

ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH  
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA  
KHOA CƠ KHÍ  
BỘ MÔN THIẾT KẾ MÁY



---

BÁO CÁO ĐỒ ÁN  
HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

---

GVHD: TS. PHẠM MINH TUẤN

SINH VIÊN THỰC HIỆN:

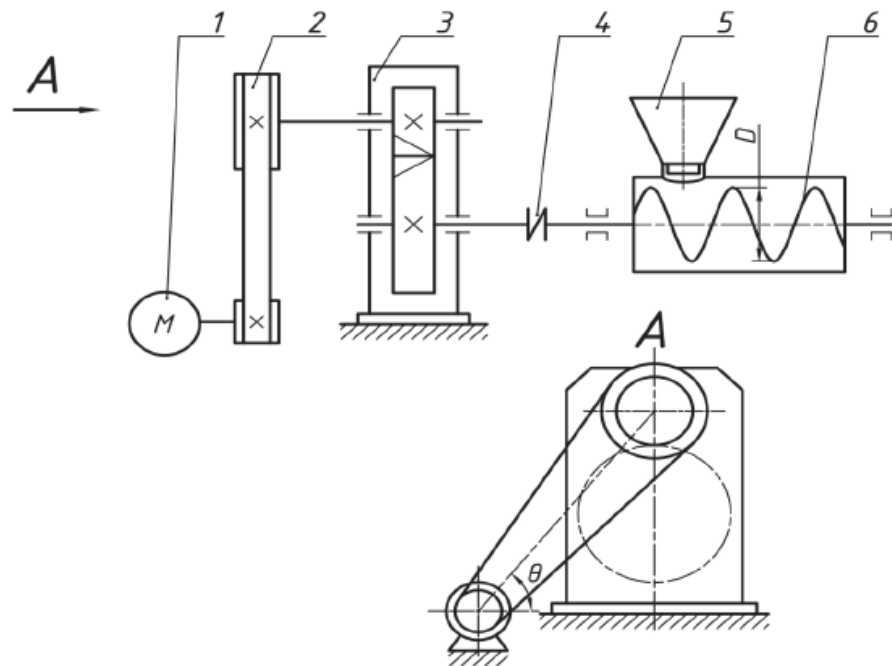
Họ và tên	MSSV
Dương Quang Duy	2210497
Đoàn Nguyễn Minh Khoa	2211586

TP.HCM, Ngày 2 tháng 3 năm 2025

# Mục lục

1	Chọn động cơ điện . . . . .	3
1.1	Xác định công suất bộ phận công tác . . . . .	3
1.2	Số vòng quay của bộ phận công tác . . . . .	3
1.3	Hiệu suất của các bộ truyền và các cặp ổ trong hệ thống dẫn động .	3
1.4	Công suất động cơ cần thiết . . . . .	3
1.5	Dãy tỉ số truyền nên dùng cho các bộ truyền trong hệ thống . . . .	3
1.6	Phân phối tỉ số truyền . . . . .	4
1.7	Tính toán công suất và momen trên các trục . . . . .	4
1.8	Bảng thông số hệ thống . . . . .	5
2	Chọn bộ truyền đai . . . . .	5
2.1	Chọn loại đai . . . . .	5
2.2	Tính đường kính bánh đai nhỏ . . . . .	5
2.3	Chọn hệ số trượt tương đối và tính đường kính bánh đai lớn . . . .	5
2.4	Chọn khoảng cách trục a . . . . .	6
2.5	Tính toán vận tốc đai và số truyền đai . . . . .	7
2.6	Tính góc ôm đai bánh nhỏ . . . . .	7
2.7	Các hệ số sử dụng . . . . .	7
2.8	Lực trên dây đai . . . . .	8
2.9	Lực tác dụng lên trục . . . . .	8
2.10	Ứng suất lớn nhất trong dây đai . . . . .	8
2.11	Tuổi thọ dây đai . . . . .	8
3	Tính toán hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp . . . . .	9
3.1	Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn . . . . .	9
3.2	Giới hạn mỏi tiếp xúc và giới hạn mỏi uốn . . . . .	9
3.3	Tính toán các hệ số tuổi thọ và hệ số an toàn . . . . .	9
3.4	Ứng suất cho phép . . . . .	9

