

**TRƯỜNG ĐẠI HỌC SƯ PHẠM KỸ THUẬT TP HCM**  
**KHOA CƠ KHÍ CHẾ TẠO MÁY**  
**BỘ MÔN CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY**



**HCMUTE**

**ĐỒ ÁN TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ (MMH: PRMD310523)**  
**THUYẾT MINH TÍNH TOÁN THIẾT KẾ**

**GVHD : Nguyễn Lê Đăng Hải**

**GVPB : Nguyễn Văn Đoàn**

**SVTH : Tống Bạch Trường Giang**

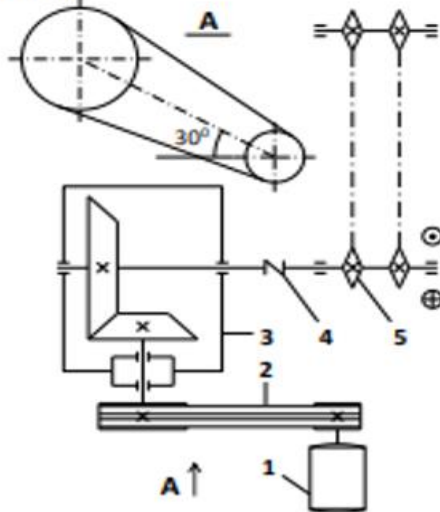
**MSSV : 21146220**

**NHÓM: 02**

**TPHCM , Tháng 12 Năm 2023**

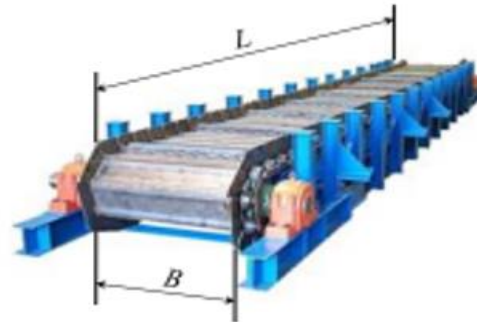
<b>Trường ĐHSPKT TP.HCM</b> <b>Khoa: Cơ khí Chế tạo máy</b> <b>Bộ môn: Cơ sở Thiết kế máy</b>	<b>ĐỒ ÁN THIẾT KẾ MÁY, MMH: : PRMD310523</b> <b>THIẾT KẾ HỆ THỐNG XÍCH TẢI</b> <b>Đề số: 05 -- Phương án: 03</b>
SVTH: Tống Bạch Trường Giang GVHD: Nguyễn Lê Đăng Hải Ngày nhận đề: 28/08/2023	MSSV: 21146220 Chữ ký: Ngày bảo vệ: 05/01/2024

### I. ĐỀ BÀI:



Hình 1: Sơ đồ động

1. Động cơ điện
2. Bộ truyền đai thang
3. Hộp giảm tốc
4. Khớp nối
5. Xích tải



Hình 2: Minh họa xích tải

### Điều kiện làm việc:

- Tải trọng không đổi, quay một chiều
- Thời gian làm việc 5 năm (300 ngày/năm, 2 ca/ngày, 6 giờ/ca) - Sai số tỉ số truyền hệ thống  $|\Delta u/u| \leq 5\%$  Số liệu cho trước:

STT	Tên gọi	Giá trị
1	Bước xích tải p (mm)	100
2	Số răng đĩa xích dẫn Z (răng)	9
3	Chiều rộng xích tải B (m)	0,8
4	Chiều dài xích tải L (m)	12
5	Trọng lượng vật đúc G (kg)	120
6	Vận tốc xích tải V (m/s)	0.75
7	Trọng lượng 1m dài xích tải q (kg/m)	160

## MỤC LỤC

<b>I. Tính toán công suất , tốc độ trục công tác .....</b>	<b>2</b>
1.1 Tính toán công suất và tốc độ quay.....	2
<b>II. Chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền .....</b>	<b>2</b>
2.1 Thông số đầu vào : .....	2
2.2 Chọn động cơ : .....	2
2.3 Phân phối tỉ số truyền : .....	3
2.4 Bảng thông số kĩ thuật.....	3
<b>III. Tính toán bộ truyền đai .....</b>	<b>4</b>
3.1 Thông số đầu vào : .....	4
3.2 Bảng thông số kĩ thuật bộ truyền đai : .....	6
<b>IV. Tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng.....</b>	<b>7</b>
4.1 Thông số đầu vào : .....	7
4.2 Tính toán bộ truyền bánh răng côn .....	7
4.2.1 Bảng thông tin vật liệu chế tạo bánh răng : .....	7
4.2.2 Xác định ứng suất cho phép.....	7
4.2.3 Xác định sơ bộ chiều dài côn ngoài.....	9
4.2.4 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc.....	10
4.2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn .....	11
4.2.6 Kiểm nghiệm răng về quá tải.....	11
4.2.7 Lực tác dụng khi ăn khớp:.....	12
4.2.8 Các thông số khác : .....	12
4.3 Bảng thông số kĩ thuật bộ truyền bánh răng côn: .....	13
<b>V. Tính toán thiết kế trục.....</b>	<b>14</b>
5.1 Thông số đầu vào : .....	14
5.2 Chọn nội trục : .....	14
5.3 Tính toán thiết kế trục : .....	15
5.3.1 Tính toán tải tác dụng lên trục:.....	16
5.3.2 Tính toán sơ bộ đường kính trục .....	16

5.3.3 Khoảng cách giữa các gối đỡ .....	17
5.3.4 Chọn trị số các khoảng cách .....	17
5.3.5 Khoảng cách trục I: .....	17
5.3.6 Khoảng cách trục II: .....	17
5.4 Vẽ biểu đồ momen nội lực :.....	19
5.4.1 Tính phản lực trên trục I :.....	19
5.4.2 Phản lực trên trục II : .....	21
5.5 Tính đường kính trục tại các tiết diện nguy hiểm :.....	23
5.6 Chọn và kiểm nghiệm then : .....	24
5.7 Kiểm nghiệm về bền mỏi Trục : .....	25
<b>VI. Chọn ổ lăn.....</b>	<b>26</b>
6.1 Trục I :.....	26
6.1.1 Thông số đầu vào :.....	26
6.1.2 Chọn loại ổ.....	26
6.2 Trục II:.....	27
6.2.1 Thông số đầu vào :.....	27
6.2.2 Chọn loại ổ.....	27
<b>PHẦN VII: THIẾT KẾ VỎ HỘP .....</b>	<b>28</b>
Bảng thông số vỏ hộp: .....	28
Một số chi tiết phụ : .....	30
Tài liệu tham khảo: .....	34

## I. Tính toán công suất , tốc độ trục công tác

### 1.1 Tính toán công suất và tốc độ quay

Tốc độ quay trục công tác:

$$n_{lv} = \frac{6.10^4.V}{Z.p} = \frac{6.10^4.0,75}{9.100} = 50 \text{ (v/p)}$$

- Công suất trên trục công tác

$$P_{lv} = 0,024.q.V.L + 0.00033.Q.L + 0.006.Q.B = 3,58 \text{ (kW)}$$

**Thông số đầu ra :**

- Công suất làm việc trên trục công tác :  $P_{lv} = 3,58 \text{ (kW)}$
- Số vòng quay trên trục công tác :  $n_{lv} = 50 \text{ (v/p)}$

## II. Chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền

### 2.1 Thông số đầu vào :

- Công suất cần thiết cần cung cấp:  $P_{lv} = 3,58 \text{ kW}$
- Số vòng quay trục công tác :  $n_{lv} = 50 \text{ (v/p)}$

### 2.2 Chọn động cơ :

- Công suất cần thiết trục động cơ :  $P_{ctdc} = \frac{P_{lv}}{\eta} = \frac{3,58}{0,9} = 3.96 \text{ kW}$

- Trong đó :

$$\eta = n_x \times n_{brc} \times n_{kn} \times n_{ol}^3 = 1 \times 0,97 \times 0.96 \times 0,99^3 = 0,9$$

$n_d = 0,96$  : Hiệu suất bộ truyền đai thang

$n_{brc} = 0,97$  : Hiệu suất bộ truyền bánh răng côn .

$n_{kn} = 1$  : Hiệu suất khớp nối

$n_{ol} = 0,99$  : Hiệu suất một cặp ổ lăn

$\eta$  : Hiệu suất truyền toàn hệ thống

+ Chọn sơ bộ tỉ số truyền  $\Rightarrow$  Chọn  $u_{sb} = 12$

$\Rightarrow$  Số vòng quay sơ bộ :  $n_{sb} = u_{sb} \times n_{lv} = 600 \text{ (v/p)}$

- Chọn động cơ : M2QA160M8A

- Tra bảng ABB với 380V/50Hz và điều kiện : 
$$\left\{ \begin{array}{l} P_{ct} \leq P_{dc} \\ n_{sb} \sim n_{dc} \\ \frac{T_{mm}}{T} \leq K_{qt} \leq \frac{T_k}{T_{dn}} \end{array} \right.$$

Động cơ	M2QA_160M8A
Công suất (kW)	4
Số vòng quay (v/p)	715
Hệ số quá tải ( $\frac{T_k}{T_{dn}}$ )	2,1
Khối lượng (kg)	120
Đường kính trục động cơ	42

### 2.3 Phân phối tỉ số truyền :

- Tỉ số truyền thực của hệ thống :  $u_t = \frac{n_{dc}}{n_{lv}} = \frac{715}{50} = 14,3$
- Tỉ số truyền truyền động đai :  $u_d = \frac{u_t}{u_{brc}} = \frac{14,3}{3,15} = 4,54$
- Sai số tỉ số truyền hệ thống :  $\Delta u_{sb} = \frac{n_{dc} - n_{sb}}{n_{sb}} \times 100\% = 0.19\%$
- Sai lệch tỉ số truyền hệ thống :  

$$n_3 = \frac{n_{dc}}{u_t} = \frac{715}{14,3} = 50 \left( \frac{v}{p} \right)$$

$$\Delta u_{ht} = \frac{n_3 - n_{lv}}{n_{lv}} = \frac{50 - 50}{50} \times 100\% = 0\%$$

