

ĐỒ ÁN MÔN HỌC
THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

Sinh viên thực hiện :

MSSV : 1210401

Ngành đào tạo :

Người hướng dẫn :

Ký tên :

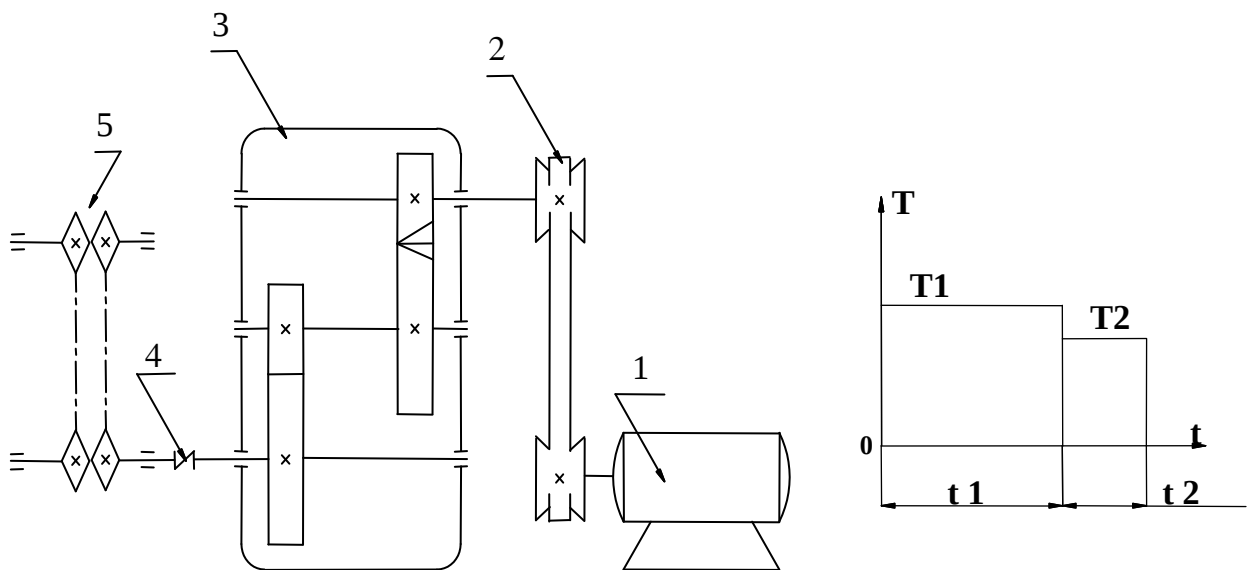
Ngày bắt đầu :

Ngày kết thúc :

Ngày bảo vệ :

ĐỀ TÀI

ĐỀ số 1 (phương án 1): THIẾT KẾ HỆ DẪN ĐỘNG XÍCH TẢI



Sơ đồ tải trọng

Hệ dẫn động xích tải gồm:

1. Động cơ điện.
2. Bộ truyền đai thang.
3. Hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp khai triển.
4. Nối trục đàn hồi.
5. Xích tải.

Số liệu thiết kế:

- Lực vòng trên xích tải F (N): 2000
- Vận tốc xích tải V (m/s): 1.15
- Số răng đĩa xích tải dẫn, z (răng): 11
- Bước xích tải, p (mm): 110
- Thời gian phục vụ L , năm: 5

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

(1 năm làm việc 300 ngày, 01 ca làm việc 8 giờ.

Chế độ tải: $T_1 = T$, $T_2 = 0.85T$, $t_1 = 60s$, $t_2 = 12s$

Lời mở đầu

Thiết kế chi tiết máy là một môn học nhằm củng cố những kiến thức các môn học như: Sức bền, Vẽ kỹ thuật, Vật liệu, Nguyên lý chi tiết máy... và phát huy tính sáng tạo cho sinh viên trong việc thiết kế các cơ cấu máy. Là cơ sở vững chắc cho sinh viên khi liên hệ thực tế sản xuất.

Trong đồ án này, tôi được phân công thiết kế hệ dẫn động xích tải với hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp khai triển.

