \end{aligned}$$

Kiểm tra điều kiện (5-19):

$$0,55.(D_1 + D_2) + h \leq A \leq 2.(D_1 + D_2)$$

$$0,55.(180 + 360) + 10,5 \leq 972 \leq 2.(180 + 360)$$

$$307,5 \text{ (mm)} \leq 972 \text{ (mm)} \leq 1080 \text{ (mm)}$$

Khoảng cách nhỏ nhất mắc đai:

$$A_{\min} = A - 0,015.L = 972 - 0,015.2800 = 930 \text{ (mm)}$$

Khoảng cách lớn nhất để tạo lực căng:

$$A_{\max} = A + 0,03.L = 972 + 0,03.2800 = 1056 \text{ (mm)}$$

2.6. Kiểm nghiệm góc ôm

Theo công thức (5-3) ta có:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{360 - 180}{972} \cdot 57^\circ = 169,44^\circ > 120^\circ \Rightarrow \text{Thoả mãn}$$

2.7. Xác định số đai cần thiết

Số đai cần thiết được xác định theo điều kiện tránh xảy ra trượt tron giữa đai và bánh đai.

- Chọn ứng suất căng ban đầu $\sigma_o = 1,2 \text{ N/mm}^2$ và theo chỉ số D_1 tra bảng ta có các hệ số:

$[\sigma_p]_o = 1,74$: ứng suất có ích cho phép (bảng 5-17)

$C_\alpha = 0,98$: Hệ số ảnh hưởng góc ôm (bảng 5-18)

$C_t = 0,4$: Hệ số ảnh hưởng chế độ tải trọng (bảng 5-6)

$C_v = 0,74$: Hệ số ảnh hưởng vận tốc (bảng 5-19)

$F = 138 \text{ mm}^2$: Diện tích tiết diện đai (bảng 5-11)

$V = 27,41 \text{ (m/s)}$: Vận tốc đai

⇒ Số đai cần thiết:

Theo công thức (5-22) có:

$$Z \geq \frac{1000.P_{ct}}{V.[\sigma_p]_o.C_t.C_v.C_\alpha.F} = \frac{1000.4,6962}{27,41.1,74.0,4.0,74.0,98.138} = 2,46$$

Lấy số đai $Z = 3$

2.8. Định các kích thước chủ yếu của bánh đai

- Chiều rộng bánh đai:

Theo công thức (5-23): $B = (Z-1).t + 2.S$

Theo bảng (10-3) có : $t = 20$; $S = 12,5$

⇒ $B = (3-1).20 + 2.12,5 = 65 \text{ (mm)}$

- Đường kính bánh đai:

Theo công thức (5-24):

+ Với bánh dẫn: $D_{n1} = D_1 + 2.h_o = 180 + 2.4,1 = 188,2 \text{ (mm)}$

+ Với bánh bị dẫn: $D_{n2} = D_2 + 2.h_o = 360 + 2.4,1 = 368,2 \text{ (mm)}$

2.9. Tính lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

- Lực căng ban đầu với mỗi đai:

Theo công thức (5-25) ta có : $S_o = \sigma_o.F$

Trong đó: σ_o : ứng suất căng ban đầu, N/mm^2

F : diện tích 1 đai, mm^2 .

$$\Rightarrow S_o = 1,2.138 = 165,6 \text{ (N)}$$

- Lực tác dụng lên trục:

$$\text{Theo công thức (5-26): } R_d \approx 3.S_o.Z.\sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right)$$

$$\text{Với } \alpha_1 = 169,44^\circ ; \quad Z = 3$$

$$\Rightarrow R_d = 3.165,6.3.\sin\left(\frac{169,44}{2}\right) = 3105,26 \text{ (N)}$$

Bảng 2: các thông số của bộ truyền đai

Thông số	Giá trị	
	Bánh đai nhỏ	Bánh đai lớn
Đường kính bánh đai	$D_1 = 180 \text{ (mm)}$	$D_2 = 360 \text{ (mm)}$
Đường kính ngoài bánh đai	$D_{n1} = 182,2 \text{ (mm)}$	$D_{n2} = 368,2 \text{ (mm)}$
Chiều rộng bánh đai	$B = 65 \text{ (mm)}$	
Số đai	$Z = 3 \text{ đai}$	
Chiều dài đai	$L = 2800 \text{ (mm)}$	
Khoảng cách trục	$A = 972 \text{ (mm)}$	
Góc ôm	$\alpha_1 = 169,44^\circ$	
Lực tác dụng lên trục	$R_d = 3105,26 \text{ (N)}$	

PHẦN III: THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

3.1. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

3.1.1. Chọn vật liệu và cách nhiệt luyện

Do hộp giảm tốc 2 cấp chịu tải trọng trung bình, nên chọn vật liệu làm bánh răng có độ rắn bề mặt răng $HB < 350$; tải trọng va đập nhẹ, thay đổi, bộ truyền bánh răng quay 2 chiều thời gian sử dụng là 9 năm. Đồng thời để tăng khả năng chạy mòn của răng chọn độ rắn bánh răng nhỏ lớn hơn độ rắn của bánh răng lớn khoảng 25 ÷ 50 HB. Chọn:

- Bánh răng nhỏ thép 45 tôi cải thiện. Tra (bảng 3-8) ta có các thông số của thép như sau: giả thiết đường kính phôi: 60 ÷ 90 chọn 90 mm

+ Giới hạn bền kéo: $\sigma_{bk} = 750 \text{ ÷ } 850 \text{ N/mm}^2$ chọn $\sigma_{bk} = 850 \text{ N/mm}^2$

+ Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 450 \text{ N/mm}^2$

+ Độ rắn HB = 210 ÷ 240 (chọn HB = 240)

- Bánh răng lớn thép 45 thường hoá. Tra (bảng 3-8) ta có các thông số thép như sau:

Giả thiết đường kính phôi dưới 100 mm

+ Giới hạn bền kéo: $\sigma_k = 600 \text{ N/mm}^2$

+ Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 300 \text{ N/mm}^2$

+ Độ rắn HB = 170 ÷ 210 (chọn HB = 210)

(Với cả hai bánh răng ta chọn phôi đúc)

3.1.2. Xác định ứng suất tiếp xúc, ứng suất uốn cho phép với bộ truyền cấp **nhANH**

Bánh răng chịu tải thay đổi, áp dụng công thức (3-4) ta có:

$$N_{td} = 60 \cdot u \cdot \sum \left(\frac{M_i}{M_{\max}} \right)^2 \cdot n_i \cdot T_i$$

Trong đó: M_i , n_i , T_i : mômen xoắn, số vòng quay trong một phút và tổng số giờ bánh răng làm việc ở chế độ i ;

M_{\max} : Mômen xoắn lớn nhất tác dụng lên bánh răng (ở đây không tính đến mômen xoắn do quá tải trong thời gian rất ngắn)

U: số lần ăn khớp của 1 bánh răng khi bánh răng quay một vòng (trường hợp này $u = 1$)

- Số chu kỳ làm việc của bánh răng nhỏ:

$$N_{td1} = 60.1.[1^2.1455.0,6.50544 + 0,8^2.1455.0,4.50544] = 377,72.10^7$$

- Số chu kỳ làm việc của bánh răng lớn:

$$N_{td2} = 60.1.[1^2.259,8.0,6.50544 + 0,8^2.259,8.0,4.50544] = 67,44.10^7$$

Theo bảng (3-9) ta chọn số chu kỳ cơ sở $N_o = 10^7$

$$\Rightarrow N_{td1} > N_o$$

$$N_{td2} > N_o$$

Lại có:
$$K'_N = \sqrt[6]{\frac{N_o}{N_{td}}} \quad K''_N = \sqrt[m]{\frac{N_o}{N_{td}}}, \text{ chọn } m = 6$$

Từ trên $\Rightarrow K'_N = K''_N = 1$

• Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma]_{tx} = [\sigma]_{Notx} \cdot K'_N$$

Theo bảng (3-9) ta có $[\sigma]_{Notx} = 2,6 \text{ HB}$

Vậy ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh nhỏ:

$$[\sigma]_{N1tx} = 2,6.240 = 624 \text{ N/mm}^2$$

ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh lớn:

$$[\sigma]_{N2tx} = 2,6.210 = 546 \text{ N/mm}^2$$

• Xác định ứng suất uốn cho phép:

Vì phôi đúc, thép tôi cải thiện và thường hoá nên $n \approx 1,8$ và hệ số tập trung ứng suất chân răng $K_\sigma = 1,8$ (thường hoá hoặc tôi cải thiện trang 44 sách TKCTM)

• Đối với thép $\sigma_{-1} = (0,4 \text{ ử } 0,45)\sigma_{bk}$, chọn $\sigma_{-1} = 0,45\sigma_{bk}$

• Răng làm việc hai mặt (răng chịu ứng suất thay đổi, đổi chiều) nên:

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{-1} \cdot K''_N}{n \cdot K_\sigma}$$

Ứng suất uốn cho phép của

$$+ \text{ Bánh nhỏ: } [\sigma]_{u1} = \frac{0,45.850.1}{1,8.1,8} = 118 \text{ N/mm}^2$$

$$+ \text{ Bánh lớn: } [\sigma]_{u2} = \frac{0,45.600.1}{1,8.1,8} = 83 \text{ N/mm}^2$$

3.1.3. Tính khoảng cách trục A

- Chọn sơ bộ hệ số tải trọng: $K = 1,4$

- chọn hệ số chiều rộng bánh răng: $\psi_A = 0,3$

$$\text{áp dụng công thức (3-9): } A \geq (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05.10^6}{[\sigma]_{tt}.i}\right)^2 \cdot \frac{KN}{\psi_A.n_2}}$$

$$\text{Trong đó: } i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1455}{259,8} = 5,6 : \text{ tỉ số truyền}$$

$n_2 = 259,8$ (vg/ph) số vòng quay trong 1 phút của bánh răng bị dẫn

$N = 4,4144$ (KW): công suất trên trục 1

$$\Rightarrow A \geq (5,6+1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05.10^6}{546.5,6}\right)^2 \cdot \frac{1,4.4,4144}{0,3.259,8}} = 139 \text{ (mm) chọn } A_{sb} = 145 \text{ (mm)}$$

3.1.4. Tính vận tốc vòng v của bánh răng và chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng

- Vận tốc vòng của bánh răng trụ ăn khớp ngoài được tính theo công thức:

(3-17)

$$V = \frac{\pi.d_1.n_1}{60.1000} = \frac{2.\pi.A_{sb}.n_1}{60.1000.(i+1)} \text{ (m/s)}$$

Với n_1 số vòng quay trong 1 phút của bánh dẫn:

$$V = \frac{2.3,14.145.1455}{60.1000.(5,6+1)} = 3,35 \text{ (m/s)}$$

Theo bảng (3-11) ta chọn cấp chính xác để chế tạo bánh răng là cấp 8

3.1.5. Tính hệ số tải trọng K và khoảng cách trục A

Hệ số tập trung tải trọng: $K = K_{tt}.K_d$

Trong đó: K_{tt} : Hệ số tập trung tải trọng; $K_{tt} = \frac{K_{tb} + 1}{2}$

K_{ttb} : Hệ số tập trung tải trọng khi bộ truyền không chạy mòn

K_d : Hệ số tải trọng động; theo (bảng 3-13) chọn $K_d = 1,55$

- $\psi_d = \psi_A \cdot \frac{i+1}{2} = 0,3 \cdot \frac{5,6+1}{2} = 0,99 \approx 1$

- Chọn ổ trục đối xứng sát bánh răng theo (bảng 3-12) có $K_{ttb} = 1,1$

$$\Rightarrow K_{tt} = \frac{1,1+1}{2} = 1,05$$

$$\Rightarrow K = 1,05 \cdot 1,55 = 1,63$$

Chọn hệ số tải trọng sơ bộ $K_{sb} = 1,4$ nên ta chọn lại A theo công thức:

$$A = A_{sb} \cdot \sqrt[3]{\frac{K}{K_{sb}}} = 145 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,63}{1,4}} = 152,54 \text{ (mm)}$$