### 2.4 Bảng thông số kĩ thuật

- Công suất cần thiết trục công tác :  $P_{ct} = \frac{P_{lv}}{n_{ol}} = \frac{3,82}{0,99} = 3,62 \text{ (kW)}$
- Công suất cần thiết trên trục II :  $P_2 = \frac{P_{ct}}{n_{kn} \times n_{ol}} = \frac{3,62}{1 \times 0,99} = 3,65 \text{ (kW)}$
- Công suất cần thiết trên trục I :  $P_1 = \frac{P_2}{n_{ol} \times n_{brc}} = \frac{3,65}{0,99 \times 0,97} = 3,96 \text{ (kW)}$
- Công suất cần thiết trục động cơ :  $P_{dc} = \frac{P_1}{n_d} = \frac{3,81}{0,96} = 6,57 \text{ (kW)}$
- Số vòng quay trục I :  $n_1 = \frac{n_{dc}}{u_d} = \frac{715}{4,54} = 157,5 \left( \frac{\text{vòng}}{\text{phút}} \right)$
- Số vòng quay trục II :  $n_2 = \frac{n_1}{3,15} = \frac{157,5}{3,15} = 50 \left( \frac{\text{vòng}}{\text{phút}} \right)$
- Số vòng quay trục công tác :  $n_{ct} = \frac{n_2}{1} = \frac{50}{1} = 50 \left( \frac{\text{vòng}}{\text{phút}} \right)$
- Momen xoắn trục động cơ :  $T_m = \frac{9,55 \times 10^6 \times 3,96}{715} = 52953 \text{ N. mm}$
- Momen xoắn trục I :  $T_1 = \frac{9,55 \times 10^6 \times 3,81}{157,5} = 230774 \text{ N. mm}$
- Momen xoắn trục II :  $T_2 = \frac{9,55 \times 10^6 \times 3,65}{50} = 698081 \text{ N. mm}$
- Momen xoắn trục công tác :  $T_{ct} = \frac{9,55 \times 10^6 \times 3,62}{50} = 691100 \text{ N. mm}$

Trục Thông số	Động cơ	Trục I	Trục II	Trục công tác (trục làm việc)
Công suất P, kW	3,96	3,81	3,65	3,62
Tỉ số truyền u	4,54	3,15	1	
Số vòng quay n, vg/ph	715	157,5	50	50
Mômen xoắn T, N,mm	52953	230774	698081	691100

### III. Tính toán bộ truyền đai

#### 3.1 Thông số đầu vào :

- Công suất trên trục dẫn :  $P_{ct} = 3,96 \text{ kW}$
- Số vòng quay trên trục dẫn:  $n_{dc} = 715 \left( \frac{\text{vòng}}{\text{phút}} \right)$
- Tỉ số truyền bộ truyền đai:  $u_d = 4,54$
- Đường kính bánh đai nhỏ:  $d_1 = 160 \text{ (mm)}$
- Đường kính bánh đai lớn:  $d_2 = 710 \text{ (mm)}$
- Tỉ số truyền thực tế :  $u_{tt} = \frac{d_2}{d_1(1-\epsilon)} = \frac{710}{160(1-0.02)} = 4.53$
- Kiểm tra sai lệch tỉ số truyền :  

$$\Delta u = \frac{u_t - u}{u} \times 100\% = \frac{|4,53 - 4,54|}{4,54} \times 100\% = 0.26\% < 4\%$$
- Xác định khoảng cách trục và chiều dài đai:  

$$a_{s\phi \text{ bộ}} = \frac{a}{d} \cdot d = 0,92.710 = 655,34$$
- Chiều dài đai tính toán :

$$l = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2792,67 \text{ (mm)}$$

=> Chọn chiều dài theo tiêu chuẩn :  $l = 2800 \text{ (mm)}$

- Tính lại chính xác khoảng cách trục :

$$a = 0,125 \cdot (2l - \pi(d_1 + d_2) + \sqrt{[2l - \pi(d_1 + d_2)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2})$$

$$= 659,36$$

- Tính góc ôm và kiểm tra điều kiện góc ôm :

$$\alpha_1 = 180 - 57. \left( \frac{d_2 - d_1}{a} \right) = 180 - 57. \left( \frac{710 - 160}{659,36} \right) = 132,45 \text{ (độ)}$$

- Xác định số đai Z :

$$Z = \frac{P_1 \cdot k_d}{[P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_u \cdot C_l \cdot C_z} = 2,49 \text{ (đai)}$$

=> Chọn z = 3 (đai)

- Chiều rộng bánh đai:  $B = (z-1)t + 2e = (3-1).19 + 2.12,5 = 63$

- Đường kính ngoài của bánh đai :  $d_a = d_1 + 2h_0 = 160 + 2.4,2 = 168,4$

- Lực căng ban đầu  $F_0 = 274,23 \text{ (N)}$

- Lực tác dụng lên trục:  $= 2F_0 z \sin(\alpha_1/2) = 1505,75 \text{ (N)}$



### 3.2 Bảng thông số kĩ thuật bộ truyền đai :

Thông số	Kí hiệu	Gía trị	Đơn vị
Công suất trục dẫn	P	3,58	Kw
Tốc độ quay trục dẫn	n	715	v/p
Tỉ số truyền thực tế	$u_t$	4,53	
Loại đai	Đai hình thang thường		
Đường kính bánh đai nhỏ	d1	160	mm
Đường kính bánh đai lớn	d2	710	mm
Chiều dài đai	l	2800	mm
Khoảng cách trục	a	659,36	mm
Góc ôm	$\alpha_1$	132,45	độ
Lực căng ban đầu	$F_0$	274,23	mm
Lực tác dụng lên trục	$F_r$	1505,75	N
Số đai	z	4	đai

#### IV. Tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng

##### 4.1 Thông số đầu vào :

- Công suất trên trục I :  $P_1 = 3,81 \text{ N}$
- Tốc độ quay trên trục I :  $n_1 = 157,5 \left(\frac{\text{v}}{\text{p}}\right)$
- Tỷ số truyền bánh răng côn :  $u_{\text{brc}} = 3,15$
- Thời gian làm việc :  $L_H = 18000 \text{ (giờ)}$
- Momen xoắn trên trục I :  $T_1 = 230774 \text{ N.mm}$

##### 4.2 Tính toán bộ truyền bánh răng côn

###### 4.2.1 Bảng thông tin vật liệu chế tạo bánh răng :

	Vật liệu	Nhiệt luyện	Độ cứng HB	Giới hạn bền $\sigma_b$ (MPa)	Giới hạn cứng $\sigma_{ch}$ (MPa)	$[\sigma_H]$ MPa	$[\sigma_H]_{\text{max}}$ MPa	$[\sigma_F]_{\text{max}}$ MPa
Bánh răng dẫn	C45	Tôi cải thiện	243	850	580	505,45	1624	464
Bánh răng bị dẫn	C45	Tôi cải thiện	228	750	450	478,18	1260	360

###### 4.2.2 Xác định ứng suất cho phép

###### 4.2.2.1 Ứng suất tiếp xúc cho phép :

$$[\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_{H\text{lim}1} \times K_{HL1}}{SH} = \frac{570 \times 1}{1,1} = 505,45 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_{H\text{lim}2} \times K_{HL2}}{SH} = \frac{540 \times 1}{1,1} = 478,18 \text{ MPa}$$

Trong đó:

- $\sigma_{H\text{lim}1} = 2 \times HB1 + 70 = 556 \text{ MPa}$  : Ứng suất tiếp cho phép
- $\sigma_{H\text{lim}2} = 2 \times HB2 + 70 = 526 \text{ MPa}$  : Ứng suất tiếp cho phép

$$\Rightarrow [\sigma_H] = \min \{[\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]\} = 478,18 \text{ MPa}$$

- $SH = 1,1$  : hệ số an toàn khi tính về tiếp xúc
- $K_{FL} = 1$
- $N_{HO} = 30 \times HB$ : Số chu kì thay đổi ứng suất khí tiếp xúc .
- $N_{HE} = 60 \times c \times n \times L_H = 170100000$

- $L_H = 18000$  : thời gian làm việc (giờ)

⇒ Do  $N_{HE1,2} > N_{HO1,2} \rightarrow N_{HE1,2} = N_{HO1,2}$

4.2.2.2 Ứng suất uốn cho phép :

$$[\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_{Flim1} \times K_{FC} \times K_{FL}}{SF} = \frac{450 \times 1 \times 1}{1,75} = 257,1 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_{Flim2} \times K_{FC} \times K_{FL}}{SF} = \frac{423 \times 1 \times 1}{1,75} = 241,7 \text{ MPa}$$

Trong đó:

- $\sigma_{Flim1} = 1,8 \times HB1 = 437 \text{ MPa}$  : Ứng suất uốn cho phép
- $\sigma_{Flim2} = 1,8 \times HB2 = 410 \text{ MPa}$  : Ứng suất uốn cho phép
- $SF = 1,75$  : hệ số an toàn khi tính về uốn
- $K_{FL} = \left(\frac{N_{FO}}{N_{FE}}\right)^{\frac{1}{m_F}} = 1$  : hệ số tuổi thọ xét đến ảnh hưởng tải trọng
- $K_{FC} = 1$  : hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải
- $N_{HO} = 30 \times HB$  : Số chu kì thay đổi ứng suất khí tiếp xúc .
- $N_{FO} = 4 \times 10^6$  : Số chu kì thay đổi ứng suất cơ sở khi uốn
- $N_{HE} = 60 \times c \times n \times L_H = 170100000$
- $c = 1$  : số lần tiếp xúc / vòng quay
- $L_H = 18000$  : thời gian làm việc (giờ)

⇒ Do  $N_{FE1,2} > N_{FO1,2} \rightarrow N_{FE1,2} = N_{FO1,2}$

4.2.2.3 Ứng suất tiếp cho phép khi quá tải.

$$[\sigma_{H1}]_{\max} = 2,8 \times \sigma_{ch1} = 2,8 \times 580 = 1624 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}]_{\max} = 2,8 \times \sigma_{ch2} = 2,8 \times 450 = 1260 \text{ MPa}$$

4.2.2.4 Ứng suất uốn cho phép khi quá tải.

$$[\sigma_{F1}]_{\max} = 0,8 \times \sigma_{ch1} = 0,8 \times 580 = 464 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}]_{\max} = 0,8 \times \sigma_{ch2} = 0,8 \times 450 = 360 \text{ MPa}$$

### 4.2.3 Xác định sơ bộ chiều dài côn ngoài

$$R_e = K_R \times \sqrt{u^2 + 1} \times \sqrt{\frac{(T_1 \times K_{H\beta})}{(1 - K_{be}) \times K_{be} \times u \times [\sigma_H]^2}} = 203,47 \text{ (mm)}$$

Trong đó :

