

**ĐẠI HỌC QUỐC GIA TP HỒ CHÍ MINH**  
**ĐẠI HỌC BÁCH KHOA**



**BÁO CÁO**  
**ĐỒ ÁN HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG**  
**THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG THÙNG SẤY**

**LỚP :L08 --- HK211**

**NGÀY NỘP: 21/12/2021**

**Giáo viên hướng dẫn: Thân Trọng Khánh Đạt**

Sinh viên thực hiện	MSSV	Điểm số	Ký tên
Bùi Sinh Nguyên	1910385		
Phạm Trần Bá Ngọc	1914357		

Thành phố Hồ Chí Minh – 2021

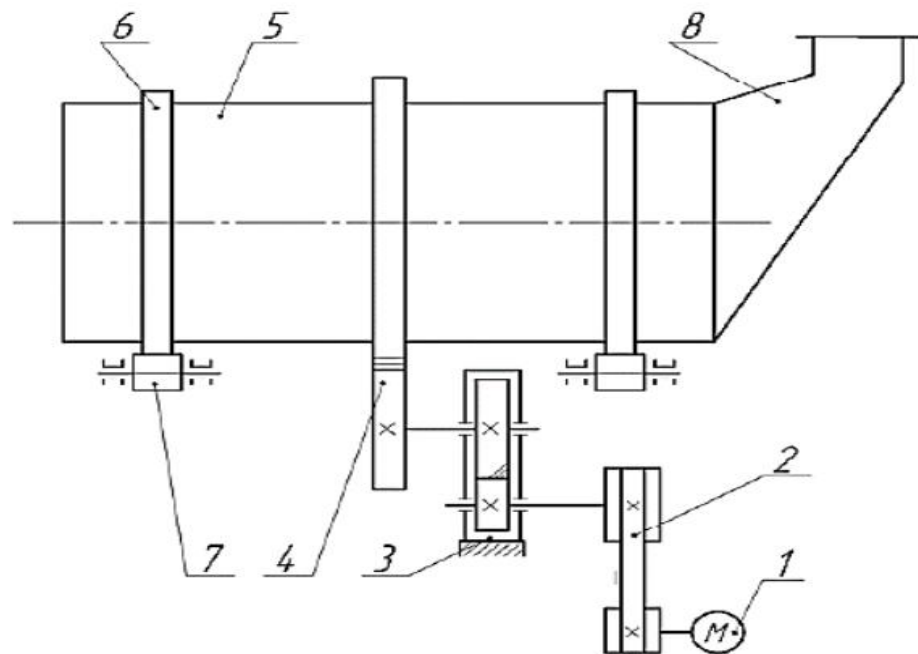
**Đồ án**  
**Hệ thống truyền động**  
**(ME3145)**

Học kỳ I / Năm học: 2021-2022

**ĐỀ TÀI**

**ĐỀ 15: THIẾT KẾ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG THÙNG SẤY**

Phương án số 15



**Hệ thống dẫn động gồm:**

- 1) Động cơ điện      2) Bộ truyền đai thang      3) Hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp  
4) Bộ truyền bánh răng      5) Thùng sấy      6,7) Con lăn      8) Nạp liệu

**Số liệu thiết kế:**

Công suất thùng sấy,  $P = 3,5 \text{ (kW)}$ :

Số vòng quay thùng sấy,  $n = 18 \text{ (vòng/phút)}$ :

Thời gian làm việc cho đến khi hỏng,  $L_h = 8000 \text{ (giờ)}$

Tải trọng tĩnh.

## **LỜI NÓI ĐẦU**

Chúng ta bắt gặp các hệ thống cơ khí ở mọi nơi, mọi thời điểm trong cuộc sống, nó đóng một vai trò vô cùng quan trọng trong việc cải thiện chất lượng cuộc sống: tăng năng suất lao động, hạn chế lao lực cho công nhân... Có thể thấy, các hệ thống cơ khí là một điều không thể thiếu cho sự phát triển của nền công nghiệp hiện đại. Vì vai trò quan trọng của nó, sinh viên theo học cần hiểu biết, nắm chắc, vận dụng tốt các kiến thức mình có để thiết kế và cải tiến các hệ thống cơ khí sao cho đạt hiệu quả tốt nhất.

Đồ án hệ thống truyền động là môn học cơ bản của ngành cơ khí, là môn có thể giúp sinh viên có cái nhìn cụ thể, thực tế hơn với các kiến thức và là cơ sở quan trọng để học các môn học khác sau này. Học tốt môn học này sẽ giúp cho sinh viên có thể hình dung ra được công việc tương lai, qua đó có cách nhìn đúng đắn hơn về con đường học tập đồng thời tăng thêm lòng nhiệt huyết, yêu nghề cho mỗi sinh viên. Đây là bước đầu giúp sinh viên tiếp xúc, làm quen với công việc thiết kế mà mỗi người kỹ sư cơ khí sẽ gắn cuộc đời mình vào đó

Đồ án hệ thống truyền động là môn học giúp sinh viên khoa Cơ khí tự tìm hiểu, bổ sung các kiến thức cần thiết để sử dụng trong thiết kế. Ngoài ra, môn học này còn giúp rèn luyện, nâng cao những kỹ năng mà sinh viên đã được học từ những năm trước như vẽ cơ khí, kỹ năng sử dụng phần mềm: Autocad, Autocad Mechanical, Autodesk Inventor... cùng với vận dụng những kiến thức trong những môn học nền tảng: Nguyên lý máy, Chi tiết máy, Dung sai và Kỹ thuật đo...

## **LỜI CẢM ƠN**

Trong quá trình thực hiện đồ án, em đã nhận được sự chỉ dẫn rất tận tình của thầy Thân Trọng Khánh Đạt cùng các bạn bè trong Khoa. Nhờ sự giúp đỡ của thầy và các bạn, em đã tiếp thu thêm được nhiều điều mới mẻ và khắc phục được nhiều thiếu sót của mình. Em xin chân thành gửi lời cảm ơn đến mọi người.

Vì đây là lần đầu em tính toán - thiết kế một hệ thống truyền động, cùng với kiến thức còn hạn hẹp nên chắc chắn sẽ mắc phải nhiều thiếu sót. Em rất mong nhận được sự góp ý chân thành từ phía thầy.

Sinh viên thực hiện

Phạm Trần Bá Ngọc - Bùi Sinh Nguyên

## MỤC LỤC

TÌM HIỂU HỆ THỐNG.....	5
CHƯƠNG 1. CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN.....	6
1 Chọn động cơ.....	6
1.1 Chọn hiệu suất các bộ truyền.....	6
1.2 Xác định công suất.....	6
1.3 Xác định số vòng quay sơ bộ.....	6
2 Phân phối tỉ số truyền.....	7
3 Lập bảng đặc tính.....	7
3.1 Tính toán công suất lên trục.....	7
3.2 Tính toán số vòng quay các trục.....	7
3.3 Tính toán momen xoắn trên các trục.....	7
CHƯƠNG 2. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC CHI TIẾT MÁY.....	9
1 Bộ truyền đai thang.....	9
1.1 Các thông số đã biết.....	9
1.2 Chọn loại đai thang.....	9
1.3 Tính toán các số liệu đai thang.....	9
2 Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.....	13
2.1 Các thông số đã biết.....	13
2.2 Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn.....	13
2.3 Tính toán thông số của bộ truyền.....	13
3 Bộ truyền trong hộp giảm tốc (bánh răng trụ nghiêng 1 cấp).....	17
3.1 Các thông số đã biết.....	17
3.2 Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn.....	17
3.3 Tính toán thông số của bộ truyền.....	17
4 Thiết kế trục.....	23
4.1 Lực tác dụng lên trục.....	23
4.2 Chọn vật liệu.....	23
4.3 Tính toán và thiết kế trục I.....	24
4.4 Tính toán và thiết kế trục II.....	29
5 Chọn then.....	33
6 Chọn ổ lăn.....	34
6.1 Tính chọn ổ lăn cho trục I.....	34
6.2 Tính chọn ổ lăn cho trục II.....	36
7 Tính toán kết cấu vỏ hộp và các chi tiết khác.....	38
7.1 Tính kết cấu vỏ hộp.....	38
7.2 Một số chi tiết phụ.....	41

<b>CHƯƠNG 3. BÔI TRƠN VÀ BẢNG DUNG SAI LẮP GHÉP.....</b>	<b>44</b>
1 Bôi trơn hộp giảm tốc.....	44
2 Dung sai lắp ghép.....	44
<b>TÀI LIỆU THAM KHẢO.....</b>	<b>46</b>

## TÌM HIỂU HỆ THỐNG

### **Giới thiệu chung về sấy:**

Trong thời đại công nghiệp hóa, hiện đại hóa ngày nay, sấy được xem là một quy trình công nghệ được ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực như trong công nghiệp, nông nghiệp và đời sống hằng ngày. Thiết bị sấy là một trong những thành tựu khoa học kỹ thuật của công nghệ sấy, được ứng dụng rộng rãi trong mọi mặt đời sống (công nghiệp thực phẩm, hóa chất, xây dựng...).

Tùy vào từng loại vật liệu, mục đích sử dụng, mà người ta dùng những cách sấy khác nhau như: sấy phun, sấy tầng sôi, sấy tiếp xúc... Và trong đồ án về hệ thống truyền động này, chúng em thiết kế về hệ thống truyền động sấy thùng quay.

### **Cấu tạo thân thùng sấy:**

Là một thùng dạng trụ tròn, được đặt ở góc nghiêng từ  $1-6^0$  so với mặt phẳng ngang. Thùng quay được do cơ cấu chuyển động vành lăn và con lăn chịu tải đồng thời thùng nhận truyền động của động cơ thông qua một hệ thống truyền động gồm có bộ truyền đai, hộp giảm tốc bánh răng trụ nghiêng, bộ truyền bánh răng. Cơ cấu chuyển động này giúp cho việc bảo trì, xử lý sự cố (nếu có) nhanh chóng và dễ dàng hơn. Ngoài ra còn có bộ phận nạp liệu là nơi để cung cấp vật liệu cần sấy.

### **Nguyên lý hoạt động:**

Nguyên liệu ẩm cần sấy sẽ được đưa vào máy từ đầu phía trên cao. Khi thiết bị sấy thùng quay bắt đầu quay tròn, dựa vào lực ly tâm, các cánh nâng bên trong sẽ làm nhiệm vụ vừa dẫn đường vừa đảo đều nguyên liệu. Nguyên liệu được tiếp xúc với khí nóng hoàn toàn và hơi ẩm được loại bỏ. Trong quá trình thùng quay, nguyên liệu sẽ được dịch chuyển từ phía trên đầu tới phía cuối của thùng sấy nhờ sự dẫn đường của cánh nâng cho đến khi đạt được độ khô cần thiết.

Ngoài ra, bên trong thùng cũng được thiết kế cho khả năng tỏa ra hơi nóng, nhiệt độ cao để làm tăng tốc độ bốc hơi nước bên trong nguyên liệu trong quá trình sấy, hoạt động như một chiếc máy sấy thông thường.

### **Ưu điểm:**

- Mức tiêu thụ năng lượng trên hầu hết các thiết bị sấy thùng khô thấp, tiết kiệm chi phí, năng lượng tỏa ra thấp nên thân thiện với môi trường, ít tạo ô nhiễm.
- Hệ thống máy sấy thùng quay liên tục cách thức vận hành dễ dàng, hoạt động trơn tru ổn định, tỷ lệ sự cố thấp, độ bền cao.
- Có thể sấy hiệu quả nhiều loại vật liệu như dăm gỗ, phân bón, mùn cưa, cát...
- Năng suất lớn hơn các phương pháp sấy khác, hệ thống máy nhỏ gọn và dễ ứng dụng tự động hóa trong công nghiệp...

### **Phạm vi ứng dụng:**

Hiện nay, hệ thống sấy thùng quay được sử dụng khá phổ biến tại nhiều địa phương trong nhiều lĩnh vực với mục đích gia tăng năng suất và đảm bảo chất lượng. Ở nước ta, hệ thống này chủ yếu được sử dụng để sấy các loại vật liệu dạng hạt cục hoặc bột hay chất rắn không đồng nhất như: cà phê, bã cá, thức ăn viên, phân hữu cơ, mùn rác,...