Chọn A = 153 (mm)

3.1.6. Xác định mô đun, số răng và chiều rộng bánh răng

Vì đây là bánh răng trụ răng thẳng nên ta tính mô đun pháp:

- Xác định mô đun: $m = (0,01 \text{ ử } 0,02) \cdot A$

$$\Rightarrow m = (0,01 \text{ ử } 0,02) \cdot 153 = 1,53 \text{ ử } 3,06$$

Theo bảng (3-1) chọn $m = 2$

- Tính số răng:

- Số răng bánh nhỏ: $Z_1 = \frac{2 \cdot A}{m \cdot (i+1)} = \frac{2 \cdot 153}{2 \cdot (5,6+1)} = 23,18 \text{ (răng)}$

$$\Rightarrow \text{Chọn } Z_1 = 23 \text{ (răng)}$$

- Số răng bánh lớn: $Z_2 = Z_1 \cdot i = 23 \cdot 5,6 = 128,8 \text{ (răng)}$

$$\Rightarrow \text{Chọn } Z_2 = 129 \text{ (răng)}$$

- Chiều rộng bánh răng nhỏ: $b_1 = \psi_A \cdot A = 0,3 \cdot 153 = 45,9 \text{ (mm)}$

- Chọn $b_1 = 50 \text{ (mm)}$

- Chiều rộng bánh răng lớn nhỏ hơn chiều rộng bánh răng nhỏ khoảng 5 ử 10 mm nên chọn $b_2 = 45 \text{ (mm)}$

3.1.7. Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng

Theo công thức (3-3) có: $\sigma_u = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot K \cdot N}{y \cdot m^2 \cdot Z \cdot n \cdot b}$

Trong đó : K = 1,63: Hệ số tải trọng

N: Công suất của bộ truyền (kW)

y: Hệ số dạng răng

n: Số vòng quay trong một phút của bánh răng đang tính

m: Mô đun

Z_{td} : Số răng tương đương trên bánh

b, σ_u : Bề rộng và ứng suất tại chân răng

Theo bảng (3-18):

- Số răng tương đương của bánh răng nhỏ:

$$Z_{td1} = Z_1 = 23 \text{ (răng)}$$

⇒ Hệ số dạng răng bánh nhỏ: $y_1 = 0,429$

- Số răng tương đương của bánh lớn:

$$Z_{td2} = 129 \text{ (răng)}$$

⇒ Hệ số dạng răng bánh lớn: $y_2 = 0,517$

• Như vậy ứng suất chân răng bánh nhỏ là:

$$\sigma_{u1} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot 1,63 \cdot 4,4144}{0,429 \cdot 2^2 \cdot 23 \cdot 1455 \cdot 50} = 47,86 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ta thấy $\sigma_{u1} < [\sigma]_{u1} = 118 \text{ (N/mm}^2\text{)} \Rightarrow$ thoả mãn

• ứng suất tại chân răng bánh răng lớn là:

$$\sigma_{u2} = \sigma_{u1} \cdot \frac{y_1}{y_2} = 47,86 \cdot \frac{0,429}{0,517} = 39,71 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ta thấy $\sigma_{u2} < [\sigma]_{u2} = 83 \text{ (N/mm}^2\text{)} \Rightarrow$ thoả mãn

3.1.8. Kiểm nghiệm sức bền bánh răng khi chịu quá tải đột ngột

• Kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải (3-43)

+ Bánh răng nhỏ

$$[\sigma]_{txqt1} = 2,5 \cdot [\sigma]_{Notx1} = 2,5 \cdot 624 = 1560 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

+ Bánh răng lớn

$$[\sigma]_{\text{txqt2}} = 2,5 \cdot [\sigma]_{\text{Notx2}} = 2,5 \cdot 546 = 1365 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\text{Với: } \sigma_{\text{txqt}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i+1)^3 \cdot K \cdot N}{b \cdot n_2}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{145 \cdot 5,6} \sqrt{\frac{(5,6+1)^3 \cdot 1,63 \cdot 4,26}{45 \cdot 259,8}} = 534,34 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

⇒ ứng suất tiếp xúc quá tải nhỏ hơn ứng suất cho phép trên bánh răng nhỏ và bánh răng lớn

• Kiểm nghiệm ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

+ Bánh răng nhỏ

$$[\sigma]_{\text{uqt1}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{ch}} = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{\text{uqt1}} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot K \cdot N}{y \cdot m^2 \cdot Z \cdot n \cdot b} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot 1,63 \cdot 4,4144}{0,429 \cdot 2^2 \cdot 23 \cdot 1455 \cdot 50} = 47,86 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{\text{uqt1}} < [\sigma]_{\text{uqt1}} \Rightarrow \text{thoả mãn}$$

+ Bánh răng lớn

$$[\sigma]_{\text{uqt2}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{ch}} = 0,8 \cdot 300 = 240 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{\text{uqt2}} = \sigma_{\text{u1}} \cdot \frac{y_1}{y_2} = 47,86 \cdot \frac{0,429}{0,517} = 39,71 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{\text{uqt2}} < [\sigma]_{\text{uqt2}} \text{ Thoả mãn}$$

3.1.9. Các thông số hình học cơ bản của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

- Mô đun pháp tuyến $m_n = 2$
- Số răng $Z_1 = 23 \text{ răng}; \quad Z_2 = 129 \text{ răng}$
- Góc ăn khớp $\alpha_o = 20^\circ$
- Chiều rộng răng $b_1 = 50 \text{ (mm)}$
 $b_2 = 45 \text{ (mm)}$
- Đường kính vòng chia $d_{c1} = m \cdot z_1 = 2 \cdot 23 = 46 \text{ (mm)}$
 $d_{c2} = m \cdot z_2 = 2 \cdot 129 = 258 \text{ (mm)}$
- Khoảng cách trục $A = \frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} = \frac{46 + 258}{2} = 152 \text{ (mm)}$
- Chiều cao răng $h = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 2 = 4,5 \text{ (mm)}$

• Độ hở hướng tâm $c = 0,25.m_n = 0,25.2 = 0,5$ (mm)

• Đường kính vòng đỉnh răng:

$$D_{e1} = d_{c1} + 2.m_n = 46 + 2.2 = 50 \text{ (mm)}$$

$$D_{e2} = d_{c2} + 2.m_n = 258 + 2.2 = 262 \text{ (mm)}$$

• Đường kính vòng chân răng:

$$D_{i1} = d_{c1} - 2.m_n - 2.c = 46 - 2.2 - 2.0,3 = 41,4 \text{ (mm)}$$

$$D_{i2} = d_{c2} - 2.m_n - 2.c = 258 - 2.2 - 2.0,3 = 253,4 \text{ (mm)}$$

Bảng 3: Các thông số bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

Thông số	Giá trị	
	Bánh răng nhỏ	Bánh răng lớn
Số răng	$Z_1 = 23$ răng	$Z_2 = 129$ răng
Đường kính vòng chia	$d_{c1} = 46$ mm	$d_{c2} = 258$ mm
Đường kính vòng đỉnh răng	$D_{e1} = 50$ mm	$D_{e2} = 262$ mm
Đường kính vòng chân răng	$D_{i1} = 41,4$ mm	$D_{i2} = 253,4$ mm
Chiều rộng răng	$b_1 = 50$ mm	$b_2 = 45$ mm
Môđun	$M = 2$	
Khoảng cách trục	$A = 152$ mm	
Chiều cao răng	$h = 4,5$ mm	
Độ hở hướng tâm	$c = 0,5$ mm	
Góc ăn khớp	$\alpha_o = 20^\circ$	

3.1.10. Lực tác dụng lên trục

Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng nên lực dọc trục $P_a = 0$

Theo công thức (3-49) ta có:

- Lực vòng: $P = \frac{2.M_x}{d} = \frac{2.9,55.10^6.4,4144}{1455.69} = 839,83$ (N)

- Lực hướng tâm P_r : $P_r = P.tg\alpha_o = 839,83.tg20^\circ = 305,67$ (N)

3.2. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

3.2.1. Chọn vật liệu và cách nhiệt luyện cho bánh răng cấp chậm

Chọn:

- Bánh răng nhỏ thép 45 tôi cải thiện. Tra (bảng 3-8) ta có các thông số của thép như sau: giả thiết đường kính phôi: 60 ÷ 90 chọn 90 mm

+ Giới hạn bền kéo: $\sigma_{bk} = 750 \text{ ÷ } 850 \text{ N/mm}^2$ chọn $\sigma_{bk} = 850 \text{ N/mm}^2$

+ Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 450 \text{ N/mm}^2$

+ Độ rắn HB = 210 ÷ 240 (chọn HB = 240)

- Bánh răng lớn thép 45 thường hoá. Tra (bảng 3-8) ta có các thông số thép như sau:

Giả thiết đường kính phôi dưới 100 mm

+ Giới hạn bền kéo: $\sigma_k = 600 \text{ N/mm}^2$

+ Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 300 \text{ N/mm}^2$

+ Độ rắn HB = 170 ÷ 210 (chọn HB = 210)

(Với cả hai bánh răng ta chọn phôi đúc)

3.2.2. Xác định ứng suất tiếp xúc, ứng suất uốn cho phép với bộ truyền cấp **nhANH**

Bánh răng chịu tải thay đổi, áp dụng công thức (3-4) ta có:

$$N_{td} = 60.u. \sum \left(\frac{M_i}{M_{\max}} \right)^2 . n_i . T_i$$

Trong đó: M_i , n_i , T_i : mômen xoắn, số vòng quay trong một phút và tổng số giờ bánh răng làm việc ở chế độ i ;

M_{\max} : Mômen xoắn lớn nhất tác dụng lên bánh răng (ở đây không tính đến mômen xoắn do quá tải trong thời gian rất ngắn)

U: số lần ăn khớp của 1 bánh răng khi bánh răng quay một vòng (trường hợp này $u = 1$)

- Số chu kỳ làm việc của bánh răng nhỏ:

$$N_{td1} = 60.1. [1^2.259,8.0,6.50544 + 0,8^2.259,8.0,4.50544] = 67,44.10^7$$

- Số chu kỳ làm việc của bánh răng lớn:

$$N_{td2} = 60.1.[1^2.60,42.0,6.50544 + 0.8^2.60,42.0,4.50544] = 15,7.10^7$$

Theo bảng (3-9) ta chọn số chu kỳ cơ sở $N_o = 10^7$

$$\Rightarrow N_{td1} > N_o$$

$$N_{td2} > N_o$$

Lại có:
$$K'_N = \sqrt[6]{\frac{N_o}{N_{td}}} \quad K''_N = \sqrt[m]{\frac{N_o}{N_{td}}}, \text{ chọn } m = 6$$

Từ trên $\Rightarrow K'_N = K''_N = 1$

- Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma]_{tx} = [\sigma]_{Notx} \cdot K'_N$$

Theo bảng (3-9) ta có $[\sigma]_{Notx} = 2,6 \text{ HB}$

Vậy ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh nhỏ:

$$[\sigma]_{N1tx} = 2,6.240 = 624 \text{ N/mm}^2$$

ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh lớn:

$$[\sigma]_{N2tx} = 2,6.210 = 546 \text{ N/mm}^2$$

- Xác định ứng suất uốn cho phép:

Vì phôi đúc, thép tôi cải thiện và thường hoá nên $n \approx 1,8$ và hệ số tập trung ứng suất chân răng $K_\sigma = 1,8$ (thường hoá hoặc tôi cải thiện trang 44 sách TKCTM)

- Đối với thép $\sigma_{-1} = (0,4 \text{ ử } 0,45)\sigma_{bk}$, chọn $\sigma_{-1} = 0,45\sigma_{bk}$

- Răng làm việc hai mặt (răng chịu ứng suất thay đổi, đổi chiều) nên:

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{-1} \cdot K''_N}{n \cdot K_\sigma}$$