- $K_R = 50$  : hệ số phụ thuộc vào vật liệu bánh răng và loại răng
- $K_{H\beta} = 1,09$  : hệ số kể đến ảnh hưởng đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng
- $K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,25$  vì  $u > 3$
- Đường kính chia ngoài :  

$$d_{e1} = 2 \times \frac{R_e}{\sqrt{1+u^2}} = 2 \times \frac{203,47}{\sqrt{1+3,15^2}} = 123,13 \text{ (mm)}$$
- Xác định số răng bánh dẫn :  

$$z_1 = 1,6 \times z_{1p} = 1,6 \times 19,93 = 31,88 \rightarrow \text{Chọn } z_1 = 32 \text{ (răng)}$$
- Đường kính trung bình :  $d_{m1} = (1 - 0,5 \times K_{be}) \times d_{e1} = 107,74 \text{ (mm)}$
- Modul trung bình :  $m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{107,74}{32} = 3,37$
- Modul vòng ngoài:  

$$m_{te} = \frac{m_{tm}}{1 - 0,5 \times K_{be}} = \frac{3,37}{1 - 0,5 \times 0,25} = 3,85 \text{ , chọn } m_{te} = 4$$

Tính lại  $m_{tm} = m_{te} \times (1 - 0,5 \times K_{be}) = 3,5$
- Tính lại số răng  $z_1 = \frac{d_{m1}}{m_{tm}} = \frac{107,74}{3,5} = 30,78 \rightarrow \text{chọn } z_1 = 31 \text{ răng}$   

$$\rightarrow z_2 = u \times z_1 = 3,15 \times 31 = 97,65 \rightarrow \text{Chọn } z_2 = 98 \text{ răng}$$
- Tính lại tỉ số truyền thực tế:  $u_{tt} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{98}{31} = 3,16$
- Sai lệch tỉ số truyền :  

$$\Delta u = \frac{u_{tt} - u_{brc}}{u_{brc}} \times 100\% = \frac{|3,16 - 3,15|}{3,15} \times 100\% = 0,36\% < 4\%$$
- Sai lệch tỉ số truyền hệ thống:  

$$\Delta u = \frac{n_3 - n_{lv}}{n_{lv}} \times 100\% = \frac{|49,94 - 50|}{50} \times 100\% = 0,1\% < 5\%$$

Trong đó:

  - $n_3 = \frac{n_{dc}}{u_{brtt} \times u_t} = \frac{715}{3,16 \times 4,53} = 49,95 \left(\frac{v}{p}\right)$
- Xác định góc ôm chia theo công thức:  

$$\delta_1 = \arctg\left(\frac{z_1}{z_2}\right) = 17,55^\circ$$

$$\delta_2 = 90^\circ - 17,55^\circ = 72,45^\circ$$

- Đường kính trung bình và chiều dài côn ngoài:  
 $d_{m1} = z_1 \times m_{tm} = 31 \times 3,5 = 108,5 \text{ mm}$   
 $R_e = 0,5 \times m_{te} \times \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 205,57 \text{ mm}$
- Độ rộng vành răng  $b = K_{be} \times R_e = 51,39 \text{ mm}$

#### 4.2.4 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

$$\sigma_H = z_M \times z_H \times z_\xi \sqrt{\frac{2 \times T_1 \times K_H \times \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \times b \times u \times d_{m1}^2}}$$

$$= 274 \times 1,76 \times 0,87 \times \sqrt{\frac{2 \times 87753 \times 1,24 \times \sqrt{3,17^2 + 1}}{0,85 \times 36,17 \times 3,17 \times 76,125^2}} = 474,82 \text{ MPa} \leq [\sigma_H]$$

Trong đó:

- $z_M = 274$  : hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng khớp
- $z_H = 1,76$  : hệ số kể đến hình mặt bề mặt tiếp xúc
- $z_\xi = \sqrt{\frac{4 - \xi_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,73}{3}} = 0,87$  hệ số kể đến sự trùng khớp của răng
- $\xi_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \times \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \times \cos(0) = 1,73$
- $K_H = k_{H\beta} \times k_{H\alpha} \times k_{Hv} = 1,15$ : hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc
- $k_{H\beta} = 1,09$
- $k_{H\alpha} = 1$  : hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng khi đồng thời ăn khớp.
- $k_{Hv} = 1 + \frac{v_H \times b \times d_{m1}}{2 \times T_1 \times k_{H\beta} \times k_{H\alpha}} = 1,05$  : hệ số kể đến tải trọng xuất hiện trong vùng ăn khớp
- $v_H = \delta_H \times g_o \times v \times \sqrt{\frac{d_{m1} \times (u+1)}{u}}$   
 $= 0,006 \times 56 \times 0,89 \times \sqrt{\frac{108,5 \times (3,15+1)}{3,15}} = 4,69 \leq V_{Hmax} = 700$
- $\delta_H = 0,006$  : ảnh hưởng sai số ăn khớp
- $g_o = 73$ : ảnh hưởng sai lệch các bước bánh răng 1 và 2
- $v = d_{m1} \times \pi \times \frac{n}{60000} = 0,89$
- $V_{Hmax} = 380$  : khả năng chịu tải trọng lớn của bánh răng
- Kiểm nghiệm độ bền:  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$   

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \times 100\% = \frac{434,99 - 478,18}{478,18} \times 100\% = 9\% < 10\%$$

#### 4.2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \times T_1 \times K_F \times Y_\xi \times Y_\beta \times Y_{F1}}{0,85 \times b \times m_{tm} \times d_{m1}} = \frac{2 \times 230774 \times 1,33 \times 0,57 \times 1 \times 3,79}{0,85 \times 51,39 \times 3,5 \times 108,5} = 80,17 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \times Y_{F2}}{Y_{F1}} = \frac{80,17 \times 3,6}{3,79} = 76,17 \text{ MPa}$$

Trong đó:

- $Y_\xi = \frac{1}{\xi_\alpha} = 0,57$  : hệ số kể đến sự trùng khớp của răng
- $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140} = 1$  : hệ số kể đến độ nghiêng của răng
- $\begin{cases} Y_{F1} = 3,82 \\ Y_{F2} = 3,6 \end{cases}$  : hệ số dạng răng của bánh răng 1 và 2
- $Z_{v1} = \frac{Z_1}{[\cos(\beta^\circ)]^3} = 31$
- $Z_{v2} = \frac{Z_2}{[\cos(\beta^\circ)]^3} = 98$
- $K_F = k_{F\beta} \times k_{F\alpha} \times k_{Fv} = 1,33$  : hệ số tải trọng khi tính về uốn
- $k_{F\beta} = 1,175$  tra bảng 6,21 : hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng.
- $k_{F\alpha} = 1$  : hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng khi đồng thời ăn khớp.
- $k_{Fv} = 1 + \frac{v_F \times b \times d_{m1}}{2 \times T_1 \times k_{F\beta} \times k_{F\alpha}} = 1 + \frac{12,49 \times 51,39 \times 108,5}{2 \times 230774 \times 1,175 \times 1} = 1,13$  : hệ số kể đến tải trọng xuất hiện trong vùng ăn khớp
- $v_F = \delta_F \times g_o \times v \times \sqrt{\frac{d_{m1} \times (u+1)}{u}}$   

$$= 0,016 \times 73 \times 0,89 \times \sqrt{\frac{108,5 \times (3,15+1)}{3,15}} = 12,49$$
- $\delta_F = 0,016$  : ảnh hưởng sai số ăn khớp
- $g_o = 73$ : ảnh hưởng sai lệch các bước bánh răng 1 và 2

#### 4.2.6 Kiểm nghiệm răng về quá tải

- Kiểm tra ứng suất tiếp cực đại cho phép

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \times \sqrt{Kqt} = 434,99 \times \sqrt{1} = 434,99 \leq [\sigma_{Hmax}]$$

- Kiểm nghiệm ứng suất uốn cực đại cho phép:

$$\sigma_{F1max} = \sigma_{F1} \times Kqt = 80,17 \times 1 = 80,17 \leq [\sigma_{F1max}]$$

$$\sigma_{F2max} = \sigma_{F2} \times Kqt = 76,17 \times 1 = 76,17 \leq [\sigma_{F2max}]$$

#### 4.2.7 Lực tác dụng khi ăn khớp:

- Lực vòng :  $F_{t1} = 2 \times \frac{T_1}{d_{m1}} = 2 \times \frac{230774}{108,5} = 4253,91 = F_{t2}$
- Lực hướng tâm :  
 $F_{r1} = F_{t1} \times \tan(\alpha) \times \cos \delta_1 = F_{a2}$   
 $= 4253,91 \times \tan(20^\circ) \times \cos(17,55^\circ) = 1476,2 \text{ N}$
- Lực dọc trục :  
 $F_{a1} = F_{t1} \times \tan(\alpha) \times \sin \delta_1 = F_{r2}$   
 $= 4253,91 \times \tan(20^\circ) \times \sin(17,55^\circ) = 466,96 \text{ N}$

#### 4.2.8 Các thông số khác :

- Đường kính chia ngoài:  
 $\begin{cases} d_{e1} = m_{te} \times z_1 = 4 \times 31 = 124 \text{ mm} \\ d_{e2} = m_{te} \times z_2 = 4 \times 98 = 392 \text{ mm} \end{cases}$
- Chiều cao đầu răng ngoài :  
 $\begin{cases} h_{ae1} = h_{te} + x \times \cos(0) = 5,212 \text{ mm} \\ h_{ae2} = 2 \times h_{te} \times m_{te} - h_{ae1} = 2,788 \text{ mm} \end{cases}$
- Chiều cao răng ngoài  
 $h_e = 2 \times h_{te} \times m_{te} + c = 8,8 \text{ mm}, h_{te} = 1$
- Chiều cao chân răng ngoài :  
 $\begin{cases} h_{fe1} = (h_e - h_{ae1}) = 3,588 \text{ mm} \\ h_{fe2} = (h_e - h_{ae2}) = 6,012 \text{ mm} \end{cases}$
- Đường kính đỉnh côn ngoài:  $\begin{cases} d_{a1} = d_{e1} + 2 \times h_{ae1} \times \cos(\delta_1) = 133,94 \text{ mm} \\ d_{a2} = d_{e2} + 2 \times h_{ae2} \times \cos(\delta_2) = 393,68 \text{ mm} \end{cases}$

### 4.3 Bảng thông số kĩ thuật bộ truyền bánh răng côn:

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Tỉ số truyền	$u_{br}$	3.15	
Chiều dài côn ngoài	$R_e$	205,57	mm
Mô đun vòng ngoài	$m_{te}$	4	mm
Số răng của bánh răng dẫn	$z_1$	31	răng
Số răng của bánh răng bị dẫn	$z_2$	98	răng
Đường kính chia ngoài của bánh dẫn	$d_{e1}$	124	mm
Đường kính chia ngoài của bánh bị dẫn	$d_{e2}$	392	mm
Góc côn chia của bánh dẫn	$\delta_1$	17.55	độ
Góc côn chia của bánh bị dẫn	$\delta_2$	72.45	độ
Đường kính đỉnh răng ngoài của bánh dẫn	$d_{ae1}$	133.94	mm
Đường kính đỉnh răng ngoài của bánh bị dẫn	$d_{ae2}$	393.68	mm
Đường kính trung bình của bánh dẫn	$d_{m1}$	108.5	mm
Đường kính trung bình của bánh bị dẫn	$d_{m2}$	343	mm
Chiều cao răng ngoài	$h_e$	8.8	mm
Chiều cao đầu răng ngoài của bánh dẫn	$h_{ae1}$	5.212	mm
Chiều cao đầu răng ngoài của bánh bị dẫn	$h_{ae2}$	2.788	mm
Chiều cao chân răng ngoài của bánh dẫn	$h_{fe1}$	3,588	mm
Chiều cao chân răng ngoài của bánh bị dẫn	$h_{fe2}$	6.012	mm
Lực vòng	$F_{t1} = F_{t2}$	4253	N



