

BỘ CÔNG THƯƠNG
TRƯỜNG CAO ĐẲNG KỸ THUẬT CAO THẮNG
KHOA CƠ KHÍ

..... ∞  ∞



BÁO CÁO
BÀI TẬP LỚP CHI TIẾT MÁY
THIẾT KẾ BÀI TẬP LỚN HỘP GIẢM TỐC

GV: Liêu Quang Hiệp

SVTH: Võ Châu Minh Trường

LỚP: CD CĐT 20B

TP.HỒ CHÍ MINH, ngày 28 tháng 06 năm 2023

LỜI CẢM ƠN

Em xin gửi lời cảm ơn đến thầy Liêu Quang Hiệp là giảng viên môn học Bài Tập Lớn Chi Tiết Máy, thầy đã tận tình hỗ trợ và giúp đỡ em cũng như các sinh viên khác trong quá trình học tập để có thể tiếp thu kiến thức một cách bài bản và chuyên môn cũng như tạo điều kiện cho em có thể hoàn tất môn học này tốt nhất có thể.

Cảm ơn BM CĐT, Khoa Cơ Khí đã ứng dụng môn học vào trong ngành để em có thể tiếp cận các kiến thức cần có, và học tập cách làm xử lý vấn đề, thực hiện kế hoạch, cũng như đưa ra các phương pháp xử lý vấn đề trong môn học hiệu quả.

Em xin chúc thầy, và toàn thể cán bộ giảng viên Trường Cao đẳng Kỹ thuật Cao Thắng dồi dào sức khỏe.

TP. HCM, ngày 28 Tháng 06 Năm 2023

Sinh viên thực hiện

Võ Châu Minh Trường

BẢN THUYẾT MINH
BÀI TẬP LỚN - CHI TIẾT MÁY
HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG

ĐỀ: 04 , Phương án 19, P= 1700(N), V= 2.2 (m/s), D= 270(mm)

1: CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN

Tính công suất của băng tải:

- Lực tiếp tuyến trên băng tải $P = 1700N$
- Vận tốc tiếp tuyến trên băng tải $V = 2.2 \text{ m/s}$
- Đường kính tang băng tải $D = 270mm$

$$N_t = \frac{P.V}{1000} = \frac{1700 \cdot 2.2}{1000} = 3,74(KW)$$

Tính hiệu suất chung của bộ truyền

$$\eta = \eta_X \cdot \eta_{BRT} \cdot \eta_{OL}^3 \cdot \eta_{NT}$$

Trong đó:

η : Hiệu suất chung của bộ truyền

η_{OL} : Hiệu suất của ổ lăn (3 cặp)

η_{NT} : Hiệu suất của nối trục

η_{BRT} : Hiệu suất của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

η_X : Hiệu suất của bộ truyền xích

Dựa vào bảng (2-1/ trang 18), ta chọn:

$$\eta_{OL} = 0.99$$

$$\eta_{BRT} = 0.97$$

$$\eta_X = 0.92$$

Theo kinh nghiệm: $\eta_{NT} = 1$

Tính hiệu suất chung của bộ truyền:

$$\eta = \eta_X \cdot \eta_{BRT} \cdot \eta_{OL}^3 \cdot \eta_{NT} = 0,92 \cdot 0,97 \cdot 0,99^3 \cdot 1 = 0,87$$

Tính công suất cần thiết của động cơ:

$$N_{ct} = \frac{N_t}{\eta} = \frac{3,74}{0,87} = 4.3 (KW)$$

Chọn động cơ theo bảng tra (2-2 trang 19,20):

- + Động cơ : A02-42-4
- + Công suất động cơ: $N_{dc} = 5,5 \text{ KW}$
- + Tốc độ động cơ: $n_{dc} = 1450 \text{ (vòng/phút)}$
- + Hiệu suất động cơ: $\eta_{dc} = 88\%$

Kiểm nghiệm lại công suất làm việc của động cơ theo điều kiện : $N_{lv} \geq N_{ct}$
 $N_{lv} = N_{dc} \cdot \eta_{dc} = 5,5 \cdot 88\% = 4,84 \text{ (kw)}$

=> Vậy: $N_{lv} \geq N_{ct}$ nên động cơ thỏa điều kiện.

2. PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

Tính tốc độ quay của băng tải:

$$n_{bt} = (60 \cdot 1000 \cdot V) / (\pi \cdot D) = (60 \cdot 1000 \cdot 2.2) / (\pi \cdot 270) = 155.6 \text{ (vòng/phút)}$$

Tính tỷ số truyền chung của hệ thống:

$$i_{ch} = n_{đc} / n_{bt} = 1450 / 155.6 = 9.3$$

Tính tỷ số truyền chung của hệ thống:

$$i_{ch} = i_X \cdot i_{BRT} = 9.3$$

Tra Bảng 2-5, trang 23:

Ta có: chọn một thông số $i_{BRT} = (3 \dots 5)$

Vậy ta chọn $i_{BRT} = 3$

$$i_X = i_{ch} / i_{BRT} = 9.3 / 3 = 3.1$$

Kiểm nghiệm lại giá trị trong bảng (2-2) $i_x = 3.1$ thỏa mãn điều kiện.

Bảng phân phối tỷ số truyền:

	Trục động cơ	Trục I	Trục II
Tỷ số truyền i		$i_{BRT} = 3$	$i_X = 3,1$
Tốc độ n (vòng/phút)	$n_{đc} = 1450$	$n_I = n_{đc} / i_{BRT}$ $= 1450 / 3$ $n_I = 483,3$	$n_{II} = n_I / i_X$ $= 483.3 / 3.1$ $n_{II} = 155,91$
Công suất N (KW)	$N_{Iv} = 4,84$	$N_I = N_{Iv} \cdot \eta_{BRT} \cdot \eta_{OL}^2$ $= 4,84 \cdot 0.97 \cdot 0.99^2$ $N_I = 4,6$	$N_{II} = N_I \cdot \eta_X \cdot \eta_{OL}$ $= 4,6 \cdot 0,92 \cdot 0,99$ $N_{II} = 4,2$

3. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG

Thiết kế bộ truyền bánh trụ răng nghiêng trong hộp giảm tốc truyền động với công suất $N_1 = 4,84 \text{ KW}$, $N_2 = 4,6 \text{ KW}$, số vòng quay trong 1 phút của trục dẫn $n_1 = 1450 \text{ v/p}$, trục bị dẫn $n_2 = 483,3 \text{ v/p}$, tỉ số truyền $I = 3$. Thời gian làm việc 5 năm, mỗi năm làm việc 300 ngày, mỗi ngày 2 ca, mỗi ca 8 giờ, tải trọng ổn định, có va đập nhẹ, yêu cầu kích thước nhỏ gọn.

Chọn vật liệu:

Bộ truyền làm việc có va đập nhẹ, yêu cầu kích thước nhỏ gọn nên chọn Thép cacbon chất lượng tốt để chế tạo.

Tra Bảng 3-29/Trang 57:

- + Bánh răng nhỏ ta chọn: thép 45.
- + Bánh răng lớn ta chọn: thép 35.

Tra Bảng 3-30/Trang 57-59:

+ Bánh răng nhỏ:

$$\sigma_k = 580 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{ch} = 290 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$HB = 200$$

+ Bánh răng lớn:

$$\sigma_k = 480 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\sigma_{ch} = 240 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$HB = 170$$

Ứng suất cho phép:

$$\text{Tổng thời gian làm việc: } T = 5 \cdot 300 \cdot 2 \cdot 8 = 24000 \text{ giờ}$$

Số chu kỳ làm việc:

$$\text{- Bánh răng nhỏ: } N_{td1} = 60 \cdot u \cdot n_1 \cdot T = 60 \cdot 1 \cdot 1450 \cdot 24000 = 208,8 \cdot 10^7 \text{ (Chu kỳ)}$$

- Bánh răng lớn: $N_{td2} = 60.u.n_2.T = 60 \cdot 1 \cdot 483,3 \cdot 24000 = 69,5.10^7$ (Chu kỳ)

u: số lần ăn khớp của một răng khi bánh răng đó quay 1 vòng.