**CHƯƠNG 1. CHỌN ĐỘNG CƠ VÀ PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN****1 Chọn động cơ****1.1 Chọn hiệu suất các bộ truyền**

Hiệu suất của toàn bộ hệ thống:

$$\eta_{ch} = \eta_{dt} \times \eta_h \times \eta_{brt} \times \eta_{ol}^2 \times \eta_{cl} = 0,95 \times 0,97 \times 0,94 \times 0,99^2 \times 0,99 = 0,84$$

Trong đó:

- Hiệu suất bộ truyền đai thang :  $\eta_{dt} = 0,95$
- Hiệu suất bộ truyền bánh răng trụ nghiêng (hộp giảm tốc):  $\eta_h = 0,97$
- Hiệu suất bộ truyền bánh răng trụ thẳng (đề hỏ):  $\eta_{brt} = 0,94$
- Hiệu suất cặp ổ lăn và con lăn :  $\eta_{cl} = \eta_{ol} = 0,99$

**1.2 Xác định công suất**

$$\text{Công suất cần thiết động cơ : } P_{dcsb} = \frac{P_{tx}}{\eta_{ch}} = \frac{3,5}{0,84} = 4,167 \text{ kW}$$

**1.3 Xác định số vòng quay sơ bộ**

Tỷ số truyền sơ bộ các bộ truyền của hệ thống:

$$u_{ht} = u_{dt} \times u_h \times u_{brt} = 3 \times 3,5 \times 5 = 52,5$$

Trong đó:

- Tỷ số truyền của bộ truyền đai thang :  $u_{dt} = 3$
- Tỷ số truyền của hộp giảm tốc bánh răng trụ nghiêng 1 cấp:  $u_h = 3,5$
- Tỷ số truyền của bộ bánh răng trụ thẳng:  $u_{brt} = 5$

⇒ Tỷ số truyền của toàn bộ hệ thống:

Số vòng quay trên trục thùng sảy:  $n_{ts} = 18 \text{ vòng/phút}$

Số vòng quay sơ bộ của động cơ:  $n_{dcsb} = n_{ts} \times u_{ht} = 18 \times 72 = 945 \text{ vòng/phút}$

**➤ Chọn động cơ điện**

$$\text{Động cơ ta chọn thỏa điều kiện: } \begin{cases} P_{dc} \succ P_{dcsb} \\ n_{dc} \approx n_{dcsb} \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} P_{dc} \succ 4,167 \text{ kW} \\ n_{dc} \approx 945 \text{ vòng/phút} \end{cases}$$

Tra bảng P1.6(1), ta chọn động cơ kiểu DK.52-6:

Kiểu	Công suất (kW)	Số vòng quay (m/s)	Hệ số công suất	$\frac{T_{\max}}{T_{\text{dn}}}$	$\frac{T_k}{T_{\text{dn}}}$
DK.52-6	4,5	950	0,8	1,8	1,5

**2 Phân phối tỉ số truyền**

$$\text{Tỉ số truyền thực sự: } u_{ch} = \frac{n_{dc}}{n_{ts}} = \frac{950}{18} = 52,778$$

Ta chọn giữ nguyên tỷ số truyền của hộp giảm tốc :  $u_h = 3,5$  và tỷ số truyền của hệ bánh răng trụ răng thẳng  $u_{brt} = 5$ , ta tính lại tỷ số truyền bộ truyền đai thang:

$$u_h = \frac{u_{ch}}{u_h \times u_{brt}} = \frac{52,778}{3,5 \times 5} = 3,016$$

**3 Lập bảng đặc tính****3.1 Tính toán công suất lên trục**

$$P_{II} = \frac{P_{ts}}{n_{cl} \times n_{brt}} = \frac{3,5}{0,99 \times 0,94} = 3,761 \text{ kW}$$

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_{ol} \times \eta_h} = \frac{3,761}{0,99 \times 0,97} = 3,916 \text{ kW}$$

$$P_{DC} = P_{dcsb} = 4,167 \text{ kW}$$

**3.2 Tính toán số vòng quay các trục**

$$n_I = \frac{n_{dc}}{u_{dt}} = \frac{950}{3,016} = 315 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{u_h} = \frac{315}{3} = 105 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_{ts} = 18 \text{ (vòng/phút)}$$

**3.3 Tính toán momen xoắn trên các trục**

$$T_{DC} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_{DC}}{n_{dc}} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{4,167}{950} = 41889,316 \text{ (N.mm)}$$

$$T_I = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_I}{n_I} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{3,916}{315} = 118723,175 \text{ (N.mm)}$$

$$T_{II} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{3,716}{105} = 337979,048 \text{ (N.mm)}$$

$$T_{ts} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{P_{ts}}{n_{ts}} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{3,5}{18} = 1856944,444 \text{ (N.mm)}$$



## ▲ Bảng đặc tính động cơ:

	Động cơ	Trục I	Trục II	Thùng sấy
Công suất P (kW)	4,167	3,916	3,716	3,5
Tốc độ n (vòng/phút)	950	315	90	18
Tỷ số truyền u	$u_{dt} = 3,016$	$u_h = 3,5$	$u_{brt} = 5$	
Momen xoắn T (N.mm)	41889,316	118723,175	394308,889	1856944,444

**CHƯƠNG 2. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CÁC CHI TIẾT MÁY****1 Bộ truyền đai thang****1.1 Các thông số đã biết**

Tỷ số truyền của bộ truyền đai thang:  $u_{dt} = 3,016$

Công suất đầu vào  $P_1 = P_{BC} = 4,167 \text{ kW}$

Số vòng quay bánh đai dẫn:  $n_1 = n_{dc} = 950 \text{ vòng/phút}$

Số vòng quay bánh bị dẫn:  $n_2 = n_l = 315 \text{ vòng/phút}$

**1.2 Chọn loại đai thang**

Phụ thuộc vào công suất  $P_1 = 4,167 \text{ kW}$  và số vòng quay  $n_1 = 950 \text{ vòng/phút}$ , ta chọn đai thang loại B (bảng 4.13 [1])

$b_p$ (mm)	$b_o$ (mm)	$h$ (mm)	$y_0$ (mm)	$A$ (mm <sup>2</sup> )	Chiều dài giới hạn (mm)	$d_1$ (mm)
14	17	10,5	4	138	800-6300	140-280

**1.3 Tính toán các số liệu đai thang****➤ Tính toán đường kính và vận tốc 2 bánh đai**

Chọn đường kính bánh đai thang dẫn tính theo tiêu chuẩn ta có:  $d_1 = 180 \text{ mm}$

Vận tốc vòng trên bánh đai dẫn:  $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \times 180 \times 950}{60000} = 8,954 \text{ m/s}$

Chọn hệ số trượt tương đối đai và bánh đai:  $\xi = 0,01$

Đường kính bánh đai bị dẫn:  $d_2 = \frac{d_1 u}{(1-\xi)} = \frac{180 \times 3,016}{1-0,01} = 548,341 \text{ mm}$

⇒ Chọn kích thước theo tiêu chuẩn bảng 4.21 [1], ta có đường kính bánh đai thang bị dẫn tính theo thói trung hòa:  $d_2 = 560 \text{ mm}$

Vậy tỷ số truyền trung bình bộ truyền đai thang:  $u = \frac{d_2}{d_1} = \frac{560}{180} = 3,111$

Sai lệch với tỷ số truyền chọn trước là:  $\left| \frac{u - u_{dt}}{u_{dt}} \right| = \left| \frac{3,111 - 3,016}{3,016} \right| = 3,15\%$

(chọn vì  $u$  nằm trong phạm vi sai lệch cho phép 3-4%)

➤ **Tính toán khoảng cách trục, chiều dài dây đai và góc ôm đai:**

Xét điều kiện khoảng cách trục:

$$0,55(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2(d_1 + d_2)$$

$$\Leftrightarrow 0,55 \times (180 + 560) + 10,5 \leq a \leq 2 \times (180 + 560)$$

$$\Leftrightarrow 417,5 \leq a \leq 1480$$

Ta có thể chọn sơ bộ  $a = d_2 = 560 \text{ mm}$  khi  $u = 3,111$

Chiều dài tính toán dây đai:

$$L = 2a + \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} + \frac{\pi(d_2 - d_1)^2}{4a} = 2 \times 560 + \frac{\pi(560 + 180)}{2} + \frac{(560 - 180)^2}{4 \times 560} = 2346,85 \text{ mm}$$

Theo bảng 4.3 [1] ta chọn đai có chiều dài  $L = 2360 \text{ mm} = 2,36 \text{ m}$

$$\text{Số vòng chạy của đai trong một giây: } i = \frac{v}{L} = \frac{8,954}{2,36} = 3,794 \text{ s}^{-1} < [i] = 10 \text{ s}^{-1} \text{ (thỏa điều}$$

kiện kiểm tra đai về tuổi thọ)

➤ **Tính toán lại khoảng cách trục  $a$ :**

$$a = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}}{4} = \frac{1197,611 + \sqrt{1197,611^2 - 8 \times 190^2}}{4} = 566,969 \text{ mm}$$

Trong đó:

$$\bullet \lambda = L - \frac{\pi(d_2 + d_1)}{2} = 2360 - \frac{\pi \times (560 + 180)}{2} = 1197,611 \text{ mm}$$

$$\bullet \Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{560 - 180}{2} = 190 \text{ mm}$$

Góc ôm đai bánh đai nhỏ:

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \times \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \times \frac{560 - 180}{604,6} = 146,188^\circ > 120^\circ$$

➤ **Tính toán số dây đai:**

$$z \geq \frac{P_1 K_d}{[P_0] C_\alpha C_l C_u C_z} = \frac{4,167 \times 1}{3,116 \times 0,915 \times 0,95 \times 1,14 \times 1,011} = 1,27$$

Trong đó:

- $P_1$  là công suất trên trục bánh dẫn hay  $P_1 = P_{DC} = 4,167 \text{ kW}$ .
- $[P_0] = 3,116 \text{ kW}$ : Công suất cho phép, bảng 4.19[1] với vận tốc đai  $8,945 \text{ m/s}$ .
- $K_d = 1$ : Hệ số tải động, bảng 4.7[1].
- $C_\alpha = 1 - 0,0025(180 - \alpha_1) = 1 - 0,025 \times (180 - 146,188) = 0,915$ : Hệ số xét đến ảnh hưởng góc ôm đai.
- $C_u = 1,14$ : Hệ số xét đến ảnh hưởng tỷ số truyền  $u$ , bảng 4.17[1] ( $u = 3,111 > 3$ ).
- $C_z = 1$ : Chọn sơ bộ số dây đai trong khoảng 1-2 dây, bảng 4.18[1].

- $C_l = 1,011$ , bảng 4.16[1] với  $\frac{L}{L_0} = \frac{2360}{2240} = 1,054$ : Hệ số xét ảnh hưởng chiều dài đai.

Vậy ta chọn số dây đai  $z=2$  (thỏa điều kiện chọn sơ bộ đai)

➤ **Tính toán chiều rộng bánh đai :**

$$B = (z - 1)t + 2e = (2 - 1) \times 19 + 2 \times 12,5 = 44 \text{ mm}$$

Với số liệu trong bảng 4.21[1] với  $\varphi = 40^\circ$ .

Kí hiệu tiết diện đai	$H$	$h_0$	$t$	$e$	$d$	$b_t$
B	16	4,2	19	12,5	560	17,6

➤ **Tính toán lực căng ban đầu trên cả dây đai và lực tác dụng lên trục**

$$F = zF_0 = z \left( \frac{780 P_1 K_d}{v C_\alpha z} + F_v \right) = 425,6 \text{ N}$$

Trong đó:

- $F_v = q_m v^2$ : Lực do li tâm gây ra
- $q_m = 1,078 \text{ kg/m}$ , bảng 4.22[1]: Khối lượng 1 mét chiều dài đai thang B

➤ **Lực tác dụng lên trục:**

$$F_r = 2F_0 z \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \times 425,6 \times \sin\left(\frac{146,19}{2}\right) = 814,41 \text{ (N)}$$

## ▲ Bảng thông số bộ truyền đai thang

Thông số	Ký hiệu	Giá trị	Đơn vị
Dạng đai, loại đai	(-)	Đai thang loại thường, loại B	(-)
Tiết diện đai	$A$	138	$\text{mm}^2$
Số dây đai	$z$	2	dây
Khoảng cách trục	$a$	566,97	mm
Chiều dài đai	$L$	2360	mm
Góc ôm đai	$\alpha_1$	$146,19^0$	Độ ( $^0$ )
Số vòng đai chạy trong 1 giây	$i$	3,794	$s^{-1}$
Đường kính bánh đai dẫn	$d_1$	180	mm
Đường kính bánh đai bị dẫn	$d_2$	560	mm
Chiều rộng bánh đai B	$B$	44	mm
Lực căng trên dây đai	$F$	425,6	N
Lực tác dụng lên trục	$F_r$	814,41	N

**2 Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng****2.1 Các thông số đã biết**

Tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng:  $u_{brt} = 5$

Công suất đầu vào:  $P_I = P_{II} = 3,716 \text{ kW}$

Số vòng quay bánh đai dẫn:  $n_1 = n_{II} = 90 \text{ vòng/phút}$

Số vòng quay bánh bị dẫn:  $n_2 = n_{ts} = 18 \text{ vòng/phút}$

Momen xoắn trên trục bánh dẫn  $T_I = T_{II} = 394308,889 \text{ N.mm}$

Thời gian làm việc  $L_h = 8000 \text{ (giờ)}$

**2.2 Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn**

Theo bảng 6.13[2], ta chọn thép C45 được tôi cải thiện cho cả hai bánh răng. Ta có thông số cơ bản

Vật liệu	Nhiệt luyện	Độ rắn	$\sigma_{H\lim}^0$	$\sigma_{F\lim}^0$	$S_H$	$S_F$
C45	Tôi cải thiện hoặc thường hóa	HB 180-350	2HB+70	1,8HB	1,1	1,75

Đối với bánh bị dẫn, ta chọn độ rắn trung bình  $HB_1 = 280$

Đối với bánh bị dẫn ta chọn độ rắn trung bình  $HB_2 = 260$

**2.3 Tính toán thông số của bộ truyền.**

➤ **Xác định ứng suất uốn cho phép  $[\sigma_F]$  cho phép để thiết kế sơ bộ.**

- Số chu kì làm việc cơ sở:  $N_{F0} = N_{F01} = N_{F02} = 4 \times 10^6 \text{ chu kỳ}$

- Số chu kỳ làm việc tương đương:  $N_{FE} = 60cnL_h$

Trong đó:

- $c = 1$  là số lần ăn khớp của răng trong mỗi vòng quay.
- $n$ : số vòng quay tại bánh răng.
- $L_h = 8000$  giờ là tổng thời gian làm việc của cả hệ thống.

$$N_{FE1} = 60cn_1L_h = 60 \times 1 \times 90 \times 8000 = 43,2 \times 10^6 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{FE2} = 60cn_2L_h = 60 \times 1 \times 18 \times 8000 = 8,64 \times 10^6 \text{ chu kỳ}$$

- Giới hạn mỏi uốn:  $\sigma_{F\lim}^0 = 1,8HB$

$$\sigma_{F1\lim}^0 = 1,8HB_1 = 1,8 \times 280 = 504 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2\lim}^0 = 1,8HB_2 = 1,8 \times 260 = 468 \text{ MPa}$$

- Ứng suất uốn cho phép:  $[\sigma_F] = \sigma_{F\lim}^0 \frac{K_{FC} K_{FL}}{S_F}$

Trong đó:

- $K_{FC} = 1$ : Hệ số xét đến tải trọng.
- $K_{FL1} = 1$ : Hệ số tuổi thọ của bánh răng dẫn theo ứng suất uốn ( $N_{FE1} > N_{F01}$ ).
- $K_{FL2} = 1$ : Hệ số tuổi thọ của bánh răng bị dẫn theo ứng suất uốn ( $N_{FE2} > N_{F02}$ ).