Lực hướng tâm	Fr1, Fr2	1476;466	N
Lực dọc trục	Fa1, Fa2	466;1476	N

## V. Tính toán thiết kế trục

### 5.1 Thông số đầu vào :

- Momen xoắn cần truyền:  $T = 698081 \text{ (N.mm)}$
- Đặc trưng tải trọng : máy công tác thùng trộn

### 5.2 Chọn nối trục :

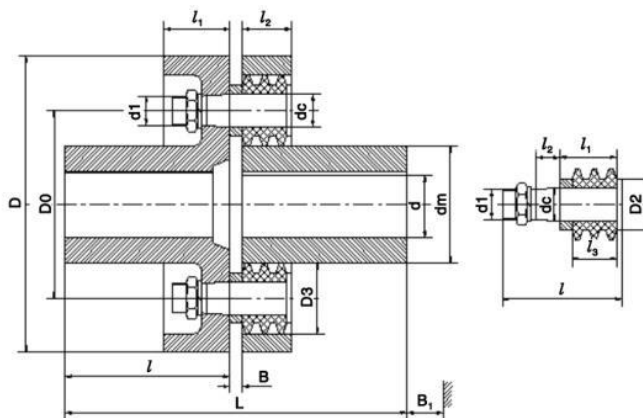
- Momen xoắn tính toán:  $T_t = k \times T = 1,5 \times 698081 = 1047121 \text{ N.mm}$   
Trong đó  $k = 1,5$  : hệ số an toàn làm việc
- Chọn đường kính sơ bộ tại vị trí lắp trục

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{1047121}{0,2 \times 22}} = 61,97 \text{ (mm)}$$

→ Chọn  $d = 63 \text{ mm}$

- Kích thước cơ bản của nối trục vòng đàn hồi.

T (N.m)	d	D	dm	L	l	d <sub>1</sub>	D <sub>0</sub>	Z	n <sub>max</sub>	B	B1
2000	63	260	120	175	140	110	200	8	2300	8	70
T (N.m)	l <sub>1</sub>	D <sub>3</sub>	l <sub>2</sub>	d <sub>c</sub>	d <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	h
2000	48	48	48	24	M16	32	95	52	24	44	2



- Điều kiện sức bền dập vòng đàn hồi:

$$\sigma_d = \frac{2 \times k \times T}{Z \times D_0 \times d_c \times l_3} = \frac{2 \times 1,5 \times 698081}{8 \times 200 \times 24 \times 44} = 1,24 \text{ MPa} \leq (2 \div 4) \text{ MPa}$$

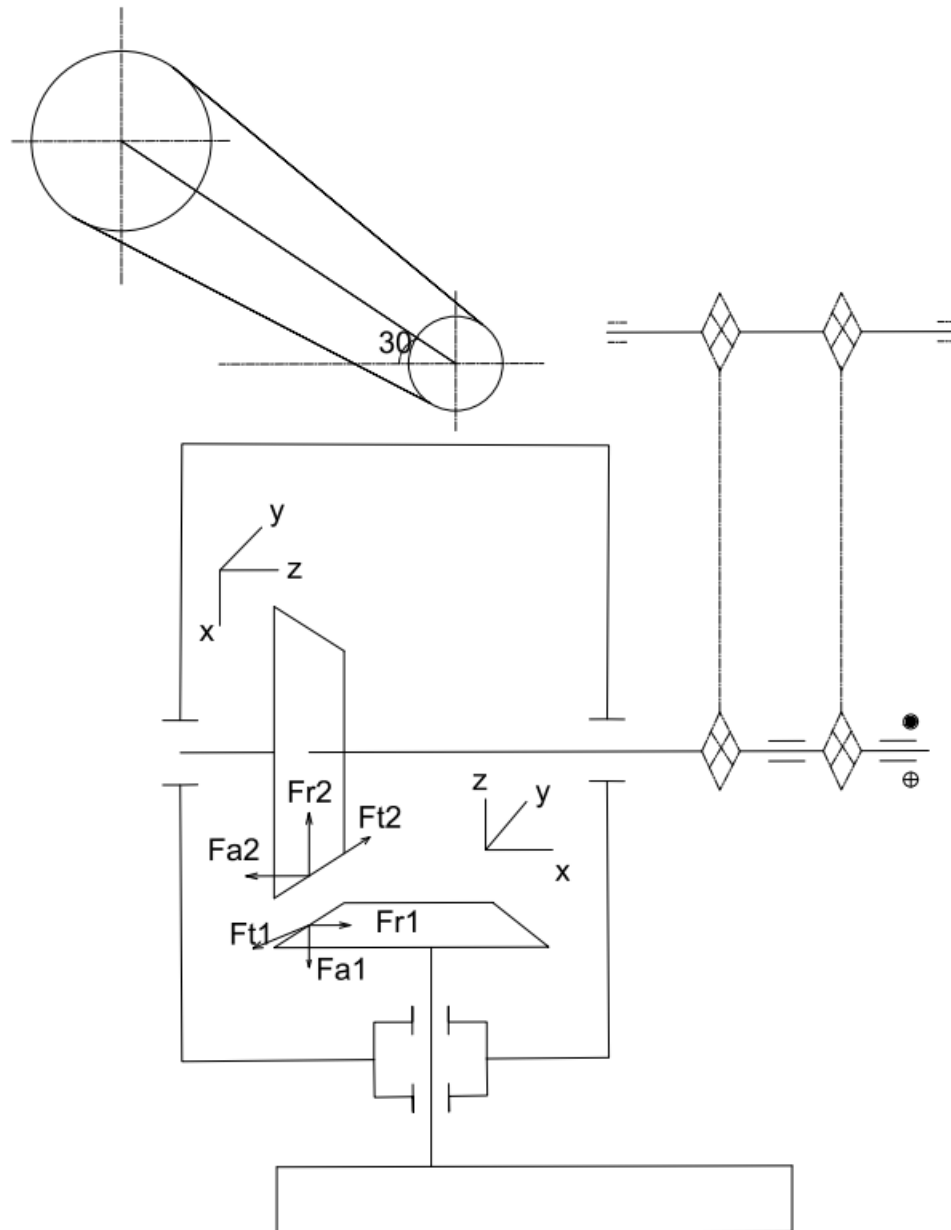
- Điều kiện bền của chốt :

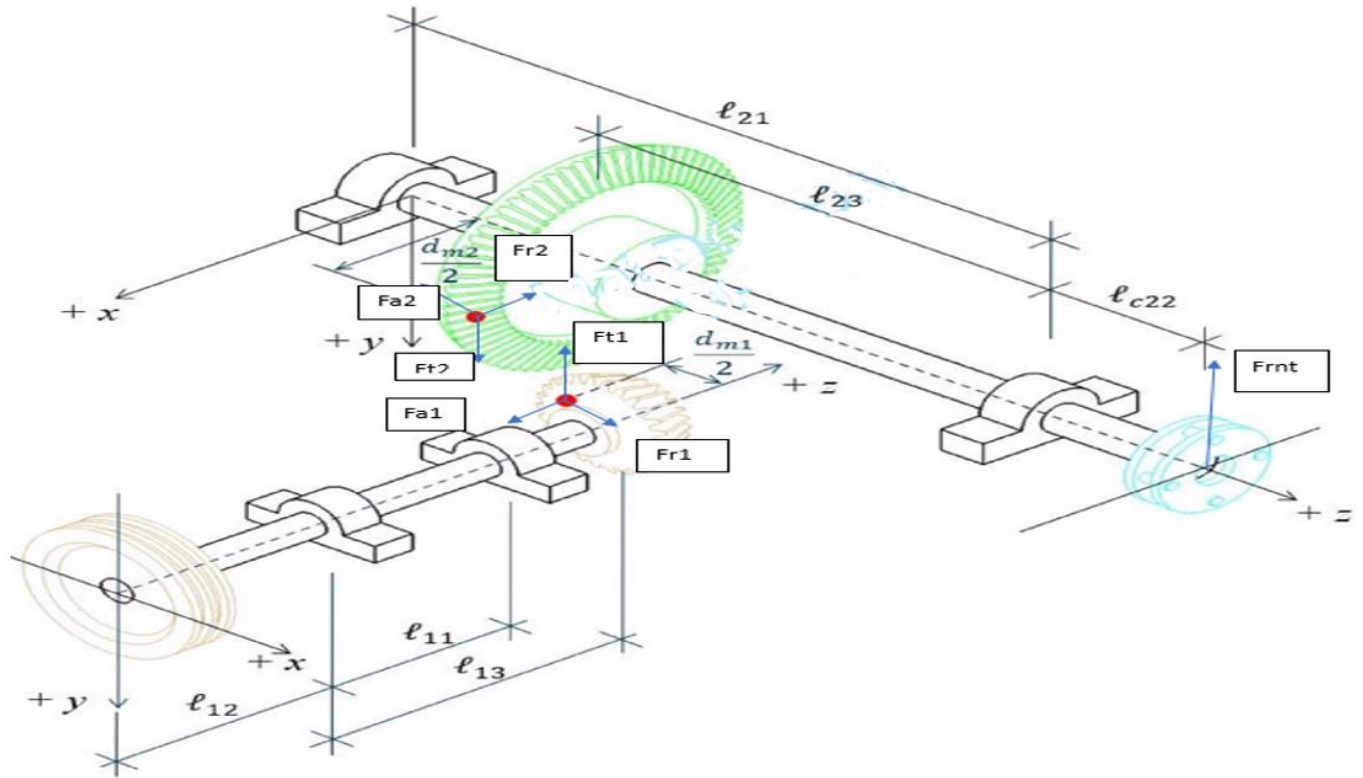
$$\sigma_u = \frac{k \times T \times l_0}{0,1 \times D_0 \times d_c^3 \times Z} = \frac{1,5 \times 698081 \times 72}{0,1 \times 200 \times 24^3 \times 8} = 34,09 \text{ MPa} \leq [\sigma_u]$$

$$l_0 = l_1 + \frac{l_2}{2} = 48 + \frac{48}{2} = 72 \text{ (mm)}$$

- Lực nối trục :  $F_{rnt} = 0,2 \times 2 \times \frac{698081}{200} = 1745,2 \text{ N.}$