=> Trường hợp một cặp bánh răng ăn khớp nhau thì **u= 1**

a. Ứng suất tiếp xúc cho phép: $[\sigma]_{tx} = [\sigma]_{Notx} \cdot k'_N$

Trong đó: k'_N : Hệ số chu kỳ ứng suất tiếp xúc

$$K'_N = \sqrt[6]{\frac{N_0}{N_{td}}}$$

N_0 : Số chu kỳ cơ sở, nếu $N_{td} \geq N_0$, ta có thể lấy $k'_N = 1$

Tra Bảng 3-30/Trang 57-59, ta có:

+ Vật liệu và nhiệt luyện (200-250)HB

+ $[\sigma]_{Notx}$ N/mm²: 2,6 HB

+ Số chu kỳ cơ sở N_0 : 10^7

Bánh răng nhỏ:

$$\begin{aligned} [\sigma]_{tx1} &= [\sigma]_{Notx1} \cdot k'_N \\ &= 2,6HB.1 \\ &= 2,6.200.1 \\ &= 520 \text{ (N/mm}^2\text{)} \end{aligned}$$

Bánh răng lớn:

$$\begin{aligned} [\sigma]_{tx2} &= [\sigma]_{Notx2} \cdot k'_N \\ &= 2,6HB.1 \\ &= 2,6.170.1 \\ &= 442 \text{ (N/mm}^2\text{)} \end{aligned}$$

b. Ứng suất uốn cho phép:

$$\text{Răng làm việc 1 mặt: } [\sigma] = \frac{\sigma_0 \cdot K''_N}{n \cdot K_\sigma} = \frac{(1,4-1,6) \cdot \sigma_{-1} \cdot K''_N}{n \cdot K_\sigma}$$

Trong đó:

σ_{-1} : ứng suất giới hạn mỏi uốn trong chu kỳ đối xứng.

Đối với vật liệu là Thép: $\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,45) \cdot \sigma_k = 0,45 \cdot \sigma_k$

Đối với vật liệu là Gang: $\sigma_{-1} = 0,25 \cdot \sigma_k$

k''_N : Hệ số chu kỳ ứng suất uốn. $K''_N = \sqrt[6]{\frac{N_0}{N_{td}}}$

N_0 : Số chu kỳ cơ sở của đường cong mỏi uốn, có thể lấy $N_0 = 5.10^6$

Bảng tra/Trang 61:

n: Hệ số an toàn.

K_σ : Hệ số tập trung ứng suất ở chân răng $k_\sigma=1,8$

Bánh răng nhỏ:

$$[\sigma]_{u1} = \frac{(1,4 \div 1,6) \cdot \sigma_{-1} \cdot K''_{N1}}{n \cdot K_\sigma} = \frac{1,5 \cdot 0,45 \cdot 580 \cdot \sqrt[6]{\frac{5 \cdot 10^6}{208,8 \cdot 10^7}}}{1,5 \cdot 1,8} = 53 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Bánh răng lớn:

$$[\sigma]_{u2} = \frac{(1,4 \div 1,6) \cdot \sigma_{-1} \cdot K''_N}{n \cdot K_\sigma} = \frac{1,5 \cdot 0,45 \cdot 480 \cdot \sqrt[6]{\frac{5 \cdot 10^6}{69,6 \cdot 10^7}}}{1,5 \cdot 1,8} = 52,7 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Chọn sơ bộ hệ số tải trọng

$$K_{sb} = (1,3 \div 1,5) \Rightarrow K_{sb} = 1,4$$

Chọn sơ bộ hệ số chiều rộng bánh răng ψ_A

$\psi_A = (0,3 \div 0,45)$: Tải trọng trung bình $\psi_A = (0,45 \div 0,6)$:

Tải trọng nặng $\Rightarrow \psi_A = 0,4$

Xác định khoảng cách trục A

$$A \geq (i + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{[\sigma]_{tx2} \cdot i}\right)^2 \cdot \frac{K_{sb} \cdot N_2}{\psi_A \cdot \phi \cdot n_2}} = \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{442 \cdot 3}\right)^2 \cdot \frac{1,4 \cdot 4,6}{0,4 \cdot 1,25 \cdot 483,3}} = 102,2 \text{ mm}$$

Trong đó:

$\theta = (1,15 \div 1,35)$: Hệ số bánh răng nghiêng $\Rightarrow \theta = 1,25$

Tính vận tốc vòng V và chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng:

a. Vận tốc vòng:

$$V = \frac{2\pi \cdot A \cdot n_1}{60 \cdot 1000 \cdot (i \pm 1)} = \frac{2\pi \cdot 102,2 \cdot 1450}{60 \cdot 1000 \cdot (3+1)} = 3,87 \left(\frac{m}{s}\right)$$

b. Chọn cấp chính xác của bánh răng = 9:

Bảng 3-32/Trang 65:

Hệ số tải trọng K:

Được xác định theo công thức: $K = K_{tt} \cdot K_d$

Trong đó:

K_{tt} : Hệ số tập trung tải trọng

Đối với bộ truyền không chạy mòn $HB > 350$ thì K_{tt} được tra theo bảng 3-33/Trang 66.

Đối với bộ truyền không chạy mòn $HB \leq 350$

+ Tải trọng không đổi hoặc ít thay đổi thì lấy $K_{tt} = 1$

Bảng 3-34 /Trang 67:

K_d : hệ số tải trọng động $\Rightarrow K_d = 1,4$

Hệ số tải trọng K được xác định theo công thức: $K = K_{tt} \cdot K_d = 1 \cdot 1,4 = 1,4$

Độ sai lệch:

$$\Delta K = \frac{|K_{sb} - K|}{K_{sb}} \leq \pm(3 \div 5)\% = \frac{|1,4 - 1,4|}{1,4} = 0\% \leq 5\%$$

Vậy thỏa điều kiện. Không cần tính lại A.

Xác định môđun, số răng, chiều rộng bánh răng và góc nghiêng của răng:

Môđun của bộ truyền:

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot A = (1,022 \div 2,044)$$

Bảng 3-36/Trang 69

\Rightarrow Chọn Môđun $m_n = 2$ (mm)

Số răng của bánh dẫn:

$$Z_1 = \frac{2A \cdot \cos \beta}{m_n(i \pm 1)} = \frac{2 \cdot 102,2 \cos(12^\circ)}{2 \cdot (3 + 1)} = 24,9$$

$$Z_1 = 25 \text{ răng}$$

β : Góc nghiêng răng, $\beta = (8 \div 20)^\circ$, sơ bộ chọn $\beta = 12^\circ$

Số răng của bánh răng bị dẫn: $Z_2 = Z_1 \cdot i = 25 \cdot 3 = 75$ (răng)

Xác định chính xác góc nghiêng răng

$$\cos\beta = \frac{(z_1+z_2).m_n}{2A} = \frac{(25+75)*2}{2*102,2} = 0.97$$

$$\beta = 14^\circ \Rightarrow \text{Thỏa điều kiện: } \beta = (8 \div 20)^\circ$$

Xác định chiều rộng bánh răng: $b = \psi A . A = 0,4.102,2 = 40,88 \text{ (mm)}$

Chú ý: đối với bộ truyền bánh răng trụ, nên lấy chiều rộng b của bánh răng nhỏ lớn hơn của bánh răng lớn khoảng $5 \div 10 \text{ mm}$.

\Rightarrow Ta lấy $b_2 = 40\text{mm}$, $b_1 = 50\text{mm}$

Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng:

Tính số răng tương đương Z_{td} và xác định hệ số dạng răng y của bánh dẫn và bị dẫn:

Số răng tương đương của bánh dẫn:

$$Z_{td1} = \frac{Z_1}{\cos^3\beta} = \frac{25}{\cos^3(14^\circ)} = 27,36$$

Số răng tương đương của bánh bị dẫn:

$$Z_{td2} = \frac{Z_2}{\cos^3\beta} = \frac{75}{\cos^3(14^\circ)} = 82,10$$

Bảng 3-37 /Trang 70:

$$Y_1 = 0,429$$

$$Y_2 = 0,511$$

Kiểm tra bền theo ứng suất uốn:

Ứng suất uốn của bánh răng nhỏ:

$$\sigma_{u1} = \frac{19,1.10^6.KN_1}{m_n^2.Z_1.b_1.y_1.n_1.\phi'} = \frac{19,1.10^6.1,4.4,84}{2^2.25.50.0,429.1450.1,5} = 27,74 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$\theta' = (1,4 \div 1,6) \Rightarrow \theta' = 1,5$$

Vậy $\sigma_{u1} = 27,74 \leq [\sigma]_{u1} = 53 \text{ (N/mm}^2\text{)} \Rightarrow$ Thỏa điều kiện bền uốn

Ứng suất uốn của bánh răng lớn:

$$\sigma_{u2} = \sigma_{u1} \cdot \frac{y_1}{y_2} = 27,74 * \frac{0,429}{0,511} = 23,28 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Vậy $\sigma_{u2} = 23,28 \leq [\sigma]_{u2} = 52,7 \text{ (N/mm}^2\text{)} \Rightarrow$ Thỏa điều kiện bền uốn

Định các thông số chủ yếu của bộ truyền:

Đường kính vòng chia:

$$d_1 = \frac{m_n \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{2.25}{\cos(14^\circ)} = 51.5(\text{mm})$$

$$d_2 = \frac{m_n \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{2.75}{\cos(14^\circ)} = 154.5(\text{mm})$$

