

TRƯỜNG ĐẠI HỌC PHENIKAA
KHOA CƠ KHÍ – CƠ ĐIỆN TỬ



BÀI TẬP LỚN CHI TIẾT MÁY

Mã học phần: MEM703002

Mã đề: 1/P.MEM16.H1

Học kỳ 3 Năm học 2024-2025

Sinh viên thực hiện

Họ tên:	Hoàng Trung An
Lớp:	KTCĐT-N02
Khóa:	K16
Mã lớp:	MEM703002-1-1-24(N01)

Giảng viên hướng dẫn

PGS.TS.Vũ Lê Huy

HÀ NỘI, 12/2023

PHIẾU ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ BÀI TẬP LỚN
HỌC PHẦN CHI TIẾT MÁY
Mã học phần: MEM703002

Họ và tên sinh viên: Hoàng Trung An

Mã số sinh viên: 22010740

Mã đề: 1/P.MEM16.H1

STT	CĐR	Nội dung đánh giá	Điểm tối đa	Điểm	Ghi chú
1	1.1	Thực hiện trình bày và nội dung tính toán đúng theo yêu cầu đề bài	2,0		
		Thực hiện tính toán trung thực, đúng thông số	3,0		
		Lựa chọn được các thông số hợp lý	3,0		
2	1.2	Vận dụng được kiến thức về cơ sở ngành và kiến thức bổ trợ trong tính toán thiết kế máy.	1,0		
3	2.1	Thực hiện được các bài toán về phân tích, nhận dạng, tính toán các chi tiết máy trong hệ thống cơ khí.	1,0		
Tổng			10,0		

....., ngày tháng năm

Giảng viên đánh giá

(Ký và ghi rõ họ tên)

ĐỀ BÀI TẬP LỚN

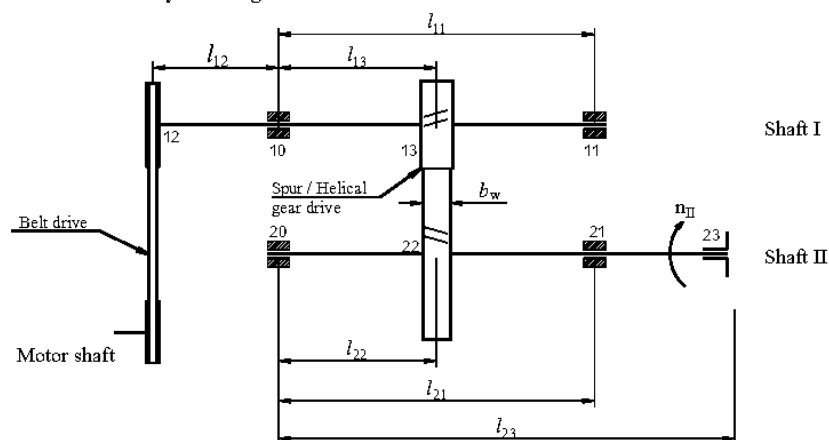
Đề (bản gốc) có chữ ký của Giảng viên hướng dẫn đóng thay thế vào vị trí trang này

PHENIKAA UNIVERSITY
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING & MECHATRONICS

MINOR PROJECT
Course Code: MEM703002
Class: Chi tiết máy-1-1-24(N01)
Semester: 2024.1

Project number: 1/P.MEM16.H1

A transmission system is given as:



- Working conditions and parameters are given as:

Service time: $L_h = 24000$ (hour)
Number of shifts: 2 (shift)
The tilt angle of the center line of the belt drive: 40° (Đai dẹt)
Load property: Va đập nhẹ
Coupling force on the shaft: 49.74 (N)

Shaft Params	Motor	I	II	Working
P (kW)	0.6	0.564	0.542	0.531
n (v/ph)	720	257.14	58.44	58.44
T (Nmm)	7958.3	20946.6	88571.2	86773.6
u		2.80	4.40	1

- Distances between the load positions are given by the formula as:

$$l_{12} = 5.b_w \quad l_{13} = l_{22} = 4.b_w \quad l_{11} = l_{21} = 2.l_{13} \quad l_{23} = l_{21} + 6.b_w$$

Requirements:

- + Performing the design calculation of the belt and gear drives
- + Performing the design calculation of the shaft: 1
- + Presenting the report on paper with A4 size.

