

<b>MỤC LỤC</b>	
<b>LỜI NÓI ĐẦU</b> .....	3
<b>NHẬN XÉT CỦA GIÁO VIÊN</b> .....	4
<b>PHẦN I: GIỚI THIỆU HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG</b> .....	5
I. BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG: .....	5
1. Nguyên lý làm việc: .....	5
2. Ưu nhược điểm của của bộ truyền bánh răng: .....	5
II. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH ĐAI: .....	5
1. Nguyên lý làm việc: .....	5
2. Ưu nhược điểm: .....	6
III. HỘP GIẢM TỐC: .....	6
1. Ưu điểm: .....	7
2. Nhược điểm: .....	7
IV. VẤN ĐỀ BÔI TRƠN HỆ THỐNG: .....	7
1. Bôi trơn bộ phận ổ: .....	7
2. Bôi trơn ổ trượt: .....	7
3. Bôi trơn hộp giảm tốc: .....	8
<b>PHẦN II: TÍNH TOÁN CÁC THÔNG SỐ HỆ THỐNG:</b> .....	9
I. CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN: .....	9
II. PHÂN BỐ TỈ SỐ TRUYỀN: .....	10
1. Tỉ số truyền chung: .....	10
2. Số vòng quay của mỗi trục:.....	10
3. Công suất trên các trục: .....	10
4. Momen xoắn của động cơ:.....	11
5. Momen xoắn trên các trục:.....	11
<b>PHẦN III: THIẾT KẾ CÁC BỘ TRUYỀN:</b> .....	12
I. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI:.....	12
1. Chọn loại đai: .....	12
2. Định đường kính đai nhỏ: .....	12
3. Tính đường kính đai lớn: .....	12
4. Xác định sơ bộ khoảng cách trục A:.....	13
5. Tính chiều dài L theo khoảng cách trục A:.....	13
6. Xác định khoảng cách trục A:.....	13
7. Tính góc ôm: .....	13
8. Xác định số dây đai cần thiết: .....	13
9. Định các kích thước chủ yếu của bánh đai: .....	14
10. Tính lực tác dụng:.....	14
II. THẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG THẲNG CẤP NHANH: .....	15
1. Chọn vật liệu chế tạo bánh răng và cách nhiệt luyện: .....	15
2. Định ứng suất cho phép:.....	16
3. Tính khoảng cách trục A: .....	17
4. Tính vận tốc của bánh răng và chọn cấp chính xác bánh răng:.....	18

5. Hệ số tải trọng k:.....	18
6. Xác định mô đun, số răng và chiều rộng bánh răng: .....	18
7. Kiểm nghiệm độ bền uốn của răng: .....	18
8. Kiểm nghiệm sức bền của chân răng khi chịu quá tải đột ngột:.....	19
9. Xác định các thông số hình học của bộ truyền:.....	20
10. Lực tác dụng lên trục:.....	20
<b>III. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG THẲNG CẤP</b>	
<b>CHÂM:</b> .....	21
1. Chọn vật liệu chế tạo bánh răng và cách nhiệt luyện: .....	21
2. Định ứng suất cho phép: .....	21
3. Tính khoảng cách trục A: .....	23
4. Tính vận tốc của bánh răng và chọn cấp chính xác bánh răng:.....	23
5. Hệ số tải trọng k:.....	23
6. Xác định mô đun, số răng và chiều rộng bánh răng: .....	24
7. Kiểm nghiệm độ bền uốn của răng: .....	24
8. Kiểm nghiệm sức bền của chân răng khi chịu quá tải đột ngột:.....	25
9. Xác định các thông số hình học của bộ truyền:.....	25
10.Lực tác dụng lên trục: .....	26
<b>PHẦN IV: TÍNH LỰC TÁC DỤNG TRỤC:</b> .....	27
<b>I. CHỌN VẬT LIỆU LÀM TRỤC:</b> .....	27
<b>II. TÍNH SỨC BỀN TRỤC :</b> .....	27
1. Tính đường kính sơ bộ của trục: .....	27
2. Tính gân đúng trục: .....	28
3. Tính chính xác trục: .....	36
<b>PHẦN V: TÍNH THEN:</b> .....	43
1. Tính then lắp trên trục I: .....	43
2. Tính then lắp trên trục II: .....	44
3. Tính then lắp trên trục III:.....	46

## **LỜI NÓI ĐẦU**

*Thiết kế và phát triển những hệ thống truyền động là vấn đề cốt lõi trong cơ khí. Mặt khác, một nền công nghiệp phát triển không thể thiếu một nền cơ khí hiện đại. Vì vậy, việc thiết kế và cải tiến những hệ thống truyền động là công việc rất quan trọng trong công cuộc hiện đại hoá đất nước. Hiểu biết, nắm vững và vận dụng tốt lý thuyết vào thiết kế các hệ thống truyền động là những yêu cầu rất cần thiết đối với sinh viên.*

*Trong cuộc sống ta có thể bắt gặp hệ thống truyền động ở khắp nơi, có thể nói nó đóng một vai trò quan trọng trong cuộc sống cũng như sản xuất. Đối với các hệ thống truyền động thường gặp thì hộp giảm tốc là một bộ phận không thể thiếu.*

*Đồ án thiết kế hệ thống dẫn động băng tải giúp ta tìm hiểu và thiết kế hộp giảm tốc, qua đó ta có thể củng cố lại các kiến thức đã học trong các môn học như Nguyên lý máy\_ Chi tiết máy, Vẽ kỹ thuật cơ khí..., và giúp sinh viên có cái nhìn tổng quan về việc thiết kế cơ khí. Hộp giảm tốc là một trong những bộ phận điển hình mà công việc thiết kế giúp chúng ta làm quen với các chi tiết cơ bản như bánh răng, bộ truyền đai,... Thêm vào đó, trong quá trình thực hiện các sinh viên có thể bổ sung và hoàn thiện kỹ năng vẽ AutoCad, điều rất cần thiết với một sinh viên cơ khí.*

*Em chân thành cảm ơn các thầy trong khoa đã giúp đỡ em rất nhiều trong quá trình thực hiện đồ án.*

*Với kiến thức còn hạn hẹp, vì vậy thiếu sót là điều không thể tránh khỏi, em rất mong nhận được ý kiến từ thầy cô và các bạn*

*Sinh viên thực hiện:*

*Nguyễn Minh Cường*

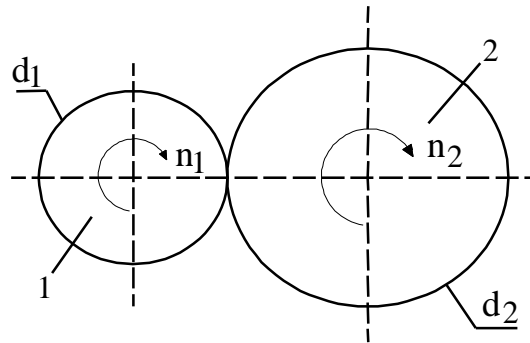


## PHẦN I: GIỚI THIỆU HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG.

### I. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

#### 1. Nguyên lý làm việc:

Truyền động bánh răng gồm bánh răng dẫn, bánh răng bị dẫn, truyền động bánh răng là một phương pháp truyền chuyển động và công suất nhờ sự ăn khớp của các răng trên các bánh răng



1 là bánh dẫn

2 là bánh bị dẫn

$n_1$  là số vòng quay của bánh dẫn

$n_2$  là số vòng quay của bánh bị dẫn

$d_1$  là đường kính bánh dẫn

$d_2$  là đường kính bánh bị dẫn

#### 2. Ưu nhược điểm của truyền động bánh răng:

##### a. Ưu điểm:

- Đảm bảo độ chính xác truyền động ( $v, i$ ) vì không có sự trượt.
- Tỉ số truyền cố định.
- Có thể sắp đặt vị trí tương đối giữa cặp bánh răng ăn khớp theo ngưỡng góc mong muốn trong không gian (song song, chéo hay vuông góc với nhau).
- Hiệu suất cao  $\eta = 0,96 \div 0,98$ , thậm chí  $\eta = 0,99$  cho một cặp bánh răng.
- Kích thước bộ truyền tương đối nhỏ gọn, khả năng tải lớn.
- Tuổi thọ và độ tin cậy cao.
- Làm việc trong phạm vi công suất, tốc độ và tỉ số truyền khá rộng.

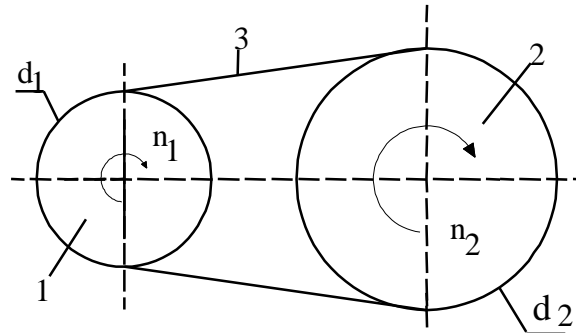
##### b. Nhược điểm:

- Không thực hiện được truyền động vô cấp.
- Không có khả năng tự bảo vệ an toàn khi quá tải.
- Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn.
- Đòi hỏi độ chính xác cao trong chế tạo (chế tạo tương đối phức tạp) và lắp ráp.
- Chịu va đập kém vì độ cứng của bộ truyền khá cao.

### II. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH ĐAI

#### 1. Nguyên lý làm việc:

Truyền động đai là truyền động ma sát gián tiếp truyền chuyển động và cơ năng nhờ ma sát của đai với các bánh đai.



1 là bánh dẫn

2 là bánh bị dẫn

3 là dây đai

$n_1$  là số vòng quay bánh dẫn

$n_2$  là số vòng quay bánh bị dẫn

## **2. Ưu nhược điểm của truyền động bánh đai:**

### **a. Ưu điểm:**

- Có khả năng truyền chuyển động và cơ năng giữa các trục ở khá xa nhau.
- Làm việc êm, không ồn do vật liệu đai có tính đàn hồi.
- Giữ được an toàn cho các chi tiết máy khác khi bị quá tải, vì lúc này đai sẽ trượt trên toàn phần trên bánh.
- Kết cấu đơn giản, giá thành rẻ.

### **b. Nhược điểm:**

- Khuôn khổ kích thước khá lớn (khi cùng một điều kiện làm việc, thường riêng đường kính bánh đai đã lớn hơn đường kính bánh răng khoảng 5 lần).
- Tỷ số truyền không ổn định vì có trượt đàn hồi trên bánh.
- Lực tác dụng lên trục và ổ lớn do phải căng đai (lực tác dụng trên trục và ổ tăng thêm  $2 \div 3$  lần so với trong truyền động bánh răng).
- Tuổi thọ thấp khi làm việc với vận tốc cao.
- Khi dùng bánh căng đai làm tăng số chu kỳ bị uốn của đai, sẽ làm tuổi thọ của đai.

## **III. HỘP GIẢM TỐC**

Hộp giảm tốc là cơ cấu truyền động bằng ăn khớp trực tiếp có tỉ số truyền không đổi và được dùng để giảm vận tốc và tăng mômen xoắn. Một loại cơ cấu tương tự nhưng được dùng để tăng vận tốc góc và giảm mômen xoắn được gọi là hộp giảm tốc.

Tùy theo tỉ số truyền chung của hộp giảm tốc người ta phân ra: hộp giảm tốc một cấp và hộp giảm cấp nhiều cấp.

Tùy theo loại truyền động trong hộp giảm tốc ta phân ra: hộp giảm tốc bánh răng trụ, hộp giảm tốc bánh răng côn hoặc côn- trụ, hộp giảm tốc trục vít, trục vít- bánh răng hoặc bánh răng - trục vít; hộp giảm tốc bánh răng hành tinh; hộp giảm tốc bánh răng sóng và động cơ hộp giảm tốc. Hộp giảm tốc được sử dụng rộng rãi trong các ngành cơ khí, luyện kim, hoá chất, trong công nghiệp đóng tàu...

Các loại hộp giảm tốc:

- Hộp giảm tốc bánh răng trụ.
  - + Hộp giảm tốc bánh răng trụ cấp một.
  - + Hộp giảm tốc bánh răng trụ cấp hai.
  - + Hộp giảm tốc bánh răng trụ cấp ba.

### **1. Ưu điểm:**

Hộp giảm tốc là một cơ cấu gồm các bộ phận truyền bánh răng hay trục vít, tạo thành một tổ hợp biệt lập để giảm số vòng quay và truyền công suất từ động cơ đến máy công tác.

Ưu điểm là hiệu suất cao, có khả năng truyền những công suất khác nhau, tuổi thọ lớn, làm việc chắc chắn và sử dụng đơn giản. Phạm vi công suất, vận tốc và tỉ số truyền khá rộng.

### **2. Nhược điểm:**

Đối với hộp giảm tốc nhiều cấp tải trọng phân bố không đồng đều trên các trục nên các ổ trục được chọn theo phản lực lớn nhất, vì vậy kích thước và trọng lượng hộp giảm tốc lớn.

Khó bôi trơn các bộ truyền trong hộp giảm tốc.

## **IV. VẤN ĐỀ BÔI TRƠN CỦA HỆ THỐNG**

### **1. Bôi trơn bộ phận ổ:**

Bôi trơn bộ phận ổ nhằm mục đích giảm ma sát giữa các chi tiết lăn, chống mòn, tạo điều kiện thoát nhiệt tốt, bảo vệ bề mặt làm việc của chi tiết không bị hàn gỉ, giảm tiếng ồn và bảo vệ ổ khỏi bị bụi bám.

Việc chọn hợp lí loại dầu và cách bôi trơn sẽ làm tăng tuổi thọ của bộ phận ổ. Khi chọn cách bôi trơn cần dựa vào những điều kiện sau:

- Vận tốc vòng ổ quay.
- Tải trọng tác động.
- Nhiệt độ làm việc và đặc điểm của môi trường xung quanh.

Chất bôi trơn thường dùng là dầu hoặc mỡ

Trong thực tế khi vận tốc dưới  $4 \div 5\text{m/s}$  đều có thể dùng mỡ hoặc dầu để bôi trơn bộ phận ổ.

Khi vận tốc lớn hơn  $5\text{m/s}$  chỉ nên dùng dầu để bôi trơn và khi vận tốc càng lớn ta chọn độ nhớt càng cao.

### **2. Bôi trơn ổ trượt:**

Bôi trơn ổ trượt tiến hành khi bộ phận ổ đang làm việc, dầu được đưa vào chỗ không có áp lực thủy động, thường cho từ trên xuống hoặc bên cạnh vào, hoặc ở vùng khe hở lớn nhất giữa ngõng trục và lót ổ. Việc đưa dầu bôi trơn vào chỗ có áp lực thủy động thường làm giảm khả năng tải của ổ.

Đối với ngõng trục dài nên làm rãnh dầu để dầu phân bố đều dọc chiều dài ngõng trục. Dầu được chứa ở các vú dầu rồi tự động chảy vào ổ hoặc dùng bơm dầu...

Trong thực tế thường xảy ra trường hợp ổ trượt làm việc ở chế độ ma sát không ổn định và làm cho ngõng trục dao động. Để khắc phục hiện tượng trên người ta lót ổ hình dẹp, dùng ổ có vòng găng, hoặc thay đổi chỗ cho dầu.

**3. Bôi trơn hộp giảm tốc:**

Để giảm mất mát công suất vì ma sát, giảm mài mòn răng, để đảm bảo thoát nhiệt tốt và đề phòng các chi tiết bị hàn gỉ cần phải bôi trơn lên tục các bộ truyền trong hộp giảm tốc.

Việc chọn hợp lí dầu, độ nhớt và hệ thống ( phương pháp ) bôi trơn sẽ làm tăng tuổi thọ của các bộ truyền tức là nâng cao thời gian sử dụng máy.