Trong quá trình thực hiện đồ án, được sự giúp đỡ hướng dẫn nhiệt tình của giảng viên ----- . Song do kiến thức còn hạn chế nên không tránh khỏi thiếu sót, rất mong sự đóng góp ý kiến của quý thầy cô và các bạn học viên

Phần I: Tìm hiểu hệ thống truyền động máy :

Đây là hệ thống truyền động xích tải : Từ động cơ truyền vào trục I hộp giảm tốc nhờ bộ truyền đai thang, trục I truyền qua trục II nhờ bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, trục II truyền qua trục III nhờ bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, trục III truyền ra ngoài hệ thống xích tải nhờ nối trục đàn hồi.

Phần II: Xác định công suất động cơ và phân bố tỉ số truyền cho hệ thống truyền động

I. Xác định công suất động cơ

1. Tính toán các thông số trên xích tải

1.1. Công suất bộ phận xích tải

$$P_{xt} = \frac{FV}{1000} = \frac{2000 \times 1.15}{1000} = 2.3(Kw)$$

1.2. Công suất tải trọng thay đổi

$$P_{td} = \sqrt{\frac{\sum_1^n P_i^2 t_i}{\sum_1^n t_i}} = P \sqrt{\frac{\sum_1^n \left(\frac{T_i}{T}\right)^2 t_i}{\sum_1^n t_i}} \approx 2.3 \sqrt{\frac{1^2 \times \frac{60}{72} t_{ck} + 0.85^2 \times \frac{12}{72} t_{ck}}{t_{ck}}} = 2.3 \times 0.977 = 2.25(Kw)$$

1.3. Số vòng quay của xích tải

$$n_{xt} = \frac{60000 \times V}{p \times Z} = \frac{60000 \times 1.15}{110 \times 11} = 57(v/p)$$

2. Tính hiệu suất chung cho toàn hệ thống (η_{ch})

- Hiệu suất đai chọn ($\eta_d = 0.95$)
- Hiệu suất 1 cặp ổ lăn chọn ($\eta_o = 0.99$)
- Hiệu suất bánh răng chọn ($\eta_{Br} = 0.97$)
- Hiệu suất khớp nối ($\eta_{Kn} = 1$)

$$\eta_{ch} = \eta_d \times \eta_o^4 \times \eta_{Br} \times \eta_{Kn} = 0.95 \times 0.99^4 \times 0.97^2 \times 1 = 0.858$$

3. Tính công suất cần thiết để chọn động cơ:

$$P_{dc} \geq P_{ct} = \frac{P_{td}}{\eta_{ch}} = \frac{2.25}{0.858} = 2.62(Kw)$$

Hiện nay có hai loại động cơ một chiều và xoay chiều. Để thuận tiện, phù hợp với lưới điện hiện nay ta chọn loại động cơ điện xoay chiều. Trong số động cơ xoay chiều ta chọn động cơ ba pha không đồng bộ kiểu rôto lồng sóc.

Với hệ dẫn động cơ khí (hệ dẫn động băng tải, xích tải, vít tải... dùng với các hộp giảm tốc) nên sử dụng loại động cơ điện xoay chiều ba pha rôto lồng sóc. Vì kết cấu đơn giản, dễ bảo quản, giá thành thấp, làm việc tin cậy, có thể mắc trực tiếp vào lưới điện ba pha không cần biến đổi dòng điện

Chọn sơ bộ số vòng quay đồng bộ của động cơ n_{đb} = 1500 v/ph. Ta chọn động cơ 4A100S4Y3 có công suất: 3 (Kw), Số vòng quay: 1420 (v/p)

II. Phân bố tỉ số truyền cho hệ thống truyền động

1. Tỉ số truyền của hệ thống truyền động máy (u_{Σ})

$$u_{\Sigma} = \frac{n_{đc}}{n_{xt}} = \frac{1420}{57} = 24.9$$

Mà $u_{\Sigma} = u_h \times u_{ng}$

Với u_h – tỉ số truyền của hộp giảm tốc

u_{ng} – tỉ số truyền ngoài hộp giảm tốc

$$u_{ng} = u_{Kn} \times u_d$$

u_{Kn} – tỉ số truyền của khớp nối ($u_{Kn} = 1$)