Student: Hoàng Trung An.....22010740

Class: K16-KTCĐT_2

Instructor: Vũ Lê Huy

DEAN
(sign and full name)

LECTURER
(sign and full name)

Mục lục

TÓM TẮT	2
Lời nói đầu	3
Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai/xích (tùy theo đề).....	4
1.1 Chọn đai.....	4
1.2 Tính toán và xác định đường kính bánh đai.....	4
1.3 Tính khoảng cách trục.....	4
1.4 Tính chiều dài đai	5
1.5 Xác định tiết diện đai	5
1.6 Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục	6
Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ.....	8
2.1 Chọn vật liệu.....	8
2.2 Xác định ứng suất cho phép.....	8
2.3 Xác định thông số cơ bản của bộ truyền.....	10
2.4 Xác định các thông số ăn khớp	11
2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc	12
2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn.....	13
2.7 Tính ăn khớp.....	14
Chương 3: Tính thiết kế trục	16
3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục	16
3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục.....	16
3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực.....	16
3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ.....	16
3.5 Vẽ biểu đồ mômen uốn M_x , M_y và xoắn T	16
3.6 Tính mômen uốn tổng M_{ij} và mômen tương đương M_{tdij}	16
3.7 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục.....	16
KẾT LUẬN	17
Tài liệu tham khảo.....	18

TÓM TẮT

Tóm tắt là một phác thảo ngắn gọn về bài tập lớn, mục đích và kết quả chính đạt được. Phần tóm tắt nên được viết sau khi hoàn thành bài tập lớn và thường khoảng 100-150 từ.

ABSTRACT

An abstract is an outline/brief summary of this minor project, target and main results obtained. Abstracts should be written after the full report is written, and are usually about 100-150 words.

Lời nói đầu

Sinh viên trình bày các nhận thức chung của bản thân về bài tập lớn của môn học này, vai trò và ý nghĩa của bài tập lớn, phân tích và trình bày cơ sở của sơ đồ hệ thống, lời gửi gắm, lời cảm ơn,

Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai/xích (tùy theo đề)

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền đai/xích:

- Công suất trên trục chủ động: $P_1 = 0.6 \text{ (kW)}$
- Mô men xoắn trên trục chủ động: $T_1 = 7958.3 \text{ (N.mm)}$
- Số vòng quay trên trục chủ động: $n_1 = 720 \text{ (vòng/phút)}$
- Tỷ số truyền của bộ truyền: $u = 2.8$
- Góc nghiêng bộ truyền so với phương nằm ngang: $\beta = 40^\circ$
- Bộ truyền làm việc 2 ca
- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập nhẹ

1.1 Chọn đai

Do điều kiện làm việc chịu va đập nhẹ và tốc độ quay khá cao nên chọn đai dẹt chất liệu vải cao su.

1.2 Tính toán và xác định đường kính bánh đai

-Đường kính bánh đai nhỏ:

$$d_1 = (5.2 \dots 6.4) \cdot \sqrt[3]{T_1} \approx 103.82 \dots 127.78 \text{ mm}$$

Chọn d_1 theo tiêu chuẩn $d_1 = 112 \text{ mm}$

-Chọn hệ số trượt $\varepsilon = 0.02$;

-Đường kính bánh đai lớn

$$d_2 = d_1 \times u \times (1 - \varepsilon) = 112 \times 2.8 \times (1 - 0.02) \approx 307.328 \text{ mm}$$

Chọn d_2 theo tiêu chuẩn $d_2 = 315 \text{ mm}$

- Tỷ số truyền mới theo giá trị tiêu chuẩn:

$$u = \frac{d_2}{d_1 \times (1 - \varepsilon)} = \frac{315}{112 \times (1 - 0.02)} = 2.87$$