# ĐỀ SỐ 4: THIẾT KẾ HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG MÁY ÉP BÙN PHƯƠNG ÁN 6



Hệ thống dẫn động gồm:

1: Động cơ điện

2: Bộ truyền đai thang

3: Hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp

4: Nối trục đàn hồi

5: Thùng chứa liệu

6: Trục vít xoắn ốc

Phương án	6
Lực vòng trên cánh vít $F$ , (N)	2800
Vận tốc vòng cánh vít $v$ , (m/s)	1,3
Đường kính cánh vít, $D$ (mm)	225
Thời gian phục vụ $L$ , (năm)	7
Số ca làm việc, (ca)	2
Thời gian làm việc mỗi ca, (giờ)	8
Số giờ làm việc mỗi năm, (giờ)	300

## 1 Chọn động cơ điện

### 1.1 Xác định công suất bộ phận công tác

$$P_{ct} = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{2800 \cdot 1.4}{1000} = 3.92 kW$$

### 1.2 Số vòng quay của bộ phận công tác

$$n_{ct} = \frac{60000 \cdot v}{\pi \cdot D} = \frac{60000 \cdot 1.4}{\pi \cdot 225} = 118.82 (v/ph)$$

### 1.3 Hiệu suất của các bộ truyền và các cặp ổ trong hệ thống dẫn động

- Bộ truyền đai:  $\eta_d = 0.96$
- Bộ truyền bánh răng:  $\eta_{br} = 0.98$
- Nối trục:  $\eta_{nt} = 0.99$
- Ổ lăn:  $\eta_{ol} = 0.995$

Hiệu suất hệ thống:

$$\eta_{ch} = \eta_d \eta_{br} \eta_{nt} (\eta_{ol})^3 = 0.96 \cdot 0.98 \cdot 0.99 \cdot 0.995 = 0.9175$$

### 1.4 Công suất động cơ cần thiết

$$P_{dc} = \frac{P_{ct}}{\eta_{ch}} = \frac{3.92}{0.9175} = 4.273 kW$$

### 1.5 Dây tỉ số truyền nên dùng cho các bộ truyền trong hệ thống

- Bộ truyền đai thang:  $u_d = 2 \dots 3$
- Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng  $u_{br} = 3 \dots 5$

Như vậy số vòng quay của động cơ dao động trong khoảng từ 713 vòng/phút đến 2971 vòng/phút.

Chọn động cơ SGA132S có:  $P_{dc} = 5.5 kW$  và  $n_{dc} = 1450 vng/ph$ .

Như vậy tỉ số truyền chung của hệ thống là:

$$u_{ch} = \frac{n_{dc}}{n_{ct}} = \frac{1450}{118.82} = 12.202$$

## 1.6 Phân phối tỉ số truyền

Tỷ số truyền của cả hệ được xác định theo công thức:

$$u_{ch} = u_d \cdot u_{br}$$

Chọn tỉ số truyền của hộp giảm tốc:

$$u_{br} = 5$$

Như vậy:

$$u_d = \frac{u_{ch}}{u_{br}} = \frac{12.202}{5} = 2.44$$

## 1.7 Tính toán công suất và momen trên các trục

**Tính toán công suất trên các trục**

Công suất trên trục công tác

$$P_{ct} = \frac{F \cdot v}{1000} = \frac{2800 \cdot 1.4}{1000} = 3.92 kW$$

Công suất trên trục II:

$$P_{II} = \frac{P_{ct}}{\eta_{ol}^2 \cdot \eta_{nt}} = \frac{3.92}{0.995^2 \cdot 0.99} = 4 kW$$

Công suất trên trục I:

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{ol} \cdot \eta_{br}} = \frac{4}{0.995 \cdot 0.98} = 4.102 kW$$

**Tính toán momen trên các trục**

Momen trên trục công tác:

$$M_{lv} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{ct}}{n_{ct}} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{3.92}{118.82} = 315053.5 (N.mm)$$

Momen trên trục II:

$$M_{II} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4}{118.82} = 321442.24 (N.mm)$$

Momen trên trục I:

$$M_I = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4.102}{594.26} = 65914.97 (N.mm)$$