### 5.3 Tính toán thiết kế trục :





### 5.3.1 Tính toán tải tác dụng lên trục:

- Lực vòng :  $F_{t1} = F_{t2} = 2 \times \frac{T_1}{d_{m1}} = 2 \times \frac{230774}{108,5} = 4253,92 \text{ N}$
- Lực hướng tâm :  $F_{r1} = F_{a2} = F_{t1} \times \tan(\alpha) \times \cos\delta_1$   
 $= 4253,92 \times \tan(20^\circ) \times \cos(17,55^\circ) = 1476,2 \text{ N}$
- Lực dọc trục :  $F_{a1} = F_{r2} = F_{t1} \times \tan(\alpha) \times \sin\delta_1$   
 $= 2305,5 \times \tan(20^\circ) \times \sin(17,49^\circ) = 252,2 \text{ N}$

### 5.3.2 Tính toán sơ bộ đường kính trục

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 \times [\tau_1]}} = \sqrt[3]{\frac{230774}{0,2 \times 18}} = 40 \text{ mm} \Rightarrow \text{Chọn } d_1 = 45 \text{ mm}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \times [\tau_2]}} = \sqrt[3]{\frac{265488}{0,2 \times 22}} = 54,14 \text{ mm} \Rightarrow \text{Chọn } d_2 = 55 \text{ mm}$$

Trong đó:

- $\begin{cases} [\tau_1] = 18 \\ [\tau_2] = 22 \end{cases}$  : Ứng suất trượt cho phép.

### 5.3.3 Khoảng cách giữa các gối đỡ

- Chiều dài mayo máy răng côn trục I :  
 $l_{m13} = (1,2 \div 1,4) \times d_1 = 1,3.45 = 58,5 \text{ mm}$
- Chiều dài mayo bánh đai  
 $l_{m12} = (1,4 \div 2,5) \times d_1 = 1,5.45 = 67,5 \text{ mm}$
- Chiều dài mayo máy răng côn trục II :  
 $l_{m23} = (1,2 \div 1,4) \times d_2 = 1,3.55 = 71,5 \text{ mm}$
- Chiều dài mayo khớp nối trục II:  
 $l_{m22} = (1,2 \div 1,5) \times d_2 = 1,5.55 = 82,5 \text{ mm}$

**Chọn sơ bộ bề rộng ổ lăn:**

$$d_1 = 35 \text{ mm} \rightarrow \text{chọn } b_{01} = 21 \text{ mm}$$

$$d_2 = 40 \text{ mm} \rightarrow \text{chọn } b_{02} = 23 \text{ mm}$$

### 5.3.4 Chọn trị số các khoảng cách

- $k_1 = 15$  : Khoảng cách từ mặt mút chi tiết quay đến thành trong của hộp
- $k_2 = 10$  : Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp
- $k_3 = 20$  : Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ
- $h_n = 20$  : Chiều cao nắp ổ và đầu bu lông .

### 5.3.5 Khoảng cách trục I:

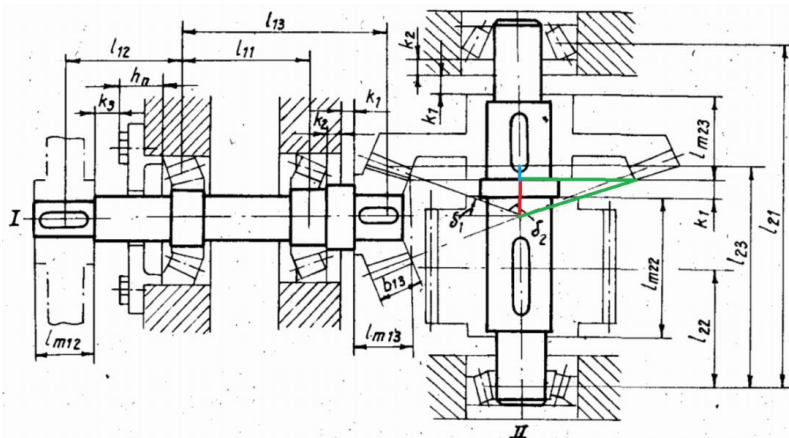
$$l_{c12} = 0,5 \times (l_{m12} + b_{01}) + k_3 + h_n = 0,5 \times (67,5 + 25) + 20 + 20 = 86,25 \text{ mm}$$

$$l_{12} = l_{c12} = 86,25 \text{ mm}$$

$$l_{11} = (2,5 \div 3) \times d_1 = 135 \text{ mm}$$

$$l_{13} = l_{11} + k_1 + k_2 + l_{m13} + 0,5 \times (b_{01} - b_{13} \times \cos(\delta_1)) = 206,5 \text{ mm}$$

### 5.3.6 Khoảng cách trục II:



- Góc tạo bởi đỉnh bánh răng lớn và đường ăn khớp :

$$\theta = \arctg\left(\frac{h_{ae2}}{R_e}\right) = \arctg\left(\frac{2,788}{205,57}\right) = 0,78^\circ$$

- Góc tạo bởi đỉnh bánh răng lớn và tâm trục I:

$$\gamma = \delta_1 - \theta = 17,55 - 0,78 = 16,77^\circ$$

- Bề rộng đỉnh bánh răng lớn :

$$b_1 = b \times \cos(\theta) = 51,39 \times \cos(0,78) = 51,385 \text{ mm}$$

- Khoảng cách đoạn màu đỏ :

$$y = \cos(16,77) \times 51,385 = 49,2 \text{ mm}$$

- Khoảng cách từ  $\frac{b}{2}$  đến đường tâm trục I (đỏ + xanh)

$$s = \sqrt{\left(R_e - \frac{b}{2}\right)^2 - \left(\frac{d_{e2}}{2} - \frac{b}{2} \times \cos(\delta_1)\right)^2} = 54,01 \text{ mm}$$

- Khoảng cách trục II :

$$l_{c22} = 0,5 \times (l_{m22} + b_{02}) + k_3 + h_n = 0,5 \times (82,5 + 29) + 20 + 20 = 95,75 \text{ mm}$$

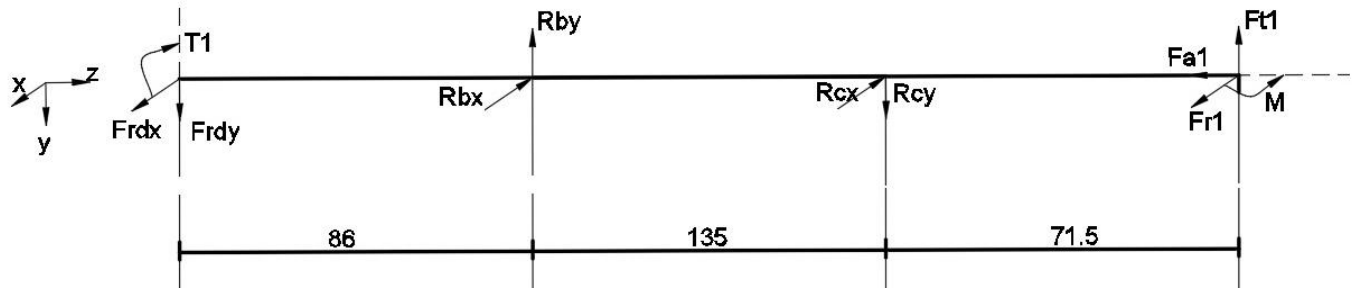
$$l_{21} = 2 \times \left(\frac{b_{02}}{2} + k_1 + k_2 + l_{m23} + y\right) = 320,4 \text{ mm}$$

$$l_{23} = \left(\frac{l_{21}}{2} + s\right) = 214,44 \text{ mm}$$

$$l_{22} = l_{c22} = 95,75 \text{ mm}$$

## 5.4 Vẽ biểu đồ momen nội lực :

### 5.4.1 Tính phản lực trên trục I :



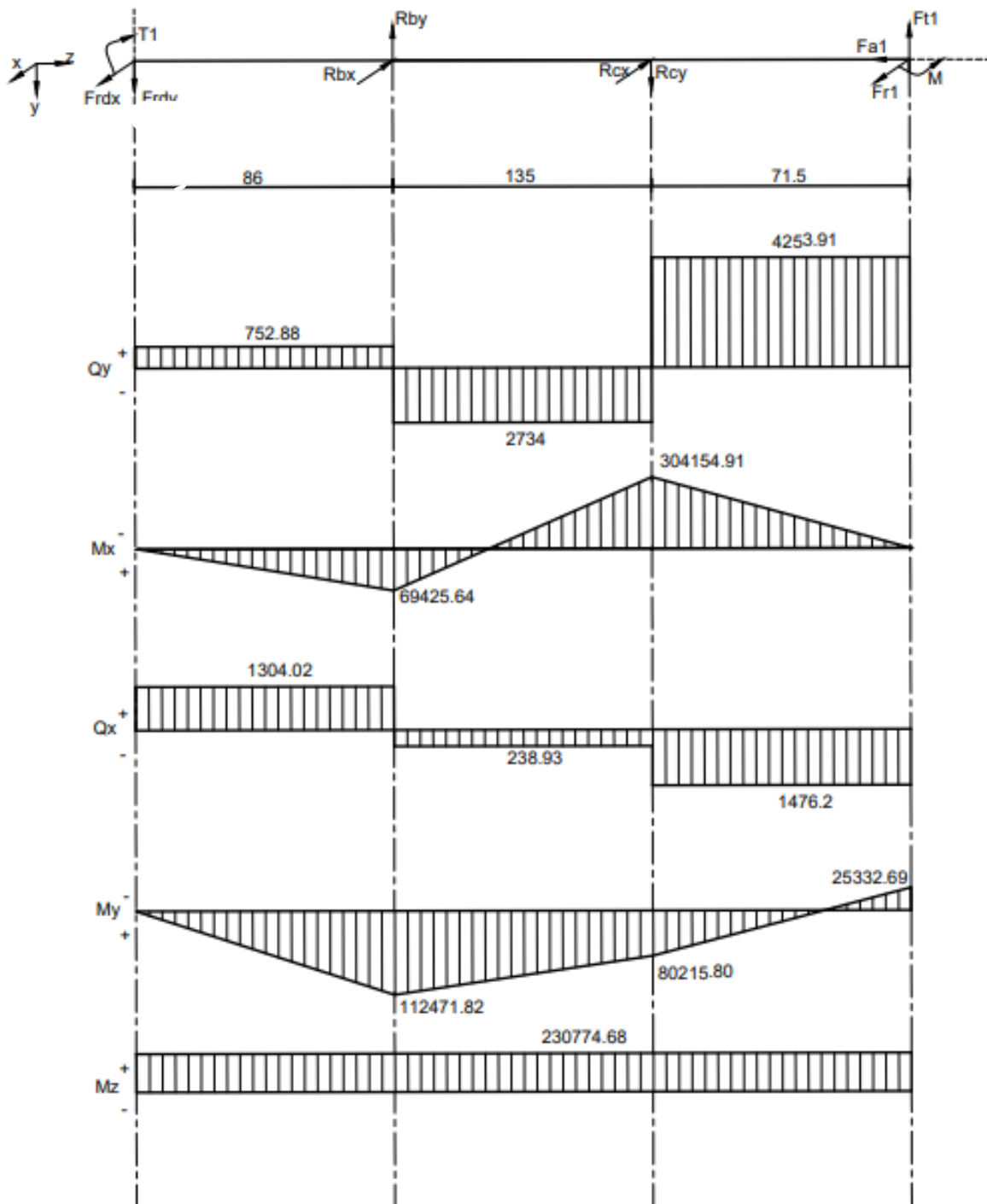
Xét Oyz :

$$\begin{aligned}
 M_B = 0 & \Leftrightarrow F_{rdy} \cdot l_{12} + F_{t1} \cdot l_{13} - R_{cy} \cdot l_{11} = 0 \\
 & \Leftrightarrow 752,88 \cdot 86,25 + 4253,91 \cdot 206,5 - R_{cy} \cdot 135 = 0 \\
 & \Leftrightarrow R_{cy} = 6987,92 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$