1.3 Tính khoảng cách trục

-Khoảng cách trục:

$$a = (1.5 \div 2)(d_1 + d_2) = 640.5 \div 854 \text{ mm}$$

Lấy $a = 750 \text{ mm}$

1.4 Tính chiều dài đai

-Chiều dài đai:

$$l = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a}$$

$$l = 2 \times 750 + \frac{\pi(112 + 315)}{2} + \frac{(315 - 112)^2}{4 \times 750}$$

$$l \approx 2184.466 \text{ mm}$$

Để nối đai chọn chiều dài dây $l = 2190 \text{ mm}$

-Vận tốc đai:

$$v = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60000} = \frac{\pi \times 112 \times 720}{60000} = 4.22 (\text{m/s}) < V_{\max} \text{ (thỏa mãn)}$$

-Số lần uốn của đai trong 1 giây:

$$i = \frac{v}{l} = \frac{4.22 \times 1000}{2190} \approx 1.927 < i_{\max} = 3 \div 5 \text{ (thỏa mãn)}$$

-Khoảng cách trục a theo l:

$$\lambda = l - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} = 1519.269$$

$$\Delta = \frac{(d_2 - d_1)}{2} = 101.5$$

$$a = \frac{(\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})}{4} = \frac{1519.269 + \sqrt{1519.269^2 - 8 \times 101.5^2}}{4} = 752.791 \text{ mm}$$

Lấy $a = 753 \text{ mm}$

-Góc ôm α_1 trên bánh đai nhỏ:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{(d_2 - d_1)57^\circ}{a} = 164.63^\circ \text{ (} \alpha_1 > 150^\circ \text{ thỏa mãn)}$$

1.5 Xác định tiết diện đai

-Chiều dày tiêu chuẩn:

$$\text{Tỉ số } \frac{d_1}{\delta} = 40 \Rightarrow \delta = 2.8 \text{ chọn } \delta = 3 \text{ theo chuẩn.}$$

Chọn loại đai BKHJ-65 có lớp lót, có số lớp $= 3$ và chiều dày $\delta = 3$

-Tính các hệ số C_i :

Hệ số ảnh hưởng đến góc ôm

$$C_{\alpha} = 1 - 0.003(180^{\circ} - \alpha_1) = 1 - 0.003(180^{\circ} - 164.63^{\circ}) = 0.954$$

Hệ số ảnh hưởng đến vận tốc

$$C_v = 1.04 - 0.0004 \times v^2 = 1.04 - 0.0004 \times 4.22^2 = 1.033$$

Hệ số ảnh hưởng của vị trí bộ truyền so với phương nằm ngang

$$\beta \leq 60^{\circ} (\beta = 40) \Rightarrow C_b = 1$$

-Ứng suất có ích cho phép được xác định bằng thực nghiệm

Lấy ứng suất căng ban đầu $\sigma_0 = 1.8MPa$

Theo bảng 4.9. Trị số của hệ số k_1 và k_2 với $\sigma_0 = 1.8MPa$ có $k_1=2.5$,

$k_2=10.0$

$$[\sigma_F]_0 = k_1 - \frac{k_2 \times \delta}{d_1} = 2.5 - \frac{10 \times 3}{112} = 2.23MPa$$

-Ứng suất có ích cho phép ứng với khi cho đai làm việc với $\psi = \psi_0$

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \times C_{\alpha} \times C_v \times C_b = 2.23 \times 0.954 \times 1.033 \times 1 = 2.197MPa$$

.Chiều rộng đai

Lấy $k_d=1.2$ ($k_d=1.1$ với động cơ loại I và thêm 0.1 làm việc 2 ca)

$$b = \frac{1000 \times P \times k_d}{\delta \times v \times [\sigma_F]} = \frac{1000 \times 0.6 \times 1.2}{3 \times 4.22 \times 2.197} = 25.886mm$$

-Theo chuẩn lấy $b = 32mm$

-Chọn bề rộng bánh đai theo tiêu chuẩn $B=40mm$

1.6 Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

-Lực căng ban đầu : $F_0 = \sigma_0 \times \delta \times b = 1.8 \times 3 \times 32 = 172.8N$

-Lực tác dụng lên trục: $F_r = 2 \times F_0 \times \sin(\frac{\alpha_1}{2}) = 2 \times 172.8 \times \sin(\frac{164.63}{2}) = 342.495N$

-Lực vòng có ích: $F_t = \frac{1000 \times P_1}{v_1} = \frac{1000 \times 0.6}{4.22} = 142.18N$

-Hệ số ma sát nhỏ nhất giữa đai và bánh đai:

Điều kiện để không xảy ra hiện tượng trượt trên

$$f_{\min} = \frac{1}{\alpha} \times \ln\left(\frac{2 \times F_0 + F_t}{2 \times F_0 - F_t}\right) = \frac{1}{50} \times \ln\left(\frac{2 \times 172.8 + 142.18}{2 \times 172.8 - 142.18}\right) = 0.0175$$

-Ứng suất lớn nhất trong dây đai:

+Chọn $p=1400\text{kg/m}^3$ (khối lượng riêng của vật làm dây đai)

+Chọn $E=350\text{Mpa}$ (môđun đàn hồi đối với dây vải cao su)

$$\sigma_{\max} = \frac{F_0}{b \times \delta} + \frac{F_t}{2 \times b \times \delta} + p \times v^2 \times 10^{-6} + \frac{\delta}{d_1} \times E$$

$$\sigma_{\max} = \frac{172.8}{32 \times 3} + \frac{142.18}{2 \times 32 \times 3} + 1400 \times 4.22^2 \times 10^{-6} + \frac{3}{112} \times 350$$

$$\sigma_{\max} = 11.94\text{MPa}$$

$$\text{-Tuổi thọ đai: } L_h = \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{\max}}\right)^m}{2.3600 \times i} \times 10^7 = 24000h$$

Tổng hợp các thông số của bộ truyền đai:

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Loại đai	----	BKHJ-65
Chiều dài đai	L	2190mm
Khoảng cách trục	a	753mm
Đường kính bánh đai nhỏ	d_1	112mm
Đường kính bánh đai lớn	d_2	315mm
Vật liệu đai	Vải cao su	
Chiều dày tiêu chuẩn	δ	3mm
Số lớp		3 lớp
Chiều rộng đai	b	32mm
Bề rộng bánh đai	B	40mm

Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng:

- Mô men xoắn trên bánh chủ động: $T_1 = 20946.6 \text{ Nmm}$
- Tốc độ bánh răng chủ động: $n_1 = 257.14 \text{ vòng/phút}$
- Tỷ số truyền của bộ truyền: $u = 4.40$
- Thời gian phục vụ: $L_h = 24000 \text{ giờ}$
- Bộ truyền làm việc 2 ca
- Tải trọng tĩnh, làm việc va đập nhẹ

2.1 Chọn vật liệu

Chọn vật liệu làm bánh răng:

- Vật liệu bánh răng nhỏ:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Thường hóa

Độ rắn: $HB=170 \div 217 \Rightarrow$ chọn $HB1=190$

Giới hạn bền $\sigma_b1=600 \text{ (MPa)}$

Giới hạn chảy $\sigma_{ch1}=340 \text{ (MPa)}$

- Vật liệu bánh răng lớn:

Nhãn hiệu thép: 45

Chế độ nhiệt luyện: Thường hóa

Độ rắn: $HB=170 \div 217 \Rightarrow$ chọn $HB2=180$

Giới hạn bền $\sigma_b2=600 \text{ (MPa)}$

Giới hạn chảy $\sigma_{ch2}=340 \text{ (MPa)}$

2.2 Xác định ứng suất cho phép

-Ứng suất tiếp xúc cho phép

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0 \times K_{HL}}{S_H} \times Z_R \times Z_V \times Z_{xH}$$

-Ứng suất uốn cho phép

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0 \times K_{FL}}{S_F} \times K_{FC} \times Y_R \times K_{xH} \times Y_Y$$

-Tính thiết kế sơ bộ lấy $Z_R \times Z_V \times Z_{xH} = 1$ và $Y_R \times K_{xH} \times Y_Y = 1$

Công thức được rút gọn lại:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}^0 \times K_{HL}}{S_H}$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}^0 \times K_{FL}}{S_F} \times K_{FC}$$

Trong đó:

+ $\sigma_{H\lim}^0$ và $\sigma_{F\lim}^0$ lần lượt là giới hạn bền mỏi tiếp xúc và ứng suất uốn của mặt răng ứng với số chu kỳ cơ sở.