Ứng suất uốn cho phép của

+ Bánh nhỏ:
$$[\sigma]_{u1} = \frac{0,45.850.1}{1,8.1,8} = 118 \text{ N/mm}^2$$

+ Bánh lớn:
$$[\sigma]_{u2} = \frac{0,45.600.1}{1,8.1,8} = 83 \text{ N/mm}^2$$

3.2.3. Tính khoảng cách trục A

- Chọn sơ bộ hệ số tải trọng: $K = 1,4$

- chọn hệ số chiều rộng bánh răng: $\psi_A = 0,3$

áp dụng công thức (3-9):
$$A \geq (i+1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{[\sigma]_{tt} \cdot i}\right)^2 \cdot \frac{KN}{\psi_A \cdot \theta \cdot n_2}}$$

Trong đó: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{259,8}{60,42} = 4,3$: tỉ số truyền

$\theta = (1,15 \text{ ử } 1,35)$ chọn $\theta = 1,2$ – Hệ số ảnh hưởng khả năng tải

$n_2 = 60,42$ (vg/ph) số vòng quay trong 1 phút của bánh răng bị dẫn

$N = 4,26$ (KW): công suất trên trục 1

$$\Rightarrow A \geq (4,3+1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{546 \cdot 4,3}\right)^2 \cdot \frac{1,4 \cdot 4,26}{0,3 \cdot 60,42 \cdot 1,2}} = 201,36 \text{ (mm)} \text{ chọn } A_{sb} = 205 \text{ (mm)}$$

3.2.4. Tính vận tốc vòng v của bánh răng và chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng

- Vận tốc vòng của bánh răng trụ ăn khớp ngoài được tính theo công thức:

(3-17)

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{2 \cdot \pi \cdot A_{sb} \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot (i+1)} \text{ (m/s)}$$

Với n_1 số vòng quay trong 1 phút của bánh dẫn:

$$V = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 205 \cdot 259,8}{60 \cdot 1000 \cdot (4,3+1)} = 1,052 \text{ (m/s)}$$

Theo bảng (3-11) ta chọn cấp chính xác để chế tạo bánh răng là cấp 9

3.2.5. Tính hệ số tải trọng K và khoảng cách trục A

Chọn sơ bộ $K_{sb} = 1,4$

Hệ số tập trung tải trọng: $K = K_{tt} \cdot K_d$

Trong đó: K_{tt} : Hệ số tập trung tải trọng; $K_{tt} = \frac{K_{ttb} + 1}{2}$

K_{ttb} : Hệ số tập trung tải trọng khi bộ truyền không chạy mòn

K_d : Hệ số tải trọng động ; theo (bảng 3-13) chọn $K_d = 1,45$

- $\psi_d = \psi_A \cdot \frac{i+1}{2} = 0,3 \cdot \frac{4,3+1}{2} = 0,795$

- Chọn ổ trục đối xứng sát bánh răng theo (bảng 3-12) có $K_{ttb} = 1,05$

$$\Rightarrow K_{tt} = \frac{1,05 + 1}{2} = 1,025$$

$$\Rightarrow K = 1,025 \cdot 1,45 = 1,486$$

- Ta tính lại A theo công thức: $A = A_{sb} \cdot \sqrt[3]{\frac{k}{k_{sb}}} = 205 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,486}{1,4}} = 209 \text{ (mm)}$

3.2.6. Xác định mô đun, số răng và chiều rộng bánh răng

Vì đây là bánh răng trụ răng thẳng nên ta tính mô đun pháp:

- Xác định mô đun : $m_n = (0,01 \text{ ử } 0,02) \cdot A$

$$\Rightarrow m_n = (0,01 \text{ ử } 0,02) \cdot 209 = 2,09 \text{ ử } 4,18$$

Theo bảng (3-1) chọn $m_n = 3$

- Tính số răng:

- Số răng bánh nhỏ: $Z_1 = \frac{2 \cdot A}{m \cdot (i + 1)} = \frac{2 \cdot 209}{3 \cdot (4,3 + 1)} = 26,3 \text{ (răng)}$

$$\Rightarrow \text{Chọn } Z_1 = 26 \text{ (răng)}$$

- Số răng bánh lớn: $Z_2 = Z_1 \cdot i = 26 \cdot 4,3 = 111,8 \text{ (răng)}$

$$\Rightarrow \text{Chọn } Z_2 = 112 \text{ (răng)}$$

- Tính chính xác góc nghiêng β

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2) \cdot m_n}{2 \cdot A} = \frac{(26 + 112) \cdot 3}{2 \cdot 209} = 0,99$$

$$\Rightarrow \beta = 8,11^\circ = 8^\circ 6,6'$$

- Chiều rộng bánh răng nhỏ: $b_1 = \psi_A \cdot A = 0,3 \cdot 209 = 62,7 \text{ (mm)}$

- Chọn $b_1 = 65 \text{ (mm)}$

- Chiều rộng bánh răng lớn nhỏ hơn chiều rộng bánh răng nhỏ khoảng 5 ử 10 mm nên chọn $b_2 = 60 \text{ (mm)}$

3.2.7. Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng

Theo công thức (3-3) có: $\sigma_u = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot K \cdot N}{y \cdot m^2 \cdot Z \cdot n \cdot b \cdot \theta''}$

Trong đó : $K = 1,486$: Hệ số tải trọng

$N = 4,26$ (kW): Công suất của bộ truyền

y : Hệ số dạng răng

n : Số vòng quay trong một phút của bánh răng đang tính

m : Mô đun

Z_{td} : Số răng tương đương trên bánh

b, σ_u : Bề rộng và ứng suất tại chân răng

θ'' : Hệ số ảnh hưởng khả năng tải. Chọn $\theta'' = 1,5$

Theo bảng (3-18):

- Số răng tương đương của bánh răng nhỏ:

$$Z_{td1} = \frac{Z_1}{\cos^2 \beta} = \frac{26}{\cos^2 8,11} = 27 \text{ (răng)}$$

\Rightarrow Hệ số dạng răng bánh nhỏ: $y_1 = 0,451$

- Số răng tương đương của bánh lớn:

$$Z_{td2} = \frac{Z_2}{\cos^2 \beta} = \frac{112}{\cos^2 8,11} = 115 \text{ (răng)}$$

\Rightarrow Hệ số dạng răng bánh lớn: $y_2 = 0,517$

• Như vậy ứng suất chân răng bánh nhỏ là:

$$\sigma_{u1} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot 1,486 \cdot 4,26}{0,451 \cdot 3^2 \cdot 27 \cdot 259,8 \cdot 65 \cdot 1,5} = 43,65 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ta thấy $\sigma_{u1} < [\sigma]_{u1} = 118 \text{ (N/mm}^2\text{)} \Rightarrow$ thoả mãn

• ứng suất tại chân răng bánh răng lớn là:

$$\sigma_{u2} = \sigma_{u1} \cdot \frac{y_1}{y_2} = 43,65 \cdot \frac{0,451}{0,517} = 38,1 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Ta thấy $\sigma_{u2} < [\sigma]_{u2} = 83 \text{ (N/mm}^2\text{)} \Rightarrow$ thoả mãn

3.2.8. Kiểm nghiệm sức bền bánh răng khi chịu quá tải đột ngột

• Kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải (3-43)

+ Bánh răng nhỏ

$$[\sigma]_{txqt1} = 2,5 \cdot [\sigma]_{Notx1} = 2,5 \cdot 624 = 1560 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

+ Bánh răng lớn

$$[\sigma]_{\text{txqt2}} = 2,5 \cdot [\sigma]_{\text{Notx2}} = 2,5 \cdot 546 = 1365 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\text{Với: } \sigma_{\text{txqt}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i+1)^3 \cdot K \cdot N}{b \cdot n_2}} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{209 \cdot 4,3} \sqrt{\frac{(4,3+1)^3 \cdot 1,486 \cdot 4,1115}{60 \cdot 60,42}} = 585,24 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

⇒ ứng suất tiếp xúc quá tải nhỏ hơn ứng suất cho phép trên bánh răng nhỏ và bánh răng lớn

• Kiểm nghiệm ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

+ Bánh răng nhỏ

$$[\sigma]_{\text{uqt1}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{ch}} = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{\text{uqt1}} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot K \cdot N}{y \cdot m^2 \cdot Z \cdot n \cdot b} = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot 1,486 \cdot 4,26}{0,451 \cdot 3^2 \cdot 27 \cdot 259,8 \cdot 65} = 65,33 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{\text{uqt1}} < [\sigma]_{\text{uqt1}} \Rightarrow \text{thoả mãn}$$

+ Bánh răng lớn

$$[\sigma]_{\text{uqt2}} = 0,8 \cdot \sigma_{\text{ch}} = 0,8 \cdot 300 = 240 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{\text{uqt2}} = \sigma_{\text{u1}} \cdot \frac{y_1}{y_2} = 65,33 \cdot \frac{0,451}{0,517} = 57 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{\text{uqt2}} < [\sigma]_{\text{uqt2}} \text{ Thoả mãn}$$

3.2.9. Các thông số hình học cơ bản của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

- Mô đun pháp tuyến $m_n = 3$
- Số răng $Z_1 = 27$ răng; $Z_2 = 115$ răng
- Góc nghiêng răng $\beta = 8^\circ 6,6'$
- Chiều rộng răng $b_1 = 65$ (mm)
 $b_2 = 60$ (mm)
- Đường kính vòng chia $d_{c1} = m \cdot z_1 = 3 \cdot 27 = 81$ (mm)
 $d_{c2} = m \cdot z_2 = 3 \cdot 115 = 345$ (mm)
- Khoảng cách trục $A = \frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} = \frac{81 + 345}{2} = 213$ (mm)
- Chiều cao răng $h = 2,25 \cdot m_n = 2,25 \cdot 3 = 6,75$ (mm)
- Độ hở hướng tâm $c = 0,25 \cdot m_n = 0,25 \cdot 3 = 0,75$ (mm)

- Đường kính vòng đỉnh răng:

$$D_{e1} = d_{c1} + 2.m_n = 81 + 2.3 = 87 \text{ (mm)}$$

$$D_{e2} = d_{c2} + 2.m_n = 345 + 2.3 = 351 \text{ (mm)}$$

- Đường kính vòng chân răng:

$$D_{i1} = d_{c1} - 2.m_n - 2.c = 81 - 2.3 - 2.0,75 = 73,5 \text{ (mm)}$$

$$D_{i2} = d_{c2} - 2.m_n - 2.c = 345 - 2.3 - 2.0,75 = 337,5 \text{ (mm)}$$

Bảng 3: Các thông số bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Thông số	Giá trị	
	Bánh răng nhỏ	Bánh răng lớn
Số răng	$Z_1 = 27$ răng	$Z_2 = 115$ răng
Đường kính vòng chia	$d_{c1} = 81$ mm	$d_{c2} = 345$ mm
Đường kính vòng đỉnh răng	$D_{e1} = 87$ mm	$D_{e2} = 351$ mm
Đường kính vòng chân răng	$D_{i1} = 73,5$ mm	$D_{i2} = 337,5$ mm
Chiều rộng răng	$b_1 = 65$ mm	$b_2 = 60$ mm
Môđun	$M = 3$	
Khoảng cách trục	$A = 213$ mm	
Chiều cao răng	$h = 6,75$ mm	
Độ hở hướng tâm	$c = 0,75$ mm	
Góc nghiêng	$\beta = 8^{\circ}6,6'$	
Góc ăn khớp	$\alpha_o = 20^{\circ}$	

3.2.10. Lực tác dụng lên trục

Theo công thức (3-49) ta có:

- Lực vòng: $P = \frac{2.M_x}{d} = \frac{2.9,55.10^6.N}{n.d} = \frac{2.9,55.10^6.4,26}{259,8.81} = 3866,5 \text{ (N)}$

- Lực hướng tâm P_r : $P_r = \frac{P.tg\alpha_n}{\cos\beta} = \frac{3866,5.tg20^{\circ}}{\cos8,11^{\circ}} = 1421,5 \text{ (N)}$

- Lực dọc trục $P_a = P.tg\beta = 3866,5.tg8,11^{\circ} = 551 \text{ (N)}$

PHẦN IV: TÍNH TOÁN TRỤC

4.1. Chọn vật liệu cho trục

Vật liệu làm trục phải có độ bền cao, ít nhạy với tập trung ứng suất, có thể nhiệt luyện được và dễ gia công. Thép các bon hợp kim là những vật liệu chủ yếu để chế tạo trục. Vì hộp giảm tốc chịu tải trọng trung bình, bộ truyền quay 2 chiều, làm việc trong thời gian 9 năm nên ta chọn thép 40X tôi cải thiện có giới hạn bền $\sigma_{bk} = 900$ ÷ 1000 (N/mm²).