$$\Rightarrow u_{ng} = u_d$$

theo thực nghiệm ta có thể chọn $u_d = 3 \div 5$

Do vậy ở đây ta chọn $u_d = 3$

$$\Rightarrow u_h = \frac{u_{\Sigma}}{u_d} = \frac{24.9}{3} = 8.3$$

Mà $u_h = u_{cn} \times u_{cc}$

Với u_{cn} – tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng cấp nhanh

u_{cc} – tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng cấp chậm

theo thực nghiệm ta có thể chọn $u_{cn} = (1.2 \div 1.3) u_{cc}$

Do vậy ở đây ta chọn $u_{cn} = (1.2) u_{cc}$

$$\Rightarrow u_h = u_{cn} \times u_{cc} = 1.2 u_{cc} \times u_{cc} = 8.3$$

$$\Rightarrow u_h = 1.2 u_{cc} \times u_{cc} = 8.3$$

$$\Rightarrow u_{cc} = \sqrt{\frac{8.3}{1.2}} = 2.64$$

$$\Rightarrow u_{cn} = 1.2 \times 2.8 = 3.16$$

2. Tính số vòng quay trên từng trục

$$u_d = \frac{n_{đc}}{n_1} \Rightarrow n_1 = \frac{1420}{3} = 473.3(v/p)$$

$$u_{cn} = \frac{n_1}{n_2} \Rightarrow n_2 = \frac{473}{3.16} = 149.8(v/p)$$

$$u_{cc} = \frac{n_2}{n_3} \Rightarrow n_3 = \frac{149.8}{2.64} = 56.7(v/p)$$

$$u_{Kn} = \frac{n_3}{n_{xt}} \Rightarrow n_{xt} = \frac{56.7}{1} = 56.7(v/p)$$

3. Tính công suất trên từng trục

$$P_{td} = 2.25$$

$$P_3 = \frac{P_{td}}{\eta_o \times \eta_{Kn}} = \frac{2.25}{0.99 \times 1} = 2.27(Kw)$$

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta_o \times \eta_{Br}} = \frac{2.27}{0.99 \times 0.97} = 2.37(Kw)$$

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_o \times \eta_{Br}} = \frac{2.37}{0.99 \times 0.97} = 2.46(Kw)$$

$$P_{ct} = \frac{P_1}{\eta_o \times \eta_d} = \frac{2.46}{0.99 \times 0.95} = 2.62(Kw)$$

4. Tính mômen trên từng trục

$$T_{ct} = 9.55 \times 10^6 \frac{P_{ct}}{n_{dc}} = 9.55 \times 10^6 \frac{2.62}{1420} = 17623(Nmm)$$

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \frac{2.46}{473.3} = 49637(Nmm)$$

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \frac{2.37}{149.8} = 151091(Nmm)$$

$$T_3 = 9.55 \times 10^6 \frac{P_3}{n_3} = 9.55 \times 10^6 \frac{2.27}{56.7} = 382337(Nmm)$$

$$T_{td} = 9.55 \times 10^6 \frac{P_{td}}{n_{xt}} = 9.55 \times 10^6 \frac{2.25}{56.7} = 378968(Nmm)$$

Trục	Đ/cơ	I	II	III	Công tác
Công suất (kw)	2.62	2.46	2.37	2.27	2.25
Tỷ số truyền (-)	$u_d = 3$	$u_{cn} = 3.16$	$u_{cc} = 2.64$	$u_{Kn} = 1$	
Số vòng quay(v/ph)	1420	473.3	149.8	56.7	56.7
Mô men (Nmm)	17623	49637	151091	382337	378968

Phần III: Tính toán thiết kế bộ truyền đai thang

3.1 Theo lược đồ hệ dẫn động xích tải thì thiết kế bộ truyền đai thang phụ thuộc vào công suất 2.62 Kw và số vòng quay $n_{dc} = 1420v/p$, và $u_d = 3$ theo bảng 4.3 ta chọn loại đai A với $b_p = 11mm$, $b_o = 13mm$, $h = 8mm$, $y_o = 2.8mm$, $A = 81mm^2$, $d_1 = 100 \div 200mm$

3.2 Đường kính bánh đai nhỏ $d_1 = 1.2d_{\min} = 1.2 \times 100 = 120\text{mm}$. Theo tiêu chuẩn ta chọn $d_1 = 125\text{mm}$

3.3 Vận tốc đai: $v_d = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_{dc}}{60000} = \frac{\pi \cdot 125 \cdot 1420}{60000} = 9,29(\text{m/s})$

3.4 Giả sử ta chọn hệ số trượt tương đối $\xi = 0,01$. Đường kính bánh đai lớn: $d_2 = u_d d_1 (1 - \xi) = 3 \times 125 (1 - 0,01) = 371,3\text{mm}$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $d_2 = 400\text{mm}$