Các phương pháp bôi trơn hộp giảm tốc:

- Bôi trơn ngâm dầu bằng cách ngâm bánh răng, bánh vít trục vít, hoặc các chi tiết máy phụ ( bánh bôi trơn, vòng văng dầu v.v...) trong dầu chứa ở hộp

- Bôi trơn lưu thông dùng cho các hộp giảm tốc có công suất và vận tốc không lớn lắm nhưng cấu tạo của nó không cho phép thực hiện được bôi trơn ngâm dầu. Dầu bơm từ bể với áp suất  $0,5 \div 1,7 atm$  theo các đường ống qua các vòi phun đến bôi trơn chỗ ăn khớp.

\* Các loại dầu thường dùng để bôi trơn hộp giảm tốc:

- Dầu công nghiệp: Thường dùng rộng rãi để bôi trơn nhiều loại máy khác nhau. Bôi trơn bằng phương pháp lưu thông nên dùng dầu công nghiệp 45

- Dầu tua pin: Có chất lượng tốt nên thường dùng để bôi trơn các bộ truyền bánh răng quay nhanh.

- Dầu ô tô máy kéo AK10 và AK15: Cũng được dùng để bôi trơn hộp giảm tốc.



## PHẦN II: TÍNH TOÁN CÁC THÔNG SỐ HỆ THỐNG.

- Các số liệu cho trước:
  - + Lực tác dụng:  $P = 8400 \text{ N}$ .
  - + Vận tốc băng tải:  $v = 0,77 \text{ m/s}$ .
  - + Đường kính tang:  $D = 470 \text{ mm}$ .
  - + Thời gian:  $t = 5 \text{ năm}$ .
  - + Ca/ngày: 2 ca.
  - + giờ/ca: 6 giờ.

### I. CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN:

- Tính số vòng quay của trục tang:

$$n_{tg} = \frac{60 \times 1000 \times v}{\pi \times D} = \frac{60 \times 1000 \times 0,77}{3,14 \times 470} = 31,3 \text{ vòng / phút}$$

- Để chọn động cơ điện cần tính công suất cần thiết  
Nếu ta gọi:  $N$  là công suất trên băng tải  
 $D$  là đường kính tang  
 $\eta$  là hiệu suất  
 $N_{ct}$  là công suất cần thiết

Ta có: 
$$N_{ct} = \frac{N}{\eta}$$

Mặt khác: 
$$N = \frac{P \times v}{1000} = \frac{8400 \times 0,77}{1000} = 6,5 \text{ kw}$$

- Dựa vào bảng  $\left[ \frac{2-1}{27} [I] \right]$  ta xác định được các thông số hiệu suất.

$$\eta = \eta_d \times \eta_{br}^2 \times \eta_{kn} \times \eta_o^3$$

Trong đó:  $\eta_d = 0,95$  là hiệu suất bộ truyền bánh đai

$\eta_{br} = 0,98$  là hiệu suất bộ truyền bánh răng

$\eta_{kn} = 1$  là hiệu suất khớp nối

$\eta_o = 0,995$  là hiệu suất của một cặp ổ lăn

Khi đó: 
$$\eta = 0,95 \times 0,98^2 \times 1 \times 0,995^3 = 0,9$$

Vậy: 
$$N_{ct} = \frac{6,5}{0,9} = 7,2 \text{ kw}$$

Như vậy cần phải chọn động cơ lớn hơn công suất cần thiết. Chọn động cơ điện che kín có quạt gió ký hiệu (A02 - 52 - 4), có công suất động cơ  $N_{dc} = 7,5 \text{ kw}$ , có số vòng quay động cơ  $n_{dc} = 1460 \text{ vòng/phút}$ . Nó có tỉ số truyền chung có thể phân phối tỉ số truyền chung có thể phân phối tỉ số truyền hợp lý cho bộ truyền trong hệ thống dẫn động. Tra bảng  $\left[ \frac{2p}{322} [1] \right]$

## **II. PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN CHUNG:**

### **1. Tỉ số truyền chung:**

$$i_{ch} = \frac{n_{dc}}{n_{tg}} = \frac{1460}{31,3} = 46,7$$

Trong đó:  $n_{dc}$  là số vòng quay của động cơ

$n_{tg}$  là số vòng quay của tang

Ta có tỉ số truyền đối với các phân tử chuyển động:

$$i = i_d \times i_{bn} \times i_{bc}$$

Trong đó:

$i_d$  là tỉ số truyền của bộ truyền bánh đai

$i_{bn}$  là tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng cấp nhanh

$i_{bc}$  là tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng cấp chậm

Chọn trước  $i_d = 5$ . Tra bảng  $\left[ \frac{2-2}{32} [I] \right]$

Vậy: 
$$i_{bn} \times i_{bc} = \frac{i_{ch}}{i_d} = \frac{46,7}{5} = 9,3$$

$$\Rightarrow i_{bc} = \frac{9,3}{i_{bn}}$$

Để tạo điều kiện bôi trơn trong hộp giảm tốc bằng phương pháp ngâm dầu ta chọn.

$$i_{bn} = (1,2 \div 1,3) \times i_{bc} \Leftrightarrow \frac{9,3}{i_{bc}} = (1,2 \div 1,3) i_{bc}$$

$$\Rightarrow i_{bc} = \left( \sqrt{\frac{9,3}{(1,2 \div 1,3)}} \right) = (2,8 \div 2,7)$$

Chọn  $i_{bc} = 2,8$ .

$$i_{bn} = \frac{9,3}{2,8} = 3,3$$

### **2. Số vòng quay của mỗi trục:**

$$i_d = \frac{D_2}{D_1} = \frac{n_{dc}}{n_I} \Rightarrow n_I = \frac{n_{dc}}{i_d} = \frac{1460}{5} = 292 \text{ vòng/phút.}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{bn}} = \frac{292}{3,3} = 88,5 \text{ vòng/phút.}$$

$$n_{III} = n_{tg} = 31,3 \text{ vòng/phút.}$$

### **3. Công suất trên các trục:**

Trục I:  $N_I = N_{ct} \times \eta_d \times \eta_o = 7,2 \times 0,95 \times 0,995 = 6,8 \text{ kw}$

Trục II:  $N_{II} = N_I \times \eta_{br} \times \eta_o = 6,8 \times 0,98 \times 0,995 = 6,6 \text{ kw}$

Trục III:  $N_{III} = N_{II} \times \eta_{br} \times \eta_o = 6,6 \times 0,98 \times 0,995 = 6,4 \text{ kw}$

**4. Momen xoắn của động cơ:** (Công thức  $\left[ \frac{3-53}{55} [I] \right]$ )

$$M_{dc} = \frac{9,55 \times 10^6 \times N_{dc}}{n_{dc}} = \frac{9,55 \times 10^6 \times 7,5}{1460} = 49059,2 N / mm$$

**5. Momen xoắn trên các trục:**

Trục I:  $M_I = \frac{9,55 \times 10^6 \times N_I}{n_I} = \frac{9,55 \times 10^6 \times 6,8}{292} = 222397,3 N / mm$

Trục II:  $M_{II} = \frac{9,55 \times 10^6 \times N_{II}}{n_{II}} = \frac{9,55 \times 10^6 \times 6,6}{88,5} = 712203,4 N / mm$

Trục III:  $M_{III} = \frac{9,55 \times 10^6 \times N_{III}}{n_{III}} = \frac{9,55 \times 10^6 \times 6,4}{31,3} = 1952715,7 N / mm$

Trong đó:  $M_{dc}$  là momen xoắn của động cơ  
 $M_I$  là momen xoắn của trục I  
 $M_{II}$  là momen xoắn của trục II  
 $M_{III}$  là momen xoắn của trục III

Thông số \ Trục	Trục động cơ	I	II	II
I	$i = 5$	$i_{bn} = 3,3$	$i_{bc} = 2,8$	
n (vòng/phút)	1460	292	88,5	31,3
N (kw)	7,5	6,8	6,6	6,4
M (N.mm)	49059,2	222397,3	712203,4	1952715,7

**PHẦN III: THIẾT KẾ CÁC BỘ TRUYỀN.**

**I. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI:**

- + Công suất:  $N_1 = N_{ct} = 7,2 \text{ kw}$
- + Số vòng quay trục dẫn:  $n_1 = 1460 \text{ vòng/phút.}$
- + Số vòng quay trục bị dẫn:  $n_2 = 292 \text{ vòng/phút.}$
- + Bộ truyền làm việc mỗi ngày: 2 ca.

**1. Chọn loại đai:**

Giả thuyết vận tốc của đai  $v > 5 \text{ m/s}$  có thể dùng đai thang loại A tra bảng

$\left[ \frac{5-13}{93} [I] \right]$ , tiết diện đai tra bảng  $\left[ \frac{5-11}{92} [I] \right]$

Sơ đồ tiết diện đai	Kí hiệu	A
	$a_0$ (mm) $h$ (mm) $a$ (mm) $h_0$ (mm) $F$ , mm (diện tích)	11 8 13 2,8 81

**2. Đường kính bánh đai dẫn  $d_1$ :** Tra bảng  $\left[ \frac{5-14}{93} [I] \right]$ ,  $d_1 = 150 \text{ mm}$

Kiểm nghiệm vận tốc của đai: công thức  $\left[ \frac{5-18}{93} [I] \right]$

$$v = \frac{\pi \times n_{dc} \times d_1}{60 \times 1000} = \frac{3,14 \times 1460 \times 120}{60 \times 1000} = 9,2 \text{ m/s}$$

$$v < v_{\max} = (30 \div 35) \text{ m/s}$$

**3. Đường kính bánh đai bị dẫn  $d_2$ :**

$$d_2 = d_1 \times i \times (1 - \xi) = 120 \times \frac{1460}{292} = 600 \text{ mm}$$

Chọn  $d_2 = 600 \text{ mm}$

Kiểm nghiệm lại số vòng quay lại số vòng quay thực  $n'_2$  của bánh đai bị dẫn:

$$n'_2 = (1 - \xi) \times n_1 \times \frac{d_1}{d_2} = 1460 \times \frac{120}{600} = 292 \text{ vòng/phút.}$$

Sai số vòng quay:  $\frac{n_1 - n_2}{n_2} \% = \frac{292 - 292}{292} \% = 0\% (< 5\%)$

Vậy  $n_2$  không chênh lệch so với  $n_1$  vì thế ta không cần chọn lại  $d_1$  và  $d_2$

**4. Xác định sơ bộ khoảng cách trục A:**

Ta có tỉ số truyền  $i_d = 5$  tra bảng  $\left[ \frac{5-16}{94} [I] \right]$  ta được:

$$A = 0,9d_2 = 0,9 \times 600 = 540 \text{ mm}$$

**5. Tính chiều dài L theo khoảng cách trục A:**

Theo công thức:

$$L \approx 2 \times A + \frac{\pi \times (d_2 + d_1)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \times A} = 2 \times 540 + \frac{3,14 \times (600 + 120)}{2} + \frac{(600 - 120)^2}{4 \times 540} = 2317,1 \text{ mm}$$

Chọn  $L = 2360 \text{ mm}$  tra bảng  $\left[ \frac{5-12}{92} [I] \right]$

Kiểm nghiệm số vòng chạy  $u$  trong 1 giây:

$$u = \frac{v}{L} = \frac{9,2}{2360} = 3,98 \times 10^{-3}$$

Đều nhỏ hơn  $u_{\max} = 10$

**6. Xác định chính xác khoảng cách trục A:**

Xác định A theo L tiêu chuẩn theo công thức:

$$A = \frac{1}{4} \times \left\{ L - \frac{\pi \times (d_2 + d_1)}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{\pi \times (d_2 + d_1)}{2} \right]^2 - 2 \times (d_2 - d_1)^2} \right\}$$
$$= \frac{1}{4} \times \left\{ 2360 - \frac{3,14 \times (600 + 120)}{2} + \sqrt{\left[ 2360 - \frac{3,14 \times (600 + 120)}{2} \right]^2 - 2 \times (600 - 120)^2} \right\}$$
$$= 563,7 \text{ mm}$$

**7. Tính góc  $\alpha_1$ :**

Theo công thức:  $\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{A} \times 57^\circ = 180^\circ - \frac{600 - 120}{563,7} \times 57^\circ = 131^\circ$

Vậy thỏa mãn điều kiện:  $\alpha_1 > 120^\circ$  theo  $\left[ \frac{5-21}{94} [I] \right]$

Khoảng cách nhỏ nhất, cần thiết để mắc đai:

$$A_{\min} = A - 0,015 \times L = 563,7 - 0,015 \times 2360 = 528,3 \text{ mm}$$

Khoảng cách lớn nhất, cần thiết để mắc đai:

$$A_{\max} = A + 0,03 \times L = 563,7 + 0,03 \times 2360 = 634,5 \text{ mm}$$

**8. Xác định số dây đai cần thiết Z:**

Chọn ứng suất căng ban đầu  $\sigma_0 = 1,2 \text{ N/mm}^2$  và theo trị số  $d_1$  tra bảng  $\left[ \frac{5-17}{95} [I] \right]$

Các hệ số:  $[\sigma_p]_0 = 1,61$  tra bảng  $\left[ \frac{5-17}{95} [I] \right]$

$C_t = 0,9$  tra bảng  $\left[ \frac{5-6}{89} [I] \right]$

$C_\alpha = 0,86$  tra bảng  $\left[ \frac{5-18}{95} [I] \right]$

$C_v = 1$  tra bảng  $\left[ \frac{5-19}{95} [I] \right]$

Số đai tính theo công thức:

$$Z \geq \frac{1000 \times N_{ct}}{v \times [\sigma_p]_0 \times C_t \times C_\alpha \times C_v \times F} = \frac{1000 \times 7,2}{9,2 \times 1,61 \times 0,9 \times 0,86 \times 1 \times 81} = 7,75$$

Lấy số đai  $Z = 8$

**9. Định các kích thước chủ yếu của bánh đai:**

Chiều rộng bánh đai: Công thức  $\left[ \frac{5-23}{96} [I] \right]$

$$B = (Z - 1) \times t + 2 \times s = (8 - 1) \times 16 + 2 \times 10 = 132 \text{ mm}$$

Đường kính ngoài cùng của bánh đai: công thức  $\left[ \frac{5-24}{96} [I] \right]$

Bánh dẫn:  $d_{n1} = d_1 + 2h_0 = 120 + 2 \times 3,5 = 127 \text{ mm}$

Bánh bị dẫn:  $d_{n2} = d_2 + 2h_0 = 600 + 2 \times 3,5 = 607 \text{ mm}$

Các kích thước  $t$ ,  $S$  và  $h_0$  xem bảng  $\left[ \frac{10-3}{257} [I] \right]$

**10. Tính lực căng ban đầu  $S_0$  công thức và lực tác dụng lên trục  $R$  công thức:**

- Tính lực căng  $S_0$  theo công thức  $\left[ \frac{5-25}{96} [I] \right]$

$$S_0 = \sigma_0 \times F = 1,2 \times 81 = 97,2N$$

- lực tác dụng lên trục  $R$  công thức  $\left[ \frac{5-26}{96} [I] \right]$

$$R_d = 3 \times S_0 \times Z \times \sin \frac{\alpha_1}{2} = 3 \times 97,2 \times 8 \times \sin \frac{131}{2} = 1063,7N$$

**❖ Các thông số bộ truyền:**

Chọn loại đai hình thang kí hiệu A			
TT	THÔNG SỐ	Kí hiệu	Kết quả
1	$d_1$	$d_1(\text{mm})$	120
2	$v = \frac{\pi \times 1460 \times d_1}{60 \times 1000}$	$v(\text{m/s})$	9,2
3	$d_2 = i_d \times (1 - \xi) d_1$	$d_1(\text{mm})$	600

<b>4</b>		A(mm)	540
<b>5</b>	$L = 2 \times A + \frac{\pi}{2}(d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4A}$	L(mm)	2360
<b>6</b>	$A = \frac{1}{4} \times \left\{ L - \frac{\pi \times (d_2 + d_1)}{2} + \sqrt{\left[ L - \frac{\pi \times (d_2 + d_1)}{2} \right]^2 - 2 \times (d_2 - d_1)^2} \right\}$	A(mm)	563,7
<b>7</b>	$\alpha_1 \approx 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{A} \times 57^\circ$	$\alpha$ (°)	131
<b>8</b>	$Z \geq \frac{1000 \times N_{ct}}{v \times [\sigma_p]_0 \times C_t \times C_\alpha \times C_V \times F}$	Z(đai)	8
<b>9</b>	$B = (Z - 1) \times t + 2 \times S$	B(mm)	132
<b>10</b>	$S_0 = \sigma_0 \times F$	S <sub>0</sub> (N)	97,2
	$R = 3 \times S_0 \times Z \times \sin \frac{\alpha_1}{2}$	R(N)	1063,7

## **II. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG THẲNG CẤP NHANH:**

### **1. Chọn vật liệu chế tạo bánh răng và cách nhiệt luyện:**

• Do hộp giảm tốc hai cấp chịu tải trọng trung bình nên chọn vật liệu làm bánh răng có độ rắn bề mặt răng HB < 350. Đồng thời để chống khả năng chống mòn của răng chọn độ rắn bánh răng nhỏ lớn hơn bánh răng lớn khoảng 25 ÷ 50 HB.

$$HB_1 = HB_2 + (25 \div 50 \text{ HB}).$$

- Bánh răng nhỏ thép 45 thường hóa. Theo bảng  $\left[ \frac{3-6}{39} \quad [I] \right]$ .

