

ĐẠI HỌC QUỐC GIA THÀNH PHỐ HỒ CHÍ MINH
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ



ĐỒ ÁN
HỆ THỐNG TRUYỀN ĐỘNG

LỚP TN01 - HK 242

GVHD: TS. PHẠM MINH TUẤN

SINH VIÊN THỰC HIỆN:

STT	Họ và tên	MSSV
1	Võ Hữu Dư	2210604
2	Võ Trần Trọng Khang	2211480

TP.HCM, Ngày 8 tháng 5 năm 2025

Mục lục

1	CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN VÀ PHÂN BỐ TỈ SỐ TRUYỀN	9
1.1	CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN	9
1.1.1	Hiệu suất chung của hệ thống	9
1.1.2	Công suất động cơ cần thiết	10
1.1.3	Xác định số vòng quay sơ bộ	10
1.1.4	Chọn động cơ	11
1.2	PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN	11
1.2.1	Công suất trên từng trục	11
1.2.2	Số vòng quay trên từng trục	11
1.2.3	Moment xoắn trên trục	12
2	THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI THANG	13
2.1	CHỌN LOẠI ĐAI VÀ TIẾT DIỆN	13
2.2	XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ BỘ TRUYỀN	13
2.2.1	Xác định sơ bộ đường kính bánh đai nhỏ	13
2.2.2	Tính chính xác đường kính 2 bánh đai	14
2.2.3	Chọn khoảng cách trục a và chiều dài đai L	14
2.2.4	Tính toán vận tốc đai và số vòng chạy đai	15
2.2.5	Xác định góc ôm đai trên bánh nhỏ	15
2.3	XÁC ĐỊNH SỐ ĐAI	15
2.4	XÁC ĐỊNH LỰC TRÊN BÁNH ĐAI	16
2.4.1	Lực căng trên đai	16
2.4.2	Lực tác dụng lên trục	16
2.4.3	Ứng suất lớn nhất trong đai	16
2.5	XÁC ĐỊNH CHIỀU RỘNG BÁNH ĐAI VÀ ĐƯỜNG KÍNH VÒNG NGOÀI CÁC BÁNH ĐAI	17
2.5.1	Chiều rộng bánh đai	17
2.5.2	Đường kính ngoài của bánh đai nhỏ và bánh đai lớn	17
2.6	TUỔI THỌ ĐAI	17
2.7	BẢNG THÔNG SỐ BỘ TRUYỀN ĐAI	18
3	THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG TRONG HỘP GIẢM TỐC	19
3.1	CHỌN VẬT LIỆU CHẾ TẠO BÁNH RĂNG, PHƯƠNG PHÁP NHIỆT LUYỆN, CƠ TÍNH VẬT LIỆU	19
3.1.1	Chọn vật liệu chế tạo bánh răng	19

3.1.2	Phương pháp nhiệt luyện và cơ tính vật liệu	20
3.2	Xác định ứng suất tiếp xúc $[\sigma_H]$ và ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$	20
3.2.1	Số chu kỳ làm việc	20
3.2.2	Ứng suất tiếp xúc cho phép	21
3.2.3	Ứng suất uốn cho phép	21
3.3	TÍNH TOÁN BÁNH RĂNG THEO ĐỘ BỀN TIẾP XÚC	22
3.3.1	Chọn ứng suất tiếp xúc cho phép	22
3.3.2	Xác định thông số cơ bản của bộ truyền	22
3.3.3	Chọn module m theo khoảng cách trục a_w	23
3.3.4	Xác định số răng, góc nghiêng β và hệ số dịch chỉnh x	23
3.3.5	Kích thước bộ truyền bánh răng	24
3.4	KIỂM NGHIỆM RĂNG VỀ ĐỘ BỀN TIẾP XÚC	24
3.5	KIỂM NGHIỆM RĂNG VỀ ĐỘ BỀN UỐN	26
3.6	XÁC ĐỊNH CÁC GIÁ TRỊ LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN	28
3.6.1	Lực vòng F_t	28
3.6.2	Góc ăn khớp	28
3.6.3	Lực hướng tâm F_r	28
3.6.4	Lực dọc trục F_a	28
3.7	BẢNG THÔNG SỐ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG	28
4	THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN (HỎ)	29
4.1	Chọn vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện, cơ tính vật liệu	29
4.1.1	Chọn vật liệu chế tạo bánh răng	29
4.1.2	Phương pháp nhiệt luyện và cơ tính vật liệu	30
4.2	Xác định ứng suất tiếp xúc $[\sigma_H]$ và ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$	30
4.2.1	Số chu kỳ làm việc	30
4.2.2	Ứng suất tiếp xúc cho phép	31
4.2.3	Ứng suất uốn cho phép	31
4.3	TÍNH TOÁN BÁNH RĂNG THEO ĐỘ UỐN	32
4.3.1	Tính toán số răng bánh dẫn và bánh bị dẫn	32
4.3.2	Xác định lại chính xác tỉ số truyền u và xác định các góc mặt côn chia δ_1 và δ_2	32
4.3.3	Xác định số răng tương đương. Tính các hệ số Y_{F1} và Y_{F2} và so sánh độ bền uốn.	32
4.3.4	Chọn chiều rộng vành khăn và hệ số xét đến ảnh hưởng sự phân bố tải trọng không đồng đều	33
4.3.5	Xác định môđun m_e theo độ bền uốn	33
4.4	XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CHỦ YẾU CỦA BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN	33
4.4.1	Xác định đường kính vòng chia	33
4.4.2	Xác định chiều dài côn	34
4.4.3	Xác định chiều rộng vành khăn	34
4.4.4	Xác định vận tốc vòng bánh răng	34
4.5	XÁC ĐỊNH CÁC GIÁ TRỊ LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN	34
4.5.1	Lực trên bánh dẫn	34

4.5.2	Lực trên bánh bị dẫn	35
4.6	KIỂM NGHIỆM RẮNG THEO ĐỘ BỀN UỐN	35
4.7	BẢNG THÔNG SỐ BỘ TRUYỀN BÁNH RẮNG CÔN	36
5	THIẾT KẾ TRỤC TRUYỀN ĐỘNG	37
5.0.1	Trục I	37
5.0.2	Trục II	37
5.0.3	Trục III	37
5.0.4	Trục IV	37
5.1	THIẾT KẾ TRỤC SƠ BỘ	38
5.1.1	Chọn vật liệu chế tạo trục và ứng suất cho phép	38
5.1.2	Xác định sơ bộ đường kính trục:	38
5.1.3	Chọn kích thước dọc trục	39
5.1.4	Phân tích lực tác dụng lên trục	40
5.1.5	Vẽ biểu đồ momen uốn và xoắn	42
5.1.6	Xác định momen tương đương và đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm	45
5.1.7	Phác thảo sơ bộ trục	47
5.2	Thiết kế mối ghép then	48
5.2.1	Tính mối ghép then	48
5.2.2	Kiểm nghiệm then	49
5.3	Kiểm nghiệm trục	51
6	THIẾT KẾ Ổ LĂN	54
6.1	THIẾT KẾ Ổ TRÊN TRỤC II	54
6.1.1	Phân tích lực tác dụng lên ổ	54
6.1.2	Chọn sơ bộ ổ lăn	55
6.1.3	Tính ổ lăn theo khả năng tải động	55
6.2	THIẾT KẾ Ổ TRÊN TRỤC III	56
6.2.1	Phân tích lực tác dụng lên ổ	56
6.2.2	Chọn sơ bộ ổ lăn	57
6.2.3	Tính ổ lăn theo khả năng tải động	57
7	CHỌN THÂN MÁY, BULÔNG VÀ CÁC CHI TIẾT KHÁC	59
7.1	TÍNH TOÁN VỎ HỘP	59
7.2	CÁC CHI TIẾT KHÁC	60
7.2.1	Vít vòng	60
7.2.2	Chốt định vị	61
7.2.3	Cửa thăm	62
7.2.4	Nút thông hơi	62
7.2.5	Nút tháo dầu	63
7.2.6	Que thăm dầu	64
7.2.7	Vòng phốt	64
7.2.8	Vòng chắn dầu	65

8	BÔI TRƠN, DUNG SAI VÀ LẮP GHÉP	66
8.1	BÔI TRƠN	66
8.1.1	Bôi trơn trong hộp giảm tốc	66
8.1.2	Lắp bánh răng lên trục và điều chỉnh sự ăn khớp	66
8.2	CHỌN CẤP CHÍNH XÁC	66
8.3	CHỌN KIỂU LẮP	67
8.3.1	Bánh răng bị dẫn	67
8.3.2	Ổ lăn	67
8.3.3	Then	67
8.3.4	Vòng chắn dầu	67
8.3.5	Vòng phốt và nắp ổ	67
8.4	BẢNG DUNG SAI	67
8.4.1	Bảng dung sai lắp ghép bánh răng	67
8.4.2	Bảng dung sai lắp ghép then	68
8.4.3	Bảng dung sai lắp ghép ổ lăn	68
8.4.4	Bảng dung sai các chi tiết khác	68