Momen trên trục động cơ:

$$M_{dc} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{dc}}{n_{dc}} = 9.55 \cdot 10^6 \cdot \frac{4.275}{1450} = 28139.71 (N.mm)$$

## 1.8 Bảng thông số hệ thống

Thông số \ Trục	Động cơ	I	II	Bộ phận công tác
P, kW	4.275	4.102	4	3.92
u	2.44		5	1
n, rpm	1450	594.26	118.85	118.85
T, Nmm	28139.71	65914.47	321365.99	314978.76

## 2 Chọn bộ truyền đai

### 2.1 Chọn loại đai

Dựa vào công suất động cơ là  $P_{dc} = 4.275kW$  và số vòng quay  $n_{dc} = 1450$  vòng/phút  
⇒ Chọn đai loại A

Ký hiệu đai	$b_p$	$b_0$	h	$y_0$ (mm)	A ( $mm^2$ )	Chiều dài đai (m)	$d_{1min}$ (mm)
B	11	13	8	2.8	81	$560 \div 4000$	90

### 2.2 Tính đường kính bánh đai nhỏ

Đường kính bánh đai nhỏ  $d_1 = 1,2d_{min}$  với  $d_{min} = 90(mm)$ . Vậy  $d_1 = 90 \cdot 1,2 = 108(mm)$ .  
Chọn theo dãy giá trị tiêu chuẩn, ta chọn  $d_1 = 112(mm)$ .

Vận tốc dài trên bánh đai nhỏ:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 112 \cdot 1450}{60000} = 8.503(m/s) < 25(m/s)$$

⇒ Thỏa điều kiện  $< 25$  (m/s)

### 2.3 Chọn hệ số trượt tương đối và tính đường kính bánh đai lớn

Chọn hệ số trượt tương đối  $\xi = 0.01$

Từ công thức tỉ số của bộ truyền đai:

$$u_d = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}$$

$$\Rightarrow d_2 = u_d \cdot d_1(1 - \xi) = 2.44 \cdot 112(1 - 0,01) = 270.55(mm)$$

Chọn theo dãy giá trị tiêu chuẩn, ta chọn  $d_2 = 280(mm)$

Tính lại tỷ số truyền:

$$u_d = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} = \frac{280}{112 \cdot 0,99} = 2.52$$

Để sai số tỷ số truyền bằng 0, ta tính lại đường kính bánh đai nhỏ:

$$d_1 = \frac{d_2}{u_d \cdot (1 - \xi)} = \frac{280}{2.44 \cdot (1 - 0.01)} = 115.91(mm)$$

## 2.4 Chọn khoảng cách trục a

Theo các thông số  $u_d = 2.44$  và  $d_2 = 280mm \Rightarrow a = 1, 2d_2 = 336(mm)$  Chiều dài đai:

$$L = 2a + \pi \frac{(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2.336 + \pi \frac{(115.91 + 280)}{2} + \frac{(280 - 115.91)^2}{4.336} = 1313.93(mm)$$

$\Rightarrow$  Chọn chiều dài đai  $L = 1400$  mm theo dãy giá trị tiêu chuẩn.

Tính lại khoảng cách trục:

$$k = L - \pi \frac{d_1 + d_2}{2} = 1400 - \pi \frac{115.91 + 280}{2} = 778.106(mm)$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{280 - 115.91}{2} = 82.045(mm)$$

$$a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4} = \frac{778.106 + \sqrt{778.106^2 - 8 \cdot 82.045^2}}{4} = 380.2(mm)$$

Kiểm tra a thỏa điều kiện nếu giá trị a vừa tính thỏa giá trị khoảng cách trục nhỏ nhất được xác định theo công thức :

$$2(d_1 + d_2) \geq a \geq 0,7(d_1 + d_2)$$

$$2(115.91 + 280) \geq a \geq 0,7(115.91 + 280)$$

$$791.82 \geq a \geq 277.173$$

$\Rightarrow a = 380.2$  (mm) thỏa điều kiện.