Ta có các thông số của thép như sau. Theo bảng  $\left[ \frac{3-8}{40} \quad [I] \right]$

- + Đường kính phôi (100 ÷ 300) mm.
- + Giới hạn bền kéo:  $\sigma_{bk} = 580 \text{ N/mm}^2$ .
- + Giới hạn chảy:  $\sigma_{ch} = 290 \text{ N/mm}^2$ .
- + Độ rắn : 170 ÷ 220 HB. Chọn 200HB.

- Bánh răng lớn thép 35 thường hóa. Theo bảng  $\left[ \frac{3-6}{39} \quad [I] \right]$ .

Ta có các thông số của thép như sau. Theo bảng  $\left[ \frac{3-8}{40} \quad [I] \right]$

- + Đường kính phôi  $100 \div 300$  mm.
- + Giới hạn bền kéo:  $\sigma_{bk} = 500$  N/mm<sup>2</sup>.
- + Giới hạn chảy:  $\sigma_{ch} = 260$  N/mm<sup>2</sup>.
- + Độ rắn :  $140 \div 190$  HB. Chọn 170HB.

(Với cả bánh răng nhỏ và bánh răng lớn chọn phôi là phôi rèn ).

## 2. Định ứng suất cho phép:

- Theo công thức  $\left[ \frac{3-3}{42} [I] \right]$ .

$$N_{td} = 60 \times u \times n \times T$$

Trong đó :

n – số vòng quay trong một phút của bánh răng.

T – tổng số giờ làm việc.  $T = 2 \times 6 \times 300 \times 5 = 1800$

u – số lần ăn khớp của một bánh răng khi quay một vòng.  $u = 1$

+ Số chu kì làm việc của bánh nhỏ :

$$N_{td1} = 60 \times u \times n_1 \times T = 60 \times 1800 \times 1 \times 292 = 31,5 \times 10^7$$

+ Số chu kì làm việc của bánh lớn :

$$N_{td2} = 60 \times u \times n_2 \times T = 60 \times 1800 \times 1 \times 87,43 = 9,4 \times 10^7$$

- Theo bảng  $\left[ \frac{3-9}{43} [I] \right]$  ta chọn chu kì cơ sở  $N_o = 10^7$

$$\rightarrow N_{td1} > N_o$$

$$N_{td2} > N_o$$

Do đó cả hai bánh răng có  $k'_N = k''_N = 1$ .

### a. Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép :

$$[\sigma]_{tx} = [\sigma]_{N0tx} \times k'_N$$

Tra bảng  $\left[ \frac{3-9}{43} [I] \right]$  ta có  $[\sigma]_{N0tx} = 2,6HB$

- Ứng suất tiếp xúc của bánh nhỏ :

$$[\sigma_{tx}]_1 = 2,6 \times 200 = 520 \text{ N/mm}^2$$

- Ứng suất tiếp xúc của bánh lớn :

$$[\sigma_{tx}]_2 = 2,6 \times 170 = 442 \text{ N/mm}^2$$



**b. Xác định ứng suất uốn cho phép :**

- Vì phơi rèn, thép thường hóa nên lấy hệ số an toàn  $n = 1,5$ . Hệ số tập trung ứng suất  $k_{qt} = 2$  theo bảng  $\left[ \frac{2P}{320} [I] \right]$ .

+ Giới hạn mỗi của bánh răng nhỏ là:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,45)\sigma_{bk} = (0,4 \div 0,45) \times 580 = (232 \div 261) \text{ N/mm}^2$$

Chọn  $\sigma_{-1} = 246 \text{ N/mm}^2$

+ Giới hạn mỗi của bánh răng lớn là:

$$\sigma_{-2} = (0,4 \div 0,45)\sigma_{bk} = (0,4 \div 0,45) \times 500 = (200 \div 225) \text{ N/mm}^2$$

Chọn  $\sigma_{-2} = 212 \text{ N/mm}^2$

- Khi răng làm việc một mặt (răng chịu ứng suất thay đổi mạch động) ứng suất uốn cho phép được tính theo công thức  $\left[ \frac{3-5}{42} [I] \right]$ .

$$[\sigma]_{u1} = \frac{\sigma_0 \times k_N''}{n \times K_\sigma} = \frac{(1,4 \div 1,6)\sigma_{-1} \times k_N''}{n \times K_\sigma}$$

- Ứng suất uốn cho phép của bánh nhỏ:

$$[\sigma]_{u1} = \frac{\sigma_0 \times k_N''}{n \times K_{qt}} = \frac{(1,4 \div 1,6)\sigma_{-1} \times k_N''}{n \times K_{qt}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \times 246 \times 1}{1,5 \times 2} = (114,8 \div 131,2) \text{ N/mm}^2$$

Chọn  $[\sigma]_{u1} = 123 \text{ N/mm}^2$ .

- Ứng suất uốn cho phép của bánh lớn:

$$[\sigma]_{u2} = \frac{\sigma_0 \times k_N''}{n \times K_{qt}} = \frac{(1,4 \div 1,6)\sigma_{-2} \times k_N''}{n \times K_{qt}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \times 212 \times 1}{1,5 \times 2} = (98,9 \div 113,1) \text{ N/mm}^2$$

Chọn  $[\sigma]_{u2} = 106 \text{ N/mm}^2$

**3. Tính khoảng cách trục A:**

- Chọn sơ bộ hệ số tải trọng:  $k = (1,3 \div 1,5)$ . Chọn  $k_{sb} = 1,4$
- Chọn chiều rộng bánh răng:  $\psi_A = 0,4$ .

Áp dụng công thức  $\left[ \frac{3-9}{45} [I] \right]$ .

$$A_{sb} \geq (i_{bn} + 1) \sqrt[3]{\left( \frac{1,05 \times 10^6}{[\sigma_{tx}]_2 \times i_{bn}} \right)^2 \times \frac{K \times N_I}{\psi_A \times n_{II}}} = (3,3 + 1) \sqrt[3]{\left( \frac{1,05 \times 10^6}{442 \times 3,3} \right)^2 \times \frac{1,4 \times 6,8}{0,4 \times 88,5}} = 223 \text{ mm}$$

Chọn  $A_{sb} = 223$  mm.

**4. Tính vận tốc vòng của bánh răng và chọn cấp chính xác của bánh răng:**

Áp dụng công thức  $\left[ \frac{3-17}{46} [I] \right]$ .

$$v = \frac{2\pi \times A \times n_1}{60 \times 1000(i_{bn} + 1)} = \frac{2 \times 3,14 \times 223 \times 292}{60 \times 1000 \times (3,3 + 1)} = 1,58 \text{ m/s}$$

Theo bảng  $\left[ \frac{3-11}{46} [I] \right]$ . Ta chọn cấp chính xác là 9

**5. Hệ số tải trọng k:**

- Vì bánh răng có độ cứng HB < 350 và tải trọng không đổi nên có  $k_{tt}=1$ .

Với vận tốc  $v = 1,4$  m/s và có cấp chính xác là 9. Theo bảng  $\left[ \frac{3-13}{48} [I] \right]$ . Ta

chọn  $k_d=1,45$ .

Do đó  $k = k_{tt} \times k_d = 1 \times 1,45 = 1,45$ .

• Hệ số tải trọng  $k = 1,45$  không khác nhiều so với  $k_{Sob\phi}=1,4$  nên ta không tính lại khoảng cách trục  $A = 223$  mm.

**6. Xác định mô đun, số răng và chiều rộng bánh răng:**

- Mô đun:  $m = (0,01 \div 0,02)A = (0,01 \div 0,02)223 = (2,23 \div 4,46)$  mm

Lấy  $m=3$ . theo bảng  $\left[ \frac{3-1}{34} [I] \right]$ .

- Tính số răng:

$$+ \text{Số răng bánh nhỏ: } Z_1 = \frac{2 \times A}{m(i_{bn} + 1)} = \frac{2 \times 223}{3(3,3 + 1)} = 34,6.$$

Chọn  $Z_1 = 35$  răng.

$$+ \text{Số răng bánh lớn: } Z_2 = Z_1 \times i_{bn} = 35 \times 3,3 = 115,5$$

Chọn  $Z_2 = 115$  răng.

- Chiều rộng bánh răng :  $b = \Psi_A \times A = 0,4 \times 223 = 89,2$  mm

Lấy  $b = 89$  mm.

**7. Kiểm nghiệm độ bền uốn của răng:**

- Theo công thức  $\left[ \frac{3-33}{51} [I] \right]$ , có  $\sigma_u = \frac{19,1 \times 10^6 \times K \times N_1}{y \times m^2 \times Z_{td} \times n_1 \times b}$ .

- Trong đó:

+  $k = 1,45$ : Hệ số tải trọng.

+  $N_1$ : Công suất bộ truyền kw.

+  $y$ : Hệ số dạng răng.

+  $n$ : Số vòng quay trong một phút của bánh răng đang tính.

+  $m$ : Mô đun.

+  $Z_{td}$ : Số răng tương đương trên bánh.

+  $b, \sigma_u$ : Bề rộng, ứng suất tại chân răng.

- Theo bảng  $\left[ \frac{3-18}{52} [I] \right]$ .
  - + Số răng tương đương của bánh nhỏ:  
 $Z_{td1} = Z_1 = 35$  răng.  
 $\rightarrow$  Hệ số dạng răng bánh nhỏ:  $y_1 = 0,451$
  - + Số răng tương đương của bánh lớn:  
 $Z_{td2} = Z_2 = 115$  răng.  
 $\rightarrow$  Hệ số dạng răng bánh nhỏ:  $y_1 = 0,517$
- Ứng suất tại chân răng của bánh nhỏ là:  

$$\sigma_{u1} = \frac{19,1 \times 10^6 \times K \times N_I}{y \times m^2 \times Z_{td} \times n_I \times b} = \frac{19,1 \times 10^6 \times 1,45 \times 6,8}{0,451 \times 3^2 \times 35 \times 292 \times 89} = 51,01 \text{ N/mm}^2$$
 $\sigma_{u1} < [\sigma]_{u1} = 123 \text{ N/mm}^2. \rightarrow$  Thỏa mãn
- Ứng suất tại chân răng của bánh lớn là:  

$$\sigma_{u2} = \sigma_{u1} \times \frac{y_1}{y_2} = 51,01 \times \frac{0,451}{0,517} = 44,50 \text{ N/mm}^2.$$
 $\sigma_{u2} < [\sigma]_{u2} = 106 \text{ N/mm}^2. \rightarrow$  Thỏa mãn

**8. Kiểm nghiệm sức bền của chân răng khi chịu quá tải đột ngột:**

- Kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải  $\left[ \frac{3-43}{53} [I] \right]$ .  
 $[\sigma]_{txqt} = 2,5[\sigma]_{Notx}$ 
  - + Bánh răng nhỏ:  
 $[\sigma]_{txqt1} = 2,5[\sigma]_{Notx} = 2,5 \times 2,6 \text{ HB} = 2,5 \times 2,6 \times 200 = 1300 \text{ N/mm}^2.$
  - + Bánh răng lớn:  
 $[\sigma]_{txqt2} = 2,5[\sigma]_{Notx} = 2,5 \times 2,6 \text{ HB} = 2,5 \times 2,6 \times 170 = 1105 \text{ N/mm}^2.$

Theo công thức  $\left[ \frac{3-13}{45} [I] \right]$ .

$$\begin{aligned} \sigma_{txqt} &= \frac{1,05 \times 10^6}{A \times i_{bn}} \sqrt{\frac{(i_{bn} \pm 1)^3 \times k \times N_I}{b \times n_I}} \\ &= \frac{1,05 \times 10^6}{223 \times 3,3} \sqrt{\frac{(3,3 + 1)^3 \times 1,45 \times 6,8}{89 \times 292}} = 247,8 \text{ N/mm}^2. \end{aligned}$$

$\rightarrow$  Ứng suất quá tải nhỏ hơn ứng suất uốn cho phép trên bánh nhỏ và bánh lớn:

- Kiểm nghiệm ứng suất cho phép khi quá tải;
  - + Bánh nhỏ:  
 $[\sigma]_{upt1} = 0,8 \times \sigma_{ch} = 0,8 \times 290 = 232 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$
  - $$\sigma_{upt1} = \frac{19,1 \times 10^6 \times k \times N_I}{y \times m^2 \times n_I \times Z \times b} = \frac{19,1 \times 10^6 \times 1,45 \times 6,8}{0,451 \times 3^2 \times 292 \times 35 \times 89} = 51 \text{ N/mm}^2$$

$$\rightarrow \sigma_{uqt1} < [\sigma]_{uqt1} \text{ Thỏa mãn.}$$

+ Bánh lớn:

$$[\sigma]_{uqt2} = 0,8 \times \sigma_{ch} = 0,8 \times 260 = 208 \text{ N/mm}^2.$$

$$\sigma_{uqt2} = \sigma_{uqt1} \times \frac{y_1}{y_2} = 51,01 \times \frac{0,451}{0,517} = 44,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\rightarrow \sigma_{uqt2} < [\sigma]_{uqt2} \text{ Thỏa mãn.}$$

**9. Xác định các thông số cơ bản của bộ truyền:**

- Mô đun pháp  $m_n = 3$ .
- Số răng:  $Z_1 = 35$  răng ;  $Z_2 = 115$  răng .
- Góc ăn khớp  $\alpha = 20^\circ$ .
- Chiều rộng răng:  $b = 89$  mm
- Đường kính vòng chia:  $d_{c1} = m \times z_1 = 3 \times 35 = 105$  mm.  
 $d_{c2} = m \times z_2 = 3 \times 115 = 345$  mm.
- Khoảng cách trục:  $A = \frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} = \frac{105 + 345}{2} = 225$  mm.
- Chiều cao răng:  $h = 2,25m = 2,25 \times 3 = 6,75$  mm.
- Độ hở hướng tâm:  $c = 0,25m = 0,25 \times 3 = 0,75$  mm.
- Đường kính vòng đỉnh răng:  
 $D_{e1} = d_{c1} + 2m_n = 105 + 2 \times 3 = 111$  mm.  
 $D_{e2} = d_{c2} + 2m_n = 345 + 2 \times 3 = 351$  mm.
- Đường kính vòng chân răng:  
 $D_{i1} = d_{c1} - 2m_n - 2c = 105 - 2 \times 3 - 2 \times 0,75 = 97,5$  mm.  
 $D_{i2} = d_{c2} - 2m_n - 2c = 345 - 2 \times 3 - 2 \times 0,75 = 337,5$  mm.