+ K_{FC} là hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải, lấy $K_{FC} = 1$ đặt tải 1 phía (bộ truyền quay 1 chiều)

+ S_H, S_F : hệ số an toàn

Tra bảng 6.2[1] ta được

$$S_{H1} = 1.1, S_{F1} = 1.75$$

$$S_{H2} = 1.1, S_{F2} = 1.75$$

$$\sigma_{H\lim1}^0 = 2 \times HB_1 + 70 = 2 \times 190 + 70 = 450 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H\lim2}^0 = 2 \times HB_2 + 70 = 2 \times 180 + 70 = 430 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F\lim1}^0 = 1.8 \times HB_1 = 1.8 \times 190 = 342 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F\lim2}^0 = 1.8 \times HB_2 = 1.8 \times 180 = 324 \text{ MPa}$$

+ K_{HL}, K_{FL} : hệ số tuổi thọ xét đến ảnh hưởng của thời hạn phục vụ và chế độ tải trọng của bộ truyền

$$K_{HL} = \left(\frac{N_{H0}}{N_{HE}} \right)^{\frac{1}{m_H}} \quad K_{FL} = \left(\frac{N_{F0}}{N_{FE}} \right)^{\frac{1}{m_F}}$$

Trong đó:

- m_H, m_F : bậc của đường cong mỏi tiếp xúc và uốn ($m_H = 6, m_F = 6$)
- N_{H0}, N_{F0} : số chu kỳ chịu tải cơ sở

$$(N_{H01} = 30 \times HB_1^{2.4} = 30 \times 190^{2.4} = 8.83 \times 10^6,$$

$$N_{H02} = 30 \times HB_2^{2.4} = 30 \times 180^{2.4} = 7.76 \times 10^6,$$

$$N_{F01} = N_{F02} = 4 \times 10^6)$$

- N_{HE}, N_{FE} : số chu kỳ chịu tải của bánh răng

$$(N_{HE1} = N_{FE1} = 60 \times c \times n \times t_{\Sigma} = 60 \times 1 \times 257.14 \times 24000 = 37 \times 10^6,$$

$$N_{HE2} = N_{FE2} = 60 \times c \times n \times t_{\Sigma} = 60 \times 1 \times 58.44 \times 24000 = 8.4 \times 10^6)$$

Ta tính được:

$$K_{HL1} = \left(\frac{N_{H01}}{N_{HE1}} \right)^{\frac{1}{m_H}} = \left(\frac{8.83 \times 10^6}{37 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{6}} = 0.78$$

$$K_{HL2} = \left(\frac{N_{H02}}{N_{HE2}} \right)^{\frac{1}{m_H}} = \left(\frac{7.76 \times 10^6}{8.4 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{6}} = 0.98$$

$$K_{FL1} = \left(\frac{N_{F01}}{N_{FE1}} \right)^{\frac{1}{m_F}} = \left(\frac{4 \times 10^6}{37 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{6}} = 0.69$$

$$K_{FL2} = \left(\frac{N_{F02}}{N_{FE2}} \right)^{\frac{1}{m_F}} = \left(\frac{4 \times 10^6}{8.4 \times 10^6} \right)^{\frac{1}{6}} = 0.88$$

Từ đó suy ra:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\lim1}^0 \times K_{HL1}}{S_{H1}} = \frac{450 \times 0.78}{1.1} = 319.09 MPa$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\lim2}^0 \times K_{HL2}}{S_{H2}} = \frac{430 \times 0.98}{1.1} = 383.09 MPa$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{F\lim1}^0 \times K_{FL1}}{S_{F1}} \times K_{FC1} = \frac{342 \times 0.69 \times 1}{1.75} = 134.84 MPa$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{F\lim2}^0 \times K_{FL2}}{S_{F2}} \times K_{FC2} = \frac{324 \times 0.88 \times 1}{1.75} = 162.92 MPa$$

Vì sử dụng bộ truyền động bánh răng trụ có

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{319.09 + 383.09}{2} = 351.1 MPa \text{ (thoả mãn)}$$

2.3 Xác định thông số cơ bản của bộ truyền

-Khoảng cách trục:

$$a_w = K_a \times (u \pm 1) \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \times K_{H\beta}}{\psi_{ba} \times [\sigma_H]^2 \times u}}$$