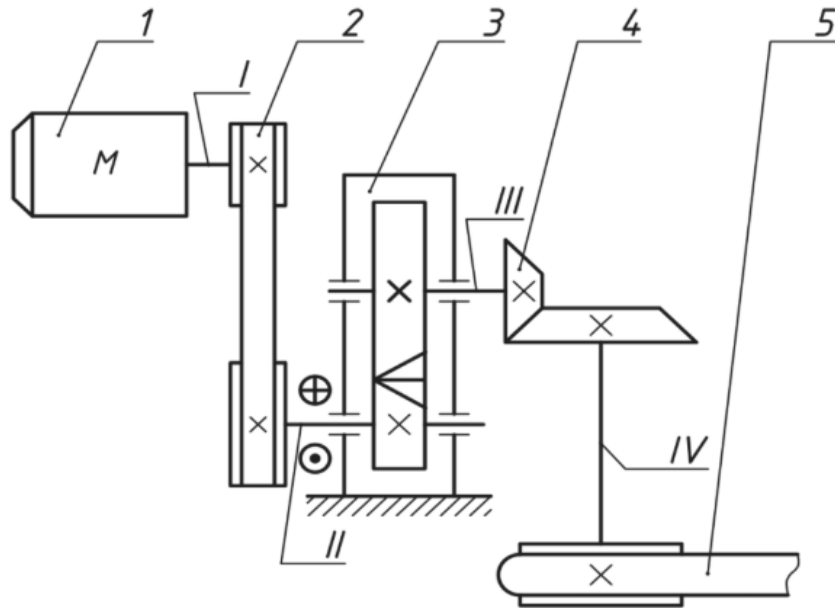
Danh sách bảng

1.1	Động cơ và phân phối tỉ số truyền	11
1.2	Đặc tính kỹ thuật hệ thống truyền động	12
2.1	Bảng thông số bộ truyền đai	18
3.1	Chọn vật liệu bánh răng	20
3.2	Bảng thông số bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng	28
4.1	Chọn vật liệu bánh răng	30
4.2	Bảng thông số bộ truyền bánh răng côn	36
5.1	Bảng số liệu về then	49
5.2	Bảng số liệu về then	51
5.3	Bảng thông số bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng	53
6.1	Bảng số liệu về con lăn trục II	56
6.2	Bảng số liệu về con lăn trục III	58
7.1	Các thông số tính toán vỏ hộp	60
7.2	Thông số vít vòng	61
7.3	Thông số chốt định vị	61
7.4	Thông số nắp cửa thăm	62
7.5	Thông số nút thông hơi	63
7.6	Thông số nút tháo dầu	64
7.7	Thông số que thăm dầu	64
8.1	Bảng dung sai lắp ghép bánh răng	67
8.2	Bảng dung sai lắp ghép then	68
8.3	Bảng dung sai lắp ghép ổ lăn	68
8.4	Bảng dung sai các chi tiết khác	68

Danh sách hình vẽ

1.1	Hiệu suất các bộ truyền chủ yếu	9
1.2	Bảng chọn động cơ 3 pha không đồng bộ	10
1.3	Bảng chọn tỉ số truyền	10
2.1	Chọn loại đai	13
5.1	Ứng suất uốn cho phép	39
5.2	Các kích thước dọc trục	39
5.3	Biểu đồ momen trục II	42
5.4	Biểu đồ momen trục III	44
5.5	Phác thảo sơ bộ trục II	47
5.6	Phác thảo sơ bộ trục III	48
5.7	Mối ghép then	48
5.8	Tiêu chuẩn về mối ghép then bằng	49
5.9	Ứng suất dập cho phép σ_d đối với mối ghép then	50
6.1	Lực tác dụng lên ổ trục II	54
6.2	Tiêu chuẩn ổ đỡ chặn	55
6.3	Lực tác dụng lên ổ trục III	56
6.4	Tiêu chuẩn ổ đỡ côn	57
7.1	Vít vòng	60
7.2	Chốt định vị	61
7.3	Nắp cửa thăm	62
7.4	Nút thông hơi	63
7.5	Nút tháo dầu	63
7.6	Que thăm dầu	64
7.7	Vòng phốt	65
7.8	Vòng chặn dầu	65

ĐỀ BÀI



Hệ thống dẫn động gồm:

- 1: Động cơ điện
- 2: Bộ truyền đai thang các trục nằm trong mặt ngang
- 3: Hộp giảm tốc các trục nằm trong mặt đứng
- 4: Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng
- 5: Dây cáp treo

Phương án	2
Công suất trục cấp, P (kW)	2.5
Số vòng quay trục cấp, n (vòng/phút)	12
Thời gian phục vụ, L (năm)	5

Quay một chiều, làm việc hai ca (1 năm làm việc 300 ngày, 1 ca làm việc 8 giờ)

LỜI MỞ ĐẦU

Trong cuộc sống hàng ngày, chúng ta có thể bắt gặp hệ thống truyền động khắp nơi. Có thể khẳng định rằng hệ thống truyền động đóng vai trò quan trọng trong các lĩnh vực công nghiệp cũng như đời sống con người. Đồ án thiết kế 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 tưởng tượng 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.

Hệ thống truyền động con lăn là một trong những hệ thống cơ khí được ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực công nghiệp khác nhau như vận chuyển hàng hóa, dây chuyền sản xuất, hệ thống phân loại và các ứng dụng tự động hóa. Dù được ứng dụng trong trường hợp nào thì hệ thống truyền động con lăn cũng đều có chung nguyên lý hoạt động. Chuyển động quay của con lăn được truyền động từ động cơ thông qua một hộp giảm tốc rồi qua một bộ truyền khác như đai hoặc xích, giúp vận chuyển vật liệu một cách hiệu quả và tin cậy.

Đồ án hệ thống truyền động là môn học giúp sinh viên khoa Cơ khí có bước đi chập chững, làm quen với công việc thiết kế mà mỗi người kỹ sư cơ khí sẽ gắn cuộc đời mình vào đó. Nó sẽ là giúp nâng cao những kỹ năng mà sinh viên đã được học từ những năm trước như về cơ khí, kỹ năng sử dụng phần mềm: Autocad, Autocad Mechanical, Autodesk Inventor... cùng với những kiến thức trong những môn học nền tảng: Nguyên lý máy, Chi tiết máy, Dung sai và Kỹ thuật đo...

Trong quá trình thực hiện đồ án này, bọn em đã nhận được sự chỉ dẫn rất tận tình từ thầy **Phạm Minh Tuấn**, các thầy cô khác cũng như bạn bè trong ngành. Sự giúp đỡ của thầy cô và các bạn là nguồn động lực to lớn cổ vũ tinh thần cho bọn em để hoàn thành đồ án này và cả trong quá trình học tập, rèn luyện sau này. Do đây là lần đầu mà em thực hiện thiết kế và tính toán nên chắc chắn sẽ mắc phải những thiếu sót, sai lầm. Em rất mong nhận được sự góp ý chân thành từ phía quý thầy cô và các bạn.