**❖ Các thông số bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng cấp nhanh**

Thông số	Giá trị	
	Bánh dẫn	Bánh bị dẫn
Số răng	$Z_1 = 35$ răng	$Z_2 = 115$ răng
Đường kính vòng chia	$d_{c1} = 105$ mm	$d_{c2} = 345$ mm
Đường kính vòng đỉnh răng	$D_{e1} = 111$ mm	$D_{e2} = 351$ mm
Đường kính vòng chân răng	$D_{i1} = 97,5$ mm	$D_{i2} = 337,5$ mm
Chiều rộng răng	$b = 89$ mm	
Mô đun	$m_n = 3$	
Khoảng cách trục	$A = 225$ mm	
Chiều cao răng	$h = 6,75$ mm	
Độ hở hướng tâm	$C = 0,75$ mm	
Góc ăn khớp	$\alpha_0 = 20^\circ$	

**10. Lực tác dụng lên trục:**

Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng nên lực dọc trục  $P_a = 0$ .

Theo công thức  $\left[ \frac{3-49}{54} [I] \right]$  ta có:

$$+ \text{Lực vòng: } P = \frac{2M_x}{d} = \frac{2 \times 9,55 \times 10^6 \times N_l}{n_l \times d_{c1}} = \frac{2 \times 9,55 \times 10^6 \times 6,8}{292 \times 105} = 4236,1 \text{ N}$$

$$+ \text{Lực hướng tâm } P_r = P \times \text{tg}\alpha = 4236,1 \times 0,364 = 1541,9 \text{ N}$$

### **III. THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG THẲNG CẤP CHẬM:**

#### **1. Chọn vật liệu chế tạo bánh răng và cách nhiệt luyện:**

➤ Bánh răng nhỏ thép 45 thường hóa. Theo bảng  $\left[ \frac{3-6}{39} [I] \right]$ .

Ta có các thông số của thép như sau. Theo bảng  $\left[ \frac{3-8}{40} [I] \right]$

+ Đường kính phôi ( 300 ÷ 500) mm.

+ Giới hạn bền kéo:  $\sigma_{bk} = 560 \text{ N/mm}^2$ .

+ Giới hạn chảy:  $\sigma_{ch} = 280 \text{ N/mm}^2$ .

+ Độ rắn : 170 ÷ 220 HB. Chọn 190HB.

➤ Bánh răng lớn thép 35 thường hóa. Theo bảng  $\left[ \frac{3-6}{39} [I] \right]$ .

Ta có các thông số của thép như sau. Theo bảng  $\left[ \frac{3-8}{40} [I] \right]$

+ Đường kính phôi (300 ÷ 500) mm.

+ Giới hạn bền kéo:  $\sigma_{bk} = 480 \text{ N/mm}^2$ .

+ Giới hạn chảy:  $\sigma_{ch} = 240 \text{ N/mm}^2$ .

+ Độ rắn : 140 ÷ 190 HB. Chọn 160HB.

(Với cả bánh răng nhỏ và bánh răng lớn chọn phôi là phôi rèn ).

#### **2. Định ứng suất cho phép :**

• Theo công thức  $\left[ \frac{3-3}{42} [I] \right]$ .

$$N_{td} = 60 \times u \times n \times T$$

Trong đó :

n – số vòng quay trong một phút của bánh răng.

T – tổng số giờ làm việc.  $T = 2 \times 6 \times 300 \times 5 = 18000$

$u$  – số lần ăn khớp của một bánh răng khi quay một vòng.  $u = 1$

+ Số chu kì làm việc của bánh nhỏ :

$$N_{td1} = 60 \times u \times n_2 \times T = 60 \times 18000 \times 1 \times 88,5 = 9,6 \times 10^7$$

+ Số chu kì làm việc của bánh lớn :

$$N_{td2} = 60 \times u \times n_3 = 60 \times 18000 \times 1 \times 31,3 = 3,4 \times 10^7$$

- Theo bảng  $\left[ \frac{3-9}{43} [I] \right]$  ta chọn chu kì cơ sở  $N_o = 10^7$

$$\rightarrow N_{td1} > N_o$$

$$N_{td2} > N_o$$

Do đó cả hai bánh răng có  $k'_N = k''_N = 1$ .

**a. Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép :**

$$[\sigma]_{tx} = [\sigma]_{N0tx} \times k'_N$$

Tra bảng  $\left[ \frac{3-9}{43} [I] \right]$  ta có  $[\sigma]_{N0tx} = 2,6 HB$

- Ứng suất tiếp xúc của bánh nhỏ :

$$[\sigma_1]_{tx} = 2,6 \times 190 = 494 \text{ N/mm}^2$$

- Ứng suất tiếp xúc của bánh lớn :

$$[\sigma_2]_{tx} = 2,6 \times 160 = 416 \text{ N/mm}^2$$

**b. Xác định ứng suất uốn cho phép :**

- Vì phơi rèn, thép thường hóa nên lấy hệ số an toàn  $n = 1,5$ . Hệ số tập trung ứng suất  $k_\sigma = 2$  theo bảng  $\left[ \frac{2P}{320} [I] \right]$ .

+ Giới hạn mỏi của bánh răng nhỏ là:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,45) \sigma_{bk} = (0,4 \div 0,45) \times 560 = (224 \div 252) \text{ N/mm}^2$$

Chọn  $\sigma_{-1} = 238 \text{ N/mm}^2$

+ Giới hạn mỏi của bánh răng lớn là:

$$\sigma_{-2} = (0,4 \div 0,45) \sigma_{bk} = (0,4 \div 0,45) \times 480 = (192 \div 216) \text{ N/mm}^2$$

Chọn  $\sigma_{-2} = 204 \text{ N/mm}^2$

- Khi răng làm việc một mặt (răng chịu ứng suất thay đổi mạch động) ứng suất uốn cho phép được tính theo công thức  $\left[ \frac{3-5}{42} [I] \right]$ .

$$[\sigma]_{u1} = \frac{\sigma_0 \times k_N''}{n \times K_{qt}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1} \times k_N''}{n \times K_{qt}} .$$

- Ứng suất uốn cho phép của bánh nhỏ:

$$[\sigma]_{u1} = \frac{\sigma_0 \times k_N''}{n \times K_{qt}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-1} \times k_N''}{n \times K_{qt}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \times 238 \times 1}{1,5 \times 2} = (111,1 \div 126,9) N / mm^2$$

Chọn  $[\sigma]_{u1} = 118 N/mm^2$

- Ứng suất uốn cho phép của bánh lớn:

$$[\sigma]_{u2} = \frac{\sigma_0 \times k_N''}{n \times K_{qt}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \sigma_{-2} \times k_N''}{n \times K_{qt}} = \frac{(1,4 \div 1,6) \times 204 \times 1}{1,5 \times 2} = (95,2 \div 108,8) N / mm^2$$

Chọn  $[\sigma]_{u2} = 102 N/mm^2$

### 3. Tính khoảng cách trục A:

- Chọn sơ bộ hệ số tải trọng:  $k = (1,3 \div 1,5)$ , chọn  $k_{sb} = 1,4$ .
- Chọn chiều rộng bánh răng:  $\psi_A = 0,4$ .

Áp dụng công thức  $\left[ \frac{3-9}{45} [I] \right]$ .

$$A \geq (i_{bc} + 1) \sqrt[3]{\left( \frac{1,05 \times 10^6}{[\sigma_2]_{tx} \times i_{bc}} \right)^2 \times \frac{K \times N_{II}}{\psi_A \times n_{II}}} = (2,8 + 1) \sqrt[3]{\left( \frac{1,05 \times 10^6}{416 \times 2,8} \right)^2 \times \frac{1,4 \times 6,6}{0,4 \times 88,5}}$$

$$= 226,6 \text{ mm}$$

Chọn  $A_{sb} = 227 \text{ mm}$ .

### 4. Tính vận tốc vòng của bánh răng và chọn cấp chính xác của bánh răng:

Áp dụng công thức  $\left[ \frac{3-17}{46} [I] \right]$ .

$$v = \frac{2\pi \times A \times n_{II}}{60 \times 1000 (i_{bc} + 1)} = \frac{2 \times 3,14 \times 227 \times 88,5}{60 \times 1000 \times (2,8 + 1)} = 0,55 \text{ m/s}$$

Theo bảng  $\left[ \frac{3-11}{46} [I] \right]$ . Ta chọn cấp chính xác là 9.

### 5. Hệ số tải trọng k:

- Vì bánh răng có độ cứng  $HB < 350$  và tải trọng không đổi nên có  $k_{tt} = 1$ .

Với vận tốc  $v = 0,55 \text{ m/s}$  và cấp chính xác là 9. Theo bảng  $\left[ \frac{3-13}{48} [I] \right]$ .

Ta chọn  $k_d = 1,1$ .

Do đó  $k = k_{tt} \times k_d = 1 \times 1,1 = 1,1$ .

- Hệ số tải trọng  $k = 1,1$  hác nhiều so với  $k_{Sobộ} = 1,4$  nên ta tính lại khoảng cách trục A .

$$A = A_{sb} \sqrt[3]{\frac{k}{k_{sb}}} = 227 \times \sqrt[3]{\frac{1,1}{1,4}} = 209,5 \text{ mm}$$

Chọn A = 210 mm

**6. Xác định mô đun, số răng và chiều rộng bánh răng:**

- Mô đun:  $m = (0,01 \div 0,02)A = (0,01 \div 0,02) \times 210 = (2,1 \div 4,2) \text{ mm}$

Lấy m = 4. theo bảng  $\left[ \frac{3-1}{34} [I] \right]$ .

- Tính số răng:

$$+ \text{Số răng bánh nhỏ: } Z_1 = \frac{2A}{m(i_{bc} + 1)} = \frac{2 \times 210}{4 \times (2,8 + 1)} = 27,6.$$

Chọn  $Z_1 = 28$  răng.

$$+ \text{Số răng bánh lớn: } Z_2 = Z_1 \times i_{bc} = 28 \times 2,8 = 78,4$$

Chọn  $Z_2 = 78$  răng.

- Chiều rộng bánh răng :  $b = \Psi_A \times A = 0,4 \times 210 = 84 \text{ mm}$

Lấy b = 84 mm.

**7. Kiểm nghiệm độ bền uốn của răng:**

- Theo công thức  $\left[ \frac{3-33}{51} [I] \right]$ , có  $\sigma_u = \frac{19,1 \times 10^6 \times K \times N_{II}}{y \times m^2 \times Z_{td} \times n_{II} \times b}$ .

- Trong đó:

+ k = 1,1: Hệ số tải trọng.

+  $N_{II}$ : Công suất bộ truyền kw.

+ y: Hệ số dạng răng.

+ n: Số vòng quay trong một phút của bánh răng đang tính.

+ m: Mô đun.

+  $Z_{td}$  : Số răng tương đương trên bánh.

+ b,  $\sigma_u$  : Bề rộng, ứng suất tại chân răng.

- Theo bảng  $\left[ \frac{3-18}{52} [I] \right]$ .

+ Số răng tương đương của bánh nhỏ:

$$Z_{td1} = Z_1 = 28 \text{ răng.}$$

→ Hệ số dạng răng bánh nhỏ:  $y_1 = 0,451$

+ Số răng tương đương của bánh lớn:

$$Z_{td2} = Z_2 = 78 \text{ răng.}$$

→ Hệ số dạng răng bánh lớn:  $y_2 = 0,511$

- Ứng suất tại chân răng của bánh nhỏ là:

$$\sigma_{u1} = \frac{19,1 \times 10^6 \times K \times N_{II}}{y \times m^2 \times Z_{td} \times n_{II} \times b} = \frac{19,1 \times 10^6 \times 1,1 \times 6,6}{0,451 \times 4^2 \times 28 \times 88,5 \times 84} = 92,3 \text{ N/mm}^2$$

$\sigma_{u1} < [\sigma]_{u1} = 118 \text{ N/mm}^2$ . → Thỏa mãn

- Ứng suất tại chân răng của bánh lớn là:



$$\sigma_{u2} = \sigma_{u1} \times \frac{y_1}{y_2} = 92,3 \times \frac{0,451}{0,511} = 81,5 \text{ N/mm}^2.$$

$$\sigma_{u2} < [\sigma]_{u2} = 102 \text{ N/mm}^2. \rightarrow \text{Thỏa mãn}$$

**8. Kiểm nghiệm sức bền của chân răng khi chịu quá tải đột ngột:**

- Kiểm nghiệm ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải  $\left[ \frac{3-43}{53} [I] \right]$ .

$$[\sigma]_{txqt} = 2,5[\sigma]_{Notx}$$

+ Bánh răng nhỏ:

$$[\sigma]_{txqt1} = 2,5[\sigma]_{Notx} = 2,5 \times 2,6 \text{ HB} = 2,5 \times 2,6 \times 190 = 1235 \text{ N/mm}^2.$$

+ Bánh răng lớn:

$$[\sigma]_{txqt2} = 2,5[\sigma]_{Notx} = 2,5 \times 2,6 \text{ HB} = 2,5 \times 2,6 \times 160 = 1040 \text{ N/mm}^2.$$

Theo công thức  $\left[ \frac{3-13}{45} [1] \right]$ .

$$\begin{aligned} \sigma_{txqt} &= \frac{1,05 \times 10^6}{A \times i_{bc}} \sqrt{\frac{(i_{bc} \pm 1)^3 \times k \times N_{II}}{b \times n_{II}}} \\ &= \frac{1,05 \times 10^6}{210 \times 2,8} \sqrt{\frac{(2,8+1)^3 \times 1,1 \times 6,6}{84 \times 88,5}} = 413,4 \text{ N/mm}^2. \end{aligned}$$

→ Ứng suất quá tải nhỏ hơn ứng suất cho phép trên bánh nhỏ và bánh lớn:

- Kiểm nghiệm ứng suất cho phép khi quá tải:

+ Bánh nhỏ:

$$[\sigma]_{upt1} = 0,8 \times \sigma_{ch} = 0,8 \times 280 = 224 \text{ (N/mm}^2\text{)}.$$

$$\sigma_{upt1} = \frac{19,1 \times 10^6 \times k \times N_{II}}{y \times m^2 \times n_{II} \times Z_{td} \times b} = \frac{19,1 \times 10^6 \times 1,1 \times 6,6}{0,451 \times 4^2 \times 88,5 \times 28 \times 84} = 92,3 \text{ N/mm}^2$$

$$\rightarrow \sigma_{upt1} < [\sigma]_{upt1} \text{ Thỏa mãn.}$$

+ Bánh lớn:

$$[\sigma]_{upt2} = 0,8 \times \sigma_{ch} = 0,8 \times 240 = 192 \text{ N/mm}^2.$$

$$\sigma_{upt2} = \sigma_{upt1} \times \frac{y_1}{y_2} = 92,3 \times \frac{0,451}{0,511} = 81,5 \text{ N/mm}^2$$

$$\rightarrow \sigma_{upt2} < [\sigma]_{upt2} \text{ Thỏa mãn.}$$

**9. Xác định các thông số cơ bản của bộ truyền:**

- Mô đun pháp  $m_n = 4$ .
- Số răng:  $Z_1 = 28$  răng ;  $Z_2 = 78$  răng .
- Góc ăn khớp  $\alpha = 20^\circ$  .
- Chiều rộng răng:  $b = 84$  mm
- Đường kính vòng chia:  $d_{c1} = m \times z_1 = 4 \times 28 = 112$  mm.  
 $d_{c2} = m \times z_2 = 4 \times 78 = 312$  mm.