Trong đó:

$$+ K_a = 43 MPa^{1/3}$$

+ hệ số $\psi_{ba} = 0.3$ khi đặt BR đối xứng

+ Hệ số $\psi_{bd} = 0.53 \times \psi_{ba} \times (u + 1) = 0.53 \times 0.3 \times (4.40 + 1) = 0.8586$ (bảng 6.7[1] lấy $\psi_{bd} = 0.8$)

+ $K_{H\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng từ bảng 6.7[1] lấy $K_{H\beta} = 1.03$

-Ta tính được khoảng cách trục:

$$a_w = K_a \times (u \pm 1) \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \times K_{H\beta}}{\psi_{ba} \times [\sigma_H]^2 \times u}} = 43 \times (4.4 + 1) \times \sqrt[3]{\frac{20946.6 \times 1.03}{0.3 \times 351.1^2 \times 4.4}} = 118.4 \text{ mm}$$

-Ta chọn $a_w = 125 \text{ mm}$

-Đường kính vòng lăn bánh răng nhỏ:

$$d_{w1} = K_d \times \sqrt[3]{\frac{T_1 \times K_{H\beta} \times (u + 1)}{[\sigma_H]^2 \times u \times \psi_{bd}}} = 67.5 \times \sqrt[3]{\frac{20946.6 \times 1.03 \times (4.4 + 1)}{351.1^2 \times 4.4 \times 0.8}} = 43.54 \text{ mm}$$

2.4 Xác định các thông số ăn khớp

-Xác định môđun:

$$\text{Modun pháp: } m_n = (0.01 \div 0.02) \times a_w = (1.25 \div 2.5) \text{ mm}$$

Chọn môđun theo bảng 6.8[1] $m = 2 \text{ mm}$

-Xác định số răng, góc nghiêng β và hệ số dịch chỉnh x

+ Chọn góc nghiêng răng $\beta = 15^\circ$

$$\text{+ Số răng bánh nhỏ: } z_1 = \frac{2 \times a_w \times \cos(\beta)}{m \times (u + 1)} = \frac{2 \times 125 \times \cos(15^\circ)}{2 \times (4.4 + 1)} = 22$$

$$\text{Có } Z_2 = u \times Z_1 = 4.4 \times 22 = 97$$

+ Có góc riêng theo Z_1 và Z_2

$$\cos(\beta) = \frac{m \times (22 + 97)}{2 \times a_w} = \frac{2 \times 119}{2 \times 125} = 0.952 \quad (\text{thỏa mãn})$$

$$\Rightarrow \beta = 17.8^\circ$$

$$\text{+ Tỷ số truyền thực tế: } u_t = \frac{Z_2}{Z_1} = 4.41$$

$$\text{+ Sai lệch tỷ số truyền: } \Delta u = \frac{|u_t - u|}{u} \times 100\% = \frac{4.41 - 4.4}{4.4} \times 100\% = 0.23\%$$

2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

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

-Trong đó:

+ Z_M là hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp bản 6.1[1]

lấy $Z_M = 274 \text{ MPa}^{1/2}$

+ Z_H là hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc

$$Z_H = \sqrt{2 \times \cos \beta_b / \sin(2 \times a_{tw})}$$

+Răng nghiêng không dịch chỉnh

$$a_{tw} = a_t = \arctg\left(\frac{\tg(\alpha)}{\cos(\beta)}\right) = \arctg\left(\frac{\tg(20)}{\cos(17.8)}\right) = 20.92^\circ$$

$$\tg \beta_b = \cos(a_t) \times \tg(\beta) = \cos(20.92) \times \tg(17.8) = 0.29$$

$$\Rightarrow \beta_b = 16.69^\circ$$

+ Z_H là hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \times \cos(\beta_b)}{\sin(2 \times a_{tw})}} = \sqrt{\frac{2 \times \cos(16.69)}{\sin(2 \times 20.92)}} = 1.69$$