Sinh viên thực hiện

Võ Hữu Dư - Võ Trần Trọng Khang

Chương 1

CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN VÀ PHÂN BỐ TỈ SỐ TRUYỀN

1.1 CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN

1.1.1 Hiệu suất chung của hệ thống

Tên gọi	Hiệu suất η	
	Được che kín	Đề hở
Bộ truyền bánh răng trụ	0,96 ÷ 0,98	0,93 ÷ 0,95
Bộ truyền bánh răng côn	0,95 ÷ 0,97	0,92 ÷ 0,94
Bộ truyền trục vít		
$z_1 = 1$	0,70 ÷ 0,80	
$z_1 = 2$	0,75 ÷ 0,85	
$z_1 = 4$	0,80 ÷ 0,90	
Bộ truyền bánh răng sóng	0,72 ÷ 0,82	
Bộ truyền bánh răng hành tinh		
- Một cấp	0,95 ÷ 0,97	
- Hai cấp	0,92 ÷ 0,96	
Bộ truyền xích	0,92 ÷ 0,98	0,90 ÷ 0,93
Bộ truyền bánh ma sát	0,90 ÷ 0,96	0,70 ÷ 0,88
Bộ truyền đai thang		0,94 ÷ 0,96
Bộ truyền đai dẹt		0,93 ÷ 0,95
Một cặp ổ lăn	0,99 ÷ 0,995	
Một cặp ổ trượt	0,98 ÷ 0,99	
Nối trục	0,98 ÷ 0,99	

Hình 1.1: Hiệu suất các bộ truyền chủ yếu

Dựa vào bảng hiệu suất các bộ truyền chủ yếu như trên, ta có:

- Hiệu suất của bộ truyền đai: $\eta_d = 0.94$.
- Hiệu suất của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng để kín: $\eta_{br1} = 0.96$.
- Hiệu suất của bộ truyền bánh răng côn đề hở: $\eta_{br2} = 0.92$.
- Hiệu suất của 2 cặp ổ lăn: $\eta_{ol}^2 = 0.99^2$.

$$\eta_{ch} = \eta_d \cdot \eta_{br1} \cdot \eta_{br2} \cdot \eta_{ol}^2 = 0.94 \cdot 0.96 \cdot 0.92 \cdot 0.99^2 = 0.814.$$

1.1.2 Công suất động cơ cần thiết

Công suất P, kW	Số vòng quay đồng bộ, rpm											
	3000			1500			1000			750		
	Type	n, rpm	T _{max} /T _{đn}	Type	n, rpm	T _{max} /T _{đn}	Type	n, rpm	T _{max} /T _{đn}	Type	n, rpm	T _{max} /T _{đn}
0,55				80 A	1390	2,6	80 B	910	2,0			
0,75	80 A	2815	3,6	80 B	1390	2,6	90 S	930	2,6			
1,1	80 B	2830	2,9	90 S	1410	2,9	90 L	920	2,4	100 LB	710	2,8
1,5	90 S	2850	3,3	90 L	1390	2,8	100 L	945	2,9	112 M	700	2,5
2,2	90 L	2830	2,8	100 LA	1430	3,3	112 M	945	2,8	132 S	715	2,8
3,0	100 L	2870	3,3	100 LB	1420	2,9	132 S	970	3,2	132 M	715	2,9
4,0	112 M	2895	3,4	112 M	1440	3,5	132 MA	965	3,1	160 MA	720	3,2
5,5	132 SA	2910	3,2	132 S	1450	3,0	132 MB	960	3,0	160 MB	715	2,8
7,5	132 SB	2895	2,8	132 M	1450	2,9	160 M	970	2,6	160 L	715	2,9
11,0	160 MA	2935	2,9	160 M	1460	2,8	160 L	970	2,5	180 L	730	2,3
15	160 MB	2930	2,8	160 L	1460	2,9	180 L	970	2,7	200 L	725	2,3
18,5	160 L	2930	3,0	180 M	1470	3,1	200 LA	980	3,3	225 S	735	2,2
22	180 M	2930	2,9	180 L	1470	3,6	200 LB	980	3,5	225 M	730	1,8
30	200 LA	2955	3,3	200 L	1475	3,1	225 M	985	3,0	250 M	740	2,4
37	200 LB	2955	3,1	225 S	1480	2,9	250M	985	3,0	280 S	740	2,5
45	225 M	2970	2,9	225 M	1480	2,9	280 S	985	3,1	280 M	740	3,2
55	250 M	2975	3,2	250 M	1480	3,1	280 M	985	3,2	315 S	740	2,4
75	280 S	2970	3,0	280 S	1480	3,2	315 S	990	2,9	315 MA	740	2,4
90	280 M	2980	3,1	280 M	1485	3,3	315 MA	990	2,8	315 LA	740	2,5
110	315 S	2980	3,0	315 S	1485	2,8	315 LA	990	3,1	315 LB	740	2,3

Hình 1.2: Bảng chọn động cơ 3 pha không đồng bộ

$$P_{dc} = \frac{P_{ct}}{\eta_{ch}} = \frac{2,5}{0,814} = 3,07(kW).$$

1.1.3 Xác định số vòng quay sơ bộ

Loại truyền động	Tỉ số truyền nên dùng u
Truyền động bánh răng trụ : - Để hồ - Hộp giảm tốc 1 cấp - Hộp giảm tốc 2 cấp	4 ... 6 3 ... 5 8 ... 40
Truyền động bánh răng côn : - Để hồ - Hộp giảm tốc 1 cấp - Hộp giảm tốc côn - trụ 2 cấp	2 ... 3 2 ... 4 10 ... 25
Truyền động trục vít : - Để hồ - Hộp giảm tốc 1 cấp - Hộp giảm tốc 2 cấp trục vít - Hộp giảm tốc 2 cấp trục vít - bánh răng hoặc bánh răng - trục vít	15 ... 60 10 ... 40 300 ... 800 60 ... 90
Truyền động đai dẹt : - Thường - Cơ bánh căng	2 ... 4 4 ... 6
Truyền động đai thang	3 ... 5
Truyền động xích	2 ... 5
Truyền động bánh ma sát	2 ... 4

Hình 1.3: Bảng chọn tỉ số truyền

- Chọn tỉ số truyền ¹: $u_{br1} = 5; u_{br2} = 6; u_d = 2$
- Tỷ số truyền hệ thống: $u_{ch} = u_{br1} \cdot u_{br2} \cdot u_d = \frac{n_{dc}}{n_{ct}} = 6 \cdot 5 \cdot 2 = 60$.
- Số vòng quay sơ bộ của động cơ: $n_{sb} = n_{ct} \cdot u_{ch} = 12 \cdot 60 = 720$.

1.1.4 Chọn động cơ

Dựa vào bảng chọn Động cơ 3 pha Không đồng bộ, chọn lấy động cơ có công suất lớn hơn 3.07(kW) và gần nhất. Từ đó, ta có động cơ công suất 4(kW).

Động cơ	Số vòng quay động cơ n_{dc} (vg/ph)	Tỷ số truyền chung u_{ch}	Bộ truyền đai thang	Bộ truyền bánh răng trụ kín u_{br1}	Bộ truyền bánh răng côn hở u_{br2}
ĐC1	2895	241.25	2	12.5	9.65
ĐC2	1440	120	2	11.2	5.36
ĐC3	965	80.42	2	8	5.03
ĐC4	720	60	1.5	8	5

Bảng 1.1: Động cơ và phân phối tỉ số truyền

Chọn động cơ sao cho thỏa mãn $P_{dc} \geq P_{ct}$ và $n_{dc} \approx n_{sb}$, ta chọn động cơ 4 (Động cơ 160MA).

Động cơ 4: $P_{dc} = 4.0(kW); n_{dc} = 720(vg/ph); u_{ch} = 60; u_{br1} = 8; u_{br2} = 5; u_d = 1.5$.

1.2 PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN

1.2.1 Công suất trên từng trục

- $P_{III} = \frac{P_{ct}}{\eta_{br2}} = \frac{2.5}{0.92} = 2.72(kW)$.
- $P_{II} = \frac{P_{III}}{\eta_{br1} \cdot \eta_{ol}} = \frac{2.72}{0.96 \cdot 0.99} = 2.86(kW)$.
- $P_I = \frac{P_{II}}{\eta_d \cdot \eta_{ol}} = \frac{2.86}{0.94 \cdot 0.99} = 3.07(kW)$.

1.2.2 Số vòng quay trên từng trục

- $n_{II} = \frac{n_{dc}}{u_d} = \frac{720}{2} = 360$ (vg/ph).
- $n_{III} = \frac{n_{II}}{u_{br1}} = \frac{360}{5} = 72$ (vg/ph).
- $n_{IV} = \frac{n_{III}}{u_{br2}} = \frac{72}{6} = 12$ (vg/ph).

¹Tra bảng [2.4], tài liệu tham khảo [5]

1.2.3 Moment xoắn trên trục

- $T_I = 9.55.10^3 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9.55.10^3 \cdot \frac{3.07}{720} = 40.72(N.m).$
- $T_{II} = 9.55.10^3 \cdot \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9.55.10^3 \cdot \frac{2.86}{360} = 75.87(N.m).$
- $T_{III} = 9.55.10^3 \cdot \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9.55.10^3 \cdot \frac{2.72}{72} = 360.78(N.m).$
- $T_{IV} = 9.55.10^3 \cdot \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9.55.10^3 \cdot \frac{2.5}{12} = 1989.58(N.m).$

Thông số \ Trục	I	II	III	IV
Công suất (kW)	3.07	2.86	2.72	2.5
Tỷ số truyền	2	5		6
Momen xoắn (N.m)	40.72	75.87	360.78	1989.58
Số vòng quay (vòng/ph)	720	360	72	12

Bảng 1.2: Đặc tính kỹ thuật hệ thống truyền động

Chương 2

THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI THANG

2.0. THÔNG SỐ KỸ THUẬT BỘ TRUYỀN ĐAI THANG

- Công suất trục động cơ: $P_I = 3.07(kW)$.
- Tỷ số truyền bộ truyền: $u_d = 2$.
- Số vòng quay bánh dẫn: $n_I = 720(rpm)$.
- Momen xoắn: $T_I = 40.72(N.m)$.