Đường kính vòng đỉnh răng :

$$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 51.5 + 2.2 = 55.5 (\text{mm})$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 154.5 + 2.2 = 158.5 (\text{mm})$$

Đường kính vòng chân răng :

$$d_{f1} = d_1 - 2.5.m_n = 51.5 - 2.5.2 = 46.5 (\text{mm})$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5.m_n = 154.5 - 2.5.2 = 149.5 (\text{mm})$$

Chiều cao răng:

$$h_1 = h_2 = h_a + h_f = m_n + 1.25.m_n = 2.25.m_n = 2.25.2 = 4.5(\text{mm})$$

Lực tác dụng lên bộ truyền

Lực vòng:

$$P_1 = P_2 = \frac{2.955.10^6 . K . N_1}{d_1 . n_1} = \frac{2.955.10^6 . 1.4.4.84}{51.5 \cdot 1450} = 1733.13 (\text{N})$$

Lực hướng tâm:

$$P_{r1} = P_{r2} = \frac{P_1 . \tan \alpha}{\cos \beta} = \frac{1733.13 \cdot \tan(20^\circ)}{\cos(14^\circ)} = 650.11 (\text{N})$$

Lực dọc trục:

$$P_{a1} = P_{a2} = P_1 . \tan \beta = 1733.13 . \tan 14 = 432.11 (\text{N})$$

Thông số		Giá trị
	Bánh răng nhỏ	Bánh răng lớn
Số răng	$Z_1 = 25$	$Z_2 = 75$
Đường kính vòng chia	$d_1 = 51,5 \text{ mm}$	$d_2 = 154,5 \text{ mm}$
Đường kính vòng đỉnh răng	$D_{a1} = 55,5 \text{ mm}$	$d_{a2} = 158,5 \text{ mm}$
Bề rộng răng	$b_1 = 50 \text{ mm}$	$b_2 = 40 \text{ mm}$
Chiều cao răng		$h_1 = h_2 = 4,5 \text{ mm}$
Mô đun		$m_n = 2 \text{ mm}$
Góc nghiêng răng		$\beta = 14^0$
Khoảng cách trục		$A = 102,2 \text{ mm}$
Lực vòng		$P_1 = P_2 = 1733,13 \text{ N}$
Lực hướng tâm		$P_{r1} = P_{r2} = 650,11 \text{ N}$
Lực dọc trục		$P_{a1} = P_{a2} = 432,11 \text{ N}$

4. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN XÍCH

Thiết kế bộ truyền động Xích truyền với công suất $N_1 = 4,6 \text{ Kw}$, tỉ số truyền $i_X = 3,1$ số vòng quay trong 1 phút của bánh dẫn $n_1 = 483,3 \text{ v/p}$, bộ truyền làm việc 2 ca/ngày, tải trọng êm, bôi trơn định kỳ.

Chọn loại xích:

Chọn loại Xích ống con lăn.

Định số răng đĩa xích:

Tùy theo tỉ số truyền i_X , ta chọn số răng đĩa xích nhỏ tương ứng theo Bảng 3-22/ Trang 45

Vậy ta chọn số răng đĩa xích nhỏ $Z_1 = 24$

Vậy ta chọn số răng đĩa xích lớn: $Z_2 = Z_1 \cdot i_X = 24 \cdot 3,1 = 74,4$

\Rightarrow Chọn $Z_2 = 74$ (số nguyên)

Định bước xích pt

Xác định hệ số điều kiện sử dụng k theo công thức:

$$K = K_t \cdot K_A \cdot K_\alpha \cdot K_{dc} \cdot K_b \cdot K_c$$

Trong đó các hệ số K được tra theo các bảng trang 46:

- K_t : Hệ số xét đến ảnh hưởng của tính chất tải trọng ngoài.

+ Tải trọng êm: $K_t = 1$

- K_A : Hệ số phụ thuộc khoảng cách giữa 2 trục.

+ Nếu $A = (30 \div 50) \cdot \text{pt}$: $K_A = 1$

- K_α : Hệ số phụ thuộc sự bố trí của bộ truyền.

+ Nếu $\alpha = (0 \div 60^\circ)$: $K_\alpha = 1$

- K_{dc} : Hệ số phụ thuộc sự điều chỉnh khoảng cách 2 trục

+ Điều chỉnh được: $K_{dc} = 1$

- K_b : Hệ số phụ thuộc chế độ bôi trơn của bộ truyền

+ Bôi trơn định kỳ: $K_b = 1,25$

- K_c : Hệ số phụ thuộc chế độ làm việc của bộ truyền

+ Làm việc 2 ca/ngày: $K_c = 1,25$

Hệ số điều kiện sử dụng: $K = K_t \cdot K_A \cdot K_\alpha \cdot K_{dc} \cdot K_b \cdot K_c = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,25$

$$1,25 \Rightarrow K = 1,56$$

Xác định hệ số răng đĩa dẫn KZ :

$$K_Z = \frac{Z_{01}}{Z_1} = \frac{25}{24} = 1,04$$

Xác định hệ số vòng quay trong 1 phút của đĩa dẫn Kn

$$K_n = \frac{Z_{01}}{N_1} = \frac{600}{483,3} = 1,24$$

n_{01} : số vòng quay trong một phút của đĩa xích dẫn của bộ truyền cơ sở, $n_{01} = 50, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1600$. Chọn n_{01} một trong các giá trị trên và nên chọn $n_{01} \geq n_1$

Xác định công suất tính toán của bộ truyền $\Rightarrow N_t = k \cdot k_z \cdot k_n \cdot N$
 $= 1,56 \cdot 1,04 \cdot 1,24 \cdot 4,6 = 9,25 \text{ (kw)}$

Chọn bước xích p_t theo điều kiện $N_t = 9,25 \text{ kW} \leq [N]$

Bảng 3 – 23/Trang 48 $\Rightarrow p_t = 19,05 \text{ mm}$

Kiểm nghiệm số vòng quay của đĩa xích theo điều kiện: $n_1 \leq n_{gh}$

Bảng 3 – 24/trang 48:

$$n_1 = 483,3 \leq n_{gh} = 1550 \text{ (v/P)}$$

Xác định khoảng cách trục A và số mắt xích cho phép X:

Chọn sơ bộ khoảng cách trục A:

Nên chọn khoảng cách trục trong khoảng:

$$A = (30 \div 50)p_t = 40 \cdot 19,05 = 948 \text{ (mm)}$$

Xác định số mắt xích X:

Sau khi đã xác định được khoảng cách trục A, tính số mắt xích X theo công thức:

$$X = \frac{(Z_1 + Z_2)}{2} + \frac{2A}{p_t} + \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p_t}{A}$$

$$X = \frac{24 + 74}{2} + \frac{2 * 948}{19,05} + \left(\frac{74 - 24}{2\pi} \right)^2 * \frac{19,05}{948} = 149,80$$

Vậy X = 150

Kiểm nghiệm số lần va đập của mỗi mắt xích trong một giây u theo điều kiện:

$$U = \frac{n_1 \cdot Z_1}{15X} = \frac{483,3 \cdot 24}{15 \cdot 150} = 5,15 \leq [u] = 35 \text{ vậy thỏa điều kiện.}$$

Xác định khoảng cách trục A theo công thức:

$$A = \frac{p_t}{4} \cdot \left[X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(X - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right]$$

$$= 950 \text{ (mm)}$$

Để xích không bị căng quá lớn, phải rút ngắn trục A đã tính 1 khoảng

$$\Delta A = (0,002 \div 0,004)A = (0,002 \div 0,004) \cdot 950 = (1,9 \div 3,8)$$

Vậy A = 948(mm)

Tính đường kính vòng chia của đĩa xích và đường kính vòng đỉnh răng của đĩa xích dẫn và bị dẫn:

Đường kính vòng chia đĩa xích:

$$D_1 = \frac{p_t}{\sin\left(\frac{180}{Z_1}\right)} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{24}\right)} = 145,94 \text{ (mm)}$$

$$D_2 = \frac{p_t}{\sin\left(\frac{180}{Z_2}\right)} = \frac{19,05}{\sin\left(\frac{180}{74}\right)} = 448,9 \text{ (mm)}$$

Đường kính vòng đỉnh răng của đĩa xích:

$$D_{a1} = p_t \cdot \left(\cot g \cdot \frac{180}{Z_1} + K \right) = 19,05 \cdot \left(\cot g \cdot \frac{180}{24} + 0,5 \right) = 154,22(\text{mm})$$

$$D_{a2} = p_t \cdot \left(\cot g \cdot \frac{180}{Z_2} + K \right) = 19,05 \cdot \left(\cot g \cdot \frac{180}{74} + 0,5 \right) = 457,97(\text{mm})$$

Trong đó k thường chọn như sau: $k = (0,5 \div 0,6)$

Tính lực tác dụng lên trục R:

Lực tác dụng lên trục (R) được tính theo công thức:

$$R = k_t \cdot \frac{6 \cdot 10^7 \cdot N_1}{n_1 \cdot Z_1 \cdot p_t} = 1,15 \cdot \frac{6 \cdot 10^7 \cdot 4,6}{483,3 \cdot 24 \cdot 19,05} = 1436,428(N)$$

K_t : hệ số xét đến tác dụng của trọng lượng xích lên trục, khi bộ truyền nằm ngang hoặc nghiêng một góc nhỏ hơn 400 thì chọn $K_t = 1,15$; khi bộ truyền nghiêng một góc lớn hơn 400 so với đường nằm ngang thì chọn $K_t = 1,05$.