4.2 Tính sức bền trục

4.2.1. Tính đường kính sơ bộ của trục

Theo công thức (7-2) ta có:

$$d \geq C \cdot \sqrt[3]{\frac{P}{n}} \text{ (mm)}$$

Trong đó : d – là đường kính trục (mm)

C – Hệ số phụ thuộc ứng suất xoắn cho phép đối với đầu trục vào và trục truyền chung, lấy $C = 120$

P – Công suất truyền của trục

n – Số vòng quay trong 1 phút của trục

• Đối với trục I :

$$P_1 = 4,4144 \text{ (KW)}$$

$$n_1 = 1455 \text{ (vg/ph)} \quad \Rightarrow d_1 \geq 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{4,4144}{1455}} = 17,372$$

Chọn $d_1 = 20$ (mm)

• Đối với trục II ta có:

$$P_2 = 4,26 \text{ (KW)}$$

$$n_2 = 259,8 \text{ (vg/ph)} \quad \Rightarrow d_2 \geq 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{4,26}{259,8}} = 30,486 \text{ (mm)}$$

Chọn $d_2 = 35$ (mm)

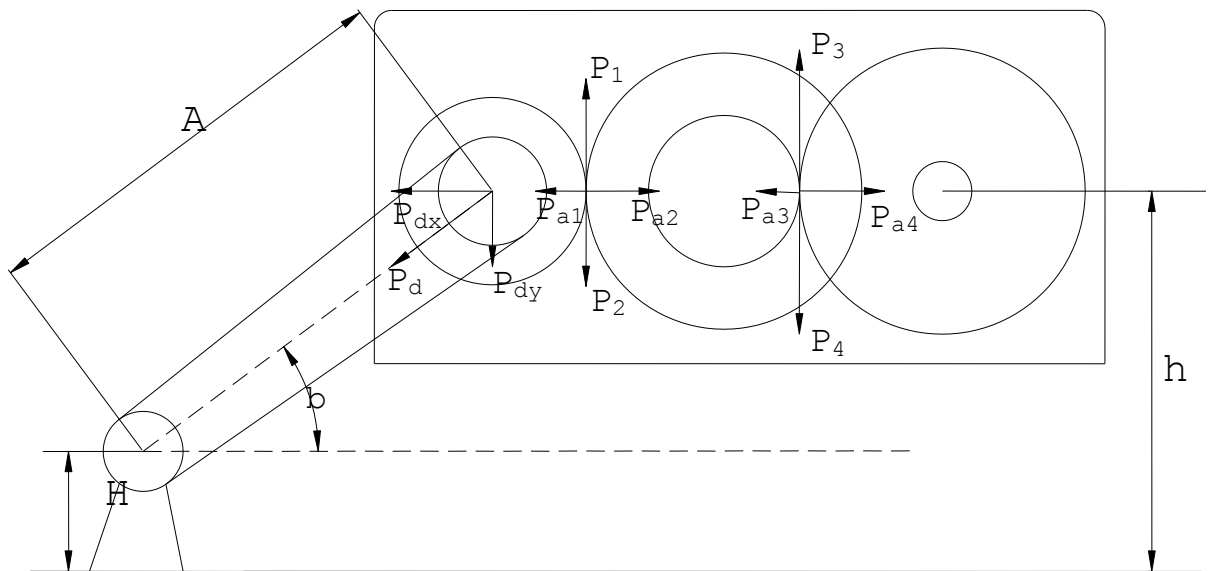
• Đối với trục III ta có:

$$P_3 = 4,1115 \text{ (KW)}$$

$$n_3 = 60,42 \text{ (vg/ph)} \quad \Rightarrow d_3 \geq 120 \cdot \sqrt[3]{\frac{4,1115}{60,42}} = 49 \text{ (mm)}$$

Chọn $d_3 = 50 \text{ (mm)}$

Ta lấy trị số $d_2 = 35 \text{ (mm)}$ để chọn loại bi đỡ cỡ trung bình. Tra bảng 14P ta có chiều rộng của ổ là 21 (mm)



• Xác định góc nghiêng đai:

h : chiều cao băng tải

H : chiều cao đặt máy

β : góc nghiêng đai

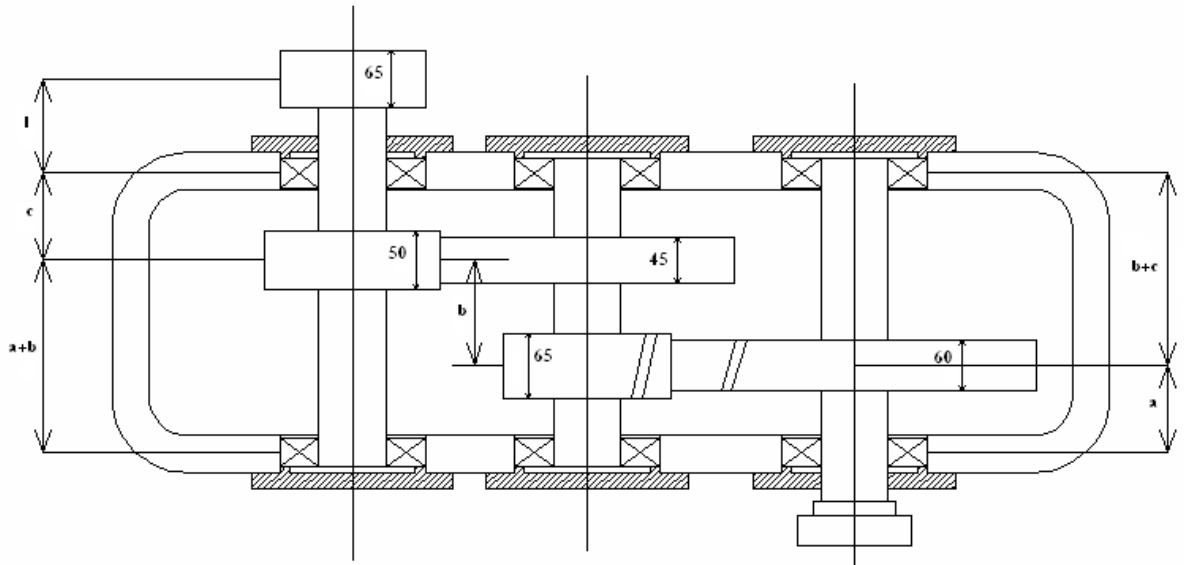
A : khoảng cách trục

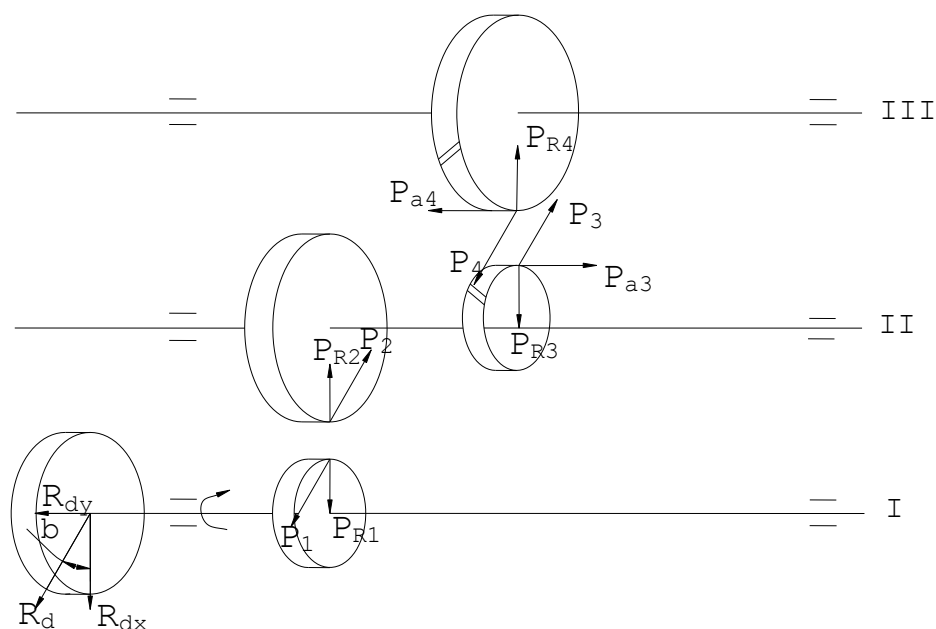
Ta chọn chiều cao đặt máy là $H = 2167,576 \text{ (mm)}$

$$\Rightarrow \sin\beta = \frac{h - H}{A} = \frac{2500 - 2167,576}{972} = 0,342$$

$$\Rightarrow \beta = 20^\circ$$

4.2.2. Tính gần đúng các trục





Sơ đồ phân tích lực tác dụng lên các bánh răng

Để tính các kích thước, chiều dài của trục tham khảo bảng 7 – 1. Ta chọn các kích thước sau:

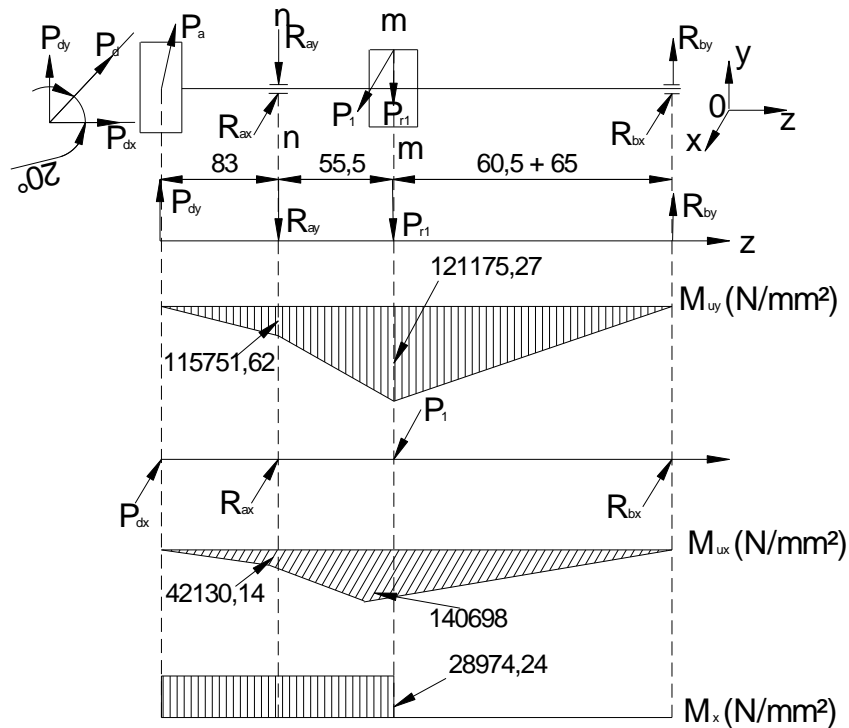
- Khe hở giữa các bánh răng 10 (mm)
- Khe hở giữa bánh răng và thành trong của hộp: 10 (mm)
- Khoảng cách từ thành trong của hộp đến mặt bên của ổ lăn 10 (mm)
- Chiều rộng ổ lăn $B = 21$ (mm)
- Khe hở giữa mặt bên bánh đai và đầu bulông 20 (mm)
- Chiều cao của nắp và đầu bulông 20 (mm)
- Chiều rộng bánh đai 65 (mm)
- Chiều rộng bánh răng cấp nhanh $b_1 = 50$ (mm), $b_2 = 45$ (mm)
- Chiều rộng bánh răng cấp chậm $b_1 = 65$ (mm), $b_2 = 60$ (mm)