- Khoảng cách trục:  $A = \frac{d_{c1} + d_{c2}}{2} = \frac{112 + 312}{2} = 212 \text{ mm.}$
- Chiều cao răng:  $h = 2,25m = 2,25 \times 4 = 9 \text{ mm.}$
- Độ hở hướng tâm:  $c = 0,25m = 0,25 \times 4 = 1 \text{ mm.}$
- Đường kính vòng đỉnh răng:  
 $D_{e1} = d_{c1} + 2m_n = 112 + 2 \times 4 = 120 \text{ mm.}$   
 $D_{e2} = d_{c2} + 2m_n = 312 + 2 \times 4 = 320 \text{ mm.}$
- Đường kính vòng chân răng:  
 $D_{i1} = d_{c1} - 2m_n - 2c = 112 - 2 \times 4 - 2 \times 1 = 102 \text{ mm.}$   
 $D_{i2} = d_{c2} - 2m_n - 2c = 312 - 2 \times 4 - 2 \times 1 = 302 \text{ mm.}$

❖ **Các thông số bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng cấp chậm**

Thông số	Giá trị	
	Bánh dẫn	Bánh bị dẫn
Số răng	$Z_1 = 28$ răng	$Z_2 = 78$ răng
Đường kính vòng chia	$d_{c1} = 112 \text{ mm}$	$d_{c2} = 312 \text{ mm}$
Đường kính vòng đỉnh răng	$D_{e1} = 120 \text{ mm}$	$D_{e2} = 320 \text{ mm}$
Đường kính vòng chân răng	$D_{i1} = 102 \text{ mm}$	$D_{i2} = 302 \text{ mm}$
Chiều rộng răng	$B = 84 \text{ mm}$	
Môđun	$m_n = 4$	
Khoảng cách trục	$A = 212 \text{ mm}$	
Chiều cao răng	$h = 9 \text{ mm}$	
Độ hở hướng tâm	$c = 1 \text{ mm}$	
Góc ăn khớp	$\alpha_0 = 20^\circ$	

**10. Lực tác dụng lên trục:**

Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng nên lực dọc trục  $P_a = 0$ .

Theo công thức  $\left[ \frac{3-49}{54} [I] \right]$  ta có:

+ Lực vòng:  $P = \frac{2M_x}{d} = \frac{2 \times 9,55 \times 10^6 \times N_{II}}{n_{II} \times d_{c1}} = \frac{2 \times 9,55 \times 10^6 \times 6,6}{88,5 \times 112} = 12718 \text{ N}$

+ Lực hướng tâm  $P_r = P \times \text{tg} \alpha = 12718 \times \text{tg} 20 = 4629,4 \text{ N.}$

## PHẦN IV: TÍNH TOÁN TRỤC.

### I. CHON VẬT LIỆU LÀM TRỤC:

Vật liệu phải có độ bền cao, ít nhạy với tập trung ứng suất, có thể nhiệt luyện được và dễ gia công. Thép cac bon và thép hợp kim là những vật liệu chủ yếu để chế tạo trục. Vì hộp giảm tốc chịu tải trọng trung bình nên ta chọn loại thép 45 (thường hóa) có giới hạn bền kéo:  $\sigma_{bk} = 600 \text{ N/mm}^2$

### II. TÍNH SỨC BỀN TRỤC:

#### 1. Tính đường kính sơ bộ của trục:

Theo công thức  $\left[ \frac{7-2}{114} [I] \right]$  ta có:

$$d \geq C \times \sqrt[3]{\frac{N}{n}}, \text{ mm}$$

Trong đó:  $d$  – đường kính trục (mm).

$C$  – hệ số phụ thuộc ứng suất xoắn cho phép đối với đầu trục vào và trục truyền chung, lấy  $C = 120$

$N$  – công suất truyền của trục (kw).

$n$  – số vòng quay trong một phút của trục.

- **Đối với trụ I:**

$$N_1 = 6,8 \text{ kw.}$$

$$n_1 = 292 \text{ vòng/phút.}$$

$$\rightarrow d_1 = 120 \times \sqrt[3]{\frac{6,8}{292}} = 34,3 \text{ mm}$$

$$\text{Chọn } d_1 = 35 \text{ mm.}$$

- **Đối với trụ II:**

$$N_2 = 6,6 \text{ kw.}$$

$$n_2 = 88,5 \text{ vòng/phút.}$$

$$\rightarrow d_2 = 120 \times \sqrt[3]{\frac{6,6}{88,5}} = 50,5 \text{ mm}$$

$$\text{Chọn } d_2 = 50 \text{ mm.}$$

- **Đối với trụ III:**

$$N_3 = 6,4 \text{ kw.}$$

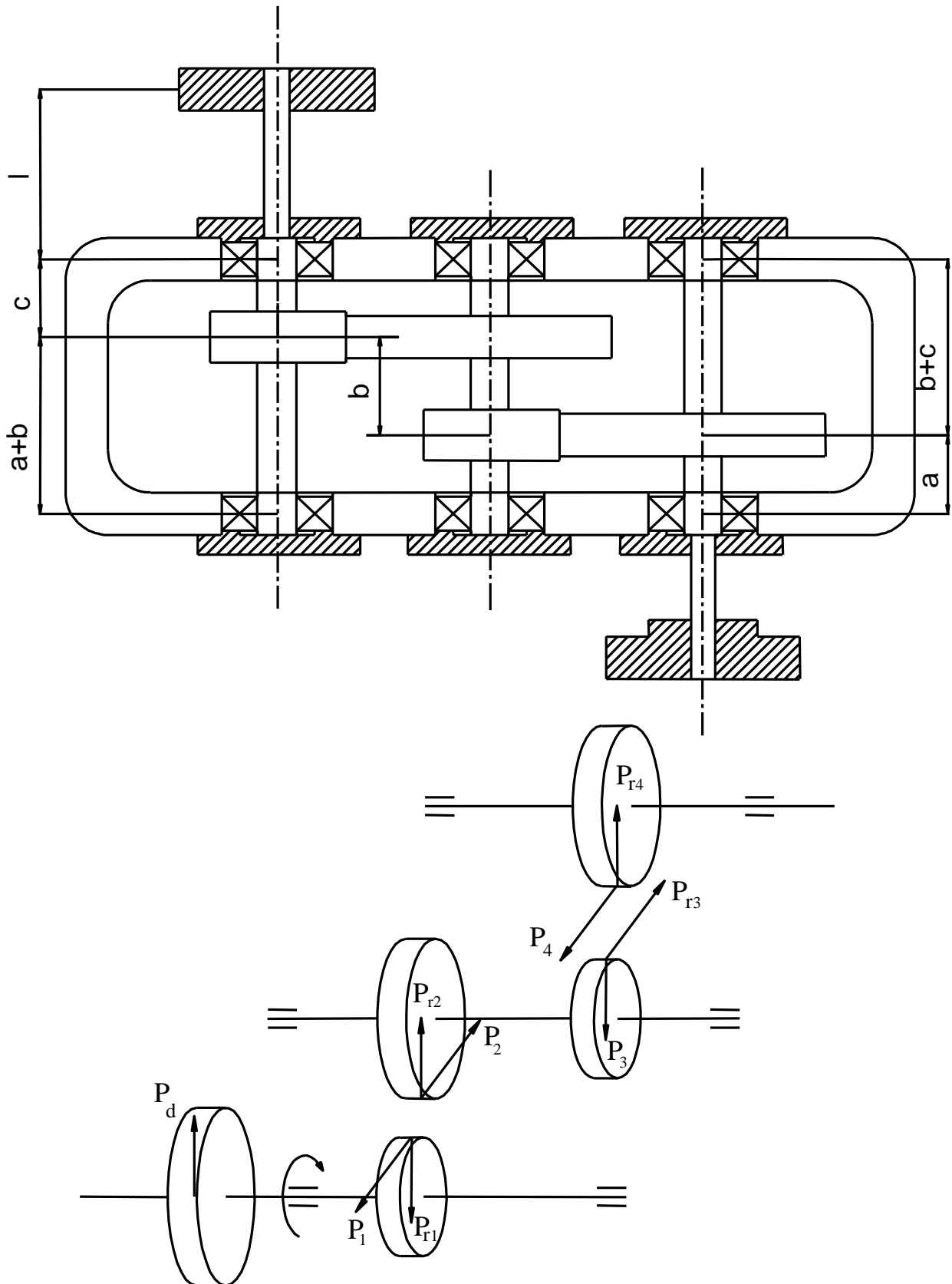
$$n_3 = 31,3 \text{ vòng/phút.}$$

$$\rightarrow d_3 = 120 \times \sqrt[3]{\frac{6,4}{31,3}} = 70,7 \text{ mm}$$

$$\text{Chọn } d_3 = 72 \text{ mm.}$$

Lấy trị số  $d_{II} = 50 \text{ mm}$ , để chọn loại đai dờ cỡ trung bình. Tra bảng  $\left[ \frac{14P}{339} [I] \right]$  ta có chiều rộng ổ lăn.  $B = 27 \text{ mm}$ .

2. Tính gần đúng các trục:



Để tính các kích thước, chiều dài của trục ta tham khảo bảng  $\frac{7-1}{118}$  [1]. Ta chọn các

kích thước như sau:

- + Khe hở giữa các bánh răng : 10 mm.
- + Khoảng cách từ thành của hộp đến mặt bên của ổ lăn : 10 mm
- + Chiều rộng ổ lăn :  $B = 27$  mm
- + Khe hở giữa bánh răng và thành trong của hộp : 12 mm (ta có  $D \geq 1,2 \times \delta$ , với  $\delta$  tính theo bảng  $\left[ \frac{10-9}{268-269} [I] \right]$  :  $\delta = 0,025 \times A + 3$  mm =  $0,025 \times 234 + 3 =$

8,85 mm;  $\Rightarrow D \geq 1,2 \times 8,85 = 10,62$  mm, ta lấy  $D = 12$  mm)

- + Chiều cao của Bulông ghép nắp ổ và chiều dày nắp : 16 mm
- + Khe hở giữa mặt bên bánh đai và đầu Bulông : 15 mm
- + Chiều rộng bánh đai: 148 mm
- + Chiều rộng bánh răng cấp nhanh : 89 mm
- + Chiều rộng bánh răng cấp chậm : 84 mm
- Tổng hợp các kích thước trên ta có:

$$+ a = \frac{27}{2} + 10 + 12 + \frac{84}{2} = 77,5 \text{ mm}$$

$$+ b = \frac{80}{2} + \frac{84}{2} + 10 = 92 \text{ mm}$$

$$+ c = \frac{27}{2} + 10 + 12 + \frac{89}{2} = 80 \text{ mm}$$

$$+ l = \frac{27}{2} + 15 + 16 + 10 + \frac{148}{2} = 128,5 \text{ mm}$$

**a. Sơ đồ phân tích lực trên trục I:**

- Các thông số chủ yếu
  - +  $l = 128,5$  mm,  $a + b = 169,5$  mm.
  - +  $c = 80$  mm
- Các lực tác dụng lên trục I bao gồm :
  - + Lực tác dụng lên đai:  $P_d = 1063,7$  N
  - + Lực hướng tâm :  $P_{r1} = 1541,6$  N
  - + Lực vòng :  $P_1 = 4236,1$  N
- Tính phản lực tại gối đỡ:

Chiều lên mặt phẳng yOz.

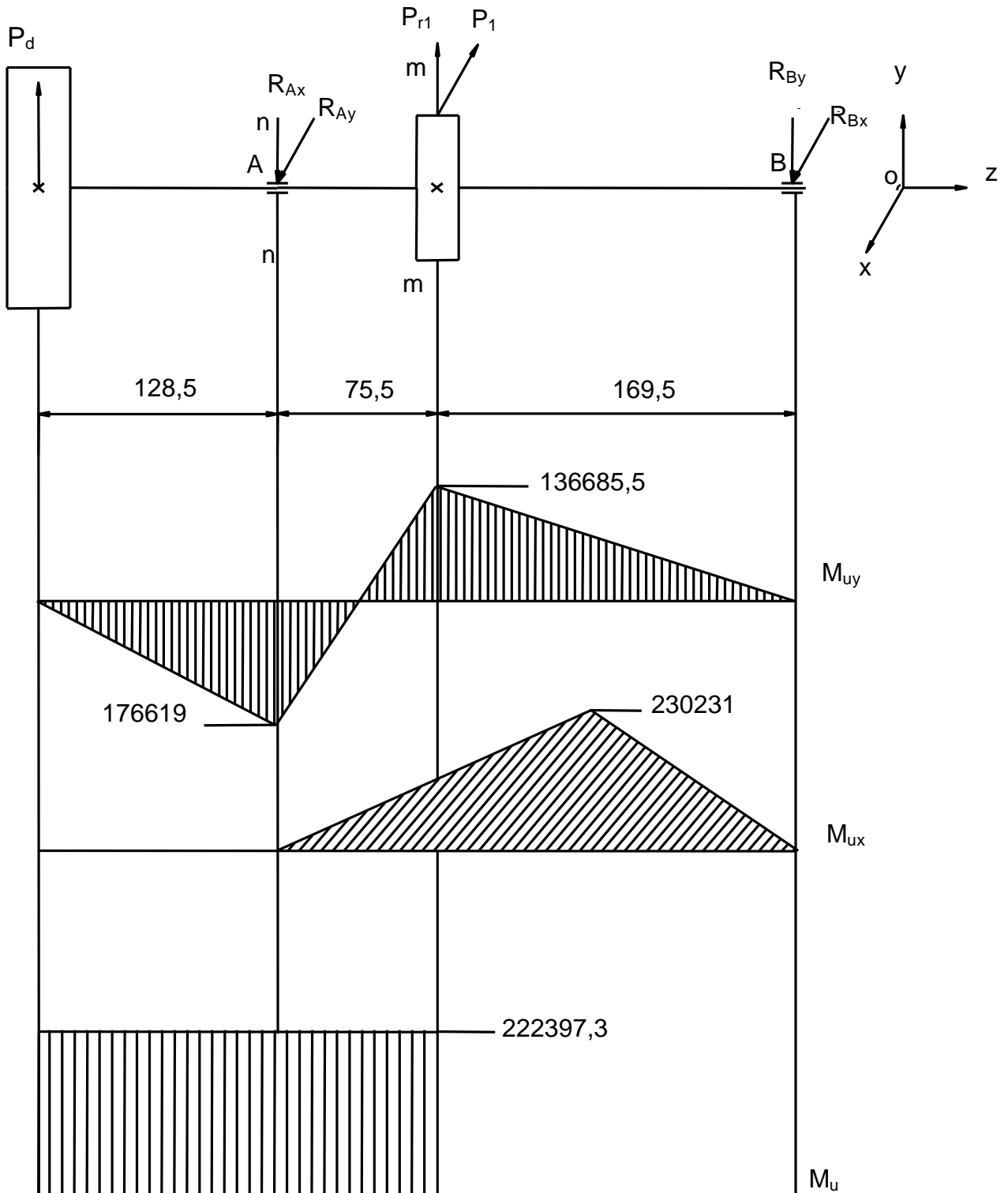
+ Tính phản lực tại gối đỡ A:  $R_{By}$

$$\sum m_{Ay} = P_{dy} \times l + P_r \times c - R_{By} \times (a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{By} = \frac{(P_{dy} \times l) + (P_r \times c)}{a + b + c}$$

$$= \frac{(1063,7 \times 128,5) + (1541,6 \times 80)}{169,5 + 80} = 1042 \text{ N}$$

$R_{By} = 1042 \text{ N} > ,$  Lực  $R_{By}$  có chiều như hình vẽ.



+ Tính phản lực tại gối đỡ A :  $R_{Ay}$

$$R_{Ay} = P_d - R_{By} + P_{r1} = 1063,7 - 1042 + 1740,9 = 1762,6 \text{ N}$$

Chiều lên mặt phẳng xoz.