Thông số	Giá trị	
	Đĩa xích dẫn	Đĩa xích bị dẫn
Số răng	$Z1 = 24$	$Z2 = 74$
Bước xích	$Pt = 19,05 \text{ mm}$	
Số mắt xích	$X = 150$	
Khoảng cách trục A	$A = 948$	
	$R_x = 1436,428 (N)$	
Đường kính vòng chia D	$D1 = 145,94 (\text{mm})$	$D2 = 448,85 (\text{mm})$
Đường kính vòng đỉnh Da	$Da1 = 154,22 (\text{mm})$	$Da2 = 457,97 (\text{mm})$

5. TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ TRỤC

Tính sơ bộ:

- Tính theo công thức moment xoắn

$$\tau_z = \frac{M_z}{W_0} = \frac{M_z}{0,2d^3} \leq [\tau_z] \Rightarrow d \geq \sqrt[3]{\frac{M_z}{0,2 \cdot [\tau_z]}}$$

- Tính theo công thức kinh nghiệm:

$$d \geq C \sqrt[3]{\frac{N}{n}}$$

$$[\tau_z] = (20 - 35) N / mm^2 \quad C = (120 \div 130)$$

$$[\tau_z] = (10 - 15) N / mm^2 \quad C = (150 \div 160)$$

Tính toán, thiết kế trục cho các chi tiết quay trong hộp giảm tốc với các thông số sau:

+ **Trục I:** Công suất $N_1 = 4,84$ KW, Tốc độ $n_1 = 1450$ vòng/phút

+ **Trục II:** Công suất $N_2 = 4,6$ KW, Tốc độ $n_2 = 483,3$ vòng/phút

Trục I:

$$d_{sb}^I = C \cdot \sqrt[3]{\frac{N_I}{n_I}}$$

$$= (120 \div 130) \cdot \sqrt[3]{\frac{4,84}{1450}} = (17,93 \div 19,43)$$

$$\text{Vậy } d_{sb}^I = 20 \text{ (mm)}$$

Tra bảng 5-5/ trang 110 -111, chọn Ổ lăn tương ứng với đường kính trục sơ bộ

Vậy $d_{sb}^I = 20$ (mm) \Rightarrow **Chọn ổ lăn 6304** có bề rộng $B_1 = 15$ mm.

Trục II:

$$d_{sb}^{II} = C \sqrt[3]{\frac{N_{II}}{n_{II}}}$$

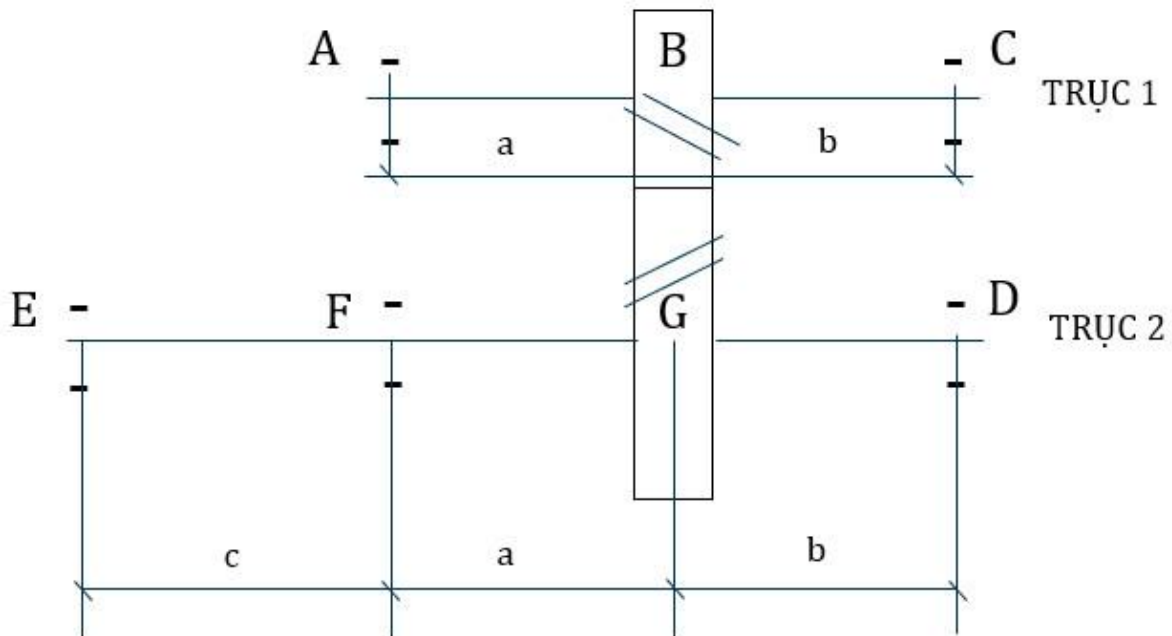
$$= (120 \div 130) \cdot \sqrt[3]{\frac{4,6}{483,3}} \Rightarrow d_{sb}^{II} = (25,4 \div 27,55)$$

Vậy $d_{sb}^{II} = 30$ (mm)

Tra bảng 5-5/ trang 110 -111, chọn Ổ lăn tương ứng với đường kính trục sơ bộ.

Vậy $d_{sb}^{II} = 30$ (mm) \Rightarrow chọn ổ lăn 6306 bề rộng $B_2 = 19$ (mm)

Tính gần đúng:



a. Xác định chiều dài các đoạn trục

$$a = b = \frac{B_1}{2} + l_2 + a + \frac{b_1}{2}$$

$$a = b = \frac{B_1}{2} + (5 \div 10) + (10 \div 15) + \frac{b_1}{2}$$

$$a = b = \frac{15}{2} + 7.5 + 12 + \frac{50}{2} = 52 \text{ mm}$$

$$c = \frac{l_5}{2} + l_4 + l_3 + \frac{B_2}{2}$$

$$c = \frac{(1 \div 1,2) \cdot d_{sb}^{II}}{2} + (10 \div 20) + (15 \div 20) + \frac{B_2}{2}$$

$$c = \frac{1.1 \cdot 30}{2} + 15,5 + 17.5 + \frac{19}{2} = 59 \text{ mm}$$

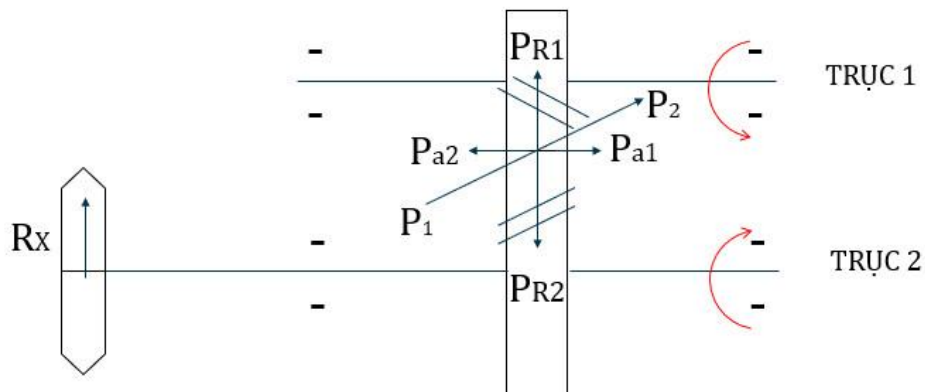
Trong đó:

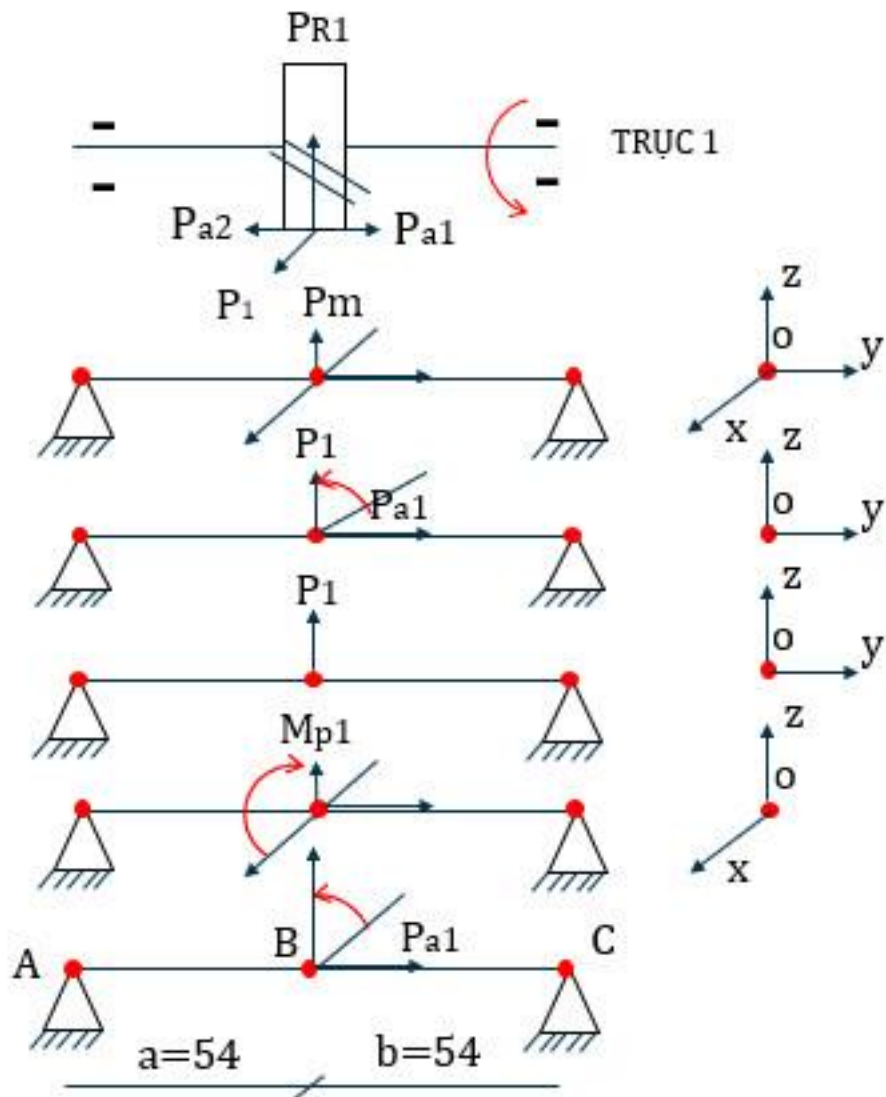
d_{sb}^{II} : Đường kính trục sơ bộ

B_1 : Bề rộng ổ lăn chọn sơ bộ.

b_1 : Bề rộng bánh răng nhỏ.

b. Xác định lực tác dụng lên trục





Trong đó:

P_1, P_2 : Lực vòng

P_{r1}, P_{r2} : Lực hướng tâm

P_{a1}, P_{a2} : Lực dọc trục

R_X : Lực tác dụng lên trục lắp bánh xích.

c. Xác định đường kính trục

Xét mặt phẳng YOZ:

Ta có:

$$P_1 = 1733,13 \text{ N}; P_{r1} = 650,11 \text{ N}; P_{a1} = 432,11 \text{ N}$$

$$d_1 = 51,5 \text{ mm}$$

$$M_{Pa1} = P_{a1} * d_1 / 2 = 432,11.51,5/2 = 11127 \text{ (N.mm)}$$

$$M_{P1} = P_1 * d_1 / 2 = 1733,13.51,5/2 = 44628 \text{ (N.mm)}$$

Xét mặt phẳng XOZ:

$$\sum M_A = 0 \rightarrow P_{r1} * AB + M_{Pa1} - R_{yc} * AC = 0$$

$$\rightarrow R_{yc} = \frac{P_{r1} * AB + M_{Pa1}}{AC} = \frac{650,11 * 52 + 11127}{104} = 432 \text{ (N)}$$

$$\sum Y = 0 \rightarrow -R_{yA} + P_{r1} - R_{yc} = 0$$

$$\rightarrow R_{yA} = P_{r1} - R_{yc} = 650,11 - 432 = 218,11 \text{ (N)}$$

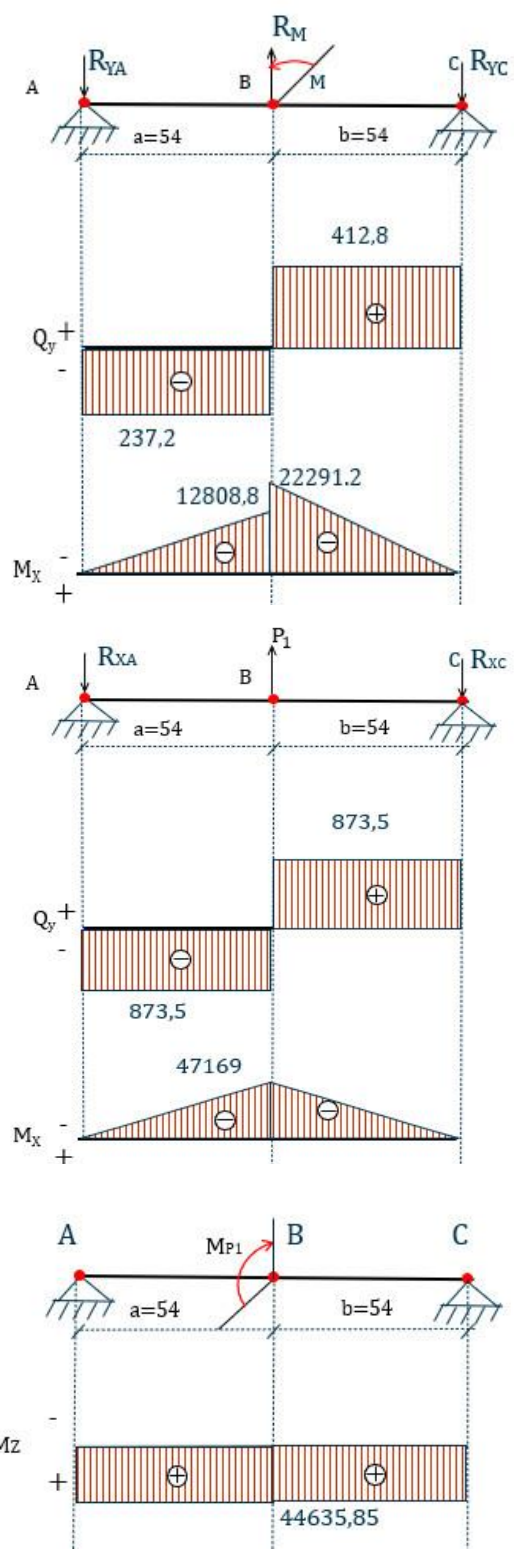
Xét mặt phẳng XOY:

$$R_{xA} = R_{xC} = \frac{P_1}{2} = \frac{1733,13}{2} = 866,565 \text{ (N)}$$

Xét mặt phẳng XOZ:

$$M_{p1} = P_1 * \frac{d}{2} = 1733,13 * \frac{51,5}{2} = 44628,1 \text{ Nmm}$$

Vẽ biểu đồ nội lực:



$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]_u}} \quad [\sigma]_u: \text{Ứng suất uốn cho phép,}$$

$$\text{Lấy } [\sigma]_u = 50 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$M_{td} = \sqrt{M_{uX}^2 + M_{uY}^2 + 0,75M_Z^2}$$

Tại A:

$$M_{tdA} = \sqrt{M_{uX}^2 + M_{uY}^2 + 0,75M_Z^2}$$

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdA}}{0,1 \cdot [\sigma]_u}}$$

- Chọn d_A tăng thêm 1 khoảng theo hệ số an toàn (10mm - 15mm)
- Chọn $d_A = 25 \text{ (mm)} = d_C$ (Cùng lắp ổ lăn)