2.1 CHỌN LOẠI ĐAI VÀ TIẾT DIỆN

Kích thước bánh đai thang thường được chia làm 7 loại chính Z, A, B, C, D, E. Với bảng chọn dạng đai phụ thuộc vào công suất truyền của trục và vận tốc góc trục được thiết kế.

Dựa vào bảng 4.3 tài liệu tham khảo [2], với công suất trục động cơ $P_I = 3.07(kW)$ và số vòng quay bánh dẫn $n_I = 720(rpm)$, ta chọn được loại đai thang:

Ký hiệu	Kích thước tiết diện				A, mm^2	Chiều dài đai L (mm)	T, N.m	d_1, mm
	b_t, mm	b, mm	h, mm	y_0, mm				
B	14	17	10.5	4.0	138	800-6300	40-190	140-280

Hình 2.1: Chọn loại đai

2.2 XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ BỘ TRUYỀN

2.2.1 Xác định sơ bộ đường kính bánh đai nhỏ

Đường kính bánh đai nhỏ $d_1 = 1.2d_{min}$ với $d_{min} = 125$. Chọn sơ bộ theo tiêu chuẩn $d_1 = 160mm$

Vận tốc đai sơ bộ trên bánh đai dẫn:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 160 \cdot 720}{600000} = 6.03(mm/s)$$

\Rightarrow Vậy thỏa điều kiện $v < 25(m/s)$, ta tiếp tục tính toán với đai thường.

2.2.2 Tính chính xác đường kính 2 bánh đai

- Chọn hệ số trượt tương đối $\xi = 0.01$.
- Theo công thức 4.10 tài liệu tham khảo [2], ta có tỉ số truyền bộ truyền đai:

$$u = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)} \quad (2.1)$$

$$\Rightarrow d_2 = u \cdot d_1(1 - \xi) = 2 \cdot 160(1 - 0.01) = 316.8(mm)$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $d_2 = 315(mm)$.

- Tính lại đường kính bánh đai nhỏ:

$$d_1 = \frac{d_2}{u \cdot (1 - \xi)} = \frac{315}{2 \cdot (1 - 0.01)} = 159.09(mm)$$

2.2.3 Chọn khoảng cách trục a và chiều dài đai L

- Chọn sơ bộ a theo bảng trang 166 tài liệu tham khảo [2], với $u = 2$, ta chọn $a = 1.2 \cdot d_2 = 1.2 \cdot 315 = 378(mm)$.
- Chiều dài đai được tính theo công thức:

$$L = 2a + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \quad (2.2)$$

$$\Rightarrow L = 2 \cdot 378 + \frac{\pi(159.09 + 315)}{2} + \frac{(315 - 159.09)^2}{4 \cdot 378} = 1516.78(mm)$$

Theo tiêu chuẩn ở bảng 4.13 tài liệu tham khảo [5], ta chọn $L = 1600(mm)$.

- Từ đó ta tính chính xác lại khoảng cách trục a theo công thức 4.6 tài liệu tham khảo [5]:

$$a = \frac{\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2}}{4} = \frac{855.3 + \sqrt{855.3^2 - 8 \cdot 77.95^2}}{4} = 420.42(mm) \quad (2.3)$$

Trong đó:

$$- \lambda = L - \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} = 1600 - \frac{\pi(159.09 + 315)}{2} = 855.3.$$

$$- \Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{315 - 159.09}{2} = 77.95.$$

- Kiểm nghiệm khoảng cách trục a theo công thức 4.14 tài liệu tham khảo [5]:

$$0.55(d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2(d_1 + d_2).$$

$$0.55(159.09 + 315) + 10.5 \leq 420.42 \leq 2(159.09 + 315).$$

$$271.25 \leq 420.42 \leq 948.18.$$

Vậy $a = 420.42(mm)$ thỏa điều kiện.

2.2.4 Tính toán vận tốc đai và số vòng chạy đai

- Vận tốc bánh dẫn:

$$v_1 = \frac{\pi d_1 n_I}{60000} = \frac{\pi \cdot 159.09 \cdot 720}{60000} = 6(m/s)$$

- Vận tốc bánh bị dẫn:

$$v_2 = \frac{\pi d_2 n_{II}}{60000} = \frac{\pi \cdot 315 \cdot 360}{60000} = 5.94(m/s)$$

- Số vòng chạy đai trong 1 giây:

$$i = \frac{v_1}{L} = \frac{6}{1600 \cdot 10^{-3}} = 3.75 < [i]_{\text{đai thang}} = 10(s^{-1})$$

\Rightarrow Đai thang thỏa điều kiện.

2.2.5 Xác định góc ôm đai trên bánh nhỏ

Vì hệ thống truyền động đai của chúng ta có trục chuyển động song song cùng chiều nên góc ôm đai bánh đai nhỏ α_1 được tính như công thức 4.7 tài liệu tham khảo [5]:

$$\alpha_1 = 180 - \frac{57(d_2 - d_1)}{a} = 180 - \frac{57(315 - 159.09)}{369.17} = 158.75^\circ$$

$$\Rightarrow \beta = 180 - \alpha_1 = 21.25^\circ.$$

2.3 XÁC ĐỊNH SỐ ĐAI

Từ công thức 4.16 tài liệu tham khảo [5], ta có số đai được xác định như sau:

$$Z = \frac{P_I \cdot K_d}{[P_0] C_\alpha C_l C_u C_z} \quad (2.4)$$

- Hệ số ảnh hưởng góc ôm đai:

$$C_\alpha = 1.24(1 - e^{-\alpha_1/110}) = 1.24(1 - e^{-\frac{158.75}{110}}) = 0.947$$

- Hệ số ảnh hưởng chiều dài đai: Với $\frac{l}{l_o} = \frac{1600}{2240} = 0.71$. Tra bảng 4.16, tài liệu tham khảo [5], ta nội suy được $C_l = 0.925$.
- Hệ số ảnh hưởng của tỉ số truyền: Với $u_d = 2$. Tra bảng 4.17, tài liệu tham khảo [5] ta nội suy được $C_u = 1.12$.
- Hệ số ảnh hưởng của tải trọng không đều: Ta chọn sơ bộ $C_z = 0.95$ với giả định $z \in (2 \div 3)$.
- Hệ số tải trọng động $K_d = 1$.
- Trị số công suất cho phép với đai thang thường: Tra bảng 4.19, tài liệu tham khảo [5] với đai loại B, đường kính bánh nhỏ $d_1 = 159.09(mm)$ và vận tốc đai $v = 6(m/s)$, ta chọn $[P_0] = 2(kW)$.

Từ công thức 2.4, ta có số đai:

$$Z = \frac{3.07 \cdot 1}{2 \cdot 0.947 \cdot 0.925 \cdot 1.12 \cdot 0.95} = 1.64$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $Z = 2$. \Rightarrow Ta chọn $C_z = 0.95$ là hợp lý.

2.4 XÁC ĐỊNH LỰC TRÊN BÁNH ĐAI

2.4.1 Lực căng trên đai

- Tổng lực căng đai ban đầu trên cả 3 dây đai:

$$F_0 = z \cdot A_0 \cdot [\sigma_0] = 2 \cdot 138 \cdot 1.5 = 414(N)$$

Trong đó: đối với đai thang, $\sigma_0 \leq 1.5$ MPa nên ta chọn $\sigma_0 = 1.5$ MPa.

- Lực căng trên mỗi dây đai:

$$\frac{F_0}{z} = \frac{414}{2} = 207(N)$$

- Tổng lực vòng có ích trên cả 3 dây đai:

$$F_t = \frac{1000P_I}{v_1} = \frac{1000 \cdot 3.07}{6} = 511.67(N)$$

- Lực vòng có ích trên mỗi dây đai:

$$\frac{F_t}{z} = \frac{511.67}{2} = 255.84(N)$$

- Lực trên nhánh chủ động và nhánh bị động:

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 414 + \frac{511.67}{2} = 669.84(N)$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 414 - \frac{511.67}{2} = 158.17(N)$$

2.4.2 Lực tác dụng lên trục

$$F_r \approx 2F_0 \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right) = 2 \cdot 414 \cdot \sin\left(\frac{158.75}{2}\right) = 813.8(N)$$

Lại có: $F_r = F_1 \cos\left(\frac{\beta}{2} - \theta\right) + F_2 \cos\left(\frac{\beta}{2} + \theta\right)$. $\Rightarrow \theta = 13.23^\circ$.