## 2.5 Tính toán vận tốc đai và số truyền đai

Vận tốc dây đai:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 115.91 \cdot 1450}{60000} = 8.8(m/s)$$

Số vòng chạy đai trong 1 giây:

$$i = \frac{v_1}{L} = \frac{8.8}{1400 \cdot 10^{-3}} = 6.286s^{-1}$$

$\Rightarrow$  Thỏa điều kiện  $i \leq [i] = 10s^{-1}$

## 2.6 Tính góc ôm đai bánh nhỏ

$$\alpha_1 = 180 - 57 \frac{d_2 - d_1}{a} = 180 - 57 \frac{280 - 115.19}{380.2} = 155.29^\circ$$

## 2.7 Các hệ số sử dụng

Hệ số xét đến ảnh hưởng góc ôm đai:

$$C_\alpha = 1.24(1 - e^{\frac{-\alpha_1}{110}}) = 1.24(1 - e^{\frac{-155.29}{110}}) = 0.938$$

Hệ số xét đến ảnh hưởng vận tốc:

$$C_v = 1 - 0.05(0.01v^2 - 1) = 1 - 0.05(0.01 \cdot 8.8^2 - 1) = 1.011$$

Hệ số xét đến ảnh hưởng tỷ số truyền u:

$$C_u = 1.14(v > 2.5m/s)$$

Hệ số xét đến ảnh hưởng của chiều dài đai L:

$$C_L = \sqrt[6]{\frac{L}{L_0}} = \sqrt[6]{\frac{1400}{1700}} = 0.968$$

Hệ số xét đến sự ảnh hưởng của sự phân bố không đều tải trọng giữa các dây đai:

Chọn sơ bộ  $C_z = 0.95$

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

Chọn sơ bộ  $C_r = 0.9$

Chọn công suất có ích cho phép theo GOST 1284.3 - 96, ta có:

Đai loại A,  $d_1 = 115.91mm$ ,  $v_1 = 8.8m/s \Rightarrow$  Chọn  $[P_0] = 1.80$

Tính số dây đai theo công thức:

$$z \geq \frac{P_1}{[P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_L \cdot C_z \cdot C_r \cdot C_v} = \frac{4.102}{1.8 \cdot 0.938 \cdot 1.14 \cdot 0.968 \cdot 0.95 \cdot 0.9 \cdot 1.011} = 2.55$$

$\Rightarrow$  Chọn  $z = 3$  dây đai

Kiểm nghiệm lại  $C_z$ : vì  $z = 3$  nên  $C_z = 0.95$  như đã chọn sơ bộ.



## 2.8 Lực trên dây đai

Tổng lực căng đai ban đầu trên cả dây đai:

$$F_0 = z \cdot A \cdot [\sigma_0] = 3 \cdot 81 \cdot 1 = 243(N)$$

Trong đó: Đối với đai thang,  $\sigma_0 \leq 1,5 \text{ MPa}$  nên ta chọn  $\sigma_0 = 1 \text{ MPa}$ ,  $z = 3$ ,  $A_0 = 81 \text{ mm}^2$

Lực căng trên mỗi dây đai:

$$\frac{F_0}{z} = \frac{243}{3} = 81(N)$$

Tổng lực vòng có ích trên cả 3 đai:

$$F_t = \frac{1000P_1}{v_1} = \frac{1000 \cdot 4.102}{8.8} = 466.136(N)$$

Lực vòng có ích trên mỗi dây đai:

$$\frac{F_t}{z} = \frac{466.136}{3} = 155.379(N)$$

## 2.9 Lực tác dụng lên trục

$$F_r \approx 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 243 \sin\left(\frac{155.29}{2}\right) = 474.744(N)$$

## 2.10 Ứng suất lớn nhất trong dây đai

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{F1} = \sigma_0 + 0,5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{F1} \\ &= \frac{F_0}{A} + 0,5 \cdot \frac{F_t}{A} + \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} + E \cdot \frac{2 \cdot y_0}{d_1} \\ &= \frac{243}{3 \cdot 81} + 0,5 \cdot \frac{466.136}{3 \cdot 81} + 1000 \cdot 8.8^2 \cdot 10^{-6} + 60 \cdot \frac{2 \cdot 2.8}{115.19} = 6.9(MPa)\end{aligned}$$

## 2.11 Tuổi thọ dây đai

$$L_h = \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{max}}\right)^m \cdot 10^7}{2 \cdot 3600 \cdot i} = \frac{\left(\frac{9}{6.9}\right)^8 \cdot 10^7}{2 \cdot 3600 \cdot 6.286} = 1520.18(h)$$

Trong đó:

$\sigma_r = 9 \text{ (MPa)}$  - giới hạn mỏi của đai thang.