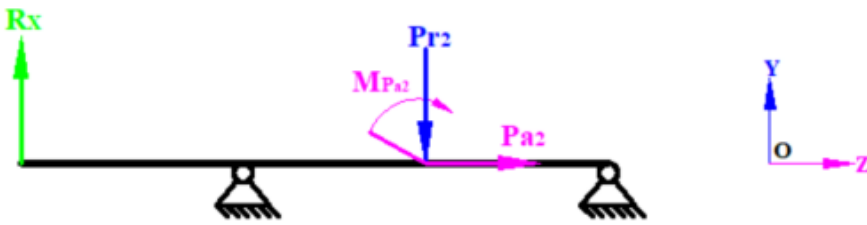
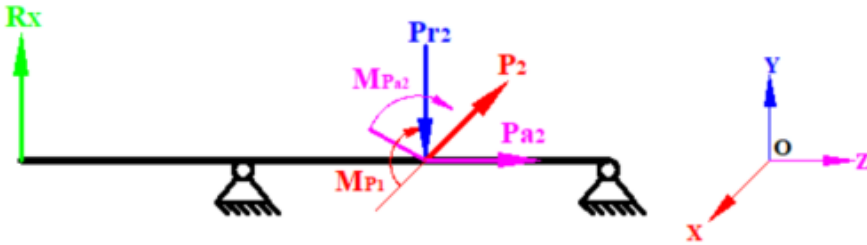
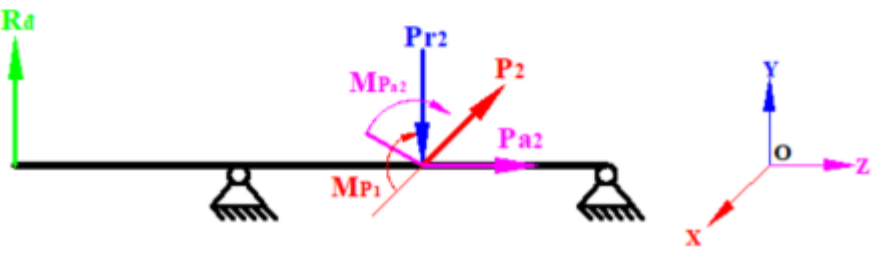
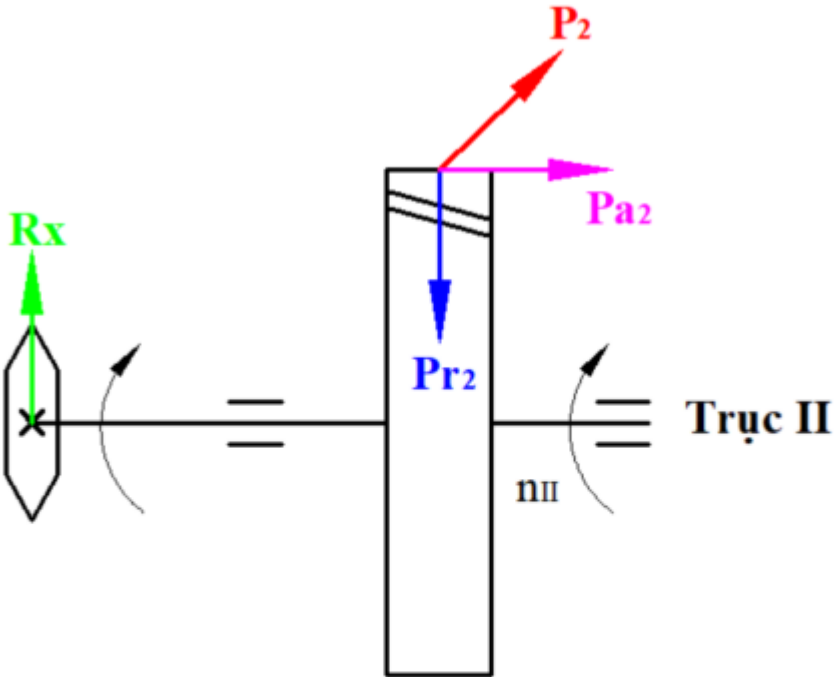
Tại B:

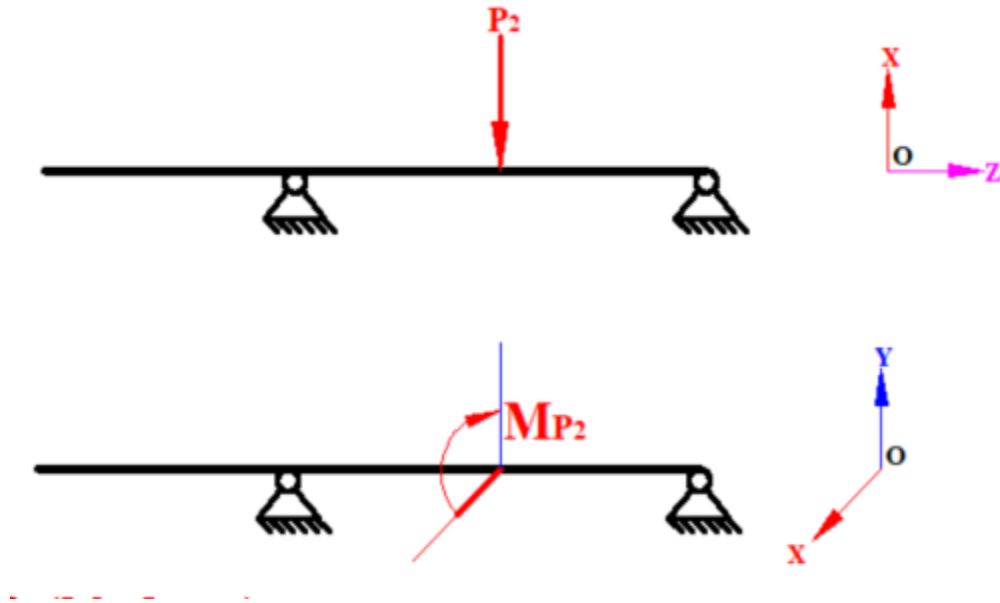
$$M_{tdB} = \sqrt{M_{uX}^2 + M_{uY}^2 + 0,75M_Z^2}$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdB}}{0,1 \cdot [\sigma]_u}}$$

- \Rightarrow Chọn d_B tăng thêm 1 khoảng theo hệ số an toàn (10mm - 15mm)
- \Rightarrow Chọn $d_B = 30 \text{ (mm)}$ (Có rãnh then)

Xác định lực tác dụng lên trục II:





Xét mặt phẳng YOZ:

$$P_2 = 1733,13 \text{ N}; P_{r2} = 650,11 \text{ N};$$

$$P_{a2} = 432,11 \text{ N}; R_x = 1436,428; d_2 = 154,5 \text{ mm}$$

$$M_{pa2} = P_{a2} * d_2 / 2 = 432,11 * 154,5 / 2 = 33380,5$$

$$M_{p2} = P_2 * d_2 / 2 = 1733,13 * 154,5 / 2 = 133874,25$$

Xét mặt phẳng YOZ:

$$\sum m_E = 0 \rightarrow -R_x * DE - P_{r2} * EF - M_{pa2} + R_{yG} * EG = 0$$

$$\rightarrow R_{yG} = \frac{R_x * DE + P_{r2} * EF + M_{pa2}}{EG}$$

$$\rightarrow R_{yG} = \frac{1436,428 * 59 + 650,11 * 52 + 33380,5}{104} = 1460 \text{ (N)}$$

$$\sum Y = 0 \rightarrow R_x + R_{yE} - P_{r2} + R_{yG} = 0$$

$$\rightarrow R_{yE} = -R_x + P_{r2} - R_{yG} = -1436,428 + 650,11 - 1460 = -2246,318$$

- Đổi chiều vector R_{yE} .

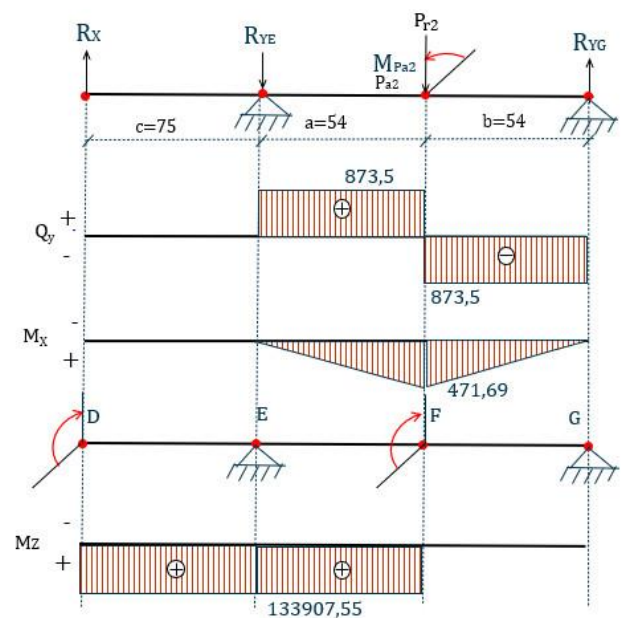
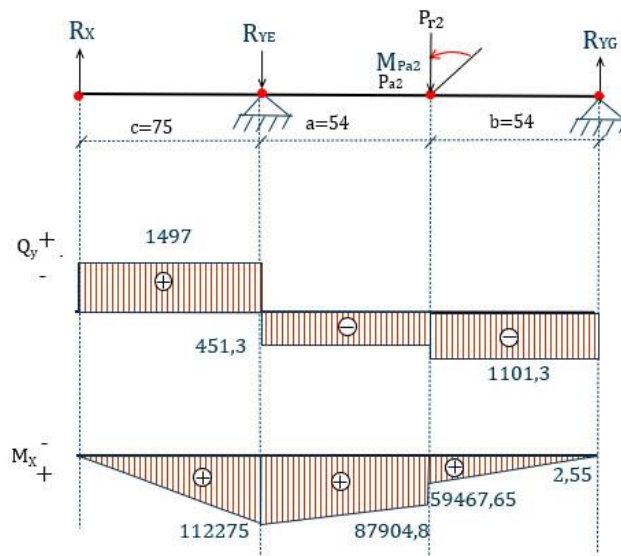
Xét mặt phẳng XOZ:

$$\rightarrow R_{xE} = R_{xG} = \frac{P_2}{2} = \frac{1733,13}{2} = 866 \text{ (N)}$$