Tỉ số truyền: $u_d = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{400}{125 \cdot (1 - 0,01)} = 3,23$

Sai lệch so với giá trị chọn trước 9.7%

3.5 Khoảng cách trục nhỏ nhất xác định theo công thức:

$$2(d_1 + d_2) \geq a \geq 0.55(d_1 + d_2) + h$$

$$2(125 + 400) \geq a \geq 0.55(125 + 400) + 8$$

$$1050 \geq a \geq 296.8$$

Ta có thể chọn sơ bộ $a = d_2 = 400$ khi $u_d = 3$

3.6 Chiều dài tính toán của đai

$$L = 2a + \frac{\pi \cdot (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \times 400 + \frac{\pi \cdot (400 + 125)}{2} + \frac{(400 - 125)^2}{4 \times 400} = 1671.5\text{mm}$$

Theo bảng 4.3, ta chọn đai có chiều dài $L = 1800\text{mm} = 1.8\text{m}$

3.7 Số vòng chạy của đai trong một giây

$$i = \frac{v_d}{L} = \frac{9.29}{1.8} = 5,16\text{s}^{-1}, [i] = 10\text{s}^{-1}, \text{ do đó điều kiện được thỏa}$$

3.8 Tính lại khoảng cách trục a:

$$a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4}$$

$$k = L - \pi \cdot \frac{(d_1 + d_2)}{2} = 1800 - \pi \cdot \frac{(125 + 400)}{2} = 975.75$$

$$\Delta = \frac{(d_2 - d_1)}{2} = \frac{(400 - 125)}{2} = 137.5$$

$$\Rightarrow a = \frac{975.75 + \sqrt{(975.75)^2 - 8 \times 137.5^2}}{4} = 506.5(\text{mm})$$

Giá trị a vẫn thỏa mãn trong khoảng cho phép

3.9 Góc ôm đai bánh đai nhỏ

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57 \cdot \frac{(d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - 57 \cdot \frac{(400 - 125)}{506.5} = 149.1^\circ = 2.61\text{rad}$$

3.10 Các hệ số sử dụng

- Hệ số xét đến ảnh hưởng góc ôm đai

$$C_\alpha = 1,24(1 - e^{\frac{-\alpha_1}{110}}) = 1,24 \cdot (1 - e^{\frac{-149,1}{110}}) = 0,92$$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng vận tốc:

$$C_v = 1 - 0,05 \cdot (0,01 \cdot v^2 - 1) = 1 - 0,05 \cdot (0,01 \cdot 9,29^2 - 1) = 0,99$$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng đến tỉ số truyền:

$$C_u = 1,14 \text{ vì } u = 3 \geq 2,5$$

- Hệ số xét đến ảnh hưởng số day đai C_z , ta chọn sơ bộ bằng 1.
- Hệ số xét đến ảnh hưởng chế độ tải trọng: $C_r = 0,85$
- Hệ số xét đến ảnh hưởng chiều dài đai

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{1800}{1671,5}} = 1,012$$

3.11 Theo đồ thị hình 4.21a, ta chọn $[p_0] = 1,8 \text{ Kw}$ khi $d = 125\text{mm}$ và đai loại A

3.12 Số day đai được xác định theo công thức:

$$Z \geq \frac{P_1}{[P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_z \cdot C_r \cdot C_v} = \frac{2,62}{1,8 \times 0,93 \times 1,14 \times 1,012 \times 1 \times 0,85 \times 0,92} \geq 1,73$$

⇒ Ta chọn $z = 2$ đai

3.13 Lực căng đai ban đầu:

$$F_0 = A \cdot \sigma_0 = Z \cdot A_1 \cdot \sigma_0 = 2 \times 81 \times 1,5 = 243\text{N}$$

Lực căng mỗi dây đai

$$\frac{F_0}{2} = \frac{243}{2} = 121,5\text{N}$$

Lực vòng có ích

$$F_t = \frac{1000 \times P}{v} = \frac{1000 \times 2,62}{9,29} = 282\text{N}$$

3.14 Lực tác dụng lên trục:

$$F_r \approx 2 \times F_0 \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 243 \times \sin\left(\frac{149,1}{2}\right) = 468,44\text{N}$$

Phần IV: Tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng

I. Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng (cấp nhanh)

1 . Momen xoắn trên trục của bánh dẫn $T_1 = 49637(\text{Nmm})$ tỉ số truyền $u=3,16$, số vòng quay $n_1 = 473,3(v/p)$

2 . Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn chọn thép C45 được tôi cải thiện theo bảng 6.13 đối với bánh dẫn ta chọn độ rắn trung bình $HB_1 = 250$, đối với bánh bị dẫn ta chọn $HB_2 = 228$.