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{F1\lim}^0 \frac{K_{FC} K_{FL1}}{S_F} = 504 \times \frac{1 \times 1}{1,75} = 288 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{F2\lim}^0 \frac{K_{FC} K_{FL2}}{S_F} = 468 \times \frac{1 \times 1}{1,75} = 267,4 \text{ MPa}$$

Chọn:  $[\sigma_F] = [\sigma_{F2}] = 267,4 \text{ MPa}$

➤ **Xác định các thông số cơ bản của bộ truyền**

- Chọn số răng bánh dẫn và bị dẫn

Ta chọn  $z_1 = 42$  răng, khi đó  $z_2 = 42 \times 5 = 210$  răng

- Hệ số dạng răng  $Y_F$

Đối với bánh dẫn:  $Y_{F1} = 3,47 + \frac{13,2}{z_1} = 3,47 + \frac{13,2}{42} = 3,78$

Đối với bánh bị dẫn:  $Y_{F2} = 3,47 + \frac{13,2}{z_2} = 3,47 + \frac{13,2}{210} = 3,53$

- Đặc tính số sánh độ bền các bánh răng (độ bền uốn)

Bánh dẫn:  $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{257,143}{3,78} = 68,03$

Bánh bị dẫn:  $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{234,514}{3,43} = 68,37$

Ta tính toán thiết kế theo bánh dẫn có độ bền thấp hơn

- Môđun bánh răng tính theo độ bền uốn

$$m = 1,4 \times \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_{F1}}{z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}} = 1,4 \times \sqrt[3]{\frac{394308,889 \times 1,01 \times 3,78}{42^2 \times 0,36 \times 267,4}} = 2,9 \text{ mm}$$

Trong đó:

- $\psi_{bm} = 15$ : Hệ số phụ thuộc vào vị trí bánh răng và độ bền răn, bảng 6.16[2].
- $\psi_{bd} = \frac{\psi_{bm}}{z_1} = \frac{15}{42} = 0,36$ : Hệ số chiều rộng vành răng

**GVHD: THÂN TRỌNG KHÁNH ĐẠT**

- $K_{F\beta} = 1,01$ : Hệ số phân bố không đều tải trọng theo ứng suất uốn bảng 6.4[2]

Do yêu cầu về tính thiết kế hệ thống truyền cần bánh răng bị dẫn lớn nên theo tiêu chuẩn ta chọn mô đun  $m = 4$  mm

➤ **Tính toán thông số cơ bản bộ truyền bánh răng trụ**

- Đường kính vòng chia:  $d_1 = z_1 m = 42 \times 4 = 168$  mm  
 $d_2 = z_2 m = 210 \times 4 = 840$  mm
- Khoảng cách trục:  $a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{4 \times (42 + 210)}{2} = 504$  mm
- Chiều cao răng:  $h = 2,25m = 2,25 \times 4 = 9$  mm
- Khe hở hướng kính:  $c = 0,25m = 0,25 \times 4 = 1$  mm
- Bán kính góc lượng chân răng:  $p = m/3 = 4/3$  mm
- Đường kính vòng đỉnh:  $d_{a1} = d_1 + 2m = 168 + 2 \times 4 = 176$  mm  
 $d_{a2} = d_2 + 2m = 840 + 2 \times 4 = 848$  mm
- Chiều rộng vành răng:  $b_2 = \psi_{bd} d_1 = 0,36 \times 168 = 60,48 \approx 60$  mm  
 $b_1 = b_2 + 5 = 60 + 5 = 65$  mm
- Góc ăn khớp bằng góc biên dạng răng:  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$
- Vận tốc vòng bánh răng:  $v_1 = \frac{\pi n_1 d_1}{60000} = \frac{\pi \times 90 \times 168}{60000} = 0,791$  m/s
- Theo bảng 6.3[2] ta chọn cấp chính xác 9 với  $v_{gh} = 3$  m/s

➤ **Tính toán kiểm nghiệm độ bền uốn: (theo bánh dẫn)**

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 Y_{F1} K_{F\beta} K_{Fv}}{d_1 b_1 m} = \frac{2 \times 394308,889 \times 3,78 \times 1,01 \times 1,11}{168 \times 65 \times 4} = 76,51 \text{ MPa}$$

Ta tra bảng 6.5[2] có hệ số uốn  $K_{Fv} = 1,11$

Vậy thiết kế thỏa điều kiện bền:  $\sigma_{F1} \leq [\sigma_F] = 267,4$  MPa



## ▲ Bảng thông số truyền bánh răng trụ răng thẳng

Thông số hình học	Giá trị	Đơn vị
Momen xoắn	394308,889	Nmm
Tỷ số truyền	5	
Số vòng quay bánh dẫn	90	Vòng/phút
Khoảng cách trục	504	mm
Môđun	4	mm
Số răng	$z_1 = 42$ $z_2 = 210$	răng
Góc nghiêng răng	0	độ
Đường kính vòng chia	$d_1 = 168$ $d_2 = 840$	mm
Đường kính vòng đỉnh	$d_{a1} = 176$ $d_{a2} = 848$	mm
Chiều rộng vành răng	$b_1 = 65$ $b_2 = 60$	mm
Vận tốc vòng	0,791	m/s

**3 Bộ truyền trong hộp giảm tốc (bánh răng trụ nghiêng 1 cấp)**

Với bộ truyền kín (hộp giảm tốc) được bôi trơn tốt thì dạng hỏng chủ yếu là tróc rỗ bề mặt răng và ta tiến hành tính toán thiết kế theo ứng suất tiếp xúc

**3.1 Các thông số đã biết**

- Tỷ số truyền của hộp giảm tốc:  $u_h = 3,5$
- Công suất đầu vào:  $P_3 = P_{II} = 3,916 \text{ kW}$
- Số vòng quay bánh đai dẫn:  $n_1 = n_I = 315 \text{ vòng/phút}$
- Số vòng quay bánh bị dẫn:  $n_2 = n_{II} = 90 \text{ vòng/phút}$
- Momen xoắn trên trục bánh dẫn  $T_1 = T_I = 118723,175 \text{ N.mm}$
- Thời gian làm việc  $L_h = 8000 \text{ giờ}$

**3.2 Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn**

Theo bảng 6.13[2], ta chọn thép C45 được tôi cải thiện cho cả hai bánh răng. Ta có thông số cơ bản

Vật liệu	Nhiệt luyện	Độ rắn	$\sigma_{H\text{lim}}^0$	$\sigma_{F\text{lim}}^0$	$S_H$	$S_F$
C45	Tôi cải thiện hoặc thường hóa	HB 180-350	2HB+70	1,8HB	1,1	1,75

Đối với bánh bị dẫn, ta chọn độ rắn trung bình  $HB_1 = 280$

Đối với bánh bị dẫn ta chọn độ rắn trung bình  $HB_2 = 260$

**3.3 Tính toán thông số của bộ truyền**

➤ **Xác định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép để thiết kế sơ bộ.**

- Số chu kì làm việc cơ sở:

$$N_{HO1} = 30HB_1^{2,4} = 30 \times 280^{2,4} = 2,24 \times 10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{HO2} = 30HB_2^{2,4} = 30 \times 260^{2,4} = 1,88 \times 10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{F0} = N_{F01} = N_{F02} = 4 \times 10^6 \text{ chu kỳ}$$

- Số chu kỳ làm việc tương đương:  $N_{FE} = N_{HE} = 60cnL_h$

Trong đó:

- $c = 1$  là số lần ăn khớp của răng trong mỗi vòng quay
- $n$ : số vòng quay tại bánh răng
- $L_h = 8000 \text{ giờ}$  là tổng thời gian làm việc của cả hệ thống

$$N_{FE1} = N_{HE1} = 60cn_1L_h = 60 \times 1 \times 315 \times 8000 = 151,2 \times 10^6 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{FE2} = N_{HE2} = 60cn_2L_h = 60 \times 1 \times 90 \times 8000 = 43,2 \times 10^6 \text{ chu kỳ}$$

**GVHD: THÂN TRỌNG KHÁNH ĐẠT**

- Giới hạn mỏi tiếp xúc :  $\sigma_{H\lim}^0 = 2HB + 70$

$$\sigma_{H1\lim}^0 = 2HB_1 + 70 = 2 \times 280 + 70 = 630 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{H2\lim}^0 = 2HB_2 + 70 = 2 \times 260 + 70 = 590 \text{ MPa}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép :

$$[\sigma_{H1}] = \sigma_{H1\lim}^0 \frac{K_{HL1}}{S_H} = 630 \times \frac{1}{1,1} = 572,73 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \sigma_{H2\lim}^0 \frac{K_{HL2}}{S_H} = 590 \times \frac{1}{1,1} = 536,36 \text{ MPa}$$

Trong đó:

- $K_{HL1} = 1$ : Hệ số tuổi thọ của bánh răng dẫn theo ứng suất tiếp xúc vì  $N_{HE1} > N_{H01}$
- $K_{HL2} = 1$ : Hệ số tuổi thọ của bánh răng bị dẫn theo ứng suất tiếp xúc vì  $N_{HE2} > N_{H02}$

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{572,73 + 536,36}{2} = 554,55 \text{ MPa}$$

(Thỏa vì  $[\sigma_H] < 1,25[\sigma_{H2}] = 1,25 \times 536,36 = 670,45 \text{ MPa}$ )

- Giới hạn mỏi uốn:  $\sigma_{F\lim}^0 = 1,8HB$

$$\sigma_{F1\lim}^0 = 1,8HB_1 = 1,8 \times 280 = 504 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2\lim}^0 = 1,8HB_2 = 1,8 \times 260 = 468 \text{ MPa}$$

- Ứng suất uốn cho phép :  $[\sigma_F] = \sigma_{F\lim}^0 \frac{K_{FC} K_{FL}}{S_F}$

Trong đó:

- $K_{FC} = 1$ : Hệ số xét đến tải trọng.
- $K_{FL1} = 1$ : Hệ số tuổi thọ của bánh răng dẫn theo ứng suất uốn ( $N_{FE1} > N_{F01}$ ).
- $K_{FL2} = 1$ : Hệ số tuổi thọ của bánh răng bị dẫn theo ứng suất uốn ( $N_{FE2} > N_{F02}$ ).

$$[\sigma_{F1}] = \sigma_{F1\lim}^0 \frac{K_{FC} K_{FL1}}{S_F} = 504 \times \frac{1 \times 1}{1,75} = 288 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = \sigma_{F2\lim}^0 \frac{K_{FC} K_{FL2}}{S_F} = 468 \times \frac{1 \times 1}{1,75} = 267,4 \text{ MPa}$$

$$\text{Chọn: } [\sigma_F] = \frac{[\sigma_{F1}] + [\sigma_{F2}]}{2} = \frac{288 + 267,4}{2} = 277,7 \text{ MPa}$$

➤ **Tính toán sơ bộ khoảng cách trục:**

$$a_w = K_\alpha (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u \psi_{ba}}} = 43 \times (3,5 + 1) \sqrt[3]{\frac{118723 \times 1,045}{554,55^2 \times 3,5 \times 0,4}} = 127,81 \text{ mm}$$

Trong đó:

- $K_\alpha = 43$  : Hệ số phụ thuộc vào vật liệu cặp bánh răng và loại răng, bảng 6.5[1].
- $T_1 = 118723(\text{Nmm})$  : Momen xoắn trên bánh dẫn.
- $u = 3,5$  : Tỷ số truyền hộp giảm tốc.
- $[\sigma_H] = 498,182 \text{ MPa}$  : Ứng suất tiếp xúc cho phép hộp giảm tốc.
- $\psi_{ba} = 0,4$  : Hệ số phụ thuộc vị trí bánh răng và độ rắn bề mặt, bảng 6.6[1].
- $K_{H\beta} = 1,045$  : Hệ số ảnh hưởng phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành đai, bảng 6.7[1] (với  $\psi_{bd} = 0,53\psi_{ba}(u+1) = 0,53 \times 0,4 \times (3,5+1) = 0,954$ ).