Xét mặt phẳng XOY:

$$\rightarrow M_{p2} = P_2 * \frac{d_2}{2} = 1733,13 * \frac{154,5}{2} = 133884 \text{ (Nmm)}$$

Vẽ biểu đồ nội lực:



$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \cdot [\sigma]_u}} \quad [\sigma]_u: \text{Ứng suất uốn cho phép,}$$

Lấy $[\sigma]_u = 50 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

$$M_{td} = \sqrt{M_{uX}^2 + M_{uY}^2 + 0,75M_Z^2}$$

Tại D:

$$M_{tdD} = \sqrt{M_{uX}^2 + M_{uY}^2 + 0,75M_Z^2}$$

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdD}}{0,1 \cdot [\sigma]_u}}$$

- Chọn d_D tăng thêm 1 khoảng theo hệ số an toàn (5mm - 10mm)
- Chọn $d_D = 40 \text{ (mm)}$

Tại E:

$$M_{tdE} = \sqrt{M_{uX}^2 + M_{uY}^2 + 0,75M_Z^2}$$

$$d_E \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdE}}{0,1 \cdot [\sigma]_u}}$$

- Chọn d_E tăng thêm 1 khoảng theo hệ số an toàn (10mm - 15mm)
- Chọn $d_E = 45 \text{ (mm)} = d_G \text{ (Cùng lắp ổ lăn)}$

Tại F:

$$M_{tdF} = \sqrt{M_{uX}^2 + M_{uY}^2 + 0,75M_Z^2}$$

$$d_F \geq \sqrt[3]{\frac{M_{tdF}}{0,1 \cdot [\sigma]_u}}$$

- Chọn d_F tăng thêm 1 khoảng theo hệ số an toàn (15mm - 20mm)
- Chọn $d_F = 50 \text{ (mm)}$ (Có rãnh then)

Trục I	dA = 25 mm	ldA = a/2 = 26
	dB = 30 mm	ldB = a/2 + b/2 = 52
	dC = 25 mm	ldC = b/2 = 26
Trục II	dD = 40 mm	ldD = c/2 = 29,5
	dE = 45 mm	ldE = c/2 + a/2 = 55,5
	dF = 50 mm	ldF = a/2 + b/2 = 52
	dG = 45 mm	ldG = b/2 = 26

6. TÍNH TOÁN THEN

Trục I:

Tại vị trí lắp bánh răng Z_1 (B), có $d_B = 30(\text{mm})$, Tra bảng các thông số của then bằng (7-23)

$b = 10 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $t_1 = 5 \text{ mm}$

Theo biểu đồ nội lực, ta có $M_Z = 44628 \text{ (N.mm)}$

Ứng suất đập $[\sigma]_d$ và cắt $[\tau]_c$ cho phép của mỗi ghép then Bảng (7-20)

Mỗi ghép	Vật liệu	Ứng suất	Tính chất tải trọng		
			Tĩnh	Va đập nhẹ	Va đập mạnh
Cố định	Thép	$[\sigma]_d$	150	100	50
	Gang		80	53	27
Di động	Thép		50	40	30
Thép, Gang		$[\tau]_c$	120	87	54

Tra bản ta có:

$[\sigma]_d = 150 (\text{N/mm}^2)$

$[\tau]_c = 120 (\text{N/mm}^2)$

Đường kính trục lắp then bằng (lắp bánh răng Z_1): $d_B = 30 \text{ mm}$ Các thông số của then bằng: $b = 10 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $t_1 = 5 \text{ mm}$, Moment xoắn $M_Z = 44628 \text{ (N.mm)}$, Ứng suất cho phép: $[\sigma]_d = 150 \text{ (N/mm}^2)$ $[\tau]_c = 120 \text{ (N/mm}^2)$

Xác định chiều dài then bằng theo điều kiện bền đập:

$$\sigma_d = \frac{2M_z}{d.t.l} \leq [\sigma]_d \Rightarrow l \geq \frac{2.M_z}{d.t.[\sigma]_d}$$

$$= 4 \text{ mm}$$

Xác định chiều dài then bằng theo điều kiện bền cắt:

$$\tau_c = \frac{2M_z}{dbl} \leq [\tau]_c \Rightarrow l \geq \frac{2M_z}{d.b.[\tau]_c}$$

$$= 2,5 \text{ mm}$$

Chọn chiều dài then $l = 30 \text{ mm}$

Trục II:

Tại vị trí lắp đĩa xích (D), có $d_D = 40\text{mm}$ Tra bảng các thông số của then bảng (7-23)

$b = 12 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $t_1 = 5 \text{ mm}$. Theo biểu đồ nội lực, ta có $M_Z = 133884 \text{ (N.mm)}$

Ứng suất đập $[\sigma]_d$ và cắt $[\tau]_c$ cho phép của mỗi ghép then Bảng (7-20)

Mỗi ghép	Vật liệu	Ứng suất	Tính chất tải trọng		
			Tĩnh	Va đập nhẹ	Va đập mạnh
Cố định	Thép	$[\sigma]_d$	150	100	50
	Gang		80	53	27
Di động	Thép		50	40	30
Thép, Gang		$[\tau]_c$	120	87	54

Tra bảng ta có:

$$[\sigma]_d = 150 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$$[\tau]_c = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

Đường kính trục lắp then bằng (lắp đĩa xích): $d_D = 40 \text{ mm}$ Các thông số của then bằng: $b = 12 \text{ mm}$, $h = 8 \text{ mm}$, $t_1 = 5 \text{ mm}$ Moment xoắn $M_Z = 133884 \text{ (N.mm)}$ Ứng suất cho phép: $[\sigma]_d = 150 \text{ (N/mm}^2\text{)}$ $[\tau]_c = 120 \text{ (N/mm}^2\text{)}$

Xác định chiều dài then bằng theo điều kiện bền dập:

$$\sigma_d = \frac{2M_z}{d.t.l} \leq [\sigma]_d \Rightarrow l \geq \frac{2.M_z}{d.t.[\sigma]_d}$$

= 8,9 mm

Xác định chiều dài then bằng theo điều kiện bền cắt:

$$\tau_c = \frac{2M_z}{d.b.l} \leq [\tau]_c \Rightarrow l \geq \frac{2M_z}{d.b.[\tau]_c}$$

= 4,65 mm

Chọn chiều dài then bằng l = 20 mm

Tại vị trí lắp bánh răng Z_2 (F), có $d_F = 50\text{mm}$ Tra bảng các thông số của then bằng (7-23)

Tra bảng các thông số của then bằng $b = 16\text{ mm}$, $h = 10\text{ mm}$, $t_1 = 6\text{ mm}$

Theo biểu đồ nội lực, ta có $M_Z = 133884\text{ (N.mm)}$

Ứng suất dập $[\sigma]_d$ và cắt $[\tau]_c$ cho phép của mỗi ghép then Bảng (7-20)

Mỗi ghép	Vật liệu	Ứng suất	Tính chất tải trọng		
			Tĩnh	Va đập nhẹ	Va đập mạnh
Cố định	Thép	$[\sigma]_d$	150	100	50
	Gang		80	53	27
Di động	Thép		50	40	30
Thép, Gang		$[\tau]_c$	120	87	54

Tra bảng ta có:

$$[\sigma]_d = 150 (\text{N/mm}^2)$$

$$[\tau]_c = 120 (\text{N/mm}^2)$$

Đường kính trục lắp then bằng (lắp bánh răng Z_2): $d_F = 50\text{mm}$ Các thông số của then bằng: $b = 16\text{ mm}$, $h = 10\text{ mm}$, $t_1 = 6\text{ mm}$ Moment xoắn $M_Z = 133884\text{ (N.mm)}$ Ứng suất cho phép: $[\sigma]_d = 150\text{ (N/mm}^2\text{)}$ $[\tau]_c = 120\text{ (N/mm}^2\text{)}$

Xác định chiều dài then bằng theo điều kiện bền dẹt:

$$\sigma_d = \frac{2M_z}{d.t.l} \leq [\sigma]_d \Rightarrow l \geq \frac{2.M_z}{d.t.[\sigma]_d}$$

$$= 5,95\text{ mm}$$

Xác định chiều dài then bằng theo điều kiện bền cắt:

$$\tau_c = \frac{2M_z}{d.b.l} \leq [\tau]_c \Rightarrow l \geq \frac{2M_z}{d.b.[\tau]_c}$$

$$= 3,7\text{ mm}$$

Chọn chiều dài then bằng $l = 30\text{ mm}$

7. TÍNH TOÁN Ổ LĂN

Trục I:

Thời gian làm việc 5 năm, năm 300 ngày, ngày 2 ca , ca 8h.