$m = 8$  - chỉ số mũ của đường cong mỏi đối với đai thang

$i = 6.286 \text{ (s}^{-1}\text{)}$  - số vòng chạy của đai trong một giây

### 3 Tính toán hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp

#### 3.1 Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn

Dựa vào bảng 6.1 [1], chọn vật liệu chế tạo cặp bánh răng là thép C45 tôi cải thiện với độ cứng bề mặt là  $HB_1 = 260$  cho bánh dẫn và  $HB_2 = 240$  cho bánh bị dẫn.

#### 3.2 Giới hạn mỗi tiếp xúc và giới hạn mỗi uốn

$$\begin{aligned}\sigma_{OH_{lim}} &= 2HB + 70 \\ \Rightarrow \sigma_{OH_{lim1}} &= 2.260 + 70 = 590MPa \\ \Rightarrow \sigma_{OH_{lim2}} &= 2.240 + 70 = 550MPa \\ \sigma_{OF_{lim}} &= 1.8HB \\ \Rightarrow \sigma_{OF_{lim1}} &= 1.8.260 = 468MPa \\ \Rightarrow \sigma_{OF_{lim2}} &= 1.8.240 = 432MPa\end{aligned}$$

#### 3.3 Tính toán các hệ số tuổi thọ và hệ số an toàn

Số chu kỳ thay đổi ứng suất tiếp xúc cơ sở

$$\begin{aligned}N_{HO_1} &= 30.HB_1^{2,4} = 30.260^{2,4} = 1,875.10^7 \text{ chu kỳ} \\ N_{HO_2} &= 30.HB_2^{2,4} = 30.240^{2,4} = 1,547.10^7 \text{ chu kỳ}\end{aligned}$$

Số chu kỳ thay đổi ứng suất uốn cơ sở

$$N_{FO_1} = N_{FO_2} = 4 \cdot 10^6$$

Số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương

Do bộ truyền chịu tải trọng tĩnh nên:

$$N_{FE_1} = N_{HE_1} = 60 \cdot c \cdot n_1 \cdot L_h = 1198.03 \cdot 10^6$$

$$N_{FE_2} = N_{HE_2} = 60 \cdot c \cdot n_2 \cdot L_h = 2396.06 \cdot 10^6$$

Do  $N_{HE_1} > N_{HO_1}$ ,  $N_{HE_2} > N_{HO_2}$ , ta có thể xem như  $K_{HL} = 1$

Tương tự ta có  $K_{FL} = 1$

Do bộ truyền quay 1 chiều nên  $K_{FC} = 1$

Với độ cứng bề mặt của vật liệu làm bánh răng, từ bảng 6.2 [1], chọn  $s_F = 1.75$ ,  $s_H = 1.1$

#### 3.4 Ứng suất cho phép

Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh dẫn và bánh bị dẫn

$$\begin{aligned}[\sigma_{H_1}] &= \frac{K_{HL_1} \sigma_{OH_{lim1}}}{s_H} = 536.36MPa \\ [\sigma_{H_2}] &= \frac{K_{HL_2} \sigma_{OH_{lim2}}}{s_H} = 500MPa\end{aligned}$$

**Ứng suất uốn cho phép của bánh dẫn và bánh bị dẫn**

$$[\sigma_{F_1}] = \frac{K_{FL_1} \sigma_{OF_{lim1}} K_{FC}}{S_F} = 267.43 MPa$$

$$[\sigma_{F_2}] = \frac{K_{FL_2} \sigma_{OF_{lim2}} K_{FC}}{S_F} = 246.86 MPa$$

Như vậy, ứng suất tiếp xúc cho phép của cả bộ truyền là:

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H_1}] + [\sigma_{H_2}]}{2} = 518.18 MPa$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_H]_{max} = 2.8 \cdot \sigma_{ch} = 2.8 \cdot 650 = 1820 MPa$$

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_F]_{max} = 0.8 \cdot \sigma_{ch} = 0.8 \cdot 650 = 520 MPa$$