Chọn đường kính trục:  $a_w = 160 \text{ mm}$

➤ **Xác định môđun**

$$m = (0,01 \div 0,02)a_w = (0,01 \div 0,02) \times 160 = 1,6 \div 3,2$$

Ta chọn  $m = 2,5$

➤ **Xác định số răng và góc nghiêng răng**

- Từ điều kiện  $20^\circ \geq \beta \geq 8^\circ$

$$\begin{aligned} \Rightarrow \frac{2a_w \cos 8^\circ}{m(u+1)} \geq z_1 \geq \frac{2a_w \cos 20^\circ}{m(u+1)} &\Leftrightarrow \frac{2 \times 160 \times \cos 8^\circ}{2,5(3,5+1)} \geq z_1 \geq \frac{2 \times 160 \times \cos 20^\circ}{2,5(3,5+1)} \\ &\Leftrightarrow 28,16 \geq z_1 \geq 26,73 \end{aligned}$$

Ta chọn  $z_1 = 27$  răng

- Số răng bánh bị dẫn :  $z_2 = z_1 u = 27 \times 3,5 = 94,5$  răng.

Ta chọn  $z_2 = 95$  răng

- Tỷ số truyền được tính lại :  $u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{95}{27} = 3,518$

- Góc nghiêng răng:  $\beta = \arccos \left[ \frac{m(z_2 + z_1)}{2a_w} \right] = \arccos \left[ \frac{2,5 \times (27 + 95)}{2 \times 160} \right] = 17,6^\circ$

(Bỏ qua sự dịch chỉnh bánh răng)

➤ **Tính toán thông số hình học cơ bản bộ truyền (bảng 6.11[1])**

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \times 27}{\cos 17,6^\circ} = 70,81 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng chia:

$$d_2 = \frac{mz_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \times 95}{\cos 17,6^\circ} = 249,16 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đỉnh:  $d_{a1} = d_1 + 2m = 70,81 + 2,5 \times 2 = 75,81 \approx 76 \text{ mm}$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 249,16 + 2,5 \times 2 = 254,16 \approx 254 \text{ mm}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 70,81 - 2,5 \times 2,5 = 64,56 \approx 64,6 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng đáy:  $d_{f2} = d_2 - 2,5m = 249,16 - 2,5 \times 2,5 = 242,91 \approx 243 \text{ mm}$

- Góc ăn khớp:  $\alpha_t = \arctan\left(\frac{\tan \alpha}{\cos \beta}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 17,6^\circ}\right) = 20,9^\circ$

- Chiều rộng vành răng:  $b_w = \psi_{bd} d_1 = 0,954 \times 70,81 = 67,55 \approx 68 \text{ mm}$

- Vận tốc vòng bánh răng:  $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \times 70,81 \times 315}{60000} = 1,17 \text{ m/s}$

➤ **Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:**

- Ta chọn cấp chính xác là 9, bảng 6.13[1] ( $v < 4 \text{ m/s}$ )

- Ứng suất tiếp xúc mặt răng phải thỏa điều kiện sau:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{Hv} (u+1)}{b_w u d_{w1}^2}}$$

$$\sigma_H = 274 \times 1,68 \times 0,78 \sqrt{\frac{2 \times 118723,175 \times 1,045 \times 1,13 \times 1,01 \times (3,5+1)}{68 \times 3,5 \times 70,81^2}} = 369,2 \text{ MPa}$$

Trong đó :

- $Z_M = 274$  : Hệ số kể tới cơ tính của vật liệu, bảng 6.5[1].
- $Z_H = 1,68$  : Hệ số liên quan tới hình dạng bề mặt tiếp xúc bảng 6.12[1].
- $\varepsilon_b = \frac{b_w \sin \beta}{m\pi} = \frac{68 \times \sin 17,6}{2,5 \times \pi} = 2,62$  : Hệ số trùng khớp dọc.
- $\varepsilon_a = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{27} + \frac{1}{95} \right) \right] \times \cos(17,6^\circ) = 1,65$  Hệ số trùng khớp ngang.
- $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a}} = \sqrt{\frac{1}{1,65}} = 0,78$  : Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng: (với  $\varepsilon_b = 1,61 > 1$ ).
- $K_{H\alpha} = 1,13$  : Hệ số phân bố không đều tải trọng, bảng 6.14[1].
- $K_{Hv} = 1,01$  : Hệ số kể đến sự phân bố tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp, bảng P2.3[1].
- $K_{H\beta} = 1,045$  : Hệ số ảnh hưởng phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành đai, bảng 6.7[1].

Vậy thỏa mãn điều kiện bền tiếp xúc:  $\sigma_H < [\sigma_H] = 554,55 \text{ MPa}$

➤ **Kiểm nghiệm độ bền uốn:**

- Ứng suất uốn phải thỏa điều kiện sau:

$$\sigma_F = \frac{2TK_F Y_\varepsilon Y_\beta Y_F}{b_w dm} = \frac{2TK_{F\beta} K_{F\alpha} K_{FV} Y_\varepsilon Y_\beta Y_F}{b_w dm} \leq [\sigma_F]$$

Trong đó:

- $K_{F\beta} = 1,1$ : Hệ số phân bố không đều tải trọng theo ứng suất uốn, bảng 6.7[1].
- $K_{F\alpha} = 1,37$ : Hệ số phân bố không đồng đều tải trọng cho các đôi răng, bảng 6.14[1].
- $K_{FV} = 1,04$ : Hệ số kể đến tải trọng động trong vùng ăn khớp, bảng P2.3[1].
- $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = 0,625$ : Hệ số kể về sự trùng khớp của răng với  $\varepsilon_\alpha = 1,6$
- $Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ} = 1 - \frac{12,84^\circ}{140^\circ} = 0,908$ : Hệ số kể về nghiêng của răng
- $Y_{F1} = 3,9$   
 $Y_{F2} = 3,61$ : Hệ số dạng răng phụ thuộc vào số răng tương đương, theo bảng 6.18[1].

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{23}{\cos^3 12,89^\circ} = 24,83 \approx 25$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{81}{\cos^3 12,84^\circ} = 87,446 \approx 80$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \times 118723,175 \times 1,62 \times 0,625 \times 0,87 \times 3,9}{65,925 \times 55,26 \times 2,5} = 89,56 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}] = 257,143 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} Y_{F2}}{Y_{F1}} = \frac{89,56 \times 3,61}{3,9} = 82,9 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}] = 234,514 \text{ MPa}$$

Vậy thiết kế thỏa điều kiện bền uốn

## ▲ Bảng thông số của hộp giảm tốc bánh răng nghiêng 1 cấp

Thông số hình học	Giá trị	Đơn vị
Momen xoắn	118723,175	Nmm
Tỷ số truyền	3,5	
Số vòng quay bánh dẫn	315	Vòng/phút
Khoảng cách trục	160	mm
Môđun	2,5	mm
Số răng	$z_1 = 27$ $z_2 = 95$	răng
Góc nghiêng răng	17,6	độ
Đường kính vòng chia	$d_1 = 70,81$ $d_2 = 249,16$	mm
Đường kính vòng đỉnh	$d_{a1} = 76$ $d_{a2} = 254$	mm
Đường kính vòng đáy	$d_{f1} = 64,6$ $d_{f2} = 243$	mm
Chiều rộng vành răng	$b_w = 68$	mm
Vận tốc vòng	1,17	m/s
Góc ăn khớp	20,9	độ

## 4 Thiết kế trục

### 4.1 Lực tác dụng lên trục

#### ➤ Bộ truyền đai

Lực bộ truyền đai thang tác dụng lên trục I:  $F_r = 818,414\text{N}$

#### ➤ Hộp giảm tốc

Lực pháp tuyến nằm trong mặt pháp và phân tích thành ba thành phần: lực vòng  $F_t$ , lực dọc trục  $F_a$  và lực hướng tâm  $F_r$

$$\text{Lực vòng: } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_I}{d_1} = \frac{2 \times 118723,175}{70,81} = 3353,29 \text{ N}$$

$$\text{Lực hướng tâm: } F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \frac{\tan \alpha_t}{\cos \beta} = 3353,29 \times \frac{\tan 20,9^\circ}{\cos 17,6^\circ} = 1343,38 \text{ N}$$

$$\text{Lực dọc trục: } F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \tan \beta = 3353,29 \times \tan 17,6^\circ = 1063,73 \text{ N}$$

#### ➤ Bộ bánh răng

Lực pháp tuyến trên mặt phẳng pháp được phân tích thành 2 thành phần: lực vòng và lực hướng tâm

$$\text{Lực vòng: } F_{t3} = F_{t4} = \frac{2T_{II}}{d_{w1}} = \frac{2 \times 394308,889}{168} = 4694,15 \text{ N}$$

$$\text{Lực hướng tâm: } F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \tan \alpha_w = 4694,15 \times \tan 20^\circ = 1708,53 \text{ N}$$

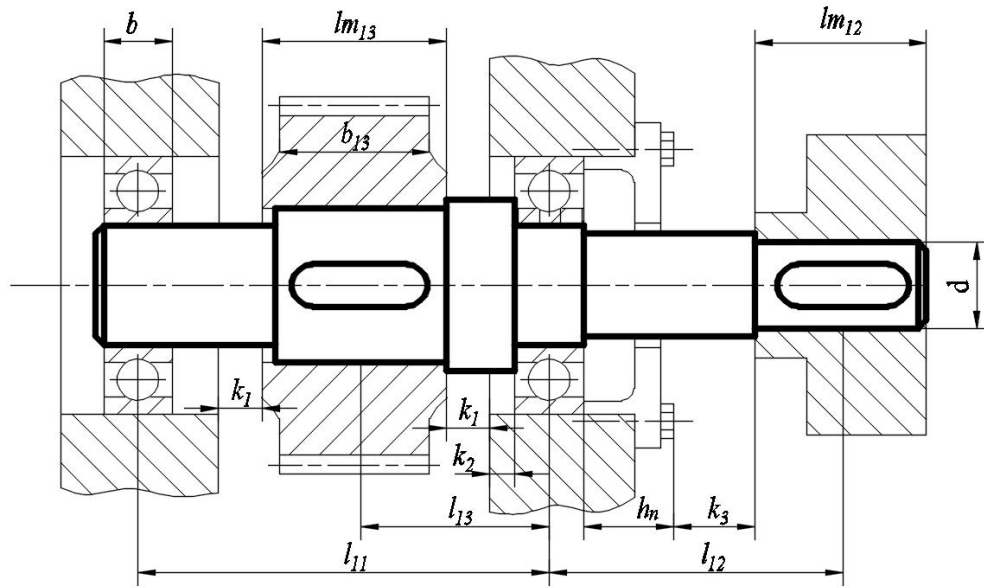
### 4.2 Chọn vật liệu

Với vật liệu trục là thép C35 có thể lấy  $[\tau] = 20..30\text{MPa}$ , trị số nhỏ đối trục vào HGT, trị số lớn – trục ra HGT. Bảng 10.1[2] ta có các thông số

Đường kính trục	Độ rắn không nhỏ hơn	$\sigma_b$ , MPa	$\sigma_{ch}$ , MPa	$\tau_{ch}$ , MPa	$\sigma_{-1}$ , MPa	$\tau_{-1}$ , MPa
$\leq 100$	$\geq 187$	510	304	167	255	128



## 4.3 Tính toán và thiết kế trục I



## ➤ Tính sơ bộ trục:

- Đường kính sơ bộ trục theo công thức:  $d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_l}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{118723,175}{0,2 \times 20}} = 30,962 \text{ mm}$

Ta chọn  $d_1 = 32 \text{ mm}$

- Xác định khoảng cách các gối đỡ và điểm đặt lực:

Chọn chiều rộng ổ lăn, bảng 10.2[1]:  $b_1 = 20 \text{ mm}$

Chiều dài mayo bánh đai:  $l_{m12} = 1,5d_1 = 1,5 \times 32 = 48 \text{ mm}$

Chiều dài mayo bánh răng trụ:  $l_{m13} = b_w = 68 \text{ mm}$

- Chọn các khoảng cách trong bảng 10.3[1]

Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp:  $k_1 = 10$

Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp:  $k_2 = 10$

Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ:  $k_3 = 15$

Chiều cao nắp ổ và đầu bulông:  $h_n = 15$

- Chọn các khoảng cách trong bảng 10.4[1]

Khoảng cách bánh đai đến gối đỡ gần nhất:

$$l_{12} = \frac{l_{m12} + b_1}{2} + k_3 + h_n = \frac{48 + 20}{2} + 15 + 15 = 64 \text{ mm}$$

Khoảng cách bánh răng đến ổ lăn:

$$l_{13} = 0,5(l_{m13} + b_w) + k_1 + k_2 = \frac{68 + 20}{2} + 10 + 10 = 64 \text{ mm}$$

Khoảng cách hai ổ đỡ:  $l_{11} = 2l_{13} = 2 \times 64 = 128 \text{ mm}$

➤ **Vẽ biểu đồ momen uốn và xoắn:**

- Trong mặt phẳng thẳng đứng Ozy:

• Phương trình cân bằng momen:  $M_{XA} = 0$

$$-R_{By}l_{11} + F_{r1}l_{13} + F_{a1}\frac{d_{br1}}{2} - F_Nl_{12} = 0$$

$$-R_{By} \times 128 + 1343,38 \times 64 + 1063,73 \times \frac{70,86}{2} - 818,41 \times 64 = 0$$

$$R_{By} = 556,92 \text{ N}$$

• Phương trình cân bằng lực:

$$-R_{Ay} - R_{By} + F_{r1} + F_N = 0$$

$$R_{Ay} = F_{r1} + F_N - R_{By} = 1343,38 + 818,41 - 556,92 = 1604,87 \text{ N}$$

- Trong mặt phẳng thẳng đứng Ozx:

• Phương trình cân bằng momen:

$$-R_{Bx}l_{11} + F_{t1}l_{13} = 0$$

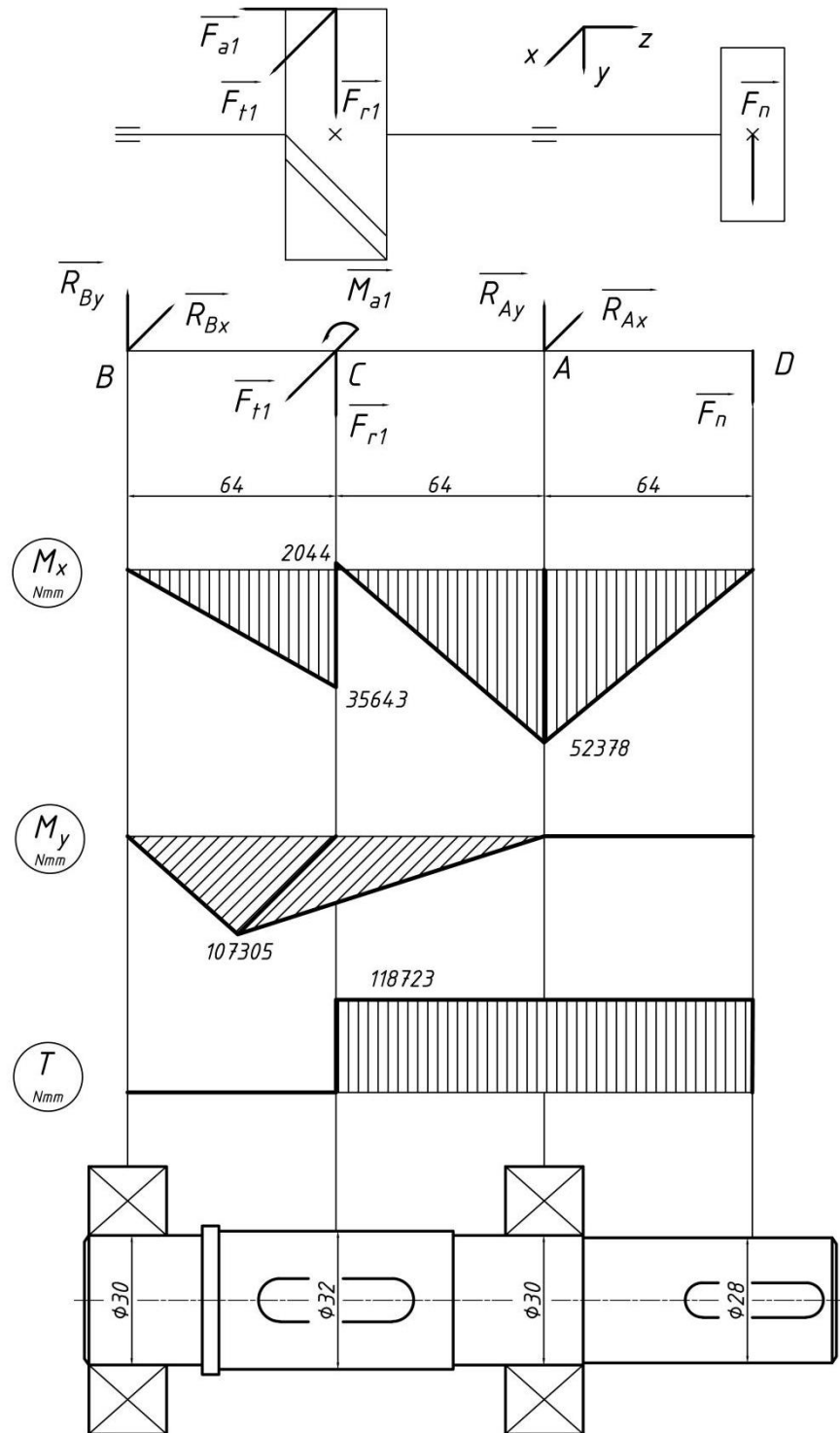
$$-R_{Bx} \times 128 + 3353,29 \times 64 = 0$$

$$R_{Bx} = 1676,645 \text{ N}$$

• Phương trình cân bằng lực:

$$R_{Ax} + R_{Bx} - F_r - F_{t1} = 0$$

$$R_{Ax} = -(R_{Bx} - F_r - F_{t1}) = -(1676,645 - 3353,29) = 1676,645 \text{ N}$$



➤ **Tính toán chính xác tiết diện trục tại các điểm nguy hiểm**

- Tiết diện nguy hiểm nhất tại vị trí bánh răng ,bảng 10.5[1] ta chọn ứng suất cho phép của trục I là 58 MPa:

- Momen tương ứng với tại chi tiết:  $M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75T^2}$

- Đường kính trục tại vị trí  $d = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}}$

Ký hiệu \ Vị trí	A	B	C	D
$M_{td}$ (Nmm)	115389	0	152827	102817
$d$ (mm)	27,09	0	29,76	26,07

- Xuất phát từ yêu cầu về độ bền lắp ghép và công nghệ ta chọn độ đường kính đoạn trục như sau:

$d_A$ (mm)	$d_B$ (mm)	$d_C$ (mm)	$d_D$ (mm)
30	30	32	28

➤ **Tính kiểm nghiệm độ bền mỏi:**

- Xét tiết diện nguy hiểm tại C là vị trí bánh răng nên có rãnh then với đường kính 32mm, bảng 9.1[1]:

- Momen cản uốn và xoắn bảng 10.6[1]

$$W_j = \frac{\pi d_c^3}{32} - \frac{bt_1(d_c - t_1)^2}{2d_c} = \frac{\pi \times 32^3}{32} - \frac{10 \times 5 \times (32 - 5)^2}{2 \times 32} = 2647,46$$

$$W_{oj} = \frac{\pi d_c^3}{16} - \frac{bt_1(d_c - t_1)^2}{2d_c} = \frac{\pi \times 32^3}{16} - \frac{10 \times 5 \times (32 - 5)^2}{2 \times 32} = 5864,45$$

- Hệ số an toàn chỉ xét theo ứng suất pháp và theo ứng suất tiếp:

$$s_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma j} \sigma_{aj} + \psi_{\sigma} \sigma_{mj}} ; s_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau j} \tau_{aj} + \psi_{\tau} \tau_{mj}}$$

Trong đó:

- $\sigma_{-1} = 255 \text{ MPa}$  :Giới hạn mỏi uốn.

- $\tau_{-1} = 128 \text{ MPa}$  :Giới hạn mỏi xoắn.

- $\sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_C}{W_j} = \frac{\sqrt{61703^2 + 80828^2}}{2647,46} = 38,41 \text{ MPa}$  biên độ của ứng suất pháp ở C.

- $\sigma_{mj} = 0$  :Trị số trung bình của ứng suất pháp tại tiết diện C.

- $\tau_{aj} = \tau_{mj} = \frac{T_C}{2W_{oj}} = \frac{118723}{2 \times 5864,45} = 10,123 \text{ MPa}$  :Biên độ , trị số trung bình ứng suất

tiếp C.

- $\psi_\sigma = 0,05; \psi_\tau = 0$  :Trị số các hệ số ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, bảng 10.7[1].

- $K_X = 1,2$  :Trị số của hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt bảng 10.8[1](gia công trên máy tiện ).

- $K_Y = 1$  :Trị số của hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt bảng 10.9[1](không dùng phương pháp gia công bề mặt).

- $K_\sigma = 1,38, K_\tau = 1,37$  :Hệ số tập trung ứng suất rãnh then, bảng 10.12[1](cắt bằng dao phay ngón).

- Hệ số kích thước, bảng 10.10[1]:  $\varepsilon_\sigma = 0,88; \varepsilon_\tau = 0,81$

$$K_{\sigma j} = \left( \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_X - 1 \right) \frac{1}{K_Y} = \left( \frac{1,38}{0,88} + 1,325 - 1 \right) \frac{1}{1} = 1,89$$

$$K_{\tau j} = \left( \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_X - 1 \right) \frac{1}{K_Y} = \left( \frac{1,37}{0,81} + 1,325 - 1 \right) \frac{1}{1} = 2,01$$

$$s_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma j} \sigma_{aj} + \psi_\sigma \sigma_{mj}} = \frac{255}{1,89 \times 38,41 + 0,05 \times 0} = 3,51$$

$$s_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau j} \tau_{aj} + \psi_\tau \tau_{mj}} = \frac{128}{2,01 \times 10,123 + 0 \times 10,123} = 6,29$$

- Hệ số an toàn tính toán:  $s_j = \frac{s_{\sigma j} s_{\tau j}}{\sqrt{s_{\sigma j}^2 + s_{\tau j}^2}} = \frac{3,51 \times 6,29}{\sqrt{3,51^2 + 6,29^2}} = 3,065$

Nhận xét: Ta có hệ số an toàn cho phép :  $[s] = 1,5 \div 2,5 \leq s_j$  nên thỏa điều kiện an toàn về độ bền mỏi.

#### ➤ Kiểm nghiệm trực về độ bền tĩnh

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{0,1d^3} = \frac{M_C}{0,1d^3} = \frac{\sqrt{M_{Cx}^2 + M_{Cy}^2}}{0,1d^3} = \frac{\sqrt{61703^2 + 80828^2}}{0,1 \times 32^3} = 31,03 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T_{\max}}{0,2d^3} = \frac{118723}{0,2 \times 32^3} = 18,12 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{31,03^2 + 3 \times 18,12^2} = 44,13 \text{ MPa}$$

Ứng suất cho phép khi quá tải  $[\sigma_{td}] = 0,8\sigma_{ch} = 0,8 \times 304 = 243,2 \text{ MPa} > \sigma_{td}$

→ Thỏa kiểm nghiệm độ bền tĩnh

#### 4.4 Tính toán và thiết kế trục II

➤ **Tính sơ bộ trục:**

- Đường kính sơ bộ trục theo công thức:  $d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{T_H}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{394308,889}{0,2 \times 30}} = 40,354 \text{ mm}$

Ta chọn:  $d_2 = 42 \text{ mm}$

Chọn chiều rộng ổ lăn, bảng 10.2[1]:  $b_2 = 25 \text{ mm}$

Chiều dài mayo bánh răng trụ răng thẳng:  $l_{m12} = b_1 = 65 \text{ mm}$

Chiều dài mayo bánh răng trụ răng nghiêng:  $l_{m13} = b_w = 68 \text{ mm}$

- Chọn các khoảng cách đầu mút trong bảng 10.3[1]:

Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp:  $k_1 = 10 \text{ mm}$

Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp  $k_2 = 10 \text{ mm}$

Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ:  $k_3 = 15 \text{ mm}$

Chiều cao nắp ổ và đầu bulông:  $h_n = 15 \text{ mm}$

- Chọn các khoảng cách đầu mút trong bảng 10.4[1]:

Khoảng cách bánh răng trụ ngoài đến ổ gần nhất:

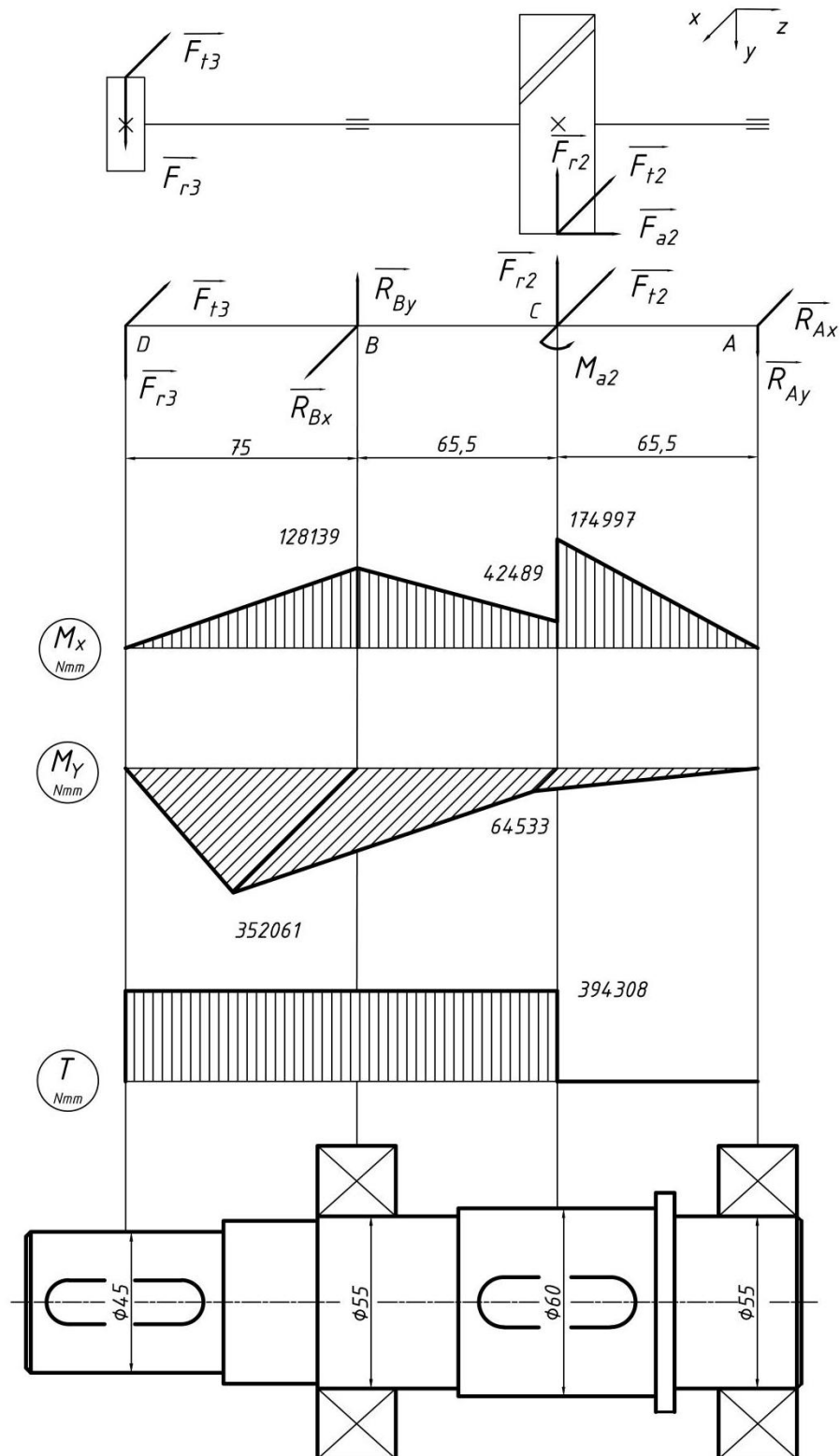
$$l_{12} = \frac{l_{m12} + b_1}{2} + k_3 + h_n = \frac{65 + 25}{2} + 15 + 15 = 75 \text{ mm}$$