Tổng hợp các kích thước trên ta có:

$$\left\{ \begin{array}{l} a = 21/2 + 10 + 10 + 60/2 = 60,5 \text{ (mm)} \\ b = 65/2 + 10 + 45/2 = 65 \text{ (mm)} \end{array} \right.$$

$$c = 50/2 + 10 + 10 + 21/2 = 55,5 \text{ (mm)}$$

$$l = 21/2 + 20 + 20 + 65/2 = 83 \text{ (mm)}$$



Các lực tác dụng lên trục I

$$P_1 = \frac{2 \cdot M_x}{d} = \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 4,4144}{1455 \cdot 20} = 2897,424 \text{ (N)}$$

$$P_{r1} = P_1 \cdot \text{tg} \alpha_0 = 2897,424 \cdot \text{tg} 20^\circ = 1054,576 \text{ (N)}$$

Lực căng ban đầu với mỗi đai $S_0 = \sigma_0 \cdot F$

Trong đó : $\sigma_0 = 1,2$: ứng suất căng ban đầu N/mm^2

$$F = 138 \text{ (mm}^2\text{)} : \text{diện tích 1 đai, mm}^2$$

$$\Rightarrow S_0 = 1,2 \cdot 138 = 165,6 \text{ (N)}$$

Lực tác dụng lên trục:

$$P_d \approx 3.S_0.Z.\sin\frac{\alpha_1}{2} = 3.165,6.3.\sin\frac{169,44^\circ}{2} = 1484,1 \text{ (N)}$$

Tính phản lực các gối đỡ:

$$\sum m_{ay} = P_{dy}.l + P_{r1}.c - R_{by}.(a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{by} = \frac{P_d.\cos 20^\circ.l + P_{r1}.c}{a + b + c} = \frac{1484,1.\cos 20^\circ.83 + 1054,576.55,5}{60,5 + 65 + 55,5} = 965,54 \text{ (N)}$$

Vậy $R_{by} = 965,54 \text{ (N)} > 0 \Rightarrow$ Lực R_{by} có chiều như hình vẽ

$$R_{ay} = P_d + R_{by} - P_{r1}$$

$$= 1484,1 + 965,54 - 1054,576 = 1395 \text{ (N)} \Rightarrow R_{ay} \text{ có chiều như hình vẽ}$$

$$\sum m_{ax} = P_1.c + P_{dx}.l - R_{bx}.(a + b + c) = 0$$

$$R_{bx} = \frac{P_1.c + P_{dx}.l.\sin 20^\circ}{a + b + c} = \frac{2897,424.55,5 + 1484,1.83.\sin 20^\circ}{60,5 + 65 + 55,5} = 1121,2 \text{ (N)}$$

$$R_{ax} = P_1 - R_{bx} - P_{dx}.\sin 20^\circ = 2897,424 - 1121,2 - 1484,1.\sin 20^\circ = 1268,63 \text{ (N)}$$

Tính mômen uốn ở tiết diện nguy hiểm

- ở tiết diện $n_1 - n_1$:

$$M_{u(n-n)} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$M_{ux} = P_{dx}.l.\sin 20^\circ = 1484,1.83.\sin 20^\circ = 42130,14 \text{ (N.mm)}$$

$$M_{uy} = P_{dy}.l.\cos 20^\circ = 1484,1.83.\cos 20^\circ = 115751,62 \text{ (N.mm)}$$

$$M_{u(n-n)} = \sqrt{42130,14^2 + 115751,62^2} = 123180,3 \text{ (N.mm)}$$

- ở tiết diện $m_1 - m_1$:

$$M_{u(m-m)} = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$M_{ux(m-m)} = R_{bx}.(a + b) = 1121,2.(60,5 + 65) = 140698 \text{ (N.mm)}$$

$$M_{uy(m-m)} = R_{by}.(a + b) = 965,54.(60,5 + 65) = 121175,27 \text{ (N.mm)}$$

$$M_{u(m-m)} = \sqrt{140698^2 + 121175,27^2} = 185686,22 \text{ (N.mm)}$$

• Tính đường kính trục ở 2 tiết diện $n - n$ và $m - m$ theo công thức (7-3)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{m_{td}}{0,1.[\sigma]}}$$

Đường kính trục ở tiết diện n – n:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75.M_x^2} = \sqrt{123180,3^2 + 0,75.42130,14^2} = 128470,22 \text{ (N.mm)}$$

Theo bảng (7-2) ta có $[\sigma] = 70 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

$$d_{n-n} \geq \sqrt[3]{\frac{128470,22}{0,1.70}} = 26,4 \text{ (mm)}$$

Đường kính trục ở tiết diện m – m:

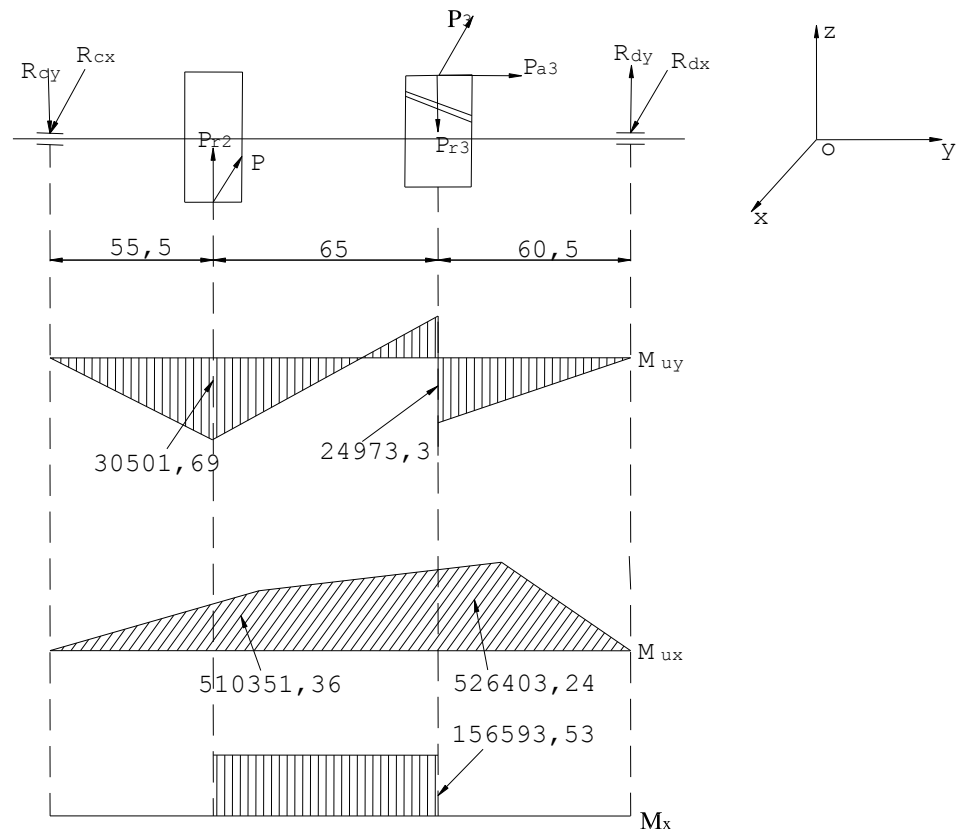
$$M_{td} = \sqrt{185686,22^2 + 0,75.140698^2} = 222095,3$$

$$d_{m-m} \geq \sqrt[3]{\frac{222095,3}{0,1.70}} = 31,66 \text{ (mm)}$$

Trục ở tiết diện n-n lấy $d_{n-n} = 30 \text{ mm}$

Trục ở tiết diện m – m lấy $d_{m-m} = 32 \text{ mm}$

Chọn đường kính lắp ổ lăn: $d = 30 \text{ mm}$



• Sơ đồ phân tích lực trên trục II:

Các lực tác dụng lên trục: P_2 ; P_{r2} ; P_3 ; P_{r3} ; P_{a3}

$$P_2 = \frac{2.M_{x2}}{d_2} = \frac{2.9,55.10^6.4,26}{259,8.35} = 8948,2 \text{ (N)}$$

$$P_{r2} = P_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha = 8948,2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3256,88 \text{ (N)}$$

$$P_3 = \frac{2 \cdot M_{x2}}{2} = \frac{2 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \cdot 4,26}{259,8 \cdot 35} = 8948,2 \text{ (N)}$$

$$P_{r3} = \frac{P_3 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{8948,2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 20^\circ} = 3465,9 \text{ (N)}$$

$$P_{a3} = P_3 \cdot \operatorname{tg} \beta = 8948,2 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 3256,88 \text{ (N)}$$

Tính lực tác dụng lên trục II:

$$\sum m_{cy} = P_{r2} \cdot c - P_{r3} \cdot (c+b) - P_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} + R_{dy} \cdot (a + b + c) = 0$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow R_{dy} &= \frac{P_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} - P_{r2} \cdot c + P_{r3} \cdot (b + c)}{a + b + c} \\ &= \frac{3256,88 \cdot \frac{50}{2} - 3256,88 \cdot 55,5 + 3465,9 \cdot (65 + 55,5)}{60,5 + 65 + 55,5} = 1758,6 \text{ (N)} \end{aligned}$$

Vậy $R_{dy} = 1758,6 \text{ (N)} > 0 \Rightarrow R_{dy}$ có chiều như hình vẽ

$$R_{cy} = P_{r2} - P_{r3} + R_{dy} = 3256,88 - 3465,9 + 1758,6 = 549,58 \text{ (N)}$$

$$\sum m_{cx} = P_2 \cdot c + P_3 \cdot (c + b) - R_{dx} \cdot (a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{dx} = \frac{P_2 \cdot c + P_3 \cdot (c + b)}{a + b + c} = \frac{8948,2 \cdot 55,5 + 8948,2 \cdot (55,5 + 65)}{60,5 + 65 + 55,5} = 8700,88 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_{cx} = P_2 - R_{dx} + P_3 = 8948,2 - 8700,88 + 8948,2 = 9195,52 \text{ (N)}$$

Tính mômen uốn tại các mặt cắt nguy hiểm

- Tại tiết diện $n_2 - n_2$

$$M_u = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$M_{ux} = R_{cx} \cdot c = 9195,52 \cdot 55,5 = 510351,36 \text{ (N.mm)}$$

$$M_{uy} = R_{cy} \cdot c = 549,58 \cdot 55,5 = 30501,69 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_u = \sqrt{510351,36^2 + 30501,69^2} = 511262 \text{ (N.mm)}$$

- Tại tiết diện $m_2 - m_2$

$$M_u = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$M_{ux} = R_{dx} \cdot a = 8700,88 \cdot 60,5 = 526403,24 \text{ (N.mm)}$$

$$M_{uy} = R_{dy} \cdot a - P_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} = 1758,6 \cdot 60,5 - 3256,88 \cdot \frac{50}{2} = 24973,3 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_u = \sqrt{526403,24^2 + 24973,3^2} = 526995,29 \text{ (N.mm)}$$

- Tính đường kính trục ở 2 tiết diện $n_2 - n_2$ và $m_2 - m_2$ theo công thức (7-3):

$$d_{n_2 - n_2} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

- Tại tiết diện $n_2 - n_2$

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{511262^2 + 0,75 \cdot 510351,36^2} = 675820 \text{ (N.mm)}$$

$$d_{n_2 - n_2} \geq \sqrt[3]{\frac{675820}{0,1 \cdot 70}} = 45,875 \text{ (mm)}$$