+ Tính phản lực tại gối đỡ B:

$$\sum m_{Ax} = P_1 \times c - R_{Bx} \times (a + b + c)$$

$$\Rightarrow R_{Bx} = \frac{P_1 \times c}{a + b + c} = \frac{4236,1 \times 80}{169,5 + 80} = 1358,3 \text{ N}$$

+ Tính phản lực tại gối đỡ A:

$$R_{Ax} = P_1 - R_{Bx} = 4236,1 - 1358,3 = 2877,8 \text{ N}$$

- Tính Momen uốn ở tiết diện nguy hiểm:

+ Ở tiết diện n-n ta có

$$M_{u \text{ n-n}} = P_d \times l = 1063,7 \times 128,5 = 136685,5 \text{ Nmm}$$

+ Ở tiết diện m-m ta có:

$$M_{u \text{ m-m}} = \sqrt{M_{uy}^2 + M_{ux}^2}$$

Trong đó:  $+ M_{uy} = R_{By} \times (a+b) = 1042 \times 169,5 = 176619 \text{ N} \times \text{mm}$

$+ M_{ux} = R_{Bx} \times (a+b) = 1358,3 \times 169,5 = 230231 \text{ N} \times \text{mm}$

$$\rightarrow M_{u \text{ m-m}} = \sqrt{176619^2 + 230231^2} = 290173,4 \text{ N} \times \text{mm}$$

- Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm:

Áp dụng công thức  $\frac{7-3}{117}$  [1] ta có:  $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \times [\sigma]}}$  mm

Trong đó :  $+ M_{td}$  – Momen tương đương. Áp dụng công thức  $\frac{7-4}{117}$  [1]

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \times M_x^2}$$

+ Tra bảng  $\left[ \frac{7-2}{119} [I] \right]$  ta chọn  $[\sigma] = 63 \text{ N/mm}^2$

Đường kính trục ở tiết diện n-n

Ta có:  $M_{u \text{ n-n}} = 136685,5 \text{ Nmm}$

$$M_x = 9,55 \times 10^6 \times \frac{N_l}{n_l} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{6,8}{292} = 222397,3 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$\rightarrow M_{td} = \sqrt{136685,5^2 + (0,75 \times 222397,3^2)} = 236174,4 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$\text{Vậy } d_{n-n} \geq \sqrt[3]{\frac{236174,4}{0,1 \times 63}} = 33,5 \text{ mm}$$

Đường kính trục ở tiết diện m-m

Ta có :  $M_{u \text{ m-m}} = 290173,4 \text{ N} \times \text{mm}$

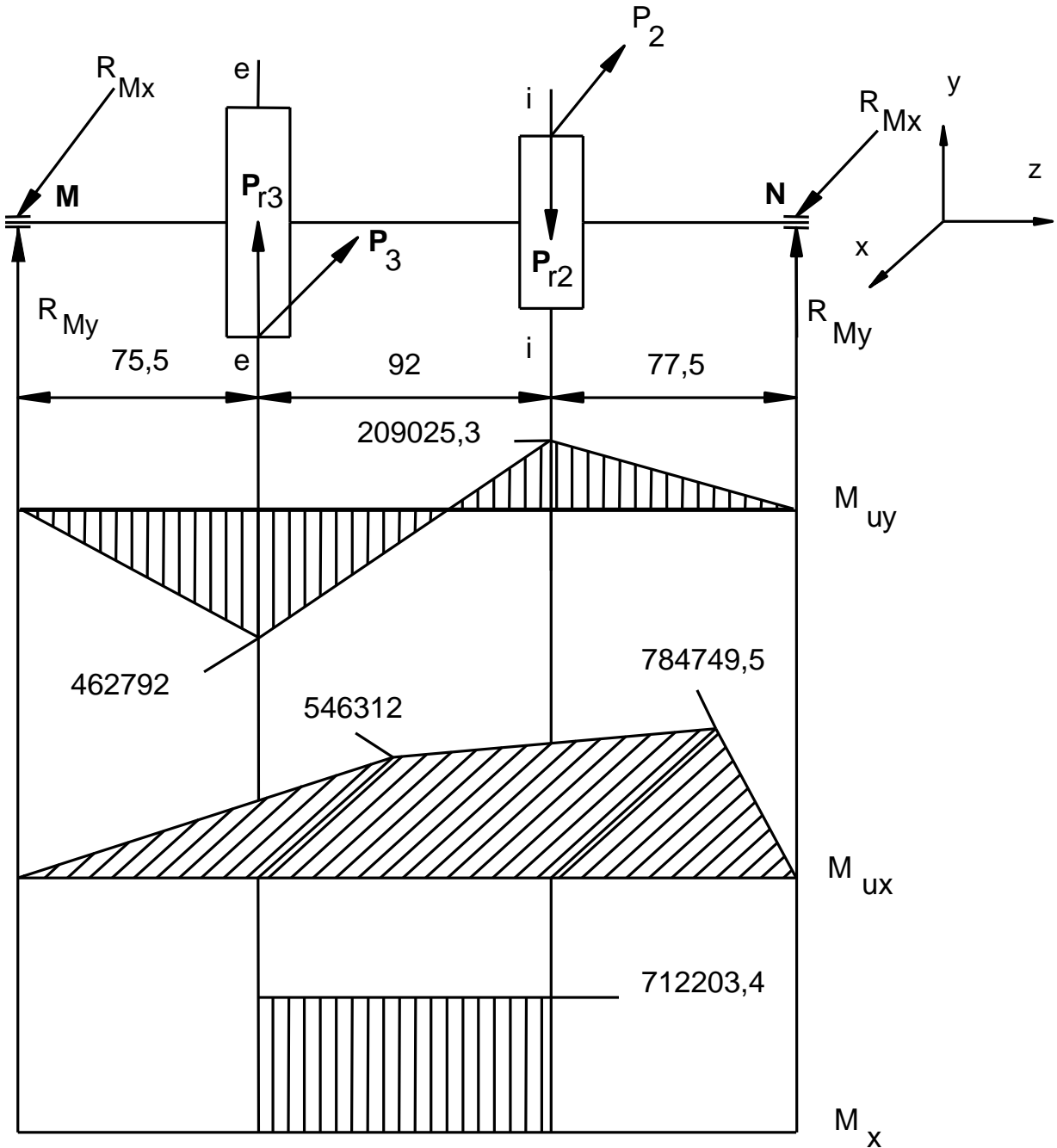
$$M_x = 222397,3 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$\rightarrow M_{td} = \sqrt{290173,4^2 + (0,75 \times 222397,3^2)} = 348275,8 \text{ N} \times \text{mm}$$

Vậy  $d_{m-m} \geq \sqrt[3]{\frac{348275,8}{0,1 \times 63}} = 38,1 \text{ mm}$

Đường kính ở tiết diện n-n lấy bằng 34 mm (ngõng trục lắp ổ) và đường kính ở tiết diện m-m lấy bằng 38 mm. lớn hơn giá trị được tính vì trục có rãnh then.

**b. Sơ đồ phân tích lực trên trục II:**





- Các thông số chủ yếu
  - + a = 77,5 mm
  - + b = 92 mm
  - + c = 80 mm
- Các lực tác dụng lên trục II bao gồm :
  - + Lực tác dụng lên bánh răng nhỏ
    - Lực vòng :  $P_2 = 12718 \text{ N}$
    - Lực hướng tâm:  $P_{r2} = 4629,4 \text{ N}$
  - + Lực tác dụng lên bánh răng lớn :
    - Lực vòng:  $P_3 = 4236,1 \text{ N}$
    - Lực hướng tâm :  $P_{r3} = 1541,6 \text{ N}$
- Tính phản lực tại gối đỡ:

Chiều lên mặt phẳng yOz.

+ Tính phản lực tại gối đỡ N:  $R_{Ny}$

$$\sum m_{My} = P_{r3} \times c - P_{r2} \times (b + c) + R_{Ny} \times (a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{Ny} = \frac{P_{r2} \times (b + c) - P_{r3} \times c}{a + b + c} = \frac{4629,4 \times (92 + 80) - 1541,6 \times 80}{77,5 + 92 + 80} = 2697,1 \text{ N}$$

$R_{Ny} = 2697,1 \text{ N} > 0$ , Lực  $R_{Ny}$  có chiều như hình vẽ.

+ Tính phản lực tại gối đỡ M :  $R_{My}$

$$R_{My} = P_{r2} - P_{r3} + R_{Ny} = 4629,4 - 1541,6 + 2697,1 = 5784,9 \text{ N}$$

Chiều lên mặt phẳng xOz.

+ Tính phản lực tại gối đỡ N:

$$\sum m_{Nx} = P_3 \times c + P_2 \times (b + c) - R_{Nx} \times (a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{Nx} = \frac{P_3 \times c + P_2 \times (b + c)}{a + b + c} = \frac{4236,1 \times 80 + 12718 \times (92 + 80)}{77,5 + 92 + 80} = 10125,8 \text{ N}$$

+ Tính phản lực tại gối đỡ M

$$R_{Mx} = P_3 + P_2 - R_{Nx} = 4236,7 + 12718 - 10125,8 = 6828,9 \text{ N}$$

- Tính Momen uốn ở tiết diện nguy hiểm:

+ Ở tiết diện e-e ta có

$$M_{u e-e} = \sqrt{M_{uy}^2 + M_{ux}^2}$$

$$+ M_{ux} = R_{Mx} \times c = 6828,9 \times 80 = 546312 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$+ M_{uy} = R_{My} \times c = 5784,9 \times 80 = 462792 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$\rightarrow M_{u e-e} = \sqrt{546312^2 + 462792^2} = 715984 \text{ N} \times \text{mm}$$

+ Ở tiết diện i-i ta có:

$$M_{u i-i} = \sqrt{M_{uy}^2 + M_{ux}^2}$$

$$+ M_{uy} = R_{Ny} \times a = 2697,1 \times 77,5 = 209025,3 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$+ M_{ux} = R_{N_x} \times a = 10125,8 \times 77,5 = 784749,5 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$\rightarrow M_{u_{i-i}} = \sqrt{209025,3^2 + 784749,5^2} = 812110,4 \text{ N} \times \text{mm}$$

- Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm:

$$\text{Áp dụng công thức } \left[ \frac{7-3}{117} [I] \right] \text{ ta có: } d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \times [\sigma]}} \text{ mm}$$

Trong đó : +  $M_{td}$  – Momen tương đương. Áp dụng công thức  $\frac{7-4}{117} [I]$

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \times M_x^2}$$

$$+ \text{Tra bảng } \left[ \frac{7-2}{119} [I] \right] \text{ ta chọn } [\sigma] = 50 \text{ N/mm}^2$$

Đường kính trục ở tiết diện e-e

$$\text{Ta có: } M_{u_{e-e}} = 715984 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_x = 9,55 \times 10^6 \times \frac{N_u}{n_H} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{6,6}{88,5} = 712203,4 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$\rightarrow M_{td} = \sqrt{715984^2 + (0,75 \times 712203,4^2)} = 945017,7 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$\text{Vậy } d_{e-e} \geq \sqrt[3]{\frac{945017,7}{0,1 \times 50}} = 57,4 \text{ mm}$$

Đường kính trục ở tiết diện i-i

$$\text{Ta có : } M_{u_{i-i}} = 812110,4 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$M_x = 712203,4 \text{ Nmm}$$

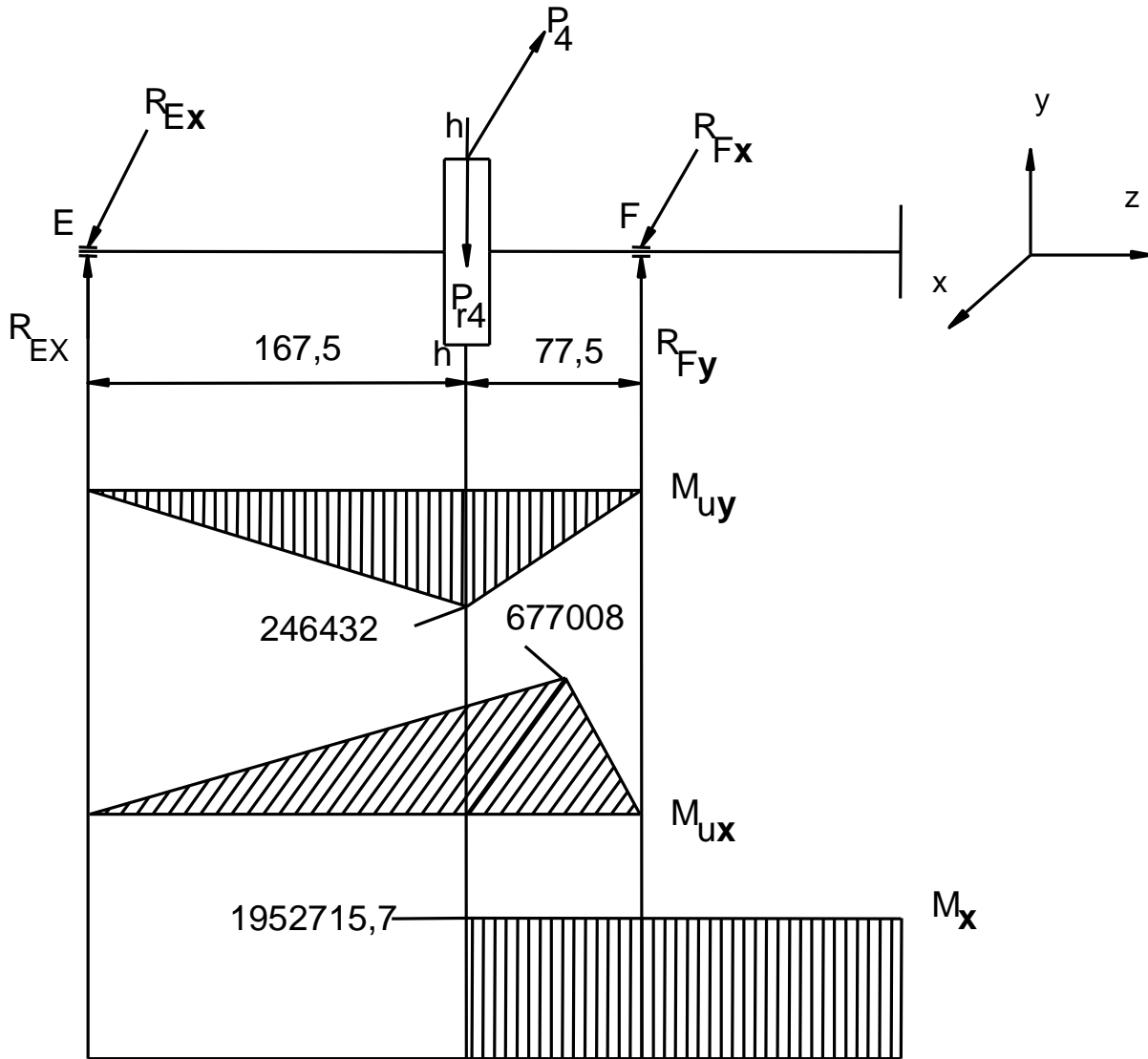
$$\rightarrow M_{td} = \sqrt{812110,4^2 + (0,75 \times 712203,4^2)} = 1019778,7 \text{ N} \times \text{mm}$$

$$\text{Vậy } d_{i-i} \geq \sqrt[3]{\frac{1019778,7}{0,1 \times 50}} = 58,8 \text{ mm}$$

Đường kính ở tiết diện e-e lấy bằng 57 mm (ngõng trục lắp ổ) và đường kính ở tiết diện i-i lấy bằng 60 mm. lớn hơn giá trị được tính vì trục có rãnh then.

### c. Sơ đồ phân tích lực trên trục III:

- Các thông số chủ yếu
  - +  $a = 77,5 \text{ mm}$
  - +  $b + c = 92 + 80 = 172 \text{ mm}$
- Các lực tác dụng lên trục III bao gồm :
  - Lực tác dụng lên bánh răng
    - + Lực vòng :  $P_4 = 12718 \text{ N}$
    - + Lực hướng tâm:  $P_{r4} = 4629,4 \text{ N}$



- Tính phản lực tại gối đỡ:

Chiều lên mặt phẳng  $yOz$ .

+ Tính phản lực tại gối đỡ F:  $R_{Fy}$

$$\sum m_{Ey} = P_{r4} \times (b + c) - R_{Fy} \times (a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{Fy} = \frac{P_{r4} \times (b + c)}{a + b + c} = \frac{4629,4 \times 170}{77,5 + 170} = 3179,8 \text{ N}$$

$R_{Fy} = 3179,8 \text{ N} > 0$ , Lực  $R_{Ny}$  có chiều như hình vẽ.