Khoảng cách bánh răng đến ổ lăn:

$$l_{13} = 0,5(l_{m13} + b_0) + k_1 + k_2 = \frac{68 + 25}{2} + 10 + 10 = 66,5 \text{ mm}$$

Khoảng cách hai ổ đỡ:  $l_{11} = 2l_{13} = 2 \times 66,5 = 133 \text{ mm}$

➤ Vẽ biểu đồ momen uốn và xoắn:



- Trong mặt phẳng thẳng đứng zy, phương trình cân bằng momen:  $M_{x4} = 0$

$$-R_{By}l_{11} + F_{r3}(l_{12} + l_{11}) - F_{r2}(l_{13}) + F_{a2} \frac{d_{br2}}{2} = 0$$

$$-R_{By} \times 133 + 1708,53 \times (75 + 133) - 1343,38 \times 66,5 + 1063,73 \times \frac{249,16}{2} = 0$$

$$R_{By} = 2996,68 \text{ N}$$

- Phương trình cân bằng lực:

$$F_{r3} + R_{Ay} - R_{By} - F_{r2} = 0$$

$$R_{Ay} = -F_{r3} + R_{By} + F_{r2} = -1708,53 + 2996,68 + 1343,38 = 2631,53 \text{ N}$$

- Trong mặt phẳng thẳng đứng zx, phương trình cân bằng momen:

$$R_{Bx}l_{11} - F_{t3}(l_{11} + l_{12}) - F_{t2}l_{13} = 0$$

$$R_{Bx} \times 133 - 4694,15 \times (75 + 133) - 3353,29 \times 66,5 = 0$$

$$R_{Bx} = 9017,87 \text{ N}$$

- Phương trình cân bằng lực:

$$-R_{Ax} + R_{Bx} - F_{t3} - F_{t2} = 0$$

$$R_{Ax} = R_{Bx} - F_{t3} - F_{t2} = 9017,87 - 4694,15 - 3353,29 = 970,43 \text{ N}$$

➤ **Tính toán chính xác tiết diện trục tại các điểm nguy hiểm**

- Nguy hiểm nhất tại vị trí ổ trục B, bảng 10.5[1] ta chọn ứng suất cho phép của trục II là 40 MPa:

- Momen tương ứng với tại chi tiết:  $M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + 0,75T^2$

- Đường kính trục tại vị trí  $d = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}}$

Ký hiệu \ Vị trí	A	B	C	D
$M_{td} \text{ (Nmm)}$	0	506927	389098	341480
$d \text{ (mm)}$	0	50,229	45,99	44,03

- Xuất phát từ yêu cầu về độ bền lắp ghép và công nghệ ta chọn độ đường kính đoạn trục như sau:

$d_A \text{ (mm)}$	$d_B \text{ (mm)}$	$d_C \text{ (mm)}$	$d_D \text{ (mm)}$
55	55	60	45

➤ **Tính kiểm nghiệm độ bền mỏi:**

- Xét tiết diện nguy hiểm tại B là vị trí ổ trục đường kính 55 mm, bảng 9.1[1]

- Momen cản uốn và xoắn bảng 10.6[1]

$$W_j = \frac{\pi d_B^3}{32} = \frac{\pi \times 55^3}{32} = 16333; W_{oj} = \frac{\pi d_B^3}{16} = \frac{\pi \times 55^3}{16} = 32667$$



- Hệ số an toàn chỉ xét theo ứng suất pháp và theo ứng suất tiếp:

$$s_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma j} \sigma_{aj} + \psi_{\sigma} \sigma_{mj}}; s_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau j} \tau_{aj} + \psi_{\tau} \tau_{mj}}$$

Trong đó:

- $\sigma_{-1} = 255 \text{ MPa}$  :Giới hạn mỏi uốn.
- $\tau_{-1} = 128 \text{ MPa}$  :Giới hạn mỏi xoắn.
- $\sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_B}{W_j} = \frac{\sqrt{269093^2 + 739329^2}}{16333} = 48,167 \text{ MPa}$  :Biên độ của ứng suất pháp tại tiết diện nguy hiểm B.
- $\sigma_{mj} = 0$  :Trị số trung bình của ứng suất pháp tại tiết diện C.
- $\tau_{aj} = \tau_{mj} = \frac{T_B}{2W_{oj}} = \frac{394308}{2 \times 32667} = 6,03 \text{ MPa}$  :Biên độ và trị số trung bình ứng suất tiếp tại tiết diện nguy hiểm B.
- $\psi_{\sigma} = 0,05; \psi_{\tau} = 0$  :Trị số các hệ số ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, bảng 10.7[1].
- $K_{\sigma} = 1,2$  :Trị số của hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt bảng 10.8[1](gia công trên máy tiện ).
- $K_{\tau} = 1,7$  :Trị số của hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt bảng 10.9[1](thâm cacbon).
- $K_{\sigma} = 1,85, K_{\tau} = 1,4$  :Hệ số tập trung ứng suất góc lượn, bảng 10.12[1].
- $\varepsilon_{\sigma} = 0,81; \varepsilon_{\tau} = 0,76$  :Hệ số kích thước, bảng 10.10[1].

$$K_{\sigma j} = \left( \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} + K_{\sigma} - 1 \right) \frac{1}{K_Y} = \left( \frac{1,85}{0,81} + 1,2 - 1 \right) \frac{1}{1,7} = 1,46$$

$$K_{\tau j} = \left( \frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} + K_{\tau} - 1 \right) \frac{1}{K_Y} = \left( \frac{1,4}{0,76} + 1,2 - 1 \right) \frac{1}{1,7} = 1,2$$

$$s_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma j} \sigma_{aj} + \psi_{\sigma} \sigma_{mj}} = \frac{255}{1,46 \times 48,167 + 0,05 \times 0} = 3,63$$

$$s_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau j} \tau_{aj} + \psi_{\tau} \tau_{mj}} = \frac{128}{1,2 \times 6,03 + 0 \times 6,04} = 17,69$$

- Hệ số an toàn tính toán:

$$s_j = \frac{s_{\sigma j} s_{\tau j}}{\sqrt{s_{\sigma j}^2 + s_{\tau j}^2}} = \frac{3,63 \times 17,69}{\sqrt{3,63^2 + 17,69^2}} = 3,56$$

Nhận xét: hệ số an toàn cho phép :  $s_j > [s] = 2,5$  nên thỏa điều kiện an toàn về độ bền mỏi.

➤ **Kiểm nghiệm trực về độ bền tĩnh**

$$\sigma = \frac{M_{\max}}{0,1d^3} = \frac{M_B}{0,1d_B^3} = \frac{\sqrt{M_{Bx}^2 + M_{By}^2}}{0,1d_B^3} = \frac{\sqrt{269093^2 + 739329^2}}{0,1 \times 55^3} = 47,283 \text{ MPa}$$

$$\tau = \frac{T_{\max}}{0,2d^3} = \frac{394308}{0,2 \times 55^3} = 11,850 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = \sqrt{47,283^2 + 3 \times 11,850^2} = 53,386 \text{ MPa}$$

$$\text{Ứng suất cho phép khi quá tải } [\sigma_{td}] = 0,8\sigma_{ch} = 0,8 \times 304 = 243,2 \text{ MPa} > \sigma_{td}$$

→ Thỏa điều kiện độ bền tĩnh.

**5 Chọn then**➤ **Chọn then cho các tiết diện trục có mối ghép then:**

Dựa theo kích thước tiêu chuẩn và bảng 9.1a [1], ta chọn then cho các trục như sau:

Trục	Đường kính d	Chiều dài then $l_t$	Kích thước then		Chiều sâu rãnh		Bán kính góc lượn	
			b	h	$t_1$	$t_2$	min	max
I	28	32	8	7	4	2,8	0,16	0,25
	32	56	10	8	5	3,3	0,25	0,4
II	45	45	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4
	60	56	18	11	7	4,4	0,25	0,4

➤ **Kiểm nghiệm then theo ứng suất dập:**

$$\text{Điều kiện bền dập có dạng sau: } \sigma_d = \frac{2T}{dl_t(h-t_1)} \leq [\sigma_d]$$

Tra bảng 9.5 [1], ta có  $[\sigma_d] = 150 \text{ MPa}$

Sử dụng công thức và các số liệu đã chọn, ta tính được các ứng suất dập như sau:

Trục	d	$l_t$	h	$t_1$	T	$\sigma_d$
I	28	32	7	4	118723,175	88,34
	32	56	8	5	118723,175	44,17
II	45	45	14	5,5	394308,889	111,27
	60	56	18	7	394308,889	58,68

Từ bảng tính toán trên, ta thấy ứng suất dập của các then đều nhỏ hơn ứng suất dập cho phép  $[\sigma_d] = 150 \text{ MPa}$

Vậy các then được chọn đều thỏa mãn điều kiện bền dập.

➤ **Kiểm nghiệm then theo ứng suất cắt:**

Điều kiện bền cắt có dạng sau:  $\tau_c = \frac{2T}{dl_t b} \leq [\tau_c]$

Với then bằng vật liệu thép, ta có  $[\tau_c] = 60 \div 90 \text{ MPa}$

Sử dụng công thức và các số liệu đã chọn, ta tính được các ứng suất cắt như sau:

Trục	$d$	$l_t$	$b$	$T$	$\tau_c$
II	28	32	8	118723,175	33,13
	32	56	10	118723,175	13,25
III	45	45	14	394308,889	27,82
	60	56	18	394308,889	13,04

Vậy các then được chọn đều thỏa mãn điều kiện bền cắt

**6 Chọn ổ lăn****6.1 Tính chọn ổ lăn cho trục I**➤ **Chọn loại ổ lăn**

- Các thông số đầu vào:

Số vòng quay:  $n_1 = 315$  vòng/phút.

Phản lực tại các gối:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1676,645^2 + 1604,87^2} = 2320,94 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1676,645^2 + 556,92^2} = 1766,56 \text{ N}$$

Vì  $F_{rA} > F_{rB}$  nên ta tính toán để chọn ổ A.

Đường kính ngõng trục:  $d = 30 \text{ mm}$

Lực dọc trục:  $F_{a1} = 1063,73 \text{ N}$

$$\text{Ta có } \frac{F_{a1}}{F_{rA}} = \frac{1063,73}{2320,94} = 0,46 > 0,3$$

$\Rightarrow$  chọn sử dụng ổ bi đỡ - chặn

Với kết cấu và đường kính ngõng trục 30 mm, ta chọn ổ với các thông số: (DIN 268-1:2008).

Kí hiệu	$d$ , mm	$D$ , mm	$B$ , mm	$r$ , mm	$r_1$ , mm	$C$ , kN	$C_0$ , kN	$\alpha$
7306B	30	72	19	1	0,6	35500	22100	40

➤ **Chọn cấp chính xác**

Ta chọn theo tiêu chuẩn:

Cấp chính xác: 0

Độ đảo hướng tâm: 20

Giá thành tương đối: 1

➤ **Kiểm tra ổ theo khả năng tải động:**

- Khả năng tải động  $C_d$  được tính theo công thức:  $C_d = Q\sqrt[n]{L}$

Trong đó:

- $Q$  : Tải trọng quy ước.
- $L$  : Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay .
- $L_h = 10^4$  giờ : trị số tuổi thọ của ổ.
- $L = \frac{60L_h n}{10^6} = \frac{60 \times 10^4 \times 315}{10^6} = 189$  triệu vòng
- $m=3$ :Bậc đường cong mỗi khi thử nghiệm về ổ lăn.

- Xác định tải trọng động quy ước:

Đối với ổ bi đỡ - chặn:  $Q = (XVF_r + YF_a)k_t k_d$

Trong đó:

- $F_r$  và  $F_a$ : Tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục.
- $V = 1$ : Hệ số kể đến vòng nào quay.
- $k_t = 1$ : Hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ.
- $k_d = 1$ : Hệ số kể đến đặc tính tải trọng, bảng 11.3[1].
- $X$ : Hệ số tải trọng hướng tâm.
- $Y$ : Hệ số tải trọng dọc trục .

Tra bảng 11.4 với  $\alpha = 26^\circ$  ta có  $e = 0,68$  .