2.4.3 Ứng suất lớn nhất trong đai

$$\begin{aligned}\sigma_{max} &= \sigma_1 + \sigma_v + \sigma_{F1} = \sigma_0 + 0.5\sigma_t + \sigma_v + \sigma_{F1} \\ &= 0.5 \cdot \frac{F_0}{A} + 0.5 \cdot \frac{F_t}{A} + \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} + E \cdot \frac{2 \cdot y_0}{d_1} \\ &= 0.5 \cdot \frac{414}{138} + 0.5 \cdot \frac{511.67}{138} + 1200 \cdot 6^2 \cdot 10^{-6} + 100 \cdot \frac{2 \cdot 4}{159.09} = 8.43(\text{MPa})\end{aligned}$$

2.5 XÁC ĐỊNH CHIỀU RỘNG BÁNH ĐAI VÀ ĐƯỜNG KÍNH VÒNG NGOÀI CÁC BÁNH ĐAI

2.5.1 Chiều rộng bánh đai

Chiều rộng bánh đai được tính theo công thức 4.17, tài liệu tham khảo [5]:

$$B = (z - 1)t + 2e = (2 - 1) \cdot 19 + 2 \cdot 12.5 = 44(mm)$$

Trong đó, từ bảng 4.21, tài liệu tham khảo [5]:

- $t = 19(mm)$.
- $e = 12.5(mm)$.
- $h_0 = 4.2(mm)$.

2.5.2 Đường kính ngoài của bánh đai nhỏ và bánh đai lớn

$$d_{a1} = d_1 + 2h_0 = 159.09 + 2 \cdot 4.2 = 167.49(mm)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_0 = 315 + 2 \cdot 4.2 = 323.4(mm)$$

2.6 TUỔI THỌ ĐAI

$$L_h = \frac{\left(\frac{\sigma_r}{\sigma_{max}}\right)^m \cdot 10^7}{2.3600 \cdot i} = \frac{\left(\frac{9}{8.43}\right)^8 \cdot 10^7}{2 \cdot 3600 \cdot 3.75} = 625.11 \text{ (giờ)}$$

Trong đó:

- $\sigma_r = 9$ (MPa) - giới hạn mỏi của đai thang.
- $m = 8$ - chỉ số mũ của đường cong mỏi đối với đai thang.
- $i = 3.75$ (s^{-1}) - số vòng chạy của đai trong một giây.

Vậy với yêu cầu chạy 300 giờ/năm thì phải thay dây đai mỗi: $L_h/L = 625.11/300 = 2.08$ (năm).

2.7 BẢNG THÔNG SỐ BỘ TRUYỀN ĐAI

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Loại đai	B	
Số đai	z	2
Đường kính bánh nhỏ	d_1	159.09 (mm)
Đường kính bánh lớn	d_2	315 (mm)
Chiều rộng bánh đai	B	44 (mm)
Chiều dài đai	L	1600 (mm)
Khoảng cách trục	a	420.42 (mm)
Góc ôm đai	α_1	158.75°
Lực căng đai ban đầu	F_0	414 (N)
Lực tác dụng lên trục	F_r	813.8 (N)
Lực vòng có ích	F_t	511.67 (N)
Ứng suất lớn nhất	σ_{max}	8.43 (MPa)
Tuổi thọ đai	L_h	625.11 (giờ)

Bảng 2.1: Bảng thông số bộ truyền đai

Chương 3

THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG TRONG HỘP GIẢM TỐC

3.0. THÔNG SỐ KỸ THUẬT BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG

- Công suất trục dẫn: $P_{II} = 2.86(kW)$
- Công suất trục bị dẫn: $P_{III} = 2.72(kW)$
- Momen xoắn trục dẫn: $T_{II} = 75.87(N.m)$
- Momen xoắn trục bị dẫn: $T_{III} = 360.78(N.m)$
- Số vòng quay trục dẫn: $n_{II} = 360(vg/ph)$
- Số vòng quay trục bị dẫn: $n_{III} = 72(vg/ph)$
- Tỷ số truyền: $u_{23} = 5$
- Thời gian làm việc: $L_h = 300 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 5 = 24000(h)$

3.1 CHỌN VẬT LIỆU CHẾ TẠO BÁNH RĂNG, PHƯƠNG PHÁP NHIỆT LUYỆN, CƠ TÍNH VẬT LIỆU

3.1.1 Chọn vật liệu chế tạo bánh răng

Ở đây ta dùng hộp giảm tốc (bộ truyền kín), được bôi trơn tốt thì dạng hỏng chủ yếu là tróc rỗ bề mặt răng. Vì thế ta tiến hành thiết kế theo độ bền tiếp xúc.

Theo Bảng 6.1, tài liệu tham khảo [5] Chọn thép C45 được tôi cải thiện có độ rắn đạt $HB = 241 \div 285$.

- Đối với bánh răng dẫn, ta chọn độ rắn trung bình ở cả mặt răng và lõi răng là $H_1 = 250HB$.
- Đối với bánh răng bị dẫn, theo mối quan hệ $H_1 \geq H_2 + (10 \div 15)HB$ ta chọn độ rắn trung bình ở cả mặt răng và lõi răng là $H_2 = 235HB$.

3.1.2 Phương pháp nhiệt luyện và cơ tính vật liệu

Theo bảng 6.1 tài liệu tham khảo [5], giới hạn mỗi tiếp xúc các bánh răng được xác định như sau:

$$\sigma_{Hlim} = 2HB + 70 \quad (3.1)$$

Từ công thức 3.1:

$$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_{Hlim1} = 2 \cdot 250 + 70 = 570MPa \\ \sigma_{Hlim2} = 2 \cdot 235 + 70 = 540MPa \end{cases}$$

Theo bảng 6.1 tài liệu tham khảo [5], giới hạn uốn của các bánh răng được xác định như sau:

$$\sigma_{Flim} = 1.8HB \quad (3.2)$$

Từ công thức 3.2:

$$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_{Flim1} = 1.8 \cdot 250 = 450MPa \\ \sigma_{Flim2} = 1.8 \cdot 235 = 423MPa \end{cases}$$

Thông số \ Bánh răng	Bánh dẫn	Bánh bị dẫn
Loại thép	C45	C45
Nhiệt luyện	Tôi cải thiện	Tôi cải thiện
Độ rắn	$HB = 250$	$HB = 235$
Giới hạn mỏi(MPA)	$\sigma_{Hlim1} = 570$	$\sigma_{Hlim2} = 540$
Giới hạn uốn(MPA)	$\sigma_{Flim1} = 450$	$\sigma_{Flim2} = 423$

Bảng 3.1: Chọn vật liệu bánh răng

3.2 Xác định ứng suất tiếp xúc $[\sigma_H]$ và ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$

3.2.1 Số chu kỳ làm việc

- Số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương: Vì bộ truyền chịu tải trọng tĩnh:

$$N_{HE} = N_{FE} = 60 \cdot c \cdot n \cdot L_h \quad (3.3)$$

Từ công thức 3.3:

$$\begin{aligned} N_{HE1} = N_{FE1} &= 60 \cdot c \cdot n_{II} \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 360 \cdot 24000 = 5184 \cdot 10^5 \\ N_{HE2} = N_{FE2} &= 60 \cdot c \cdot n_{III} \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 72 \cdot 24000 = 10368 \cdot 10^4 \end{aligned}$$

- Số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở:

$$N_{HO} = 30 \cdot HB^{2.4} \quad (3.4)$$

Từ công thức 3.4:

$$\begin{aligned} N_{HO1} &= 30 \cdot H_1^{2.4} = 30 \cdot 250^{2.4} = 17067789.4 \\ N_{HO2} &= 30 \cdot H_2^{2.4} = 30 \cdot 235^{2.4} = 14712420.33 \end{aligned}$$

$$N_{FO1} = N_{FO2} = 4 \cdot 10^6$$

3.2.2 Ứng suất tiếp xúc cho phép

Theo công thức 6.1a tài liệu tham khảo [5], ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_H] = \sigma_{0Hlim} \cdot \frac{K_{HL}}{s_H} \quad (3.5)$$

Trong đó:

- Hệ số tuổi thọ $s_H = 1.1$ tra bảng 6.2 tài liệu tham khảo [2].
- Hệ số tuổi thọ xét đến thời gian phục vụ:

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \quad (3.6)$$

Trong đó $m_H = 6$ do độ rắn các mặt răng đều có $HB < 350$. Do $N_{HE1} > N_{HO1}$ và $N_{HE2} > N_{HO2} \Rightarrow K_{HL1} = K_{HL2} = 1$

Từ công thức 3.5:

$$\Rightarrow \begin{cases} [\sigma_{H1}] = 570 \cdot \frac{1}{1.1} = 518.18 \text{ MPa} \\ [\sigma_{H2}] = 540 \cdot \frac{1}{1.1} = 490.91 \text{ MPa} \end{cases}$$

3.2.3 Ứng suất uốn cho phép

Theo công thức 6.2a tài liệu tham khảo [5], ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_F] = \sigma_{0Flim} \cdot \frac{K_{FC} \cdot K_{FL}}{s_F} \quad (3.7)$$

Trong đó:

- Hệ số tuổi thọ $s_F = 1.75$ tra bảng 6.2 tài liệu tham khảo [2].
- Hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải $K_{FC} = 1$ do đặt tải trọng 1 bên, bộ truyền quay một chiều.