+ Tính phản lực tại gối đỡ E :  $R_{Ey}$

$$R_{Ey} = P_{r4} - R_{Fy} = 4629,4 - 3179,8 = 1449,6 \text{ N}$$

Chiều lên mặt phẳng  $xOz$ .

+ Tính phản lực tại gối đỡ F

$$\sum m_{Ex} = P_4 \times (b + c) - R_{Fx} \times (a + b + c) = 0$$

$$\Rightarrow R_{Fx} = \frac{P_4 \times (b+c)}{a+b+c} = \frac{12718 \times 170}{77,5+170} = 8735,6 N$$

+Tính phản lực tại gối đỡ E

$$R_{Ex} = P_4 - R_{Fx} = 12718 - 8735,6 = 3982,4 N$$

- Tính Momen uốn ở tiết diện nguy hiểm: Ở tiết diện h-h ta có

$$M_{u\ h-h} = \sqrt{M_{uy}^2 + M_{ux}^2}$$

$$+M_{ux} = R_{Ex} \times (b+c) = 3982,4 \times 170 = 677008 N \times mm$$

$$+M_{uy} = R_{Ey} \times (a+b) = 1449,6 \times 170 = 246432 N \times mm$$

$$\Rightarrow M_{u\ h-h} = \sqrt{677008^2 + 246432^2} = 720464,1 N \times mm$$

- Đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm:

$$\text{Áp dụng công thức } \left[ \frac{7-3}{117} [I] \right] \text{ ta có: } d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1 \times [\sigma]}} \text{ mm}$$

Trong đó : +  $M_{td}$  – Momen tương đương. Áp dụng công thức  $\left[ \frac{7-4}{117} [I] \right]$

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75 \times M_x^2}$$

$$+ \text{Tra bảng } \left[ \frac{7-2}{119} [I] \right] \text{ ta chọn } [\sigma] = 48 N/mm^2$$

$$\text{Ta có } M_{u\ h-h} = 720464,1 N \times mm$$

$$M_x = 9,55 \times 10^6 \times \frac{N_{II}}{n_{II}} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{6,4}{31,3} = 1952715,7 N \times mm$$

$$\rightarrow M_{td} = \sqrt{720464,1^2 + (0,75 \times 1952715,7^2)} = 1838176,4 N \times mm$$

$$\text{Vậy } d_{h-h} \geq \sqrt[3]{\frac{1868176,4}{0,1 \times 48}} = 73,01 \text{ mm}$$

Đường kính ở tiết diện h-h lấy bằng 73 mm lớn hơn giá trị được tính vì trục có rãnh then.

### **3. Tính chính xác trục:**

Kiểm tra hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm .

$$\text{Hệ số an toàn tính theo công thức } \left[ \frac{7-5}{120} [I] \right]$$

$$n = \frac{n_\sigma \times n_\tau}{\sqrt{n_\sigma + n_\tau}}$$

Trong đó:  $n_\sigma$  – hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp

$n_\tau$  – hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp

$n$  – hệ số an toàn.

[n] hệ số an toàn cho phép thường lấy [n] = 1,5 ÷ 2,5.

Vì trục quay nên ứng suất pháp (uốn) biến đổi theo chu kỳ đối xứng.

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \sigma_{\min} = \frac{M_U}{W}; \sigma_m = 0$$

$\sigma_m$ : là giá trị trung bình ứng suất pháp.

Theo công thức  $\left[ \frac{7-6}{120} [I] \right]$  ta có:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \times \beta} \times \sigma_a + \psi_\sigma \times \sigma_m}$$

Bộ truyền làm việc một chiều nên ứng suất tiếp (xoắn) biến đổi theo chu kỳ mạch động

$$\tau_a = \tau_m = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{M_x}{2 \times W_o}$$

Theo công thức  $\left[ \frac{7-7}{120} [I] \right]$  ta có

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \times \beta} \times \tau_a + \psi_\tau \times \tau_m}$$

Trong đó:

$\tau_{-1}$ : là giới hạn mỏi uốn và xoắn với một chu kỳ đối xứng.

$\tau_a$ : Biên độ ứng suất pháp và tiếp sinh ra trong tiết diện của trục.

W: Mô men cản uốn của tiết diện.

$W_o$ : Mô men cản xoắn của tiết diện.

$k_\tau$ : Hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và xoắn tra bảng

$$\left[ \frac{7-6}{125} [I] \right] \text{ và } \left[ \frac{7-13}{129} [I] \right].$$

$\beta$ : Hệ số tăng bền bề mặt trục.

$\psi_\tau$ : Hệ số xét đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến sức bền mỏi

$\tau_m$ : Là trị số trung bình ứng suất tiếp.

$M_U, M_x$ : là mô men uốn và mô men xoắn.

#### **a. Trục I:**

❖ Xét tiết diện (n - n)

Đường kính trục  $d = 34 \text{ mm}$ . Tra bảng  $\left[ \frac{7-3b}{122} [I] \right]$  ta có:

$$W = 3330 \text{ mm}^3; W_o = 7190 \text{ mm}^3; b \times h = 10 \times 8 \text{ mm}^2$$

b: Chiều rộng then (mm)

h: Chiều cao then (mm)

Có thể lấy gần đúng :

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5) \times \sigma_b = (0,4 \div 0,5) \times 600 = (240 \div 300)$$

Chọn  $\sigma_{-1} = 270 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{-1} \approx (0,2 \div 0,3) \times \sigma_b = (0,2 \div 0,3) \times 600 = (120 \div 180)$$

Chọn  $\tau_{-1} = 150 \text{ N/mm}^2$

$M_U = 136685,5 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ;  $M_X = 222397,3 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$$\sigma_a = \frac{M_U}{W} = \frac{136685,5}{3330} = 41 \text{ N/mm}$$

$$\tau_a = \frac{M_X}{2 \times W_o} = \frac{222397,3}{2 \times 7190} = 15,4 \text{ N/mm}$$

Chọn hệ số  $\psi_\sigma$  và  $\psi_\tau$  theo vật liệu, đối với thép cacbon trung bình  $\psi_\sigma = 0,1$  và  $\psi_\tau = 0,05$ , hệ số tăng bền  $\beta = 1$ .

Theo bảng  $\left[ \frac{7-4}{123} [I] \right]$  lấy  $\varepsilon_o = 0,86 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon_\tau = 0,75 \text{ mm}$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-8}{127} [I] \right]$ , tập trung ứng suất do răng then  $k_\sigma = 1,63$ ;  $k_\tau = 1,5$ .

Xét tỷ số :

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} = \frac{1,63}{0,86} = 1,9 \qquad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,5}{0,77} = 1,95$$

Vì do lắp ghép trực với then có độ dôi nên lấy áp suất bề mặt lắp ghép là  $P = 30 \text{ N/mm}^2$ .

Tra bảng  $\left[ \frac{7-10}{128} [I] \right]$  ta có  $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} = 2,6$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} - 1 \right) = 1 + 0,6 \times (2,6 - 1) = 1,96$$

$$n_\sigma = \frac{270}{2,6 \times 41} = 2,5$$

$$n_\tau = \frac{150}{1,96 \times 15,4 + 0,05 \times 15,4} = 4,9$$

$$\Rightarrow n = \frac{2,5 \times 4,9}{\sqrt{2,5 + 4,9}} = 4,5 > [n] = (1,5 \div 2,5)$$

Vậy tiết diện (n – n) đảm bảo độ an toàn cho phép.

❖ Xét tiết diện (m – m)

Đường kính trục  $d = 38 \text{ mm}$ . Tra bảng  $\left[ \frac{7-3b}{122} [I] \right]$  ta có:

$$W = 4660 \text{ mm}^3; W_o = 10040 \text{ mm}^3; b \times h = 12 \times 8 \text{ mm}^2$$

b: Chiều rộng then (mm)

h: Chiều cao then (mm)

Có thể lấy gần đúng :

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5) \times \sigma_b = (0,4 \div 0,5) \times 600 = (240 \div 300)$$

Chọn  $\sigma_{-1} = 270 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{-1} \approx (0,2 \div 0,3) \times \sigma_b = (0,2 \div 0,3) \times 600 = (120 \div 180)$$

Chọn  $\tau_{-1} = 150 \text{ N/mm}^2$

$M_U = 290173,4 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ;  $M_X = 222397,3 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$$\sigma_a = \frac{M_U}{W} = \frac{290173,4}{4660} = 62,2 \text{ N/mm}$$

$$\tau_a = \frac{M_X}{2 \times W_o} = \frac{222397,3}{2 \times 10040} = 11,1 \text{ N/mm}$$

Chọn hệ số  $\psi_\sigma$  và  $\psi_\tau$  theo vật liệu, đối với thép cacbon trung bình  $\psi_\sigma = 0,1$  và  $\psi_\tau = 0,05$ , hệ số tăng bền  $\beta = 1$ .

Theo bảng  $\left[ \frac{7-4}{123} [I] \right]$  lấy  $\varepsilon_o = 0,85 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon_\tau = 0,73 \text{ mm}$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-8}{127} [I] \right]$ , tập trung ứng suất do răng then  $k_\sigma = 1,63$ ;  $k_\tau = 1,5$ .

Xét tỷ số :

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} = \frac{1,63}{0,85} = 1,9 \qquad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,5}{0,73} = 2$$

Vì do lắp ghép trực với then có độ dôi nên lấy áp suất bề mặt lắp ghép là  $P = 30 \text{ N/mm}^2$ .

Tra bảng  $\left[ \frac{7-10}{128} [I] \right]$  ta có  $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} = 2,7$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} - 1 \right) = 1 + 0,6 \times (2,7 - 1) = 2,02$$

$$n_\sigma = \frac{270}{2,7 \times 62,2} = 1,61$$

$$n_\tau = \frac{150}{2,02 \times 11,1 + 0,05 \times 11,1} = 6,5$$

$$\Rightarrow n = \frac{1,61 \times 6,5}{\sqrt{1,61 + 6,5}} = 3,6 > [n] = (1,5 \div 2,5)$$

Vậy tiết diện (m – m) đảm bảo độ an toàn cho phép.

### **b. Trục II:**

❖ Xét tiết diện (e – e).

Đường kính trục  $d = 57 \text{ mm}$ . Tra bảng  $\left[ \frac{7-3b}{122} [I] \right]$  ta có:

$$W = 16810 \text{ mm}^3; W_o = 36000 \text{ mm}^3; b \times h = 18 \times 11 \text{ mm}^2$$

b: Chiều rộng then (mm)

h: Chiều cao then (mm)

Có thể lấy gần đúng :

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5) \times \sigma_b = (0,4 \div 0,5) \times 600 = (240 \div 300)$$

Chọn  $\sigma_{-1} = 270 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{-1} \approx (0,2 \div 0,3) \times \sigma_b = (0,2 \div 0,3) \times 600 = (120 \div 180)$$

Chọn  $\tau_{-1} = 150 \text{ N/mm}^2$

$$M_U = 715984 \text{ N}\cdot\text{mm}; M_X = 712203,4 \text{ N}\cdot\text{mm}$$

$$\sigma_a = \frac{M_U}{W} = \frac{715984}{16810} = 42,5 \text{ N/mm}$$

$$\tau_a = \frac{M_X}{2 \times W_o} = \frac{712203,4}{2 \times 36000} = 9,9 \text{ N/mm}$$

Chọn hệ số  $\psi_\sigma$  và  $\psi_\tau$  theo vật liệu, đối với thép cac bon trung bình  $\psi_\sigma = 0,1$  và  $\psi_\tau = 0,05$ , hệ số tăng bền  $\beta = 1$ .

Theo bảng  $\left[ \frac{7-4}{123} [I] \right]$  lấy  $\varepsilon_o = 0,78 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon_\tau = 0,67 \text{ mm}$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-8}{127} [I] \right]$ , tập trung ứng suất do rãnh then  $k_\sigma = 1,63$ ;  $k_\tau = 1,5$ .

Xét tỷ số :

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} = \frac{1,63}{0,78} = 2,1 \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,5}{0,67} = 2,24$$

Vì do lắp ghép trực với then có độ dôi nên lấy áp suất bề mặt lắp ghép là  $P = 30 \text{ N/mm}^2$ .

Tra bảng  $\left[ \frac{7-10}{128} [I] \right]$  ta có  $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} = 3,3$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} - 1 \right) = 1 + 0,6 \times (3,3 - 1) = 2,38$$

$$n_\sigma = \frac{270}{2,38 \times 42,5} = 2,6$$

$$n_\tau = \frac{150}{2,38 \times 9,9 + 0,05 \times 9,9} = 6,2$$

$$\Rightarrow n = \frac{2,6 \times 6,2}{\sqrt{2,6 + 6,2}} = 5,4 > [n] = (1,5 \div 2,5)$$

Vậy tiết diện (e – e) đảm bảo độ an toàn

❖ Xét tiết diện (i – i).

Đường kính trục  $d = 60 \text{ mm}$ . Tra bảng  $\left[ \frac{7-3b}{122} [I] \right]$  ta có:

$$W = 18760 \text{ mm}^3; W_o = 4000 \text{ mm}^3; b \times h = 18 \times 11 \text{ mm}^2$$

b: Chiều rộng then (mm)

h: Chiều cao then (mm)

Có thể lấy gần đúng :

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5) \times \sigma_b = (0,4 \div 0,5) \times 600 = (240 \div 300)$$

Chọn  $\sigma_{-1} = 270 \text{ N/mm}^2$



$$\tau_{-1} \approx (0,2 \div 0,3) \times \sigma_b = (0,2 \div 0,3) \times 600 = (120 \div 180)$$

Chọn  $\tau_{-1} = 150 \text{ N/mm}^2$

$M_U = 812110,4 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ;  $M_X = 712203,4 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$$\sigma_a = \frac{M_U}{W} = \frac{812110,4}{18760} = 43,3 \text{ N/mm}$$

$$\tau_a = \frac{M_X}{2 \times W_o} = \frac{712203,4}{2 \times 40000} = 8,9 \text{ N/mm}$$

Chọn hệ số  $\psi_\sigma$  và  $\psi_\tau$  theo vật liệu, đối với thép cacbon trung bình  $\psi_\sigma = 0,1$  và  $\psi_\tau = 0,05$ , hệ số tăng bền  $\beta = 1$ .

Theo bảng  $\left[ \frac{7-4}{123} [I] \right]$  lấy  $\varepsilon_o = 0,76 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon_\tau = 0,65 \text{ mm}$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-8}{127} [I] \right]$ , tập trung ứng suất do rãnh then  $k_\sigma = 1,63$ ;  $k_\tau = 1,5$ .

Xét tỷ số :

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} = \frac{1,63}{0,76} = 2,2 \qquad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,5}{0,65} = 2,3$$

Vì do lắp ghép trực với then có độ dôi nên lấy áp suất bề mặt lắp ghép là  $P = 30 \text{ N/mm}^2$ .

Tra bảng  $\left[ \frac{7-10}{128} [I] \right]$  ta có  $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} = 3,3$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} - 1 \right) = 1 + 0,6 \times (3,3 - 1) = 2,38$$

$$n_\sigma = \frac{270}{2,38 \times 43,3} = 2,6$$

$$n_\tau = \frac{150}{2,38 \times 8,9 + 0,05 \times 8,9} = 7,7$$

$$\Rightarrow n = \frac{2,6 \times 7,7}{\sqrt{2,6 + 7,7}} = 6,2 > [n] = (1,5 \div 2,5)$$

Vậy tiết diện (i – i) đảm bảo độ an toàn

### **c. Trục III:**

Xét tiết diện (h – h).