- Xác định lực dọc trục:

Tổng lực dọc trục ngoài là:  $F_{at} = F_{a1} = 1063,73$  N

Gọi ổ bi bên trái là ổ B, ổ bên phải là ổ A, lực dọc trục có hướng từ ổ A đến ổ B.

$$F_{sA} = eF_{rA} = 0,68 \times 2320,94 = 1578,24 \text{ N}$$

$$F_{sB} = eF_{rB} = 0,68 \times 1766,56 = 1201,26 \text{ N}$$

$$F_{aA} = F_{sB} - F_{at} = 1201,26 - 1063,73 = 137,53 \text{ N}$$

$$F_{aB} = F_{sA} + F_{at} = 1578,24 + 1063,73 = 2641,97 \text{ N}$$

Vì  $F_{aA} < F_{sA}$  nên  $F_{aA} = F_{sA} = 1578,24$  N

$$\text{Đối với ổ A: } \frac{F_{aA}}{VF_{rA}} = \frac{1578,24}{1 \times 2320,94} = 0,68 = e$$

Bảng 11.4[1], ta được :  $X = 1$ ;  $Y = 0$

$$Q_A = (1 \times 1 \times 2320,94 + 0 \times 1578,24) \times 1 \times 1 = 2320,94 \text{ N}$$

$$\text{Đối với ổ B: } \frac{F_{aB}}{VF_{rB}} = \frac{2641,97}{1 \times 1766,56} = 1,49 > e = 0,68$$

Bảng 11.4[1], ta được:  $X = 0,41$ ;  $Y = 0,87$

$$Q_B = (0,41 \times 1 \times 1766,56 + 0,87 \times 2641,97) \times 1 \times 1 = 3028,02 \text{ N}$$

Vì  $Q_A < Q_B$  nên ta dùng  $Q = Q_B = 3028,02 \text{ N}$  để tính toán.

$$C_d = 3028,02 \times \sqrt[3]{189} = 17377 \text{ N}$$

Vậy thỏa mãn điều kiện tải động  $C_d < C = 25600 \text{ N}$

➤ **Kiểm nghiệm ổ theo khả năng tải tĩnh:**

Điều kiện tải tĩnh của ổ:  $Q_t = X_0 F_r + Y_0 F_a \leq C_0$

Với:  $X_0 = 0,5$ ;  $Y_0 = 0,37$ , theo bảng 11.6.

$$Q_{tA} = 0,5 \times 2320,94 + 0,37 \times 1578,24 = 1744,42 < F_{rA} = 2320,94 \text{ (N)}$$

$$Q_{tB} = 0,5 \times 1766,56 + 0,37 \times 2641,97 = 1860,81 > F_{rB} = 1766,56 \text{ (N)}$$

Chọn:  $Q_{tA} = F_{rA} = 3427,389 \text{ N} < C_o = 18170 \text{ N}$

$$Q_{tB} = 4304,21 < C_o = 18170 \text{ N}$$

Vậy thỏa mãn điều kiện tải tĩnh.

## 6.2 Tính chọn ổ lăn cho trục II.

➤ **Chọn loại ổ lăn.**

- Các thông số đầu vào:

Số vòng quay:  $n_1 = 90$  vòng/phút

Phản lực tại các gối:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{970,43^2 + 2631,53^2} = 2804,76 \text{ N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{9017,87^2 + 2996,68^2} = 9502,74 \text{ N}$$

$F_{rB} > F_{rA}$ , cho nên ta chọn tính toán để chọn ổ trục B.

Đường kính ngõng trục:  $d = 60 \text{ mm}$

Lực dọc trục:  $F_{a2} = 1063,73 \text{ N}$

$$\frac{F_{a2}}{F_{rB}} = \frac{1063,73}{9502,74} = 0,112$$

Ta có:

=> Ta chọn ổ đỡ.

Với kết cấu và đường kính ngõng trục 55 mm, ta chọn ổ với các thông số (DIN 625 T1:1989).

Kí hiệu	$d$ , mm	$D$ , mm	$B$ , mm	$r$ , mm	Đường kính bi	$C$ , N	$C_o$ , N
6311	55	120	29	3,0	20,64	56000	42600

➤ **Chọn cấp chính xác**

Cấp chính xác: 0

**GVHD: THÂN TRỌNG KHÁNH ĐẠT**

Độ đảo hướng tâm: 20

Giá thành tương đối: 1

➤ **Kiểm nghiệm ổ theo khả năng tải động:**

- Khả năng tải động  $C_d$  được tính theo công thức:  $C_d = Q\sqrt{L}$

Trong đó:

- $Q$ : Tải trọng quy ước.
- $L$ : Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay.
- $L_h = 10.10^3$  giờ: trị số tuổi thọ của ổ.
- $L = \frac{L_h 60n}{10^6} = \frac{10 \times 10^3 \times 60 \times 90}{10^6} = 54$  triệu vòng
- $m = 3$ : Bậc đường cong mỗi khi thử nghiệm về ổ lăn.

- Xác định tải trọng động quy ước:

Đối với ổ bi đỡ:

$$Q = (XVF_r + YF_a)k_tk_d$$

Trong đó:

- $F_r$ : Tải trọng hướng tâm
- $F_a$ : Tải trọng dọc trục
- $V = 1$ : Hệ số kể đến vòng nào quay:
- $k_t = 1$ : Hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ
- $k_d = 1$ : Hệ số kể đến đặc tính tải trọng, bảng 11.3[1]
- $X$ : Hệ số tải trọng hướng tâm
- $Y$ : Hệ số tải trọng dọc trục

Tra bảng 11.4 với  $\frac{iF_a}{C_o} = \frac{1063,73}{42600} = 0,025$ , ta chọn  $e = 0,21$

- Xác định lực dọc trục:

Tổng lực dọc trục ngoài là:  $F_{at} = F_{a2} = 1063,73\text{N}$

Gọi ổ bi bên trái là ổ B, ổ bên phải là ổ A, lực dọc trục có hướng từ ổ A đến ổ B

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{970,43^2 + 2631,53^2} = 2804,761\text{N}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{9017,87^2 + 2996,68^2} = 9502,74\text{N}$$

$$F_{sA} = eF_{rA} = 0,2 \times 2804,761 = 560,952\text{N}$$

$$F_{sB} = eF_{rB} = 0,2 \times 9502,74 = 1900,54\text{N}$$

$$F_{aA} = F_{sB} + F_{at} = 1900,54 + 1063,73 = 2964,27\text{N}$$

$$F_{aB} = F_{sA} - F_{at} = 560,952 - 1063,73 = -502,778\text{N}$$

Vì  $F_{aA} > F_{sA}$  nên  $F_{aA} = F_{sA} = 2964,27\text{N}$

Vì  $F_{aB} < F_{sB}$  nên  $F_{aB} = F_{sB} = 1900,54\text{N}$

Đối với ổ B:  $\frac{F_{aB}}{VF_{rB}} = \frac{1900,54}{1 \times 9502,74} = 0,2 < e = 0,21$

Bảng 11.4[1], ta được:  $X = 1$ ;  $Y = 0$

$$Q_B = (1 \times 1 \times 9502,74 + 0 \times 1900,54) \times 1 \times 1 = 9502,74 \text{ N}$$

Đối với ổ A:  $\frac{F_{aA}}{VF_{rA}} = \frac{2964,27}{1 \times 2804,761} = 1,06 > e = 0,21$

Bảng 11.4[1], ta được:  $X = 0,56$ ;  $Y = 2,06$

$$Q_A = (0,56 \times 1 \times 2804,761 + 2,06 \times 2964,27) \times 1 \times 1 = 7677,062 \text{ N}$$

$Q_A < Q_B$  nên ta dùng  $Q = Q_B = 9502,74 \text{ N}$  để tính toán

- Kết luận:  $C_d = 9502,74 \sqrt[3]{54} = 35918,106 \text{ N} < C = 56000 \text{ N}$  (thỏa mãn điều kiện tải động)

### ➤ Kiểm nghiệm ổ theo khả năng tải tĩnh:

- Điều kiện tải tĩnh của ổ:  $Q_t = X_0 F_r + Y_0 F_a \leq C_0$

Với:  $X_0 = 0,6$ ;  $Y_0 = 0,5$ , bảng 11.6.

$$Q_{tA} = 0,6 \times 2804,761 + 0,5 \times 2964,27 = 3164,99 \text{ N} > F_{rA} = 2804,761 \text{ N}$$

$$Q_{tB} = 0,6 \times 9502,74 + 0,5 \times 1900,54 = 6651,914 \text{ N} < F_{rB} = 9502,74 \text{ N}$$

Chọn:  $Q_{tA} = 3164,99 \text{ N} < C_0 = 42600 \text{ N}$

$$Q_{tB} = F_{rB} = 9502,74 < C_0 = 42600 \text{ N}$$

Do đó thỏa mãn điều kiện tải tĩnh

## 7 Tính toán kết cấu vỏ hộp và các chi tiết khác

### 7.1 Tính kết cấu vỏ hộp

- Vỏ hộp của hộp giảm tốc có nhiệm vụ đảm bảo vị trí tương đối giữa các bộ chi tiết và bộ phận máy, tiếp nhận tải trọng do các chi tiết lắp trên vỏ truyền tới, đựng dầu bôi trơn và bảo vệ các chi tiết tránh bụi bặm
- Chỉ tiêu cơ bản của hộp giảm tốc là độ cứng cao và khối lượng nhỏ, vì vậy vật liệu nên dùng của hộp giảm tốc là GX15-32
- Các kích thước cơ bản của vỏ hộp
- Các kích thước cơ bản của vỏ hộp được trình bày trong bảng dưới đây, trong đó:
  - Khoảng cách trục hộp giảm tốc của hệ thống bánh răng trụ răng nghiêng:  $A = 160 \text{ mm}$
  - Đường kính ngoài của ổ trục I:  $D_{nl} = 72 \text{ mm}$
  - Đường kính ngoài của ổ trục II:  $D_{nII} = 120 \text{ mm}$

Tên gọi	Biểu thức tính sơ bộ	Giá trị x số lượng (nếu có)
Chiều dày thành thân hộp	$e_1 = 0,025A + 1$	8

Chiều dày thành nắp hộp	$e_2 = 0,02A + 1$	8
Chiều dày gân tăng cứng	$e_3 = e_2$	8
Chiều dày mặt bích	$e_4 = 1,5e_1$	12
Chiều dày mặt đế	$e_5 = 2,4e_1$	19
Đường kính bu lông nền:	$d_1$	M16
Đường kính bu lông cạnh ổ:	$d_2 = 0,7d_1$	M12
Đường kính bu lông ghép mặt bích:	$d_3 = 0,6d_1$	M10
Đường kính vít ghép nắp ổ trục I	$d_{4I}$	M8x6
Đường kính vít ghép nắp ổ trục II	$d_{4II}$	M10x6
Đường kính bu lông ghép nắp của thăm:	$d_5$	M8x4
Đường kính bu lông vòng:	$d_6$	M8x2
Chiều sâu lỗ ren lắp vít $d_{4I}$	$y_4 = (2,5 \div 4)d_4$	24
Chiều sâu lỗ ren lắp vít $d_{4II}$		30
Chiều rộng mặt bích	$K_1 = e_1 + (1,3 \div 1,4)d_2$	24
	$K_2 = (1,3 \div 1,4)d_2 + 5$	21
	$K_3 = e_1 + (1,3 \div 1,4)d_3$	22
	$K_4 = (1,3 \div 1,4)d_3 + 3$	17
Khoảng cách từ mép lỗ lắp ổ lăn đến tâm bu lông $d_2$	$x_1 = d_2$	12
Đường kính phân bố vít ghép nắp ổ	$D = D_n + 3d_4$	$D_I = 96$
		$D_{II} = 150$
Đường kính ngoài nắp ổ	$D_1 = D + 3d_4$	$D_{IV} = 120$
		$D_{III} = 180$
Khoảng hở giữa đỉnh răng và thành trong vỏ hộp	$a_1 = 7 \div 10$	10
Khoảng hở giữa mặt bên bánh răng và thành trong vỏ hộp	$a_2 = 10$	10
Khoảng hở giữa đỉnh răng và thành trong đáy hộp	$a_3 = 5e_2$	40
Khoảng hở giữa mặt bên các bánh răng	$a_4 = 7 \div 10$	10
Chiều cao h để lắp bu lông $d_2$	$h \geq 1,6\sqrt{d_4(D_n + 2,5d_4)}$	50
		61

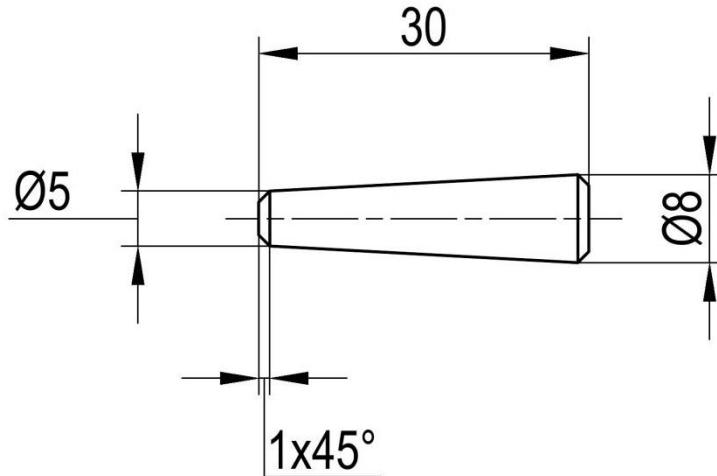


Khoảng cách từ mặt ngoài thân hộp đến tâm bu lông nền $d_1$	$y_1 = 1,5d_1$	24
Khoảng cách từ tâm bu lông nền $d_1$ đến mép ngoài chân đế	$y_2 = 1,25d_1$	20
Bề rộng chân đế của vỏ hộp	$y_3 = 3d_1$	48
Phần lồi vì lý do công nghệ	$e = 1 \div 2$	2
Độ dốc đúc, bán kính góc lượn	Chọn theo công nghệ đúc	3%