+ Z_ε là hệ số kể đến sự trùng khớp của răng

b_w chiều rộng vành răng $b_w = \psi_{ba} \times a_w = 0.3 \times 125 = 37.5$

d_w đường kính vòng lăn bánh nhỏ $d_w = \frac{2 \times a_w}{4.4 + 1} = \frac{2 \times 125}{4.4 + 1} = 46.29 \text{ mm}$

hệ số trùng khớp dọc:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \times \sin \beta}{m \times \pi} = \frac{37.5 \times \sin(17.8)}{2 \times \pi} = 1.82 > 1$$

hệ số trùng khớp ngang:

$$\varepsilon_\alpha = [1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2}\right)] \times \cos \beta = [1.88 - 3.2 \times \left(\frac{1}{22} + \frac{1}{97}\right)] \times \cos(17.8) = 1.62$$

$$\Rightarrow Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1.62}} = 0.78$$

+ K_H hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc

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

$K_{H\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng

theo bảng 6.7[1] $K_{H\beta} = 1.03$

Vận tốc vành bánh răng là

$$v = \frac{\pi \times d_{w1} \times n_1}{60000} = \frac{\pi \times 46.29 \times 257.14}{60000} = 0.623(m/s) \quad \text{theo bảng 6.13[1] chọn cấp}$$

chính xác là 9

$K_{H\alpha}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp theo bảng 6.14[1] lấy $K_{H\alpha} = 1.13$

K_{Hv} là hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H \times b_w \times d_{w1}}{2 \times T_1 \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}}$$

$$\text{Có: } v_H = \delta_H \times g_o \times v \times \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0.002 \times 73 \times 0.623 \times \sqrt{\frac{125}{4.4}} = 0.48$$

Theo bảng 6.15[1] lấy $\delta_H = 0.002$ (hệ số kể đến ảnh hưởng của các sai số ăn khớp), theo bảng 6.16[1] lấy $g_o = 73$ (hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch các bước răng bánh 1 và bánh 2)

$$\Rightarrow K_{Hv} = 1 + \frac{v_H \times b_w \times d_{w1}}{2 \times T_1 \times K_{H\beta} \times K_{H\alpha}} = 1 + \frac{0.48 \times 37.5 \times 46.29}{2 \times 20946.6 \times 1.03 \times 1.13} = 1.017$$

$$\Rightarrow K_H = K_{H\beta} \times K_{H\alpha} \times K_{Hv} = 1.03 \times 1.13 \times 1.017 = 1.183$$

Từ đó suy ra:

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

$$[\sigma_H] = 274 \times 1.69 \times 0.78 \times \sqrt{\frac{2 \times 20946.6 \times 1.183 \times 5.4}{37.5 \times 4.4 \times 46.29^2}} = 314.24 \leq [\sigma_H]$$

Vậy bánh răng thỏa mãn điều kiện về độ bền tiếp xúc.

2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn

Để đảm bảo độ bền uốn cho răng, ứng suất uốn sinh ra tại chân răng không được vượt quá:

$$\sigma_{F1} = 2 \times T_1 \times K_F \times Y_\varepsilon \times Y_\beta \times Y_{F1} / (b_w \times d_{w1} \times m) \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma_{F2}]$$

Trong đó:

$$+ Y_\varepsilon \text{ là hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, với } Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1.62} = 0.617$$

+ Y_β là hệ số kể đến độ nghiêng của răng, với $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{16.69}{140} = 0.88$

+ Y_{F1} , Y_{F2} là hệ số dạng răng của bánh 1 và 2 phụ thuộc vào số răng tương đương theo bảng 6.18[1] ta có $Y_{F1} = 4$, $Y_{F2} = 3.6$

+ K_F là hệ số tải trọng khi tính về uốn:

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

Có:

$K_{F\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về uốn theo bảng 6.7[1] $K_{F\beta} = 1.07$

$K_{F\alpha}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về uốn theo bảng 6.14[1] lấy $K_{F\alpha} = 1.37$

K_{Fv} là hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp khi tính về uốn

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F \times b_w \times d_{w1}}{2 \times T_1 \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha}}$$

$$\text{với } v_F = \delta_F \times g_o \times v \times \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0.006 \times 73 \times 0.623 \times \sqrt{\frac{125}{4.4}} = 1.454$$

$$\Rightarrow K_{Fv} = 1 + \frac{v_F \times b_w \times d_{w1}}{2 \times T_1 \times K_{F\beta} \times K_{F\alpha}} = 1 + \frac{1.454 \times 37.5 \times 46.29}{2 \times 20946.6 \times 1.07 \times 1.37} = 1.04$$

$$\Rightarrow K_F = K_{F\beta} \times K_{F\alpha} \times K_{Fv} = 1.07 \times 1.37 \times 1.04 = 1.524$$