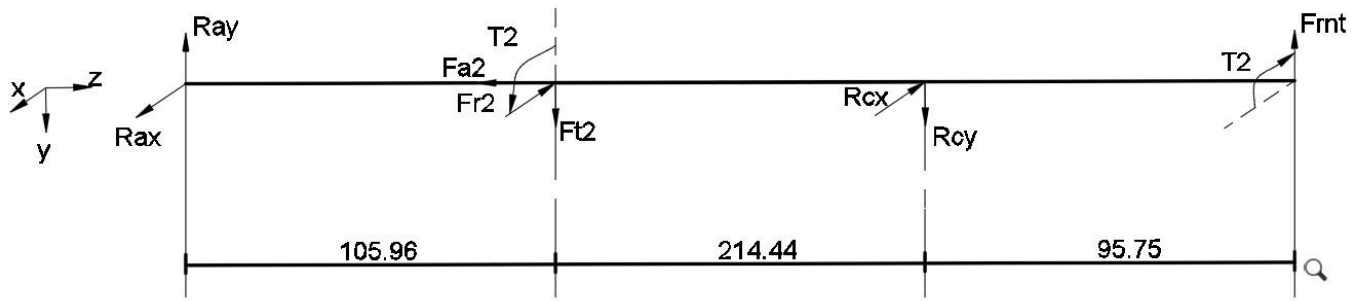
$$\begin{aligned}
 F_y = 0 & \Leftrightarrow F_{rdy} + R_{cy} - F_{t1} - R_{by} = 0 \\
 & \Leftrightarrow 752,88 + 6987,92 - 4253,92 - R_{by} = 0 \\
 & \Leftrightarrow R_{by} = 3486,88 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Xét Oxz :} & \Leftrightarrow -F_{rdx} \cdot l_{12} + F_{r1} \cdot l_{13} - M_1 - R_{cx} \cdot l_{11} = 0 \\
 & \Leftrightarrow -1304,02 \cdot 86,25 + 1476,2 \cdot 206,5 - 25332,69 - R_{cx} \cdot 135 = 0 \\
 & \Leftrightarrow R_{cx} = 1237,27 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_x = 0 & \Leftrightarrow F_{rdx} - R_{cx} + F_{r1} - R_{bx} = 0 \\
 & \Leftrightarrow 1304,02 - 1237,27 + 1476,2 - R_{bx} = 0 \\
 & \Leftrightarrow R_{bx} = 1542,95 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$



### 5.4.2 Phản lực trên trục II :



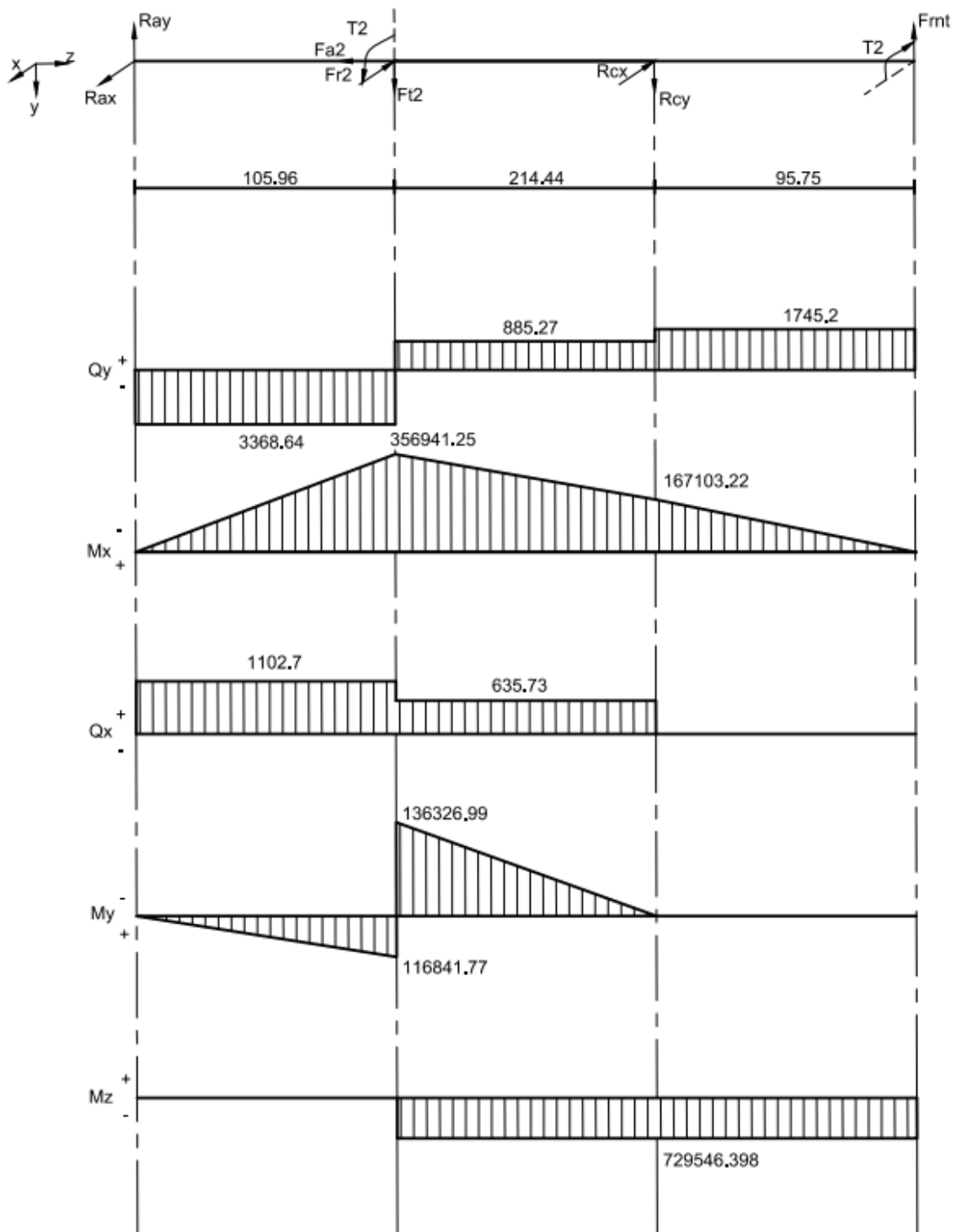
$$\begin{aligned}
 M_C = 0 & \Leftrightarrow F_{t2} \cdot l_{23} + F_{mt} \cdot l_{22} - R_{ay} \cdot l_{21} = 0 \\
 & \Leftrightarrow 4253,91 \cdot 214,44 + 1745,2 \cdot 95,75 - R_{ay} \cdot 320,4 = 0 \\
 & \Leftrightarrow R_{ay} = 3368,64 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_y = 0 & \Leftrightarrow F_{mt} + R_{ay} - F_{t2} - R_{cy} = 0 \\
 & \Leftrightarrow 1745,2 + 3368,64 - 4253,92 - R_{cy} = 0 \\
 & \Leftrightarrow R_{cy} = 859,93 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 M_C = 0 & \Leftrightarrow F_{r2} \cdot l_{23} + M - R_{ax} \cdot l_{21} = 0 \\
 & \Leftrightarrow 466,96 \cdot 214,44 + 253168,76 - R_{ax} \cdot 320,4 = 0 \\
 & \Leftrightarrow R_{ax} = 1102,7 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_x = 0 & \Leftrightarrow R_{ax} - F_{r2} - R_{cx} = 0 \\
 & \Leftrightarrow 1102,69 - 466,96 - R_{cx} = 0 \\
 & \Leftrightarrow R_{cx} = 635,73 \text{ (N)}
 \end{aligned}$$





### 5.5 Tính đường kính trục tại các tiết diện nguy hiểm :

- Trục I : Đường kính trục động cơ  $D = 42 \text{ mm}$ 
  - Tra bảng 10.5 , từ  $d_1 = 45 \text{ mm}$  Chọn  $\sigma_1 = 55 \text{ MPa}$
  - Tại tiết diện A

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}^A}{0,1 \times [\sigma_1]}} = 33,12 \Rightarrow \text{Chọn } d_A = 34 \text{ mm}$$

- Tại tiết diện B

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}^B}{0,1 \times [\sigma_1]}} = 35,12 \Rightarrow \text{Chọn } d_B = 45 \text{ mm}$$

- Tại tiết diện C

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}^C}{0,1 \times [\sigma_1]}} = 40,77 \Rightarrow \text{Chọn } d_C = 45 \text{ mm}$$

- Tại tiết diện D

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}^D}{0,1 \times [\sigma_1]}} = 33,21 \Rightarrow \text{Chọn } d_D = 34 \text{ mm}$$

- Trục II :

- Tra bảng 10.5 , từ  $d_1 = 55 \text{ mm}$  , chọn  $\sigma_1 = 55 \text{ MPa}$
- Tại tiết diện A

$$d_A \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}^A}{0,1 \times [\sigma_1]}} = 0 , \text{ Chọn } d_A = 65 \text{ mm}$$

- Tại tiết diện B

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}^B}{0,1 \times [\sigma_1]}} = 51,2 , \text{ Chọn } d_B = 70 \text{ mm}$$

- Tại tiết diện C

$$d_C \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}^C}{0,1 \times [\sigma_1]}} = 49,16 , \text{ Chọn } d_C = 65 \text{ mm}$$