Tốc độ quay của trục : $n_I = 1450$ (v/p)

Đường kính ngõng trục $d_A = d_C = 25$ mm

Chọn Ổ bi đỡ chặn góc $\beta = 12^\circ$, Kiểu 36000

Thời gian ổ lăn làm việc: $h = 5.300.2.8 = 24000$ giờ

$$R_{yA} = 218,11 \text{ N}; R_{xA} = R_{xC} = 866,565 \text{ N}; R_{yC} = 432 \text{ N}$$

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2}$$
$$= 893,6 \text{ N}$$

$$R_C = \sqrt{R_{xC}^2 + R_{yC}^2}$$
$$= 968,6 \text{ N}$$

$$S_A = 1,3 \cdot R_A \cdot \tan \beta = 246,9 \text{ N}$$

$$S_C = 1,3 \cdot R_C \cdot \tan \beta = 267,5 \text{ N}$$

Phương án 1:

$$A_{t1} = P_{a1} - S_A + S_C = 452,7 \text{ N}$$

Phương án 2:

$$A_{t2} = P_{a1} + S_A - S_C = 411,51 \text{ N}$$

$A_{t1} > A_{t2} > 0 \Rightarrow A_t$ tác dụng vào A

Vậy ta cần tính lực cắt Q_A và Q_C , khi tính Q_A có lực dọc trục A_t , khi tính Q_C không có lực dọc trục A_t

Ta chọn $A_t = A_{t2}$ để tính vì $A_{t2} < A_{t1}$

K_t : hệ số phụ thuộc vào tính chất của tải trọng tác dụng lên ổ lăn $\Rightarrow k_t = 1$

K_n : hệ số phụ thuộc nhiệt độ sinh ra trong ổ lăn $\Rightarrow k_n = 1$

K_v : hệ số động phụ thuộc vào vòng quay $\Rightarrow k_v = 1$

m : hệ số chuyển tải trọng dọc trục sang tải trọng hướng tâm $\Rightarrow m = 1,5$

$$Q_A = (R_A * K_v + m * A_{tl}) * K_t * K_n = 151 \text{ daN}$$

$$Q_C = (R_C * K_v + m * 0) * K_t * K_n = 96,8 \text{ daN}$$

Ta thấy $Q_A > Q_C$ nên ta lấy Q_A thay vào công thức tính Hệ số tải trọng C_t

$$C_t = Q_A * (n * h)^{0,3} = 27634,4 \text{ daN}$$

Dựa vào bảng 17P chọn ổ bi đỡ chặn cỡ nhẹ có: $d = 25 \text{ mm}$, kí hiệu: 6205, $C_{\text{bảng}} = 20000$, có đường kính ngoài $D = 52 \text{ mm}$, chiều rộng $B = 15 \text{ mm}$.

Trục II:

Thời gian làm việc 5 năm, năm 350 ngày, ngày 2 ca , ca 9h

Tốc độ quay của trục : $n_{II} = 483,3 \text{ (v/p)}$

Đường kính ngõng trục $d_E = d_G = 45 \text{ mm}$

Chọn Ổ đĩa đỡ chặn góc $\beta = 11^{\circ}30'$, Kiểu 7000

$R_{XE} = 866 \text{ (N)}$, $R_{YE} = 2246 \text{ (N)}$, $R_{XG} = 866 \text{ (N)}$, $R_{YG} = 1460 \text{ (N)}$

Tính giá trị các lực cần thiết:

$$R_E = \sqrt{R_{XE}^2 + R_{YE}^2}$$

$$= 2407,1 \text{ N}$$

$$R_G = \sqrt{R_{XG}^2 + R_{YG}^2}$$

$$= 1697,5 \text{ N}$$

$$S_E = 1,3 \cdot R_E \cdot \tan \beta = 608,26 \text{ N}$$

$$S_G = 1,3 \cdot R_G \cdot \tan \beta = 428,94 \text{ N}$$

Phương án 1:

$$A_{t1} = P_{a2} + S_E - S_G = 611,43 \text{ N}$$

Phương án 2:

$$A_{t2} = P_{a2} - S_E + S_G = 252,79 \text{ N}$$

$A_{t1} > A_{t2} > 0 \Rightarrow A_t$ tác dụng vào G

Vậy ta cần tính Q_E và Q_G , khi tính Q_E không có lực dọc trục A_t , khi tính Q_G có lực dọc trục A_t

Ta chọn $A_t = A_{t2}$ để tính vì $A_{t2} < A_{t1}$

K_t : hệ số phụ thuộc vào tính chất của tải trọng tác dụng lên ổ lăn $\Rightarrow k_t = 1$

K_n : hệ số phụ thuộc nhiệt độ sinh ra trong ổ lăn $\Rightarrow k_n = 1$

K_v : hệ số động phụ thuộc vào vòng quay $\Rightarrow k_v = 1$

m : hệ số chuyển tải trọng dọc trục sang tải trọng hướng tâm $\Rightarrow m = 1,8$

$$Q_E = (R_E \cdot K_v + m \cdot 0) \cdot K_t \cdot K_n = 240,7 \text{ daN}$$

$$Q_G = (R_G \cdot K_v + m \cdot A_{t2}) \cdot K_t \cdot K_n = 215,25 \text{ daN}$$

Ta thấy $Q_E > Q_G$ nên ta lấy Q_E thay vào công thức tính Hệ số tải trọng C_t

$$C_t = Q_E \cdot (n_{II} \cdot h)^{0,3} = 31681,4 \text{ daN}$$

Dựa vào bảng 18P chọn ổ côn đỡ chặn cỡ đặc biệt nhẹ có: $d = 45(\text{mm})$, kí hiệu: 7109, $C_{bảng} = 62000$, có đường kính ngoài $D = 75 (\text{mm})$, chiều rộng $B = 19 (\text{mm})$

8. TÍNH TOÁN CÁC KÍCH THƯỚC CỦA VỎ HỘP

Với A là khoảng cách trục của 2 bánh răng trụ răng nghiêng $\Rightarrow A=102,3$

1.Chọn vỏ hộp đúc.

2.Chiều dày thành thân hộp

$$\delta = 0,025A + 1 \text{ mm} = 0.025 \cdot 102,2 + 1 = 3,55 \text{ mm, lấy } \delta = 8 \text{ mm}$$

3.Chiều dày thành nắp hộp

$$\delta_1 = 0,02A + 1 \text{ mm} = 0,02 \cdot 102,2 + 1 = 3,044 \text{ mm, lấy } \delta_1 = 8 \text{ mm}$$

4.Chiều dày mặt bích dưới của thân

$$b = 1,5\delta. = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ mm}$$

5.Chiều dày mặt bích trên của nắp

$$b_1 = 1,5 \delta_1. = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ mm}$$

6.Chiều dày đáy hộp không có phần lồi

$$p = 2,35 \cdot \delta = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \text{ mm}$$

7.Chiều dày đáy hộp có phần lồi

$$p_1 = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ mm}$$

$$p_2 = (2,25 \text{ đến } 2,75) \delta = 2,25 \cdot 8 = 18 \text{ mm}$$

8.Chiều dày gân ở thân hộp

$$m = (0,85 \div 1) \cdot \delta_1 = 8 \text{ mm}$$

9.Đường kính bu lông nền

$$d_n = 12 \text{ mm (bảng 10-13)}$$

10.Đường kính các bu lông

$$\text{Ở cạnh ổ : } d_1 = 0,7 \cdot d_n = 0,7 \cdot 12 = 8,4 \text{ mm}$$

$$\text{Ghép nắp với thân : } d_2 = (0,5 \div 0,6) d_n = 8 \text{ mm}$$

$$\text{Ghép nắp cửa thăm : } d_4 = (0,3 \div 0,4) d_n = 6 \text{ mm}$$

11.Số lượng bu lông nền
 $n = 4$ (bảng 10-3)

CHỌN CÁC CHI TIẾT KHÁC:

Bu lông vòng:

Tra bảng 18-3b, ứng với $A = 102,3\text{mm}$, ta xác định được trọng lượng của hộp giảm tốc là 80kg

Tra bảng 10-11a, theo phương án b, ta chọn bu lông vòng có kích thước là M8 (nâng được 160kg)

Que thăm dầu.

Nút tháo dầu. kích thước tra bảng 10-14

Nắp cửa thăm dầu.

Tài liệu tham khảo:

1. Giáo trình Bảng tra Dung sai Lắp ghép – Trường CDKT Cao Thắng
2. Giáo trình Bài Tập Lớn Chi Tiết Máy