Từ đó suy ra:

$$\sigma_{F1} = 2 \times T_1 \times K_F \times Y_\epsilon \times Y_\beta \times Y_{F1} / (b_w \times d_{w1} \times m) \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F1} = 2 \times 20946.6 \times 1.524 \times 0.617 \times 0.88 \times 4 / (37.5 \times 46.29 \times 2) = 39.93 < [\sigma_{F1}]$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \times Y_{F2} / Y_{F1} \leq [\sigma_{F2}]$$

$$\sigma_{F2} = 39.93 \times 3.6 / 4 = 35.94 < [\sigma_{F2}]$$

Vậy thỏa mãn điều kiện bền uốn.

2.7 Tính ăn khớp

$$\text{-Lực vòng: } F_t = \frac{2 \times T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \times 20946.6}{46.29} = 905.02 \text{ N}$$

$$\text{-Lực hướng tâm: } F_r = F_t \times \tan(\alpha_{tw}) = 905.02 \times \tan(20.92) = 345.95 \text{ N}$$

$$\text{-Lực dọc trục: } F_a = F_t \times \tan(\beta_w) = 905.02 \times \tan(17.8) = 290.57 \text{ N}$$

Tổng hợp các thông số của bộ truyền bánh răng:

Thông số	Kí hiệu	Giá trị
Khoảng cách trục chia	a	$\approx 125(mm)$
Khoảng cách trục	a_w	125 (mm)
Số răng	z_1	22
	z_2	97
Đường kính vòng chia	d_1	46.21(mm)
	d_2	203.75 (mm)
Đường kính vòng lăn	d_{w1}	46.29(mm)
	d_{w2}	203.67 (mm)
Đường kính đỉnh răng	d_{a1}	50.21 (mm)
	d_{a2}	207.75 (mm)
Đường kính đáy răng	d_{f1}	41.21 (mm)
	d_{f2}	198.67 (mm)
Đường kính cơ sở	d_{b1}	43.42 (mm)
	d_{b2}	191.38 (mm)
Hệ số dịch chỉnh	x_1	0
	x_2	0
Góc profin gốc	α	20°
Góc profin răng	α_t	$20,92^\circ$
Góc ăn khớp	α_{tw}	$20,92^\circ$
Hệ số trùng khớp ngang	ε_α	1,62
Hệ số trùng khớp dọc	ε_β	1,82
Môđun pháp	m	2 (mm)
Góc nghiêng của răng	β	$17,8^\circ$
Bề rộng răng	b_w	37.5 (mm)

Chương 3: Tính thiết kế trục

Yêu cầu tính toán thiết kế trục:

- Trục yêu cầu: trục I/II
- Mô men xoắn trên trục: $T_{I/II} = 28536,1 \text{ Nmm}$

3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục

Chọn vật liệu chế tạo trục là thép 45 thường hóa có $\sigma_b = 600 \text{ (MPa)}$, ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 15 \dots 20 \text{ (MPa)}$

Chọn $[\tau]_1 = 15 \text{ MPa}$, $[\tau]_2 = 20 \text{ MPa}$.

3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục

3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực

.

3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ

.

3.5 Vẽ biểu đồ mômen uốn M_x , M_y và xoắn T

.

3.6 Tính mômen uốn tổng M_{ij} và mômen tương đương M_{tdij}

Chỉ tính cho trục được yêu cầu tính chi tiết.

.

3.7 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục

.

KẾT LUẬN

- Nêu tóm tắt kết quả đã đạt được
- Những vấn đề còn hạn chế.
- Kiến nghị.

Tài liệu tham khảo

1. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2015). *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 1*. Nhà xuất bản Giáo dục. ISBN: 978-604-0-03754-1.
2. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2015). *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 2*. Nhà xuất bản Giáo dục. ISBN: 978-604-0-06523-0.
3. Trần Văn Địch (2008). *Công nghệ chế tạo máy*. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật.
4. Ninh Đức Tồn (2007). *Dung sai lắp ghép*. Nhà xuất bản Giáo dục.