## 7.2 Một số chi tiết phụ

### ➤ Chốt định vị

Để đảm bảo vị trí tương đối của nắp và thân trước và sau khi gia công cũng như lắp ghép dùng 2 chốt định vị. Tra bảng 17.9a có hình dạng kích thước chốt định vị hình trụ



### ➤ Trọng lượng của hộp giảm tốc và thể tích dầu bôi trơn

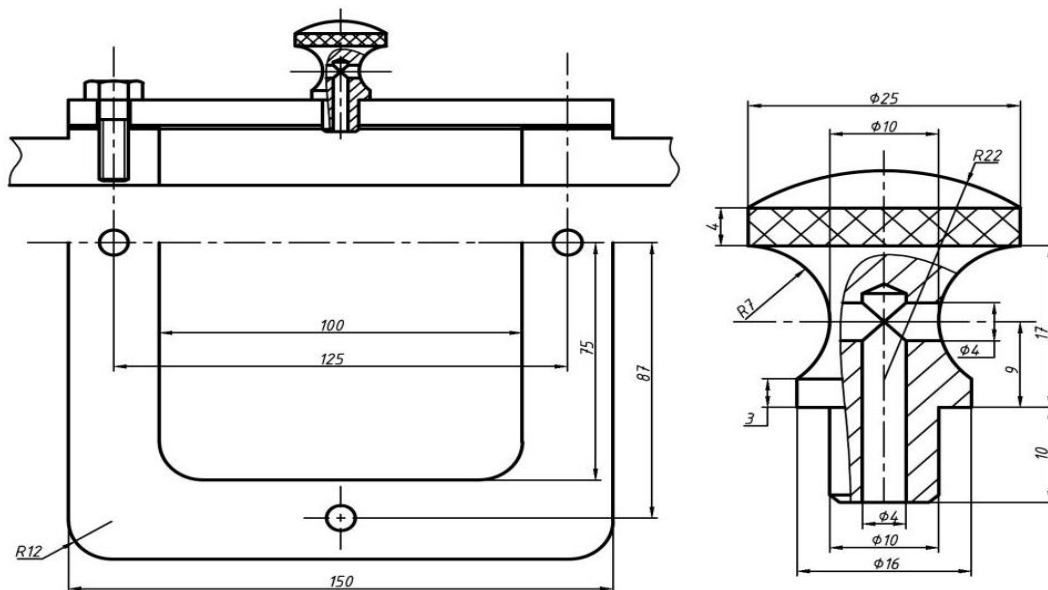
Bảng 17.6[3]: với khoảng cách trục hộp giảm tốc:  $A=125\text{mm}$ , ta có khối lượng tương ứng là: 135 kg và thể tích dầu tối đa là 6 lít

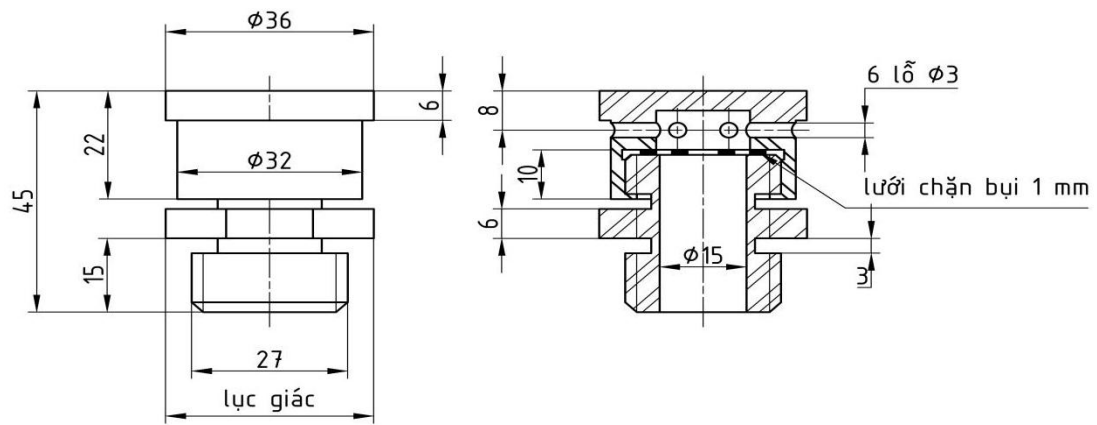
### ➤ Bu lông vòng:

Để vận chuyển hộp giảm tốc thuận lợi nên sử dụng bu lông vòng lắp trên nóc hộp giảm tốc. theo bảng 17.5[3] với khối lượng hộp và thể tích dầu ở trên ta chọn 2 bu lông vòng (thuận lợi định vị dễ dàng đến nơi lắp ráp hơn khi dùng 1 bu lông) với các thông số

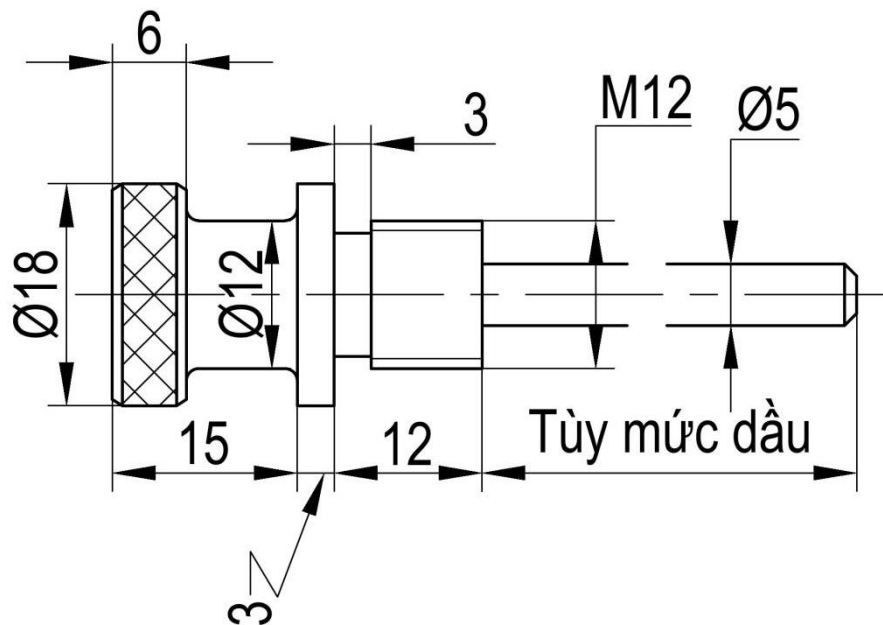
### ➤ Cửa thăm và nút thông hơi

Để kiểm tra và quan sát các chi tiết máy trong hộp khi lắp ghép và để đổ dầu vào hộp. Trên nắp cửa thăm có lắp thêm nút thông hơi, chọn kích thước cửa nắp theo bảng 17.4a[3] và kích thước nút thông hơi theo bảng 17.4b[3]

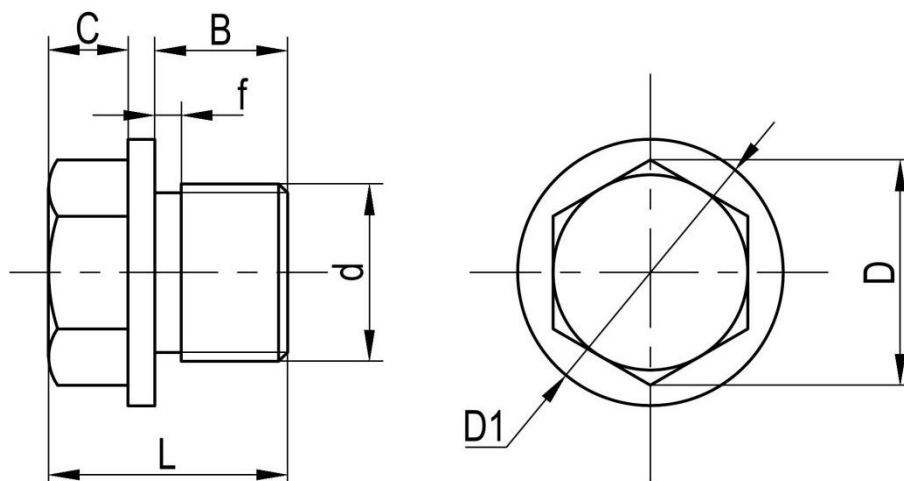




➤ Que thăm dầu:



➤ Nút tháo dầu



Sau khi hoạt động một thời gian dài ,khi cần thay dầu mới ta mở nút tháo dầu để lấy dầu cũ, vị trí nút tháo dầu ở vị trí thấp nhất của hộp giảm tốc

**GVHD:THÂN TRỌNG KHÁNH ĐẠT**

d x bước ren	B	C	D	D1	L	f
M16 x 1,5	12	8	19,6	26	23	3

### CHƯƠNG 3. BÔI TRƠN VÀ BẢNG DUNG SAI LẮP GHÉP

#### 1 Bôi trơn hộp giảm tốc

Vì vận tốc bánh răng trong hộp giảm tốc  $v < 12$  m/s nên chọn phương pháp bôi trơn: ngâm trong dầu

##### ➤ Mức dầu trong hộp giảm tốc:

Xét theo kết cấu hộp giảm tốc nên chọn mức dầu theo bánh răng nghiêng bị dẫn với  $v = 1$  m/s có chiều cao răng:  $h = 2.25 \cdot 2.5 = 5.625$  mm.

Mức dầu thấp nhất là:  $MIN = (0,7 \div 2)h = 3,94 \div 11,25$

Chọn mức dầu thấp nhất  $MIN = 10$  mm

##### ➤ Chọn dầu cho hộp giảm tốc

Bảng 18-11 (1), với vận tốc vòng bánh răng trong hộp giảm tốc là  $v = 1,171$  m/s thì chọn độ nhớt của bánh răng nghiêng bị dẫn trong hộp giảm tốc là: 160 ứng với  $50^\circ C$

Bảng 18-13(1) ta chọn dầu ô tô máy kéo AK-20 để bôi trơn hộp giảm tốc

#### 2 Dung sai lắp ghép

Dung sai lắp ghép bánh răng trên trục: H7/k6

Dung sai lắp ghép ổ lăn: Lắp trung gian H7 với mỗi lắp k6

Dung sai lắp ghép then lên trục: N9/h9

Dung sai lắp ghép then lên bạc: JS9/h9

Bảng dung sai lắp ghép:

##### ➤ Bảng dung sai lắp ghép trục với bánh răng

Mỗi lắp	Sai lệch giới hạn trên ( $\mu m$ )		Sai lệch giới hạn dưới ( $\mu m$ )		$N_{max}$ ( $\mu m$ )	$S_{max}$ ( $\mu m$ )
	ES	es	EI	ei		
Bánh răng 1 ( $d=32$ )	+25	+18	0	+2	18	23
Bánh răng 2 ( $d=48$ )	+25	+18	0	+2	18	23

➤ **Bảng dung sai lắp ghép ổ lăn**

Mối lắp	Vòng (trong/ngoài)	Đường kính	Sai lệch giới hạn trên ( $\mu\text{m}$ )		Sai lệch giới hạn dưới ( $\mu\text{m}$ )	
		d	ES	es	EI	ei
Trục I	Trong	30	+21	+15	0	+2
Trục I	Ngoài	72	+30	+21	0	+2
Trục II	Trong	60	+30	+15	0	+2
Trục II	Ngoài	120	+35	+25	0	+3

➤ **Bảng dung sai lắp ghép then**

Kích thước tiết diện then b x h	Lắp trên trục	Sai lệch giới hạn chiều rộng rãnh then		Chiều sâu rãnh then	
		Trên trục	Trên bạc	$t_1$	$t_2$
8x7	Trục I	-0,036	$\pm 0,018$	$4,0 + 0,2$	$3,0 + 0,2$
10x8	Trục I	-0,036	$\pm 0,018$	$5,0 + 0,2$	$3,3 + 0,2$
14x9	Trục II	-0,043	$\pm 0,021$	$5,5 + 0,2$	$3,8 + 0,2$
18x11	Trục II	-0,043	$\pm 0,021$	$7,0 + 0,2$	$4,4 + 0,2$

- [1] Trịnh Chất – Lê Văn Uyển, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 1&2, Nhà xuất bản giáo dục, năm 2007.
- [2] Nguyễn Hữu Lộc, Cơ sở thiết kế máy, Nhà xuất bản Đại học Quốc gia Tp.HCM, năm 2004.
- [3] Trần Hữu Quế, Đặng Văn Cứ, Nguyễn Văn Tuấn, Về kỹ thuật cơ khí, Tập 1, Nhà xuất bản giáo dục, năm 2007.
- [4] Trần Hữu Quế, Đặng Văn Cứ, Nguyễn Văn Tuấn, Về kỹ thuật cơ khí, Tập 2, Nhà xuất bản giáo dục, năm 2007.
- [5] Nguyễn Bá Dương, Nguyễn Văn Lắm, Hoàng Văn Ngọc, Lê Đắc Phong, Tập bản vẽ Chi tiết máy, Nhà xuất bản Đại học và Trung học chuyên nghiệp, năm 1978.
- [6] Ninh Đức Tồn, Dung sai và lắp ghép, Nhà xuất bản giáo dục, Hà Nội, 2001.