3 . Số chu kì làm việc cơ sở :

$$NH_{01} = 30 \cdot HB_1^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} = 1,71 \cdot 10^7 (\text{chukì})$$

$$NH_{02} = 30 \cdot HB_2^{2,4} = 30 \cdot 228^{2,4} = 1,37 \cdot 10^7 (\text{chukì})$$

4 . số chu kì làm việc tương đương

$$N_{HE1} = 60 \times 1 \times 473.3(1^3 \times 0,83 + 0,17 \times 0,85^3) \times 24000 = 63,6843041 \times 10^7$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u_{CN}} = \frac{63,6843041 \times 10^7}{3,16} = 20,1532608 \times 10^7$$

$$N_{FE1} = 60 \times 1 \times 473.3(1^6 \times 0,83 + 0,85^6 \times 0,17) \times 24000 = 60,9386151 \times 10^7$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u_{CN}} = \frac{60,9386151 \times 10^7}{3,16} = 19,2843719 \times 10^7$$

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

Cho nên $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$

4 . Theo bảng 6.13 giới hạn mỗi tiếp xúc và uốn các bánh răng xác định như sau:

$$\sigma_{OH \text{ lim}} = 2.HB_1 + 70$$

$$\Rightarrow \sigma_{OH \text{ lim}1} = 2.250 + 70 = 570(MPa)$$

$$\Rightarrow \sigma_{OH \text{ lim}2} = 2.228 + 70 = 526(MPa)$$

$$\sigma_{F \text{ lim}} = 1,8.HB_2$$

$$\Rightarrow \sigma_{OF \text{ lim}1} = 1,8.250 = 450(MPa)$$

$$\Rightarrow \sigma_{OF \text{ lim}2} = 1,8.228 = 410,4(MPa)$$

6 . Ứng suất tiếp xúc cho phép

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{OH \text{ lim}} \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot K_L \cdot K_{XH}}{S_H} \cdot K_{HL} = \frac{\sigma_{OH \text{ lim}} \cdot 0,9}{S_H} \cdot K_{HL}$$

Khi tôi cải thiện $S_H = 1,1$

$$[\sigma_{H1}] = \frac{570 \times 0,9}{1,1} = 466,4(MPa)$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{526 \times 0,9}{1,1} = 430,4(MPa)$$

ứng suất tiếp xúc tính toán cho phép :

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 430,4(MPa)$$

7 . Ứng suất uốn cho phép

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{OF \text{ lim}}}{S_F} \cdot K_{FL}$$

$$\text{cho, } S_F = 1,75$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{450}{1,75} = 257(MPa)$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{410,4}{1,75} = 234,5(MPa)$$

8 . Theo bảng 6.15 , Bánh răng không đối xứng qua các ổ trục nên ta chọn

$$\psi_{ba} = 0,3$$

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba} \cdot (u+1)}{2} = \frac{0,3 \cdot (3,16+1)}{2} = 0,624$$

Theo bảng 6.4 ta chọn : $K_{H\beta} = 1,1$
 $K_{F\beta} = 1,15$

9 .Khoảng cách trục

$$a_w = 43x(u+1)x^3 \sqrt{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{\psi_{ba} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} = 43x(3,16+1)x^3 \sqrt{\frac{49637 \times 1,1}{0,3 \cdot (430,4)^2 \cdot 3,16}} = 121,2(mm)$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $a_w = 125(mm)$

10 .Modun răng

$$m_n = (0,01 \div 0,02) \cdot a_w = 1,25 \div 2,5$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $m_n = 2,5(mm)$