- Hệ số tuổi thọ xét đến chế độ tải trọng:

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad (3.8)$$

Trong đó $m_F = 6$ do độ rắn các mặt răng đều có $HB < 350$. Do $N_{FE1} > N_{FO1}$ và $N_{FE2} > N_{FO2}$. $\Rightarrow K_{FL1} = K_{FL2} = 1$

Từ công thức 3.7:

$$\Rightarrow \begin{cases} [\sigma_{F1}] = 450 \cdot \frac{1.1}{1.75} = 257.14 \text{ MPa} \\ [\sigma_{F2}] = 423 \cdot \frac{1.1}{1.75} = 241.71 \text{ MPa} \end{cases}$$

3.3 TÍNH TOÁN BÁNH RĂNG THEO ĐỘ BỀN TIẾP XÚC

3.3.1 Chọn ứng suất tiếp xúc cho phép

Theo công thức 6.12 tài liệu tham khảo [5], ta có:

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{518.18 + 490.91}{2} = 504.55 \text{ MPa} \quad (3.9)$$

Vì đây là bánh răng trụ nên $[\sigma_H] \leq 1.25[\sigma_{H1}] = 1.25 \cdot 490.91 = 613.64 \text{ MPa} \rightarrow$ **Thỏa điều kiện.**

3.3.2 Xác định thông số cơ bản của bộ truyền

$$a_w = K_a(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_{II} K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u \psi_{ba}}} \quad (3.10)$$

Trong đó:

- K_a : Hệ số phụ thuộc vào vật liệu của cặp bánh răng và loại răng, chọn $K_a = 43$ theo bảng 6.5 trong tài liệu tham khảo [5] dành cho loại răng nghiêng với vật liệu bánh nhỏ và bánh lớn là thép - thép
- u : Tỷ số truyền của hệ bánh răng, với hệ này $u_{23} = 8$
- T_I : Momen xoắn trên trục bánh chủ động, với hệ này $T_{II} = 56.9 \text{ N.m} = 75.87 \text{ N.mm}$
- ψ_{ba} : Vì vị trí bánh răng đối với các ổ trong hộp giảm tốc là đối xứng, và, $HB_1 = 280 \leq 350$ và $HB_2 = 270 \leq 350$, nên theo bảng 6.6 trong tài liệu tham khảo [5] thì chọn $\psi_{ba} = 0.3$
- $\psi_{bd} = 0.53\psi_{ba}(u + 1) = 0.53 \cdot 0.3 \cdot (5 + 1) = 0.954$
- $K_{H\beta}$: Hệ số phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng, với hệ này $HB_1 = 280 \leq 350$ và $HB_2 = 270 \leq 350$, hệ ứng với sơ đồ 6 thuộc bảng 6.7 trong tài liệu tham khảo [5], và $\psi_{bd} = 0.954$, nên $K_{H\beta} = 1.04$

- Vì đây là hệ bánh răng ăn khớp ngoài nên số hạng $(u \pm 1)$ sẽ được chuyển thành $(u + 1)$

$$a_w = 43.(5 + 1) \sqrt[3]{\frac{75870 \cdot 1.04}{504.55^2 \cdot 5 \cdot 0.3}} = 152.53(mm)$$

Theo tiêu chuẩn SEV229-75, ta chọn $a_w = 160mm$

3.3.3 Chọn module m theo khoảng cách trục a_w

Vì $HB_1 = 250 \leq 350$ và $HB_2 = 235 \leq 350$, nên ta chọn môđun răng theo công thức 6.17 tài liệu tham khảo [5]:

$$m = (0,01 \div 0,02)a_w = (0,01 \div 0,02).160 = (1.6 \div 3.2)(mm) \quad (3.11)$$

Theo dãy tiêu chuẩn và dãy ưu tiên 1, chọn $m = 3$.

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

- Số răng bánh nhỏ từ công thức 6.31 tài liệu tham khảo [5], ta có cách tính:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m(u + 1)} \quad (3.12)$$

Góc nghiêng β của bánh răng nghiêng phải nằm trong khoảng $(8^\circ \div 20^\circ)$, nên dựa vào mối liên hệ trên, ta có:

$$\begin{aligned} \frac{2a_w \cos(20^\circ)}{m(u + 1)} &\leq z_1 \leq \frac{2a_w \cos(8^\circ)}{m(u + 1)} \\ \frac{2 \cdot 160 \cdot \cos(20^\circ)}{3 \cdot (5 + 1)} &\leq z_1 \leq \frac{3 \cdot 160 \cdot \cos(8^\circ)}{3 \cdot (5 + 1)} \\ 16.71 &\leq z_1 \leq 17.6 \end{aligned}$$

Theo mối quan hệ trên, ta chọn được $z_1 = 17$ răng

Số răng bánh bị dẫn z_2 được tính theo công thức:

$$z_2 = u_{23} \cdot z_1 = 5.17 = 85 \text{ răng} \quad (3.13)$$

- Góc nghiêng răng β được tính theo công thức 6.32 tài liệu tham khảo [5]:

$$\beta = \cos^{-1}\left(\frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w}\right) = \cos^{-1}\left(\frac{3 \cdot (17 + 85)}{2.160}\right) = 17.01^\circ \rightarrow \text{Thỏa điều kiện}$$

- Chọn hệ số dịch chỉnh dựa theo bảng 6.9 tài liệu tham khảo [5]:

Với $\beta = 17.01^\circ \rightarrow z_{\min} = 15 \rightarrow z_1 \geq z_{\min} + 2 = 15 + 2 = 17 \rightarrow x_1 = 0$ và $x_2 = 0$.

3.3.5 Kích thước bộ truyền bánh răng

- Đường kính vòng chia của bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn được tính theo công thức:

$$d_1 = \frac{mz_1}{\cos(\beta)} = \frac{3 \cdot 17}{\cos(17.01^\circ)} = 53.33(mm)$$

$$d_2 = 2 \cdot a_w - d_1 = 2 \cdot 160 - 53.33 = 266.67(mm)$$

- Đường kính vòng đỉnh của bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn được tính theo công thức:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 53.33 + 2 \cdot 3 = 59.33(mm)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 266.67 + 2 \cdot 3 = 272.67(mm)$$

- Đường kính đáy răng của bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn được tính theo công thức:

$$d_{f1} = d_1 - 2.5m = 53.33 - 2.5 \cdot 3 = 45.83(mm)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2.5m = 266.67 - 2.5 \cdot 3 = 259.17(mm)$$

- Bề rộng bánh răng bị dẫn và bánh răng dẫn được tính theo công thức:

$$B_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0.3 \cdot 160 = 48(mm)$$

$$B_1 = B_2 + 5 = 53(mm)$$

- Vận tốc vòng của bánh răng dẫn:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 53.33 \cdot 360}{60000} = 1(m/s)$$

Theo bảng 6.13 trong tài liệu tham khảo [5], vì $v = 1(m/s) \leq 4(m/s)$ và hệ là bánh răng trụ răng nghiêng \rightarrow Chọn cấp chính xác 9

3.4 KIỂM NGHIỆM RĂNG VỀ ĐỘ BỀN TIẾP XÚC

Theo công thức 6.33 tài liệu tham khảo [5] ứng suất tiếp xúc xuất hiện trên mặt răng của bộ truyền phải thỏa mãn điều kiện sau:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H (u \pm 1)}{b_w u d_{w1}^2}} \leq [\sigma_H] \quad (3.14)$$

Trong đó:

Z_M : Hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp, bảng 6.5 tài liệu tham khảo [5]. Vì hệ có hai bánh răng được làm bằng thép-thép nên $Z_M = 274(MPa^{1/3})$