- Tại tiết diện D

$$d_D \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}^D}{0,1 \times [\sigma_1]}} = 48,61 , \text{ Chọn } d_D = 63 \text{ mm}$$

### 5.6 Chọn và kiểm nghiệm then :

- Dựa vào đường kính trục chọn theo bảng sau:

		d(mm)	Kích thước tiết diện		Chiều sâu rãnh		Vị trí lắp
			b	h	t1	lt	
Trục I	A	34	10	8	5	57,38	Bánh đai
	D	34	10	8	5	49,73	Bánh răng dẫn
Trục II	B	70	20	12	7,5	60,78	Bánh răng bị dẫn
	D	63	18	11	7	70,13	Khớp nối

- Tính chiều dài then:

$$\text{Trục I: } \begin{cases} \text{Tại A: } l_{tA} = (0,8 \div 0,9) \times l_{m12} = 57,4 \text{ mm} \\ \text{Tại D: } l_{tD} = (0,8 \div 0,9) \times l_{m13} = 49,7 \text{ mm} \end{cases}$$

$$\text{Trục II: } \begin{cases} \text{Tại B: } l_{tB} = (0,8 \div 0,9) \times l_{m23} = 60,8 \text{ mm} \\ \text{Tại D: } l_{tD} = (0,8 \div 0,9) \times l_{m22} = 70,1 \text{ mm} \end{cases}$$

- Kiểm nghiệm then:

Trục I

$$\text{Tại tiết diện A: } \begin{cases} \sigma_d = \frac{2 \times T_1}{d_A \times l_{tA} \times (h - t_1)} = \frac{2 \times 230774}{34 \times 57,4 \times (8 - 5)} = 78,87 \leq [\sigma_d] \\ \tau_c = \frac{2 \times T_1}{d_A \times l_{tA} \times b} = \frac{2 \times 230774}{34 \times 57,4 \times 10} = 23,66 \leq [\tau_c] \end{cases}$$

$$\text{Tại tiết diện D: } \begin{cases} \sigma_d = \frac{2 \times T_1}{d_D \times l_{tD} \times (h - t_1)} = \frac{2 \times 230774}{34 \times 49,7 \times (8 - 5)} = 91 \leq [\sigma_d] \\ \tau_c = \frac{2 \times T_1}{d_D \times l_{tD} \times b} = \frac{2 \times 230774}{34 \times 49,7 \times 10} = 27,3 \leq [\tau_c] \end{cases}$$

Trục II:

$$\text{Tại tiết diện B: } \begin{cases} \sigma_d = \frac{2 \times T_2}{d_B \times l_{tB} \times (h - t_1)} = \frac{2 \times 729546}{70 \times 60,8 \times (12 - 7,5)} = 76,22 \leq [\sigma_d] \\ \tau_c = \frac{2 \times T_2}{d_B \times l_{tB} \times b} = \frac{2 \times 729546}{70 \times 60,8 \times 20} = 17,15 \leq [\tau_c] \end{cases}$$

$$\text{Tại tiết diện D: } \begin{cases} \sigma_d = \frac{2 \times T_2}{d_D \times l_{tD} \times (h - t_1)} = \frac{2 \times 729546}{63 \times 70,1 \times (11 - 7)} = 82,57 \leq [\sigma_d] \\ \tau_c = \frac{2 \times T_2}{d_D \times l_{tD} \times b} = \frac{2 \times 729546}{63 \times 70,1 \times 18} = 17,78 \leq [\tau_c] \end{cases}$$

### 5.7 Kiểm nghiệm về bền mỏi Trục :

$$\sigma_{-1} = 0,436 \times \sigma_b = 0,436 \times 850 = 370,6 \text{ MPa}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \times \sigma_{-1} = 214,95 \text{ MPa}$$

- Bảng 10.7 chọn  $\psi_\sigma = 0,1$  ,  $\psi_\tau = 0,05$  .

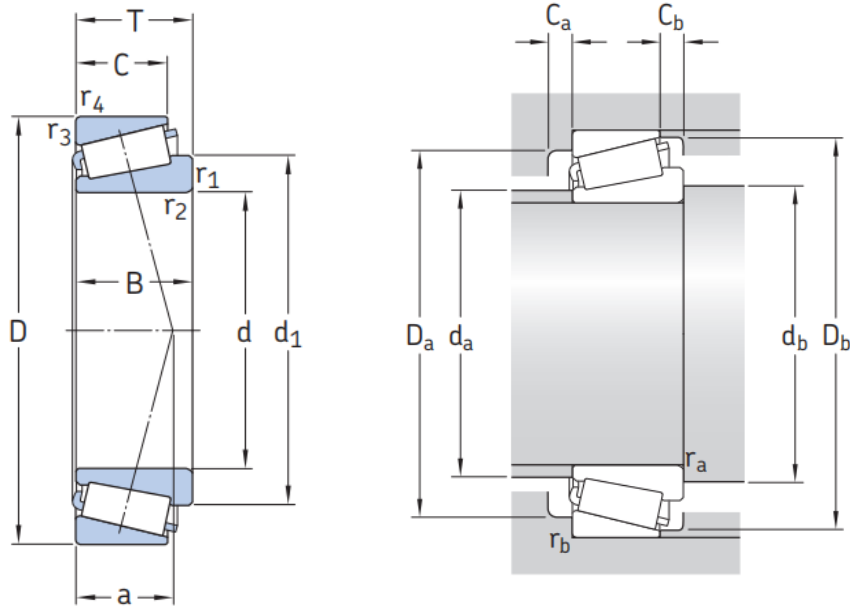
- Bảng 10.12 với  $\sigma_b = 850 \rightarrow$  nội suy  $\Rightarrow \begin{cases} k_\sigma = 1,6575 \\ k_\tau = 1,965 \end{cases}$

- Bảng 10.11 chọn  $\begin{cases} \frac{k_\sigma}{\xi_\sigma} = 3,375 \\ \frac{k_\tau}{\xi_\tau} = 2,425 \end{cases}$

- Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi tại các vị trí nguy hiểm

Trục	$d_{A1}$	$d_{D1}$	$d_{B2}$	$d_{D2}$
$d(\text{mm})$	34	34	70	63
$\varepsilon_\sigma$	0,85	0,85	0,76	0,81
$\varepsilon_\tau$	0,78	0,78	0,73	0,76

## VI. Chọn ổ lăn



### 6.1 Trục I :

6.1.1 Thông số đầu vào :

- Đường kính tại B và C:  $d_B = d_C = 45 \text{ mm}$
- Momen xoắn trục I :  $T_1 = 230774 \text{ N.mm}$
- Tốc độ quay trục :  $n_1 = 715 \text{ v/p}$

6.1.2 Chọn loại ổ

- Chọn kích thước ổ:

Kí hiệu	d	D	B	Tải tĩnh $C_o$ (KN)	Tải động C (KN)	Khối lượng(Kg)	e
32008X/Q	45	80	26	43	44,6	13,67	0,37

## 6.2 Trục II:

### 6.2.1 Thông số đầu vào :

- Đường kính tại B và D :  $d_B = d_C = 65 \text{ mm}$
- Momen xoắn trục II :  $T_2 = 729546 \text{ N.mm}$
- Tốc độ quay trục :  $n_2 = 50 \text{ v/p}$

### 6.2.2 Chọn loại ổ

- Chọn kích thước ổ:

Kí hiệu	d	D	B	Tải tĩnh Co (KN)	Tải động C (KN)	Khối lượng(Kg)	e
JM511946	65	110	28	183	123	1.05	0,88

-

## PHẦN VII: THIẾT KẾ VỎ HỘP

### Bảng thông số vỏ hộp:

Vật liệu đúc vỏ hộp: gang xám GX 15-32

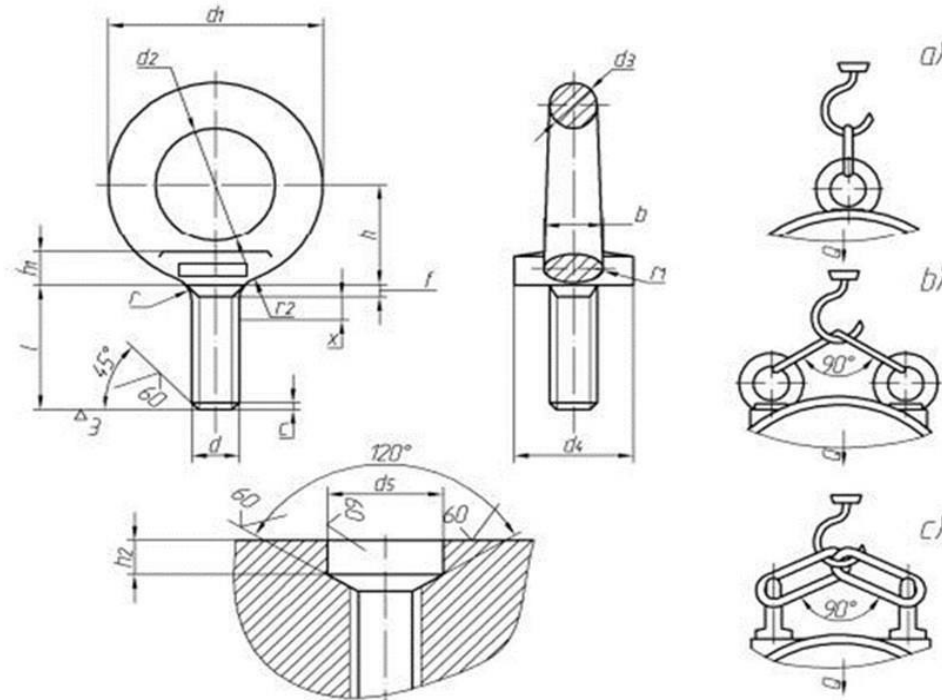
Tên gọi		Thông số	Giá trị	Đơn vị
Chiều dày	Thân hộp	$\delta$	9	mm
	Nắp hộp	$\delta_1$	8	mm
Đường kính	Bulông nền	$d_1$	16	mm
	Bulông cạnh ổ	$d_2$	12	mm
	Bulông ghép bích nắp và thân	$d_3$	10	mm
	Vít ghép nắp ổ	$d_4$	8	mm
	Vít ghép nắp cửa thăm	$d_5$	6	mm
Mặt bích ghép nắp và thân	Chiều dày bích thân hộp	$S_3$	16	mm
	Chiều dày bích nắp hộp	$S_4$	16	mm
	Bề rộng bích nắp và thân	$K_3$	37	mm
Kích thước gối trục	Đường kính ngoài và tâm lỗ vít	$D_{12}$	75	mm
		$D_{13}$	90	mm
		$D_{22}$	100	mm
		$D_{23}$	125	mm
	Bề rộng mặt ghép bulông cạnh ổ	$K_2$	45	mm
	Tâm lỗ bulông cạnh ổ	$C_1$	45	mm
		$C_2$	63	mm
Gân tăng cứng	Chiều dày	$e$	8	mm
	Chiều cao	$h$	< 58	mm