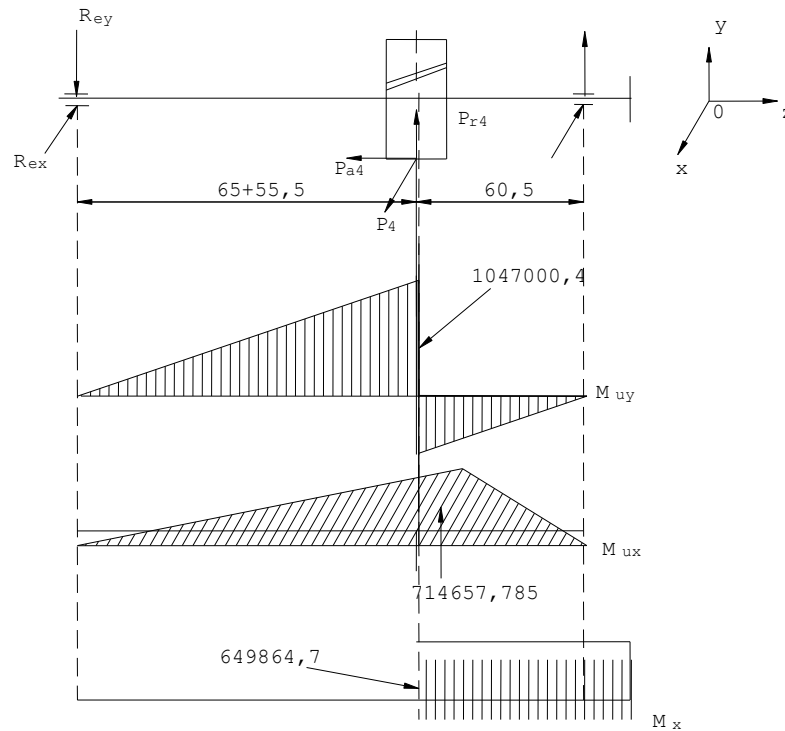
Tại tiết diện $m_2 - m_2$

$$d_{m_2 - m_2} \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{526995,29^2 + 0,75 \cdot 526403,24^2} = 696813,69 \text{ (N.mm)}$$

$$d_{m_2 - m_2} \geq \sqrt[3]{\frac{696813,69}{0,1 \cdot 70}} = 46,345 \text{ (mm)}$$

Chọn $d_{n_2 - n_2} = 50$ (mm), $d_{m_2 - m_2} = 55$ (mm), đường kính ngõng trục $d = 40$ (mm)



- Sơ đồ phân tích lực trên trục III:

Các lực tác dụng lên trục: P_4 , P_{r4} , P_{a4}

$$P_4 = \frac{2.M_{x4}}{d_3} = \frac{2.9,55.10^6.4,1115}{60,42.50} = 25994,6 \text{ (N)}$$

$$P_{r4} = \frac{P_4.tg\alpha}{\cos\beta} = \frac{25994.tg20^\circ}{\cos20^\circ} = 10068,23 \text{ (N)}$$

$$P_{a4} = P_4.tg\beta = 25994,6.tg20^\circ = 9461,26 \text{ (N)}$$

- Tính lực tác dụng lên trục III:

- Tính phản lực ở các gối trục

$$\sum m_{ey} = P_{r4}.(c + b) - R_{fy}.(a + b + c) - P_{a4}.\frac{d_4}{2} = 0$$

$$\Rightarrow R_{fy} = \frac{P_4.(c + b) - P_{a4}.\frac{d_4}{2}}{a + b + c} = \frac{25994,6.(55,5 + 65) - 9461,26.\frac{50}{2}}{60,5 + 65 + 55,5} = 15999 \text{ (N)}$$

Vậy $R_{fy} = 16453,51 \text{ (N)} > 0 \Rightarrow$ lực R_{fy} có chiều như hình vẽ

$$R_{ey} = P_{r4} - R_{fy} = 10068,23 - 15999 = -5930,77 \text{ (N)}$$

⇒ R_{ey} có chiều như hình vẽ:

$$\sum m_{ex} = P_4 \cdot (c + b) - R_{fx} \cdot (a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{fx} = \frac{P_4 \cdot (c + b)}{a + b + c} = \frac{25994,6 \cdot (55,5 + 65)}{60,5 + 65 + 55,5} = 17305,8 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow R_{ex} = P_4 - R_{fx} = 25994,6 - 17305,8 = 8688,8 \text{ (N)}$$

- Tính mômen uốn ở tiết diện chịu tải lớn nhất:

$$M_u = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$$

$$M_{ux} = R_{ex} \cdot (c + b) = 8688,8 \cdot (55,5 + 65) = 1047000,4 \text{ (N.mm)}$$

$$M_{uy} = R_{ey} \cdot (c + b) = -5930,77 \cdot (55,5 + 65) = -714657,785 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_u = \sqrt{1047000,4^2 + 714657,785^2} = 1267653,575 \text{ (N.mm)}$$

- Tính đường kính trục tại tiết diện chịu tải lớn nhất

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \cdot M_x^2} = \sqrt{1267653,575^2 + 0,75 \cdot 1047000,4^2} = 1558558 \text{ (N.mm)}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{1558558}{0,1 \cdot 70}} = 60,61 \text{ (mm)}$$

Chọn $d = 65$ (mm) đường kính ngõng trục $d = 50$ (mm)

4.2.3. Tính chính xác trục

Kiểm tra hệ số an toàn của trục tại các tiết diện nguy hiểm.

Hệ số an toàn tính theo công thức (7-5) ta có:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]$$

Trong đó : n_σ hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp

n_τ hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp

n hệ số an toàn

$[n]$ - hệ số an toàn cho phép $[n] = 1,5$ ÷ $2,5$

Vì trụ quay nên ứng suất pháp biến đổi theo chu kỳ đối xứng

$$\alpha_a = \sigma_{\max} = -\sigma_{\min} = \frac{M_u}{W}; \sigma_m = 0$$

σ_m giá trị trung bình ứng suất pháp

Theo công thức (7-6) ta có:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_a + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}$$

bộ truyền làm việc 2 chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng thì:

$$\tau_a = \tau_{\max} = \frac{M_x}{W_o}$$

$$\tau_m = 0.$$

Theo công thức (7-7) ta có

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon \cdot \beta} \cdot \tau_a + \psi_\tau \cdot \tau_m}$$

Trong đó:

τ_{-1} : là giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với 1 chu kỳ đối xứng.

τ_a : biên độ ứng suất pháp và tiếp sinh ra trong tiết diện của trục.

W : mômen cản uốn của tiết diện

W_o : mômen cản xoắn của tiết diện

K_τ : hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và xoắn tra bảng ((7-6) và (7-13))

β : hệ số tăng bền bề mặt trục.

ψ_τ : hệ số xét đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến sức bền mỏi.

τ_m : là trị số trung bình của ứng suất tiếp

M_u, M_x : là mômen uốn và mômen xoắn.

• Trục I

Xét tại tiết diện ($m_1 - m_1$)

Đường kính trục $d = 32$ (mm) tra bảng (7-3b) ta có :

$W = 2730$ (mm³), $w_o = 5910$ (mm³); $b \times h = 24 \times 14$

b: Chiều rộng then (mm)

h: Chiều cao then (mm)

Có thể lấy gần đúng:

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \text{ ử } 0,5) \cdot \sigma_b = 0,45 \cdot 900 = 405 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_{-1} \approx (0,2 \text{ ử } 0,3) \cdot \sigma_b = 0,25 \cdot 900 = 225 \text{ N/mm}^2$$

$$M_u = 185686,22 \text{ N.mm}, M_x = 140698 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W} = \frac{185686,22}{2730} = 68 \text{ (N/mm)}$$

$$\tau_a = \frac{M_x}{W_o} = \frac{140698}{5910} = 23,8 \text{ (N/mm)}$$

Chọn hệ số ψ_τ và ψ_σ theo vật liệu đối với thép các bon trung bình lấy $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$; hệ số $\beta = 1$

Theo bảng (7-4) lấy $\varepsilon_\sigma = 0,86$; $\varepsilon_\tau = 0,75$

Theo bảng (7-8) hệ số tập trung ứng suất thực tế tại rãnh then $K_\sigma = 1,92$; $K_\tau = 1,9$ xét tỷ số:

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1,92}{0,86} = 2,23; \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,9}{0,75} = 2,53$$

Vì do lắp trục và then có độ dôi nên lấy áp suất trên bề mặt lắp là $P = 30 \text{ N/mm}^2$

Tra bảng (7-10) ta lấy sai số không đáng kể khi tính về xoắn ta có:

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,4$$

$$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \cdot \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} - 1 \right) = 1 + 0,6 \cdot (3,4 - 1) = 2,44$$

$$n_\sigma = \frac{405}{3,4 \cdot 68 + 0,1 \cdot 0} = 1,75$$

$$n_\tau = \frac{225}{2,44 \cdot 23,8 + 0,05 \cdot 0} = 3,87$$

$$\Rightarrow n = \frac{1,75 \cdot 3,87}{\sqrt{1,75^2 + 3,87^2}} = 1,6 > [n] = (1,5 \text{ ử } 2,5)$$

Như vậy tiết diện ($m_1 - m_1$) đảm bảo độ an toàn cho phép

• Trục II

+ Xét tại tiết diện ($n_2 - n_2$)

Đường kính của trục là 50 (mm) tra bảng (7-3b) ta có :

$$W = 10650 \text{ (mm}^3\text{)}, w_o = 22900 \text{ (mm}^3\text{)}; b \times h = 16 \times 10$$

$$M_u = 511262 \text{ N.mm}, M_x = 510351,36 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W} = \frac{511262}{10650} = 48 \text{ (N/mm)}$$

$$\tau_a = \frac{M_x}{w_o} = \frac{510351,36}{22900} = 22,286 \text{ (N/mm)}$$

Chọn hệ số ψ_τ và ψ_σ theo vật liệu đối với thép các bon trung bình lấy $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$; hệ số $\beta = 1$

Theo bảng (7-4) lấy $\varepsilon_\sigma = 0,82$; $\varepsilon_\tau = 0,70$

Theo bảng (7-8) hệ số tập trung ứng suất thực tế tại rãnh then $K_\sigma = 1,92$; $K_\tau = 1,9$ xét tỷ số:

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1,92}{0,86} = 2,23; \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,9}{0,75} = 2,53$$

Vì do lắp trục và then có độ dôi nên lấy áp suất trên bề mặt lắp là $P = 30 \text{ N/mm}^2$

Tra bảng (7-10) ta lấy sai số không đáng kể khi tính về xoắn ta có:

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,9$$

$$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \cdot \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} - 1 \right) = 1 + 0,6 \cdot (3,9 - 1) = 2,74$$

$$n_\sigma = \frac{405}{4,5 \cdot 48 + 0,1 \cdot 0} = 1,875$$

$$n_\tau = \frac{225}{2,74 \cdot 22,286 + 0,05 \cdot 0} = 3,68$$

$$\Rightarrow n = \frac{1,875 \cdot 3,68}{\sqrt{1,875^2 + 3,68^2}} = 1,67 > [n] = (1,5 \text{ ử } 2,5)$$

Như vậy tiết diện ($n_2 - n_2$) đảm bảo độ an toàn cho phép

+ Xét tại tiết diện ($m_2 - m_2$)

Đường kính của trục là 55 (mm) tra bảng (7-3b) ta có :

$$W = 14510 \text{ (mm}^3\text{)}, w_o = 30800 \text{ (mm}^3\text{)}; b \times h = 18 \times 11$$

$$M_u = 526995,29 \text{ N.mm}, M_x = 526403,24 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W} = \frac{526995,29}{14510} = 36,32 \text{ (N/mm)}$$

$$\tau_a = \frac{M_x}{w_o} = \frac{526403,24}{30800} = 17,1 \text{ (N/mm)}$$

Chọn hệ số ψ_τ và ψ_σ theo vật liệu đối với thép các bon trung bình lấy $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$; hệ số $\beta = 1$

Theo bảng (7-4) lấy $\varepsilon_\sigma = 0,78$; $\varepsilon_\tau = 0,67$

Theo bảng (7-8) hệ số tập trung ứng suất thực tế tại rãnh then $K_\sigma = 1,92$; $K_\tau = 1,9$ xét tỷ số:

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1,92}{0,86} = 2,23; \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,9}{0,75} = 2,53$$

Vì do lắp trục và then có độ dôi nên lấy áp suất trên bề mặt lắp là $P = 30 \text{ N/mm}^2$

Tra bảng (7-10) ta lấy sai số không đáng kể khi tính về xoắn ta có:

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,9$$

$$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \cdot \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} - 1 \right) = 1 + 0,6 \cdot (3,9 - 1) = 2,74$$

$$n_\sigma = \frac{405}{3,9 \cdot 36,32 + 0,1 \cdot 0} = 2,86$$

$$n_\tau = \frac{225}{2,74 \cdot 17,1 + 0,05 \cdot 0} = 4,8$$

$$\Rightarrow n = \frac{2,86 \cdot 4,8}{\sqrt{2,86^2 + 4,8^2}} = 2,46 > [n] = (1,5 \text{ ử } 2,5)$$

Như vậy tiết diện ($m_2 - m_2$) đảm bảo độ an toàn cho phép

• Trục III

Xét tại vị trí trục chịu ứng suất lớn nhất có đường kính trục $d = 65 \text{ (mm)}$

Tra bảng (7-3b) ta có :

$$W = 24300 \text{ (mm}^3\text{)}, w_o = 51200 \text{ (mm}^3\text{)}; b \times h = 20 \times 12$$

$$M_u = 1267653,575 \text{ N.mm}, M_x = 1047000,4 \text{ N.mm}$$

$$\sigma_a = \frac{M_u}{W} = \frac{1267653,575}{24300} = 52,17 \text{ (N/mm)}$$

$$\tau_a = \frac{M_x}{W_o} = \frac{1047000,4}{51200} = 20,45 \text{ (N/mm)}$$

Chọn hệ số ψ_τ và ψ_σ theo vật liệu đối với thép các bon trung bình lấy $\psi_\sigma = 0,1$; $\psi_\tau = 0,05$; hệ số $\beta = 1$

Theo bảng (7-4) lấy $\varepsilon_\sigma = 0,76$; $\varepsilon_\tau = 0,65$

Theo bảng (7-8) hệ số tập trung ứng suất thực tế tại rãnh then $K_\sigma = 1,92$; $K_\tau = 1,9$ xét tỷ số:

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = \frac{1,92}{0,86} = 2,23; \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,9}{0,75} = 2,53$$

Vì do lắp trục và then có độ dôi nên lấy áp suất trên bề mặt lắp là $P = 30 \text{ N/mm}^2$

Tra bảng (7-10) ta lấy sai số không đáng kể khi tính về xoắn ta có:

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,9$$

$$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \cdot \left(\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} - 1 \right) = 1 + 0,6 \cdot (3,9 - 1) = 2,74$$

$$n_\sigma = \frac{405}{3,9 \cdot 52,17 + 0,1 \cdot 0} = 2$$

$$n_\tau = \frac{225}{2,74 \cdot 20,45 + 0,05 \cdot 0} = 4$$

$$\Rightarrow n = \frac{2,4}{\sqrt{2^2 + 4^2}} = 1,79 > [n] = (1,5 \text{ ử } 2,5)$$

\Rightarrow Kết luận : Tất cả các trục đều đảm bảo làm việc an toàn.

PHẦN V : TÍNH THEN

Để cố định bánh răng theo phương tiếp tuyến hay để truyền mômen và chuyển động từ trục đến bánh răng hoặc ngược lại ta dùng then.

5.1. Tính then lắp trên trục I

Đường kính trục I để lắp then là $d = 32 \text{ mm}$

Theo bảng (7-23) chọn các thông số then $b = 10$; $h = 8$; $t = 4,5$; $t_1 = 3,6$; $k = 4,2$

Chiều dài then $l = 0,8.l_m$

Trong đó: l_m – chiều dài mayor: $l_m = (1,2 \text{ ử } 1,5).d$

- Kiểm nghiệm độ bền dập trên mặt cạnh làm việc của then theo công thức (7-11)

$$\sigma_d = \frac{2.M_x}{d.k.l} \leq [\sigma]_d \text{ N/mm}^2$$

Ở đây : $M_x = 28974,24 \text{ (N.mm)}$, $l = 0,8.l_m = 0,8.1,4.32 = 35,84 \text{ (mm)}$

theo TCVN 150 – 64 (bảng 7-23) chọn $l = 36 \text{ (mm)}$

Tra bảng (7-20) với ứng suất mỗi ghép cố định, tải trọng va đập nhẹ, vật liệu là thép tôi ; ta có : $[\sigma]_d = 100 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_d = \frac{2.28974,24}{32.4.2.36} = 11,98 \text{ (N/mm}^2) < [\sigma]_d$$

- Kiểm nghiệm bền cắt theo công thức (7-12)

$$\tau_c = \frac{2.M_x}{d.b.l} \leq [\tau]_c \text{ N/mm}^2$$

Tra bảng (7-21) có

$$[\tau]_c = 87 \text{ (N/mm}^2)$$

$$\tau_c = \frac{2.28974,24}{32.10.36} = 5,03 \text{ (N/mm}^2) < [\tau]_c$$

Như vậy then trên trục I thoả mãn điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt.

5.2. Tính then lắp trên trục II

Đường kính trục II để lắp then là $d_{n-n} = 50 \text{ mm}$, $d_{m-m} = 55 \text{ mm}$

- xét tại tiết diện $n_2 - n_2$ đường kính lắp then là $d_{n-n} = 50 \text{ mm}$. Theo bảng (7-23)

Chọn then $b = 16$; $h = 10$; $t = 5$; $t_1 = 5,1$; $k = 6,2$

Chiều dài then: $l = 0,8.1,4.50 = 56 \text{ mm}$

Theo TCVN 150 – 64 (bảng 7-23) chọn $l = 56 \text{ mm}$

- Kiểm nghiệm độ bền dập của then theo công thức (7-11) có :

$$\sigma_d = \frac{2.M_x}{d.k.l} = \frac{2.156593,53}{50.6.2.56} = 18 < [\sigma]_d$$

- Kiểm nghiệm cắt theo công thức (7-12):

$$\tau_c = \frac{2.M_x}{d.b.l} = \frac{2.156593,53}{50.16.56} = 6,99 < [\tau]_c$$

Như vậy trục II thoả mãn điều kiện bền dập và bền cắt

5.3. Tính then lắp trên trục III

Đường kính trục III để lắp then là $d = 65 \text{ mm}$

Theo bảng 7-23 chọn các thông số then $b = 18$; $h = 11$; $t = 5,5$; $t_1 = 5,6$; $k = 6,8$

Chiều dài then $l = 0,8.1,4.65 = 72,8 \text{ mm}$

Theo TCVN 150 – 64 (bảng 7-23) chọn $l = 80 \text{ mm}$

Kiểm nghiệm độ bền dập trên mặt cạnh làm việc của then theo công thức (7-11)

$$\sigma_d = \frac{2.M_x}{d.k.l} = \frac{2.649864,7}{65.6.8.80} = 36,757 < [\sigma]_d$$

Kiểm nghiệm bền cắt theo công thức (7-12)

$$\tau_c = \frac{2.M_x}{d.b.l} = \frac{2.649864,7}{65.18.80} = 13,89 < [\tau]_c$$

Như vậy then trên trục III thoả mãn điều kiện bền dập và điều kiện bền cắt.

Kết luận: Then trên các trục đều thoả mãn điều kiện bền dập và bền cắt.

PHẦN VI: THIẾT KẾ GỐI ĐỠ TRỤC

6.1. Chọn ổ lăn

Trục I của hộp giảm tốc không có thành phần lực dọc trục nên ta dùng ổ bi đỡ. Trục II và trục III có lực dọc trục tác dụng nên ta chọn ổ đỡ chặn.

- Sơ đồ chọn ổ cho trục I:



Hệ số khả năng làm việc tính theo công thức (8-1)

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} \leq C_{\text{bảng}}$$

$C_{\text{bảng}}$ – là hệ số khả năng làm việc tính theo bảng

Trong đó: $n_I = 1455$ (vòng/p): tốc độ quay trục I

$$h = 950 \text{ giờ,}$$

Theo công thức (8-2) có $Q = (K_v \cdot R + m \cdot A) \cdot K_n \cdot K_t$

Trong đó: $m = 1,5$ (tra bảng 8-2)

$A = 0$: tải trọng dọc trục

$K_t = 1,3$: tải trọng va đập vừa. Quá tải ngắn hạn đến 150% so với tải trọng tính toán (bảng 8-3)

$K_n = 1,1$: nhiệt độ làm việc dưới 150°C (bảng 8-4)

$K_v = 1$: vòng trong của ổ quay (bảng 8-5)

$$R_A = \sqrt{R_{AY}^2 + R_{AX}^2} = \sqrt{1268,63^2 + 1395^2} = 1885,6 \text{ (N.mm)}$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2} = \sqrt{965,54^2 + 1121,2^2} = 1479,65 \text{ (N.mm)}$$

Vì lực hướng tâm ở gối trục A lớn hơn lực hướng tâm ở gối trục B, nên ta tính đối với gối đỡ trục A và chọn ổ cho gối đỡ trục này, gối trục B lấy ổ cùng loại.

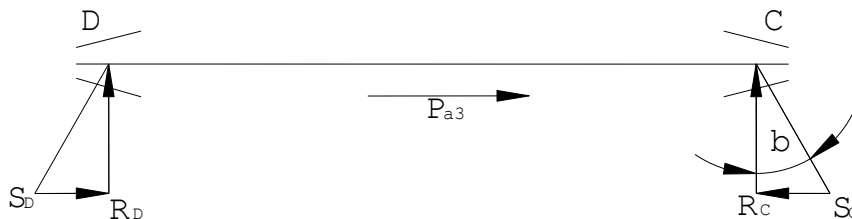
$$Q = (K_v \cdot R_A + m \cdot A) \cdot K_n \cdot K_t = (1.1885,6 + 1,5 \cdot 0) \cdot 1,1 \cdot 1,3 = 2696,4 \text{ N} = 269,64 \text{ daN}$$

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} = 269,64 \cdot (1455 \cdot 950)^{0,3} = 18748,23$$

Tra bảng 14P ứng với $d = 20 \text{ mm}$: ổ cỡ trung, ký hiệu 304, $C_{\text{bảng}} = 19000 > C$

Đường kính ngoài của ổ $D = 52 \text{ mm}$. Chiều rộng ổ $B = 15 \text{ mm}$

• Sơ đồ chọn ổ cho trục II:



Tra bảng 18P loại ổ có $d = 20 \text{ mm}$ có $C = 38000$ cỡ trung được $\beta = 11^\circ 10'$

Hệ số khả năng làm việc tính theo công thức (8-1)

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} < C_{\text{bảng}}$$

Ở đây : $n_{II} = 259,8 \text{ (vg/P)}$: tốc độ quay trên trục II

$h = 950$ giờ

Q : tải trọng tương đương (daN)

Theo công thức (8-6) có $Q = (K_v \cdot R + m \cdot A_t) \cdot K_n \cdot K_t$

Hệ số $m = 1,5$ (tra bảng 8-2)

$K_t = 1,3$ tải trọng va đập vừa và quá tải đến 150% (bảng 8-3)

$K_n = 1$ nhiệt độ làm việc dưới 100°C (bảng 8-4)

$K_v = 1$ vòng trong của ổ quay (bảng 8-5)

$$R_C = \sqrt{R_{CY}^2 + R_{CX}^2} = \sqrt{9195,52^2 + 549,58^2} = 9212 \text{ (N.mm)}$$

$$R_D = \sqrt{R_{DY}^2 + R_{DX}^2} = \sqrt{8700,88^2 + 1758,6^2} = 8876,82 \text{ (N.mm)}$$

$$S_C = 1,3.R_C.tg\beta = 1,3.9212.tg11^\circ10' = 2364 \text{ (N)}$$

$$S_D = 1,3.R_D.tg\beta = 1,3.8876,82.tg11^\circ10' = 2278 \text{ (N)}$$

$$\text{Tổng lực chiều trục: } A_t = S_C + P_{a3} - S_D = 2364 + 551 - 2278 = 637 \text{ (N)}$$

Vì lực hướng tâm ở hai gối trục gần bằng nhau, nên ta chỉ tính đối với gối đỡ trục bên phải C (ở đây lực Q lớn hơn) và chọn ổ cho gối trục này, gối trục kia lấy ổ cùng loại.