Z_H : Hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos(\beta_b)}{\sin(2\alpha_{tw})}}$$

Với

- β_b : Góc nghiêng của răng trên hình trụ cơ sở

$$\tan(\beta_b) = \cos(\alpha_t)\tan(\beta)$$

- Với bánh răng nghiêng không dịch chỉnh $a_{tw} = a_t = \arctan \frac{\tan \alpha}{\cos \beta}$
→ Với $\alpha = 20^\circ$ và $\beta = 17.01^\circ$, ta có $\alpha_{tw} = \alpha_t = 20.84^\circ$ và $\beta_b = 17.01^\circ$

$$\Rightarrow Z_H = \sqrt{\frac{2\cos(17.01^\circ)}{\sin(2 \cdot 20.84^\circ)}} = 1.7$$

- ϵ_β : Hệ số trùng khớp dọc, tính theo công thức:

$$\epsilon_\beta = \frac{b_w \sin(\beta)}{m\pi} = \frac{a_w \psi_{ba} \sin(\beta)}{m\pi} = \frac{160 \cdot 0.3 \cdot \sin 17.01^\circ}{3 \cdot \pi} = 1.49$$

ϵ_α : Hệ số trùng khớp ngang, tính theo công thức:

$$\epsilon_\alpha = [1.88 - 3.2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})]\cos(\beta) = [1.88 - 3.2(\frac{1}{17} + \frac{1}{85})]\cos(17.01^\circ) = 1.58$$

Z_ϵ : Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, vì $\epsilon_\beta \geq 1$ nên sẽ có dạng của công thức 6.36c tài liệu tham khảo [5], được tính như sau:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1.58}} = 0.79$$

K_H : Hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc, tính theo thức:

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

Trong đó

- $K_{H\beta} = 1.04$
- $K_{H\alpha}$: Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp, với bánh răng nghiêng tra bảng 6.14 tài liệu tham khảo [5]. Vì $v = 1(m/s) \leq 2.5(m/s)$ và có cấp chính xác là 9, nên $K_{H\alpha} = 1.13$.
- K_{Hv} : Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp. Tra bảng P2.3, Phụ lục, tài liệu tham khảo [2], vì là cặp bánh răng nghiêng có cấp chính xác 9, độ rắn mặt răng a (vì $HB_1 = 250 \leq 350$ và $HB_2 = 235 \leq 350$) và $v \approx 1(m/s)$, nên $K_{Hv} = 1.01$

$$\Rightarrow K_H = 1.04 \cdot 1.13 \cdot 1.01 = 1.19$$

- Chiều rộng vành khăn b_w :

$$b_w = B_2 = 48(mm)$$

- d_{w1} : Đường kính vòng lăn bánh nhỏ, được tính theo công thức:

$$d_{w1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}$$

Trong đó

- + K_d : Hệ số phụ thuộc vào góc ăn khớp, hệ số trùng khớp và vật liệu chế tạo bánh răng. Theo bảng 6.5 tài liệu tham khảo [5], vì hệ là loại răng nghiêng với vật liệu làm hai bánh răng là thép - thép nên $K_d = 67,5(MPa^{1/3})$
- + $K_{H\beta}$: Hệ số tải trọng tính, $K_{H\beta} = 1.04$.
- + Vì đây là hệ bánh răng ăn khớp ngoài nên số hạng $(u \pm 1)$ sẽ được chuyển thành $(u + 1)$

$$\Rightarrow d_{w1} = 67.5 \sqrt[3]{\frac{75870 \cdot 1.04 \cdot (5 + 1)}{0.954 \cdot 504.55^2 \cdot 5}} = 49.38(mm)$$

$$\Rightarrow \sigma_H = 274 \cdot 1.7 \cdot 0.79 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 75870 \cdot 1.19 \cdot (5 + 1)}{48 \cdot 5 \cdot 49.38^2}} = 500.69(MPa) < [\sigma_H] = 504.55(MPa)$$

→ Thỏa mãn kiểm nghiệm theo độ bền tiếp xúc

3.5 KIỂM NGHIỆM RĂNG VỀ ĐỘ BỀN UỐN

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

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

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

Trong đó:

- $T_1 = 75870(N.mm)$: Momen xoắn trên bánh chủ động.
- $m = 3(mm)$: Module pháp
- $b_w = \alpha_w \psi_{ba} = 160 \cdot 0.3 = 48(mm)$: Chiều rộng vành răng.
- $d_{w1} = 49.38(mm)$: Đường kính vòng lăn bánh chủ động.
- $Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1.58} = 0.63$: Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng.
- Y_β : Hệ số kể đến độ nghiêng của răng, được tính theo công thức:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140} = 1 - \frac{17.01}{140} = 0.88$$

- Y_{F1}, Y_{F2} : Hệ số dạng răng của bánh răng dẫn và bánh răng bị dẫn, phụ thuộc vào số răng tương đương được tính theo công thức:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3(\beta)} = \frac{17}{\cos^3(17.01)} = 19.44$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3(\beta)} = \frac{85}{\cos^3(17.01)} = 97.2$$

Từ đó, dựa vào *Bảng 6.18 tài liệu tham khảo* [5], với số răng tương đương $z_{v1} = 19.44$ và hệ số dịch chỉnh $x = 0$, ta có $Y_{F1} = 4.1$. Tương tự với bánh răng bị dẫn, ta có $Y_{F2} = 3.6$.

- K_F : Hệ số tải trọng khi tính về uốn, tính theo thức:

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

Trong đó

- + $K_{F\beta}$: Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về uốn, theo *bảng 6.7 tài liệu tham khảo* [5] vì $\psi_{bd} = 0.954$ và hệ bánh răng tương ứng sơ đồ 6 nên $K_{F\beta} = 1.09$
- + $K_{F\alpha}$: Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về uốn, với bánh răng nghiêng *tra bảng 6.14 tài liệu tham khảo* [5]. Vì $v = 1(m/s) \leq 2.5(m/s)$ và có cấp chính xác là **9**, nên, $K_{F\alpha} = 1.36$.
- + K_{Fv} : Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp khi tính về uốn. Được tính theo công thức:

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

với $v_F = \delta_F g_o v \sqrt{\frac{a_w}{u}}$

Theo *bảng 6.15 và 6.16 tài liệu tham khảo* [5], ta có $\delta_F = 0,006$ và $g_o = 73$ vì hệ bánh răng có $HB_2 \leq 350HB$ có dạng răng nghiêng, module $m = 3(mm)$ và cấp chính xác 9.

$$v = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 49.38 \cdot 360}{60000} = 0.93(m/s)$$

$$v_F = 0.006 \cdot 73 \cdot 0.93 \cdot \sqrt{\frac{160}{5}} = 2.3(m/s)$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{2.3 \cdot 48 \cdot 49.38}{2 \cdot 75870 \cdot 1.09 \cdot 1.36} = 1.02$$

$$\Rightarrow K_F = 1.09 \cdot 1.36 \cdot 1.02 = 1.51$$

Từ các dữ liệu trên, ta có:

$$\sigma_{F1} = \frac{2 \cdot 75870 \cdot 1.51 \cdot 0.63 \cdot 0.88 \cdot 4.1}{48 \cdot 49.38 \cdot 3} = 73.24(MPa) \leq [\sigma_{F1}] = 257.14(MPa)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{73.24 \cdot 3.6}{4.1} = 64.31(MPa) \leq [\sigma_{F2}] = 241.71(MPa)$$

\Rightarrow Thỏa mãn kiểm nghiệm theo độ bền uốn.

3.6 XÁC ĐỊNH CÁC GIÁ TRỊ LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN

3.6.1 Lực vòng F_t

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3 \cdot \cos \beta}{m \cdot z_1} = \frac{2 \cdot 75.87 \cdot 10^3 \cdot \cos 17.01^\circ}{3 \cdot 17} = 2845.14 \text{ N}$$

3.6.2 Góc ăn khớp

Vì vật liệu chế tạo bánh răng là thép $\Rightarrow \alpha_{nw} \approx \alpha_{tw} = 20.84^\circ$.