11 .Từ ĐK. $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

$$\Rightarrow \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 8^\circ}{m_n \cdot (u+1)} \geq Z_1 \geq \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos 20^\circ}{m_n \cdot (u+1)}$$

$$\Leftrightarrow \frac{2 \times 125 \times \cos 8^\circ}{1,25 \cdot (3,16+1)} \geq Z_1 \geq \frac{2 \times 125 \times \cos 20^\circ}{1,25 \cdot (3,16+1)}$$

$$\Rightarrow 47,61 \geq Z_1 \geq 45,17$$

Ta chọn $Z_1 = 46$ răng

$\Rightarrow$ số răng bánh bị dẫn $Z_2 = 46 \cdot 3,16 = 145,36$ răng chọn $Z_2 = 145$

Tỉ số truyền sau khi chọn số răng :

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{145}{46} = 3,16$$

Góc nghiêng răng

$$\beta = \arccos \frac{1,25 \times 46 \times (3,16+1)}{2 \times 125} = 16,9^\circ$$

12 Thông số hình học chủ yếu

- Đường kính vòng chia :

$$d_1 = Z_1 \cdot m = 46 \times 2,5 = 115(mm)$$

$$d_2 = Z_2 \cdot m = 145 \times 2,5 = 362,5(mm)$$

- Đường kính vòng đỉnh

$$d_{a1} = d_1 + 2.m = 57.5 + 2 \times 1.25 = 60(mm)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2.m = 145 + 2 \times 1.25 = 147.5(mm)$$

- Khoảng cách trục:

$$a_w = \frac{m.Z_1.(1+u)}{2} = \frac{1.25 \times 46.(1+3.16)}{2} = 119.6mm$$

Chọn $a_w = 125(mm)$

- Chiều rộng vành răng

$$b_2 = \psi_{ba}.a_w = 37.5(mm)$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 42.5(mm)$$

13 . Vận tốc bánh răng

$$v = \frac{\pi.d_1.n_1}{60000} = \frac{\pi \times 57.5 \times 473.3}{60000} = 1.42(m/s)$$

14 .theo bảng 6.3 ta chọn cấp chính xác 9 với $v_{gh} = 3(m/s)$

15 .Hệ số tải trọng theo bảng 6.5

$$K_{HV} = 1.03 \text{ và } K_{FV} = 1.03$$

16 .Tình toán kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc

$$\sigma_H = \frac{Z_M.Z_H.Z_C}{d_{w1}} \cdot \sqrt{\frac{2.T_1.K_{H\beta}.K_{HV}.(u+1)}{b_w.u}}$$

Vật liệu bánh răng làm từ thép ta có : $Z_M.Z_H.Z_C = 456.2$
 $K_d = 75.6$

$$[\sigma_H] = 0.5 \cdot \sqrt{[\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2} = 317.32(MPa)$$

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1.K_{H\beta}.(u+1)}{\psi_{bd}.[\sigma_H]^2.u}} = 75.6 \cdot \sqrt[3]{\frac{49637.1.1.(3.16+1)}{0.624.(317.32)^2.3.16}} = 79.07$$

$$b_w = \psi_{ba}.a_w = 0.3.125 = 37.5$$

$$\sigma_H = \frac{456.2}{79.07} \sqrt{\frac{2.49637.1.1.1.03.(3.16+1)}{37.5.3.16}} = 362.5 < [\sigma_H] = 395.1(MPa)$$

Do đó điều kiện bền tiếp xúc được thỏa

17 .Hệ số dạng răng Y_F

$$\text{Bánh dẫn : } Y_{F1} = 3.47 + \frac{13.2}{Z_1} = 3.47 + \frac{13.2}{46} = 3.76$$

$$\text{Bánh bị dẫn : } Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_2} = 3,47 + \frac{13,2}{145} = 3,56$$

So sánh độ bền bánh răng :

$$\text{Bánh dẫn : } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{257}{3,76} = 68,35$$

$$\text{Bánh bị dẫn : } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{234,5}{3,56} = 65,9$$

Ta kiểm tra độ bền uốn theo bánh bị dẫn có độ bền thấp hơn

18. Ứng suất uốn tính toán

$$\sigma_{F2} = \frac{2.Y_{F2}.T_1.K_{H\beta}.K_{FV}}{d_{w1}.b_w.m} = \frac{2 \times 3,56 \times 49637 \times 1,1 \times 1,03}{79,07 \times 37,5 \times 1,25} = 108(MPa) < [\sigma_{F2}] = 234,5(MPa)$$

Do đó độ bền điều kiện được thỏa.

II. Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng (cấp chệch)

1 . Momen xoắn trên trục của bánh dẫn $T_2 = 151091(Nmm)$ tỉ số truyền $u=2,64$, số vòng quay $n_1 = 149.8(v/p)$

2 . Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn chọn thép C45 được tôi cải thiện theo bảng 6.13 đối với bánh dẫn ta chọn độ rắn trung bình $HB_1 = 250$, đối với bánh bị dẫn ta chọn $HB_2 = 228$.

3 . Số chu kì làm việc cơ sở :

$$NH_{o1} = 30.HB_1^{2,4} = 30.250^{2,4} = 1,71.10^7 (chukì)$$

$$NH_{o2} = 30.HB_2^{2,4} = 30.228^{2,4} = 1,37.10^7 (chukì)$$

4 . số chu kì làm việc tương đương

$$N_{HE1} = 60 \times 1 \times 149.8(1^3 \times 0,83 + 0,17 \times 0,85^3) \times 24000 = 20,1561562 \times 10^7$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u_{CC}} = \frac{20,1561562 \times 10^7}{2,64} = 7,6349077 \times 10^7$$

$$N_{FE1} = 60 \times 1 \times 149.8(1^6 \times 0,83 + 0,85^6 \times 0,17) \times 24000 = 19,2871425 \times 10^7$$

$$N_{FE2} = \frac{N_{FE1}}{u_{CC}} = \frac{19,2871425 \times 10^7}{2,64} = 7,3057358 \times 10^7$$

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

Cho nên $K_{HL1} = K_{HL2} = K_{FL1} = K_{FL2} = 1$

5 . Theo bảng 6.13 giới hạn mỏi tiếp xúc và uốn các bánh răng xác định như sau:

$$\begin{aligned}\sigma_{OH \lim} &= 2.HB_1 + 70 \\ \Rightarrow \sigma_{OH \lim 1} &= 2.250 + 70 = 570(MPa) \\ \Rightarrow \sigma_{OH \lim 2} &= 2.228 + 70 = 526(MPa) \\ \sigma_{F \lim} &= 1,8.HB_2 \\ \Rightarrow \sigma_{OF \lim 1} &= 1,8.250 = 450(MPa) \\ \Rightarrow \sigma_{OF \lim 2} &= 1,8.228 = 410,4(MPa)\end{aligned}$$

6 . Ứng suất tiếp xúc cho phép

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{OH \lim} . Z_R . Z_v . K_L . K_{XH}}{S_H} . K_{HL} = \frac{\sigma_{OH \lim} . 0,9}{S_H} . K_{HL}$$

Khi tôi cải thiện $S_H = 1,1$

$$\begin{aligned}[\sigma_{H1}] &= \frac{570 \times 0,9}{1,1} = 466,4(MPa) \\ [\sigma_{H2}] &= \frac{526 \times 0,9}{1,1} = 430,4(MPa)\end{aligned}$$

ứng suất tiếp xúc tính toán cho phép :

$$[\sigma_H] = [\sigma_{H2}] = 430,4(MPa)$$

7 . Ứng suất uốn cho phép

$$\begin{aligned}[\sigma_F] &= \frac{\sigma_{OF \lim}}{S_F} . K_{FL} \\ \text{cho, } S_F &= 1,75 \\ [\sigma_{F1}] &= \frac{450}{1,75} = 257(MPa) \\ [\sigma_{F2}] &= \frac{410,4}{1,75} = 234,5(MPa)\end{aligned}$$

8 . Theo bảng 6.15 , Bánh răng không đối xứng qua các ổ trục nên ta chọn

$$\begin{aligned}\psi_{ba} &= 0,3 \\ \psi_{bd} &= \frac{\psi_{ba} . (u + 1)}{2} = \frac{0,3 . (2,64 + 1)}{2} = 0,546\end{aligned}$$

Theo bảng 6.4 ta chọn : $K_{H\beta} = 1,09$
 $K_{F\beta} = 1,13$

9 .Khoảng cách trục

$$a_w = 43x(u+1)x^3 \sqrt{\frac{T_1 . K_{H\beta}}{\psi_{ba} . [\sigma_H]^2 . u}} = 43x(2,64+1)x^3 \sqrt{\frac{151091x1,09}{0,3.(430,4)^2 . 2,64}} = 162.6(mm)$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $a_w = 200(mm)$