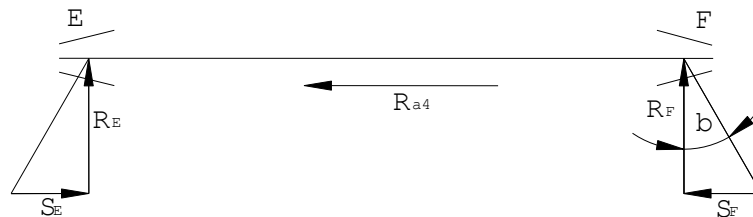
$$Q_C = (K_v.R_D + m.A_t).K_n.K_t = (1.9212 + 1,5.637).1.1,3 = 13217,75 = 1321,775 \text{ daN}$$

$$C = Q_C.(n.h)^{0,3} = 1321,775.(259,8.950)^{0,3} = 54810,83$$

Tra bảng 18P ứng với $d = 25 \text{ mm}$ chọn ổ ký hiệu (7605) ổ đĩa côn đỡ chặn cỡ trung rộng. Có $C_{bảng} = 70000 > C$

Đường kính ngoài của ổ $D = 62 \text{ mm}$, chiều rộng của ổ $B = 24 \text{ mm}$

- Sơ đồ chọn ổ cho trục III



Hệ số khả năng làm việc tính theo công thức (8-1)

$$C = Q.(n.h)^{0,3} \leq C_{bảng}$$

Ở đây : $n_{III} = 64,42 \text{ (vòng/P)}$ tốc độ quay trên trục III

$h = 950 \text{ giờ}$, thời gian làm việc của ổ

Q : tải trọng tương đương (daN)

Theo công thức (8-6) có $Q = (K_v.R_D + m.A_t).K_n.K_t$

Hệ số $m = 1,5$ (tra bảng 8-2)

$K_t = 1,3$ tải trọng va đập vừa và quá tải đến 150% (bảng 8-3)

$K_n = 1$ nhiệt độ làm việc dưới 100°C (bảng 8-4)

$K_v = 1$ vòng trong của ổ quay (bảng 8-5)

$$R_E = \sqrt{R_{EY}^2 + R_{EX}^2} = \sqrt{5930,77^2 + 8688,8^2} = 10520 \text{ (N.mm)}$$

$$R_F = \sqrt{R_{FY}^2 + R_{FX}^2} = \sqrt{15999^2 + 17305,8^2} = 23568,17 \text{ (N.mm)}$$

$$S_E = 1,3.R_E.tg\beta = 1,3.10520.tg11^\circ10' = 2699,73 \text{ (N)}$$

$$S_F = 1,3.R_F.tg\beta = 1,3.23568,17.tg11^\circ10' = 6048,27 \text{ (N)}$$

$$\text{Tổng lực chiều trục: } A_t = S_E - P_{a4} - S_F = 2699,73 - 551 - 6048,72 = 3900 \text{ (N)}$$

Vì lực hướng tâm ở hai gối trục gần bằng nhau, nên ta chỉ tính đối với gối đỡ trục bên phải C (ở đây lực Q lớn hơn) và chọn ổ cho gối trục này, gối trục kia lấy ổ cùng loại.

$$Q_F = (K_v.R_F + m.A_t).K_n.K_t = (1.23568,17 + 1,5.3900).1.1,3 = 38243,62 = 3824,362\text{daN}$$

$$C = Q_F.(n.h)^{0,3} = 3824,362.(60,42.950)^{0,3} = 102383,57$$

Tra bảng 18P ứng với $d = 50$ mm chọn ổ ký hiệu (7610) ổ đũa côn đỡ chặn cỡ trung rộng. Có $C_{\text{bảng}} = 210000 > C$

Đường kính ngoài của ổ $D = 110$ mm, chiều rộng của ổ $B = 40$ mm

6.2. Chọn kiểu lắp ổ lăn

Phương án chọn kiểu lắp:

- Lắp ổ lăn vào trục theo hệ lỗ và vỏ hộp theo hệ trục
- Sai lệch cho phép vòng trong của ổ là âm, sai lệch cho phép trên lỗ theo hệ lỗ là dương
- Chọn kiểu lắp bằng độ dôi để các vòng ổ không thể trượt theo bề mặt trục

6.3. Cố định trục theo phương dọc trục

Để cố định trục theo phương dọc trục ta dùng nắp ổ và điều chỉnh khe hở của ổ bằng các tấm đệm kim loại giữa nắp ổ và thân hộp giảm tốc. Nắp của ổ lắp với hộp giảm tốc bằng vít, loại này dễ chế tạo và dễ lắp ghép.

6.4. Che kín ổ lăn

Để che kín các đầu trục nhô ra, tránh sự xâm nhập của môi trường vào ổ và ngăn mỡ chảy ra ngoài ta dùng loại vòng phớt. Chọn theo bảng (8-29) (sách TKCTM)

6.5. Bôi trơn ổ lăn

Bộ phận ổ được bôi trơn bằng mỡ, vì vận tốc truyền bánh răng thấp không thể dùng phương pháp bắn toé để dẫn dầu trong hộp vào bôi trơn các bộ phận ổ. Theo bảng (8-28) có thể dùng mỡ loại “T” ứng với nhiệt độ làm việc 60° ữ 100°C và vận tốc dưới 1500 vg/ph. Lượng mỡ dưới 2/3 chỗ rỗng của bộ phận ổ.

PHẦN VII: CẤU TẠO VỎ HỘP VÀ CÁC CHI TIẾT MÁY KHÁC

Chọn vỏ hộp đúc vật liệu bằng gang, mặt ghép giữa nắp và thân là mặt phẳng đi qua đường làm các trục để lắp ghép được dễ dàng theo bảng (10-9) cho phép ta xác định được kích thước và các phần tử của vỏ hộp.

- Chiều dày thân hộp:

$$\delta = 0,025.A + 3 ; A \text{ khoảng cách trục}$$

$$\delta = 0,025.213 + 3 = 8,325 \text{ mm}$$

$$\text{Chọn } \delta = 9 \text{ mm}$$

- Chiều dày thành nắp hộp:

$$\delta_1 = 0,02.A + 3 = 0,02.213 + 3 = 7,26 \text{ mm}$$

$$\text{Chọn } \delta_1 = 8 \text{ mm}$$

- Chiều dày mặt bích dưới của thân:

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

$$\text{có thể lấy } b = 14 \text{ mm}$$

- Chiều dày mặt bích dưới của nắp:

$$b_1 = 1,5 . \delta_1 = 1,5.8 = 12 \text{ mm}$$

- Chiều dày đế hộp không có phần lồi

$$P = 2,35.\delta = 2,35.9 = 21,15 \text{ mm}$$

$$\text{Có thể lấy } P = 22 \text{ mm}$$

- Chiều dày gân ở thân hộp.

$$m = 0,85.\delta = 0,85.9 = 7,65 \text{ mm}$$

$$\text{Có thể lấy } m = 8 \text{ mm}$$

- Chiều dày gân ở nắp hộp.

$$m_1 = 0,85.\delta_1 = 0,85.8 = 6,8 \text{ mm}$$

$$\text{Có thể lấy } m_1 = 7 \text{ mm}$$

- Đường kính bu lông nền:

$$d_n = 0,036.A + 12 \text{ mm}$$

$$= 0,036.213 + 12 = 19,668 \text{ mm}$$

Có thể chọn $d_n = 20 \text{ mm}$

- Đường kính bu lông khác:

+ ở cạnh ổ : $d_1 = 0,7.d_n = 0,7.20 = 14 \text{ mm}$

+ Ghép nắp ổ: $d_3 = 0,45.d_n \approx 0,45.20 = 9 \text{ mm}$

+ Ghép nắp cửa thăm: $d_4 = 0,37.d_n = 7,4 \text{ mm}$ có thể lấy $d_4 = 8 \text{ mm}$

Đường kính bu lông vòng chọn theo trọng lượng của hộp giảm tốc, với khoảng cách trục A , 2 cấp chuyền 213×213 . Tra bảng 10-11a và 10-11b chọn bu lông M24

- Số lượng bu lông nền: theo bảng 10-13 ta lấy $n = 6$.

PHẦN VIII: NỐI TRỤC

Mômen xoắn trên nối trục:

$$M_x = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N}{n} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4,1115}{60,42} = 649865 \text{ (N.mm)}$$

$$M_t = k \cdot M_x = 1,3 \cdot 649865 = 844824,5 \text{ (N.mm)}$$

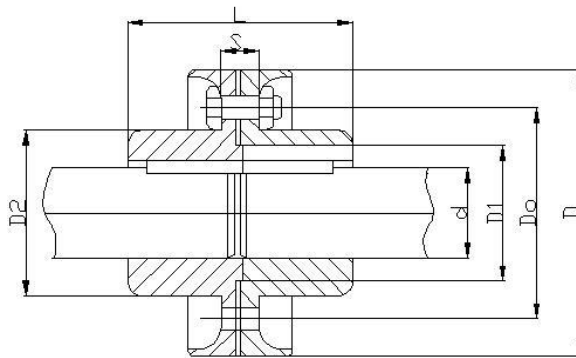
Trong đó : M_x : Mômen xoắn danh nghĩa

M_t : Mômen xoắn tính toán

$K = 1,2$ ÷ $1,5$ Hệ số tải trọng động (tra bảng 9-1)

Để đơn giản, dễ chế tạo và phù hợp với mômen xoắn trên trục. Chọn nối trục là nối trục đĩa.

+ Cấu tạo: hình vẽ



+ Vật liệu làm nối trục:

Do vận tốc vòng của đĩa $v \geq 30$ m/s nên ta chọn vật liệu nối trục là thép đúc 35 π .

+ Các kích thước chủ yếu của nối trục đàn hồi theo bảng (9-2) ta có : $d = 50$ mm, $D_2 = 100$ mm; $D = 200$ mm; $D_0 = 160$ mm; $l = 160$ mm; $S = 40$ mm; Bulông cỡ M16; số lượng bulông bằng $z = 6$; mômen xoắn lớn nhất $M_{\max} = 2500$ N.mm

• Với bu lông lắp có khe hở, lực siết V cần thiết với mỗi bu lông theo công thức (9-3) là :

$$V \geq \frac{2 \cdot k \cdot M_x}{z \cdot f \cdot D_0} = \frac{2 \cdot 1,3 \cdot 649865}{6 \cdot 0,15 \cdot 160} = 11733,67 \text{ (N.mm)} \text{ (f : hệ số ma sát)}$$

PHẦN IX: BÔI TRƠN HỘP GIẢM TỐC

Để giảm mất mát công suất vì ma sát, giảm mài mòn, đảm bảo thoát nhiệt tốt và đề phòng các chi tiết máy bị han gỉ cần phải bôi trơn cho trục các bộ truyền trong Hộp Giảm Tốc.

Vì vận tốc của bánh răng nhỏ nên ta chọn cách bôi trơn ngâm trong dầu bằng cách ngâm bánh răng, trục vít, bánh vít hoặc các chi tiết phụ khác ta dùng dầu công nghiệp 45 để bôi trơn hộp giảm tốc

Khi vận tốc nhỏ thì lấy chiều sâu ngâm là $1/6$ bán kính bánh răng cấp nhanh còn đối với cấp chậm dưới $1/3$ bán kính, $0,4 - 0,8$ lít cho 1 Kw.

Chọn độ nhớt của dầu ở 50°C với bánh răng thép $\sigma_b = 600 \text{ N/mm}^2$.

Ta chọn dầu theo bảng 10 – 20.

Lời kết:

Em xin chân thành cảm ơn các thầy cô giáo, đặc biệt là thầy Hồ Duy Liên cùng các bạn đã giúp đỡ em trong quá trình thực hiện bài tập đồ án môn học *thiết kế chi tiết máy*. Trong quá trình làm đồ án em không thể tránh khỏi thiếu sót, em kính mong nhận được ý kiến đóng góp của các thầy các cô để em hoàn thiện đồ án. Em xin chân thành cảm ơn !