Đường kính trục  $d = 73 \text{ mm}$ . Tra bảng  $\left[ \frac{7-3b}{122} [I] \right]$  ta có:

$W = 33000 \text{ mm}^3$ ;  $W_o = 69700 \text{ mm}^3$ ;  $b \times h = 20 \times 12 \text{ mm}^2$

b: Chiều rộng then (mm)

h: Chiều cao then (mm)

Có thể lấy gần đúng :

$$\sigma_{-1} \approx (0,4 \div 0,5) \times \sigma_b = (0,4 \div 0,5) \times 600 = (240 \div 300)$$

Chọn  $\sigma_{-1} = 270 \text{ N/mm}^2$

$$\tau_{-1} \approx (0,2 \div 0,3) \times \sigma_b = (0,2 \div 0,3) \times 600 = (120 \div 180)$$

Chọn  $\tau_{-1} = 150 \text{ N/mm}^2$

$M_U = 720464,1 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ;  $M_X = 1952715,7 \text{ N}\cdot\text{mm}$

$$\sigma_a = \frac{M_U}{W} = \frac{720464,1}{33000} = 21,8 \text{ N/mm}$$

$$\tau_a = \frac{M_X}{2 \times W_o} = \frac{1952715,7}{2 \times 69700} = 14,1 \text{ N/mm}$$

Chọn hệ số  $\psi_\sigma$  và  $\psi_\tau$  theo vật liệu, đối với thép cacbon trung bình  $\psi_\sigma = 0,1$  và  $\psi_\tau = 0,05$ , hệ số tăng bền  $\beta = 1$ .

Theo bảng  $\left[ \frac{7-4}{123} [I] \right]$  lấy  $\varepsilon_o = 0,74 \text{ mm}$ ,  $\varepsilon_\tau = 0,62 \text{ mm}$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-8}{127} [I] \right]$ , tập trung ứng suất do răng then  $k_\sigma = 1,63$ ;  $k_\tau = 1,5$ .

Xét tỷ số :

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} = \frac{1,63}{0,74} = 2,2 \qquad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = \frac{1,5}{0,62} = 2,4$$

Vì do lắp ghép trực với then có độ dôi nên lấy áp suất bề mặt lắp ghép là  $P = 30 \text{ N/mm}^2$ .

Tra bảng  $\left[ \frac{7-10}{128} [I] \right]$  ta có  $\frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} = 3,3$

$$\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1 + 0,6 \left( \frac{k_\sigma}{\varepsilon_o} - 1 \right) = 1 + 0,6 \times (3,3 - 1) = 2,38$$

$$n_\sigma = \frac{270}{2,38 \times 21,8} = 5,2$$

$$n_\tau = \frac{150}{2,38 \times 14,1 + 0,05 \times 14,1} = 6,3$$

$$\Rightarrow n = \frac{5,2 \times 6,3}{\sqrt{5,2 + 6,3}} = 9,6 > [n] = (1,5 \div 2,5)$$

Vậy tiết diện (h – h) đảm bảo độ an toàn

**PHẦN V: TÍNH THEN.**

Đề cô định bánh răng theo phương pháp tiếp tuyến hay để truyền mô men và chuyển động từ trục đến bánh răng hoặc ngược lại ta dùng then.

**1. Tính Then Lắp Trên Trục I:**

Đường kính trục I để lắp then là  $d_{n-n} = 34$  mm và  $d_{m-m} = 38$  mm.

- ❖ Xét tại tiết diện (n – n) đường kính lắp then  $d_{n-n} = 34$  mm

Theo bảng  $\left[ \frac{7-23}{143} [I] \right]$  chọn các thông số then:

$$b = 10; h = 8; t = 4,5; t_1 = 3,6; k = 4,2$$

Chiều dài then:  $l = 0,8 \times l_m$

Trong đó :  $l_m$  – chiều dài mayo:  $l_m = (1,2 \div 1,5) \times d = (1,2 \div 1,5) \times 34 = (40,8 \div 51)$  mm

Chọn  $l_m = 46$  mm.

- Kiểm nghiệm độ bền dập trên mặt cạnh làm việc của then theo công thức

$$\left[ \frac{7-11}{139} [I] \right]$$

$$\sigma_d = \frac{2 \times M_x}{d \times k \times l} \leq [\sigma]_d, N/mm^2$$

Ta có  $M_x = 222397,3$  N×mm; Chiều dài then:  $l = 0,8 \times l_m = 0,8 \times 46 = 36,8$  mm.

Theo TCVN 150 – 64 (bảng  $\left[ \frac{7-23}{143} [I] \right]$ ) chọn  $l = 40$  mm.

Tra bảng  $\left[ \frac{7-20}{142} [I] \right]$  với ứng suất mỗi ghép cô định, tải trọng tĩnh, vật liệu CT6 ta

có  $[\sigma]_d = 150$  N/mm<sup>2</sup>

$$\sigma_d = \frac{2 \times 222397,3}{34 \times 4,2 \times 40} = 77,9 \text{ N/mm}^2 \leq [\sigma]_d$$

- Kiểm nghiệm bền cắt theo công thức  $\left[ \frac{7-12}{139} [I] \right]$

$$\tau_c = \frac{2 \times M_x}{d \times b \times l} \leq [\tau_c]$$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-21}{142} [I] \right]$  có  $[\tau_c] = 120$  N/mm<sup>2</sup>.

$$\tau_c = \frac{2 \times 222397,3}{34 \times 10 \times 40} = 32,7 \text{ N/mm}^2 \leq [\tau_c]$$

- ❖ Xét tại tiết diện (m – m) đường kính lắp then  $d_{n-n} = 38$  mm

Theo bảng  $\left[ \frac{7-23}{143} [I] \right]$  chọn các thông số then:

$$b = 12; h = 8; t = 4,5; t_1 = 3,6; k = 4,4$$

Chiều dài then:  $l = 0,8 \times l_m$

Trong đó :  $l_m$  – chiều dài mayo:  $l_m = (1,2 \div 1,5) \times d = (1,2 \div 1,5) \times 38 = (45,6 \div 57)$  mm

Chọn  $l_m = 50$  mm.

- Kiểm nghiệm độ bền dập trên mặt cạnh làm việc của then theo công thức

$$\left[ \frac{7-11}{139} [I] \right]$$

$$\sigma_d = \frac{2 \times M_x}{d \times k \times l} \leq [\sigma]_d, N/mm^2$$

Ta có  $M_x = 222397,3 \text{ N}\times\text{mm}$ ; Chiều dài then:  $l = 0,8 \times l_m = 0,8 \times 50 = 40 \text{ mm}$ .

Theo TCVN 150 – 64 (bảng  $\left[ \frac{7-23}{143} [I] \right]$ ) chọn  $l = 40 \text{ mm}$ .

Tra bảng  $\left[ \frac{7-20}{142} [I] \right]$  với ứng suất mối ghép cố định, tải trọng tĩnh, vật liệu CT6 ta có  $[\sigma]_d = 150 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_d = \frac{2 \times 222397,3}{38 \times 4,4 \times 40} = 66,5 \text{ N/mm}^2 \leq [\sigma]_d$$

- Kiểm nghiệm bền cắt theo công thức  $\left[ \frac{7-12}{139} [I] \right]$

$$\tau_c = \frac{2 \times M_x}{d \times b \times l} \leq [\tau_c]$$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-21}{142} [I] \right]$  có  $[\tau_c] = 120 \text{ N/mm}^2$ .

$$\tau_c = \frac{2 \times 222397,3}{38 \times 12 \times 40} = 24,4 \text{ N/mm}^2 \leq [\tau_c]$$

Như vậy then trên trục I thỏa mãn điều kiện bền dập và điều kiện cắt.

## **2. Tính Then Lắp Trên Trục II:**

Đường kính trục II để lắp then là  $d_{e-e} = 57 \text{ mm}$  và  $d_{i-i} = 60 \text{ mm}$ .

- ❖ Xét tại tiết diện (e – e) đường kính lắp then  $d_{e-e} = 57 \text{ mm}$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-23}{143} [I] \right]$  chọn các thông số then:

$$b = 18; h = 11; t = 5,5; t_1 = 5,6; k = 6,8$$

Chiều dài then:  $l = 0,8 \times l_m$

Trong đó  $l_m$  – chiều dài mayơ:  $l_m = (1,2 \div 1,5) \times d = (1,2 \div 1,5) \times 57 = (68,4 \div 85,5) \text{ mm}$

Chọn  $l_m = 77 \text{ mm}$ .

- Kiểm nghiệm độ bền dập trên mặt cạnh làm việc của then theo công thức

$$\left[ \frac{7-11}{139} [I] \right]$$

$$\sigma_d = \frac{2 \times M_x}{d \times k \times l} \leq [\sigma]_d, N/mm^2$$

Ta có  $M_x = 712203,4 \text{ N}\times\text{mm}$ ; Chiều dài then:  $l = 0,8 \times l_m = 0,8 \times 77 = 61,6 \text{ mm}$

Theo TCVN 150 – 64 (bảng  $\left[ \frac{7-23}{143} [I] \right]$ ) chọn  $l = 60 \text{ mm}$ .

Tra bảng  $\left[ \frac{7-20}{142} [I] \right]$  với ứng suất mỗi ghép cố định, tải trọng tĩnh, vật liệu CT6 ta có  $[\sigma]_d = 150 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_d = \frac{2 \times 712203,4}{57 \times 6,8 \times 60} = 61,2 \text{ N/mm}^2 \leq [\sigma]_d$$

- Kiểm nghiệm bền cắt theo công thức  $\left[ \frac{7-12}{139} [I] \right]$

$$\tau_c = \frac{2 \times M_x}{d \times b \times l} \leq [\tau_c]$$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-21}{142} [I] \right]$  có  $[\tau_c] = 120 \text{ N/mm}^2$ .

$$\tau_c = \frac{2 \times 712203,4}{57 \times 18 \times 60} = 23,1 \text{ N/mm}^2 \leq [\tau_c]$$

- ❖ Xét tại tiết diện (i – i) đường kính lắp then  $d_{i-i} = 60 \text{ mm}$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-23}{143} [I] \right]$  chọn các thông số then:

$$b = 18; h = 11; t = 5,5; t_1 = 5,6; k = 6,8$$

Chiều dài then:  $l = 0,8 \times l_m$

Trong đó  $l_m$  – chiều dài mayơ:  $l_m = (1,2 \div 1,5) \times d = (1,2 \div 1,5) \times 60 = (72 \div 90) \text{ mm}$

Chọn  $l_m = 81 \text{ mm}$ .

- Kiểm nghiệm độ bền dập trên mặt cạnh làm việc của then theo công thức

$$\left[ \frac{7-11}{139} [I] \right]$$

$$\sigma_d = \frac{2 \times M_x}{d \times k \times l} \leq [\sigma]_d, \text{ N/mm}^2$$

ở đây  $M_x = 712203,4 \text{ N} \times \text{mm}$ ; Chiều dài then:  $l = 0,8 \times l_m = 0,8 \times 81 = 64,8 \text{ mm}$

Theo TCVN 150 – 64 (bảng  $\left[ \frac{7-23}{143} [I] \right]$ ) chọn  $l = 60 \text{ mm}$ .

Tra bảng  $\left[ \frac{7-20}{142} [I] \right]$  với ứng suất mỗi ghép cố định, tải trọng tĩnh, vật liệu CT6 ta có  $[\sigma]_d = 150 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_d = \frac{2 \times 712203,4}{60 \times 6,8 \times 70} = 49,9 \text{ N/mm}^2 \leq [\sigma]_d$$

- Kiểm nghiệm bền cắt theo công thức  $\left[ \frac{7-12}{139} [I] \right]$

$$\tau_c = \frac{2 \times M_x}{d \times b \times l} \leq [\tau_c]$$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-21}{142} [I] \right]$  có  $[\tau_c] = 120 \text{ N/mm}^2$ .

$$\tau_c = \frac{2 \times 712203,4}{60 \times 18 \times 70} = 18,8 \text{ N/mm}^2 \leq [\tau]_c$$

Như vậy then trên trục II thỏa mãn điều kiện bền dập và điều kiện cắt.

### **3. Tính Then Lắp Trên Trục III:**

Đường kính trục I để lắp then là  $d = 73 \text{ mm}$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-23}{143} [I] \right]$  chọn các thông số then:

$$b = 20; h = 12; t = 6; t_1 = 6,1; k = 7,4$$

Chiều dài then:  $l = 0,8 \times l_m$

Trong đó  $l_m$  – chiều dài mayơ:

$$l_m = (1,2 \div 1,5) \times 73 = (1,2 \div 1,5) \times 73 = (87,6 \div 109,5) \text{ mm}$$

Chọn  $l_m = 99 \text{ mm}$ .

- Kiểm nghiệm độ bền dập trên mặt cạnh làm việc của then theo công thức

$$\left[ \frac{7-11}{139} [I] \right]$$

$$\sigma_d = \frac{2 \times M_x}{d \times k \times l} \leq [\sigma]_d, \text{ N/mm}^2$$

Ta có  $M_x = 1952715,7 \text{ N}\cdot\text{mm}$ ; Chiều dài then:  $l = 0,8 \times l_m = 0,8 \times 99 = 79,2 \text{ mm}$ .

Theo TCVN 150 – 64 (bảng  $\left[ \frac{7-23}{143} [I] \right]$ ) chọn  $l = 80 \text{ mm}$ .

Tra bảng  $\left[ \frac{7-20}{142} [I] \right]$  với ứng suất mỗi ghép cố định, tải trọng tĩnh, vật liệu CT6 ta có  $[\sigma]_d = 150 \text{ N/mm}^2$

$$\sigma_d = \frac{2 \times 1952715,7}{73 \times 7,4 \times 80} = 90,4 \text{ N/mm}^2 \leq [\sigma]_d$$

- Kiểm nghiệm bền cắt theo công thức  $\left[ \frac{7-12}{139} [I] \right]$

$$\tau_c = \frac{2 \times M_x}{d \times b \times l} \leq [\tau]_c$$

Theo bảng  $\left[ \frac{7-21}{142} [I] \right]$  có  $[\tau]_c = 120 \text{ N/mm}^2$ .

$$\tau_c = \frac{2 \times 1952715,7}{73 \times 20 \times 80} = 33,4 \text{ N/mm}^2 \leq [\tau]_c$$

Như vậy then trên trục III thỏa mãn điều kiện bền dập và điều kiện cắt.

## **LỜI KẾT**

*Sau một thời gian tìm tòi, nghiên cứu lựa chọn và dưới sự hướng dẫn tận tình của thầy cô giáo. Đến nay đề tài của em đã được hoàn thành.*

*Trong suốt quá trình tính toán làm đồ án môn học em đã rút ra một số kinh nghiệm và những kiến thức sẽ giúp em sau này. Nó là nền móng cho việc vận dụng cho công việc sau này, hơn thế nữa nó giúp em hiểu biết thêm về môn chế tạo máy.*

*Đồ án môn học của em đã hoàn thành trước hết em chân thành cảm ơn sự quan tâm và giúp đỡ các thầy khoa kỹ thuật công nghệ, các bạn bè và đặc biệt là sự giúp đỡ nhiệt tình của thầy **Đỗ Minh Tiến**.*

*Trong quá trình thực hiện đề tài này, do hiểu biết còn hạn chế, đồng thời kinh nghiệm còn chưa vững nên đồ án của em những thiếu sót. Mặc dù đã cố gắng tìm tòi học hỏi thầy cô và bạn bè cùng trao đổi kỹ năng.*

*Cuối cùng, một lần nữa em xin chân thành cảm ơn các thầy cô giáo cùng bạn bè đã giúp em hoàn thành đề tài này.*

*Em kính mong nhận được ý kiến đóng góp của các thầy, cô để đề tài của em được hoàn thiện hơn nữa.*

*Quảng Ngãi, ngày 10 tháng 8 năm 2009*

*Nguyễn Minh Cường*

## **TÀI LIỆU THAM KHẢO**

- I. THIẾT KẾ CHI TIẾT MÁY*, Nguyễn Trọng Hiệp – Nguyễn Văn Lắm, NXBGD.
- II. SỔ TAY DUNG SAI LẮP GHÉP*, Ninh Đức Tôn, NXBGD, 2005.