10 .Modun răng

$$m_n = (0,01 \div 0,02).a_w = 2 \div 4$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $m_n = 3(mm)$

$$11 .\text{Tổng số răng: } Z_1 + Z_2 = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \times 200}{3} = 133 \text{ răng}$$

$$\text{Số răng bánh dẫn } Z_1 = \frac{Z_1 + Z_2}{u + 1} = \frac{133}{3.64} = 37 \text{ răng}$$

$$\Rightarrow \text{số bánh răng bị dẫn } Z_2 = 133 - 37 = 96 \text{ răng}$$

Tỉ số truyền sau khi chọn số răng :

$$u = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{96}{37} = 2,64$$

13 Thông số hình học chủ yếu

- Đường kính vòng chia :

$$d_1 = Z_1.m = 37.3 = 111(mm)$$

$$d_2 = Z_2.m = 96.3 = 288(mm)$$

- Đường kính vòng đỉnh

$$d_{a1} = d_1 + 2.m = 111 + 2.3 = 117(mm)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2.m = 288 + 2.3 = 294(mm)$$

- Khoảng cách trục:

$$a_w = \frac{m.Z_1.(1+u)}{2} = \frac{3.37.(1+2,64)}{2} = 202(mm)$$

Chọn $a_w = 200(mm)$

- Chiều rộng vành răng

$$b_2 = \psi_{ba}.a_w = 60(mm)$$

$$b_1 = b_2 + 5 = 65(mm)$$

13 .Vận tốc bánh răng

$$v = \frac{\pi.d_1.n_1}{60000} = \frac{\pi \times 117 \times 150.3}{60000} = 0,92(m/s)$$

14 .theo bảng 6.3 ta chọn cấp chính xác 9 với $v_{gh} = 3(m/s)$

15 .Hệ số tải trọng theo bảng 6.5

$$K_{HV} = 1,02 \text{ và } K_{FV} = 1,02$$

16 .Tình toán kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc

$$\sigma_H = \frac{Z_M \cdot Z_H \cdot Z_C}{d_{w1}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV} \cdot (u+1)}{b_w \cdot u}}$$

Vật liệu bánh răng làm từ thép ta có : $Z_M \cdot Z_H \cdot Z_C = 456,2$
 $K_d = 75,6$

$$[\sigma_H] = 0,5 \cdot \sqrt{[\sigma_{H1}]^2 + [\sigma_{H2}]^2} = 317,32(MPa)$$

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot (u+1)}{\psi_{bd} \cdot [\sigma_H]^2 \cdot u}} = 75,6 \cdot \sqrt[3]{\frac{151091 \cdot 1,09 \cdot (2,64+1)}{0,546 \cdot (317,32)^2 \cdot 2,64}} = 121,3$$

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,3 \cdot 200 = 60$$

$$\sigma_H = \frac{456,2}{121,3} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 151091 \cdot 1,09 \cdot 1,02 \cdot (2,64+1)}{60 \cdot 2,64}} = 330,5 < [\sigma_H] = 395,1(MPa)$$

Do đó điều kiện bền tiếp xúc được thỏa

17 .Hệ số dạng răng Y_F

$$\text{Bánh dẫn : } Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_1} = 3,47 + \frac{13,2}{37} = 3,83$$

$$\text{Bánh bị dẫn : } Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_2} = 3,47 + \frac{13,2}{96} = 3,6$$

So sánh độ bền bánh răng :

$$\text{Bánh dẫn : } \frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{257}{3,83} = 67,1$$

$$\text{Bánh bị dẫn : } \frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{234,5}{3,6} = 65,14$$

Ta kiểm tra độ bền uốn theo bánh bị dẫn có độ bền thấp hơn

18 .Ứng suất uốn tính toán

$$\sigma_{F2} = \frac{2 \cdot Y_{F2} \cdot T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{FV}}{d_{w1} \cdot b_w \cdot m} = \frac{2 \cdot 3,6 \cdot 151091 \cdot 1,02 \cdot 1,02}{121,3 \cdot 60 \cdot 3} = 51,8(MPa) < [\sigma_{F2}] = 234,5(MPa)$$

Do đó độ bền điều kiện được thỏa.

Tài liệu tham khảo

1. Cơ Sở Thiết Kế Máy – Nguyễn Hữu Lộc
 - NXB ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP HỒ CHÍ MINH
2. Nguyễn Trọng Hiệp – Nguyễn Văn Lắm.
 - Thiết kế chi tiết máy :
 - NXBGD. Năm 1993.

[illegible]