	Độ dốc		2°	
Mặt đế hộp	Chiều dày (không có phần lồi)	$S_1$	24	mm
	Bề rộng mặt đế hộp	$K_1$	48	mm
Khe hở giữa các chi tiết	Giữa bánh răng và thành trong hộp	$\Delta$	10	mm
	Giữa bánh răng lớn với đáy hộp	$\Delta_1$	24	mm
	Giữa mặt bên các bánh răng với nhau	$\Delta$	10	mm
Số lượng bulông nền		$Z$	4	



### Một số chi tiết phụ :

- Bulông vòng:
- Chức năng: để nâng và vận chuyển hộp giảm tốc (khi gia công, khi lắp ghép,...) nên nắp và thân thường lắp bulông vòng hoặc vòng móc.
- Với  $Re = 144,69 \text{ mm}$
- khối lượng hộp giảm tốc bánh răng côn  $Q = 60 \text{ kg}$

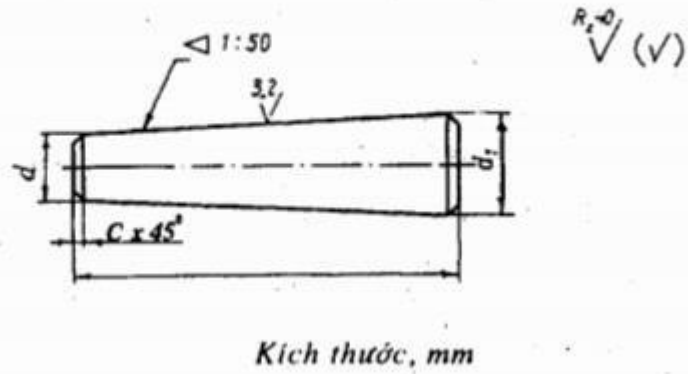


Ren d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	h	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	f	b	c	x	r	r <sub>1</sub>	r <sub>2</sub>	l
M8	36	20	8	20	13	18	6	5	2	10	1.2	2.5	-	4	4	18

### - Chốt định vị:

- Chức năng: khi xiết bulông không làm biến dạng vòng ngoài của ổ, do đó loại trừ được một trong nguyên nhân làm ổ chống bị hỏng. Chọn chốt định vị: chốt định vị hình côn

**Bảng 18-4b. Hình dạng và kích thước chốt định vị hình côn**

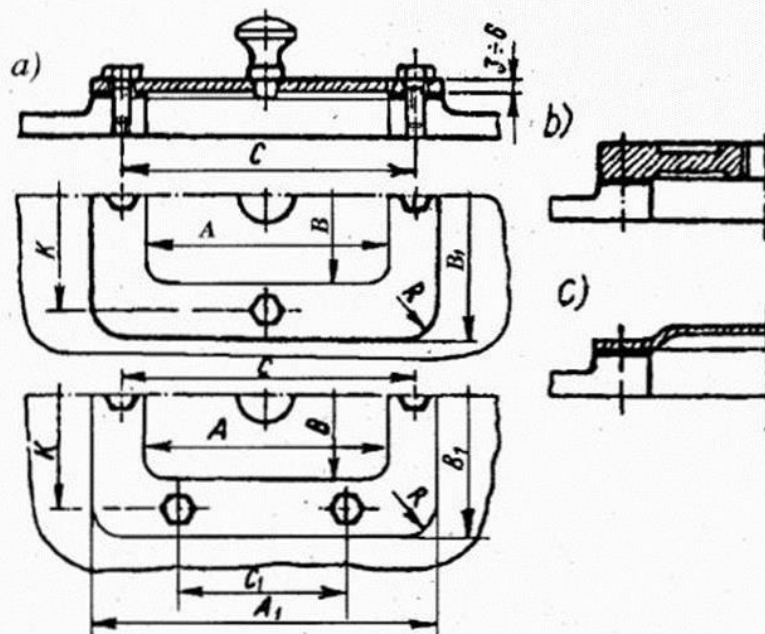


d	c	l
6	1	16...90

- Nắp quan sát:

Chức năng: để quan sát các tiết máy trong hộp khi lắp ghép và để đổ dầu vào hộp, trên đỉnh hộp có làm cửa thăm.

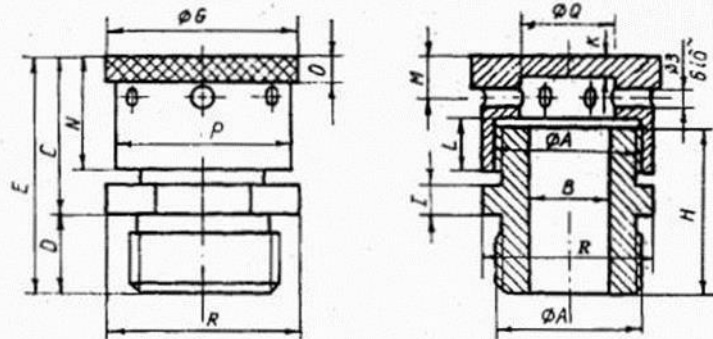
**Bảng 18-5. Kích thước nắp quan sát**



A	B	A <sub>1</sub>	B <sub>1</sub>	C	C <sub>1</sub>	K	R	Vít	Số lượng
100	75	150	100	125	-	87	18	M8x22	4

- Nút thông hơi:
- Chức năng: khi làm việc nhiệt độ trong hộp tăng lên. Để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và bên ngoài hộp, người ta dùng nút thông hơi.

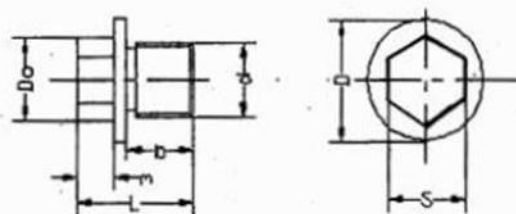
**Bảng 18-6. Hình dạng và kích thước nút thông hơi**



A	B	C	D	E	G	H	I	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
M27X	1	3	1	4	3	3	6	4	1	8	2	6	3	1	3	3
2	5	0	5	5	6	2			0		2		2	8	6	2

- Nút tháo dầu:
- Chức năng: sau một thời gian làm việc, dầu bôi trơn chứa trong hộp bị bẩn (do bụi bặm và do hạt mài), hoặc bị biến chất, do đó cần phải thay dầu mới. Để tháo dầu cũ, ở đáy hộp có lỗ tháo dầu. Lúc làm việc lỗ được bịt kín bằng nút tháo dầu.

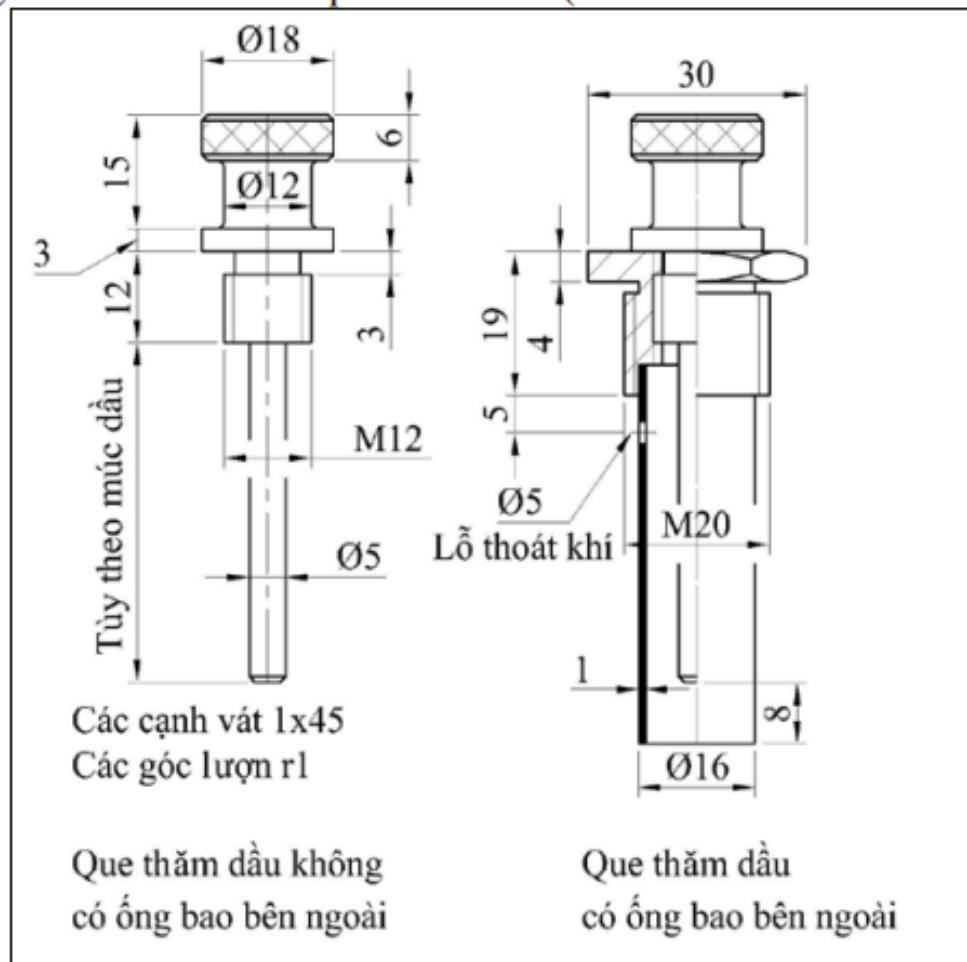
**Bảng 18-7. Hình dạng và kích thước nút tháo dầu trụ**



d	b	m	f	L	c	q	D	S	D <sub>0</sub>
M20x2	15	9	3	23	2	13.8	26	17	19.6

- Que thăm dầu:
- Chức năng: khi vận tốc bánh răng được ngâm trong dầu. Chiều cao mức dầu trong hộp được kiểm tra qua thiết bị chỉ dầu là que thăm dầu.

Bảng 17.7 Kích thước que thăm dầu (chi tiết số 11 hình 17.1)



**Tài liệu tham khảo:**

PGS. TS. Trịnh Chất – TS. Lê Văn Uyển (1999), Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 1, Nxb. Giáo dục Việt Nam, Tp. Hồ Chí Minh.

PGS. TS. Trịnh Chất – TS. Lê Văn Uyển (1999), Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí tập 2, Nxb. Giáo dục Việt Nam, Tp. Hồ Chí Minh.