3.6.3 Lực hướng tâm F_r

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t1} \cdot \tan \alpha_{nw}}{\cos \beta} = \frac{2845.14 \cdot \tan 20.84^\circ}{\cos 17.01^\circ} = 1132.59 \text{ N}$$

3.6.4 Lực dọc trục F_a

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \beta = 2845.14 \cdot \tan 17.01^\circ = 870.39 \text{ N}$$

3.7 BẢNG THÔNG SỐ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG

Thông số	Bánh răng dẫn	Bánh răng bị dẫn
Tỉ số truyền	$u_{23} = 5$	
Mômen xoắn (N.m)	$T_{II} = 75.87$	
Số vòng quay (vg/ph)	$n_{II} = 360$	
Khoảng cách trục (mm)	$a_w = 160$	
Module (mm)	$m = 3$	
Góc nghiêng răng ($^\circ$)	$\beta = 17.01$	
Góc ăn khớp ($^\circ$)	$\alpha_{tw} = 20.84$	
Số răng bánh răng (răng)	$z_1 = 17$	$z_2 = 85$
Đường kính vòng chia (mm)	$d_1 = 53.33$	$d_1 = 266.67$
Đường kính vòng đỉnh (mm)	$d_{a1} = 59.33$	$d_{a2} = 272.67$
Đường kính vòng đáy (mm)	$d_{f1} = 45.33$	$d_{f2} = 259.17$
Chiều rộng vành khăn (mm)	$B_1 = 53$	$B_2 = 48$
Vận tốc vòng (m/s)	$v = 1$	

Bảng 3.2: Bảng thông số bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

Chương 4

THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN (HỎ)

4.0. THÔNG SỐ KỸ THUẬT BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN

- Công suất trục dẫn: $P_{III} = 2.72(kW)$
- Công suất trục bị dẫn: $P_{IV} = 2.5(kW)$
- Momen xoắn trục dẫn: $T_{III} = 360.78(N.m)$
- Momen xoắn trục bị dẫn: $T_{IV} = 1989.58(N.m)$
- Số vòng quay trục dẫn: $n_{III} = 72(vg/ph)$
- Số vòng quay trục bị dẫn: $n_{IV} = 12(vg/ph)$
- Tỷ số truyền: $u_{34} = 6$
- Thời gian làm việc: $L_h = 300 \cdot 8 \cdot 2 \cdot 5 = 24000(h)$

4.1 Chọn vật liệu chế tạo bánh răng, phương pháp nhiệt luyện, cơ tính vật liệu

4.1.1 Chọn vật liệu chế tạo bánh răng

Theo Bảng 6.2, tài liệu tham khảo [5] Chọn thép C45 được tôi cải thiện có độ rắn đạt $HB = 180 \div 350$.

- Đối với bánh răng dẫn, ta chọn độ rắn trung bình ở cả mặt răng và lõi răng là $H_1 = 350HB$.
- Đối với bánh răng bị dẫn, ta chọn độ rắn trung bình ở cả mặt răng và lõi răng là $H_2 = 320HB$.

Ở đây mặc dù ta dùng bộ truyền bánh răng côn là bộ truyền hở, nên ta tiến hành tính toán thiết kế bánh răng theo độ bền uốn

4.1.2 Phương pháp nhiệt luyện và cơ tính vật liệu

Theo bảng 6.13, giới hạn mỗi tiếp xúc và uốn các bánh răng xác định như sau:

Từ công thức 3.1:

$$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_{Hlim1} = 2 \cdot 350 + 70 = 770 \text{ MPa} \\ \sigma_{Hlim2} = 2 \cdot 320 + 70 = 710 \text{ MPa} \end{cases}$$

Từ công thức 3.2:

$$\Rightarrow \begin{cases} \sigma_{Flim1} = 1.8 \cdot 350 = 630 \text{ MPa.} \\ \sigma_{Flim2} = 1.8 \cdot 320 = 576 \text{ MPa.} \end{cases}$$

Bánh răng Thông số	Bánh dẫn	Bánh bị dẫn
Loại thép	C45	C45
Nhiệt luyện	Tôi cải thiện	Tôi cải thiện
Độ rắn	$HB_1 = 350$	$HB_1 = 320$
Giới hạn mỗi(MPA)	$\sigma_{Hlim1} = 770$	$\sigma_{Hlim2} = 710$
Giới hạn uốn(MPA)	$\sigma_{Flim1} = 630$	$\sigma_{Flim2} = 576$

Bảng 4.1: Chọn vật liệu bánh răng

4.2 Xác định ứng suất tiếp xúc $[\sigma_H]$ và ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$

4.2.1 Số chu kỳ làm việc

- Số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương:

Vì bộ truyền chịu tải trọng tĩnh: Từ công thức 3.3:

$$\begin{aligned} N_{HE1} = N_{FE1} &= 60 \cdot c \cdot n_{III} \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 72 \cdot 24000 = 10368 \cdot 10^4 \\ N_{HE2} = N_{FE2} &= 60 \cdot c \cdot n_{IV} \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 12 \cdot 24000 = 1728 \cdot 10^4 \end{aligned}$$

- Số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở:

Từ công thức 3.4:

$$\begin{aligned} N_{HO1} &= 30 \cdot H_1^{2.4} = 30 \cdot 350^{2.4} = 38272299.91 \\ N_{HO2} &= 30 \cdot H_2^{2.4} = 30 \cdot 330^{2.4} = 33231864.66 \end{aligned}$$

$$N_{FO1} = N_{FO2} = 4 \cdot 10^6$$

4.2.2 Ứng suất tiếp xúc cho phép

Theo công thức 3.5, ta có ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_H] = \sigma_{0Hlim} \cdot \frac{K_{HL}}{s_H}$$

Trong đó:

- Hệ số tuổi thọ $s_H = 1.1$ tra bảng 6.2 tài liệu tham khảo [2].
- Hệ số tuổi thọ xét đến thời gian phục vụ:

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

Trong đó $m_H = 6$ do độ rắn các mặt răng đều có $HB < 350$.

$$\Rightarrow \begin{cases} K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{38272299.91}{864 \cdot 10^5}} = 0.873 \Rightarrow K_{HL1} = 1 \\ K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{33231864.66}{1728 \cdot 10^4}} = 1.12 \end{cases}$$

Từ công thức 3.5:

$$\Rightarrow \begin{cases} [\sigma_{H1}] = 770 \cdot \frac{1}{1.1} = 700 \text{ MPa} \\ [\sigma_{H2}] = 710 \cdot \frac{1.12}{1.1} = 722.91 \text{ MPa} \end{cases}$$

4.2.3 Ứng suất uốn cho phép

Theo công thức 3.7, ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_F] = \sigma_{0Flim} \cdot \frac{K_{FC} \cdot K_{FL}}{s_F}$$

Trong đó:

- Hệ số tuổi thọ $s_F = 1.75$ tra bảng 6.2 tài liệu tham khảo [2].
- Hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải $K_{FC} = 1$ do đặt tải trọng 1 bên, bộ truyền quay một chiều.
- Hệ số tuổi thọ xét đến chế độ tải trọng:

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$$

Trong đó $m_F = 6$ do độ rắn các mặt răng đều có $HB < 350$.

$$\Rightarrow \begin{cases} K_{FL1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{864 \cdot 10^5}} = 0.599 \Rightarrow K_{FL1} = 1 \\ K_{FL2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{1728 \cdot 10^4}} = 0.784 \Rightarrow K_{FL2} = 1 \end{cases}$$

Từ công thức 3.7:

$$\Rightarrow \begin{cases} [\sigma_{F1}] = 630 \cdot \frac{1.1}{1.75} = 360 \text{ MPa} \\ [\sigma_{F2}] = 576 \cdot \frac{1.1}{1.75} = 329.14 \text{ MPa} \end{cases}$$

4.3 TÍNH TOÁN BÁNH RĂNG THEO ĐỘ UỐN

4.3.1 Tính toán số răng bánh dẫn và bánh bị dẫn

Chọn số răng bánh dẫn $z_1 = 25$, khi đó số răng bánh bị dẫn $z_2 = 6 \cdot 25 = 150$.

4.3.2 Xác định lại chính xác tỉ số truyền u và xác định các góc mặt côn chia δ_1 và δ_2

- Tính toán lại tỉ số truyền: $u = \frac{z_2}{z_1} = 5 \Rightarrow \Delta u = 0\% < 4\%$ (nằm trong khoảng cho phép).
- Góc mặt côn chia δ_1 và δ_2 được xác định theo công thức 6.98 tài liệu tham khảo [2]:

$$\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \quad (4.1)$$

Ta có: $\delta_1 = \arctan \frac{z_1}{z_2} = \arctan \frac{25}{150} = 9.46^\circ$. Từ công thức 4.1 $\Rightarrow \delta_2 = 80.54^\circ$

4.3.3 Xác định số răng tương đương. Tính các hệ số Y_{F1} và Y_{F2} và so sánh độ bền uốn.

- Số răng của bánh răng trụ răng thẳng tương đương được tính theo công thức 6.108 tài liệu tham khảo [2]:

$$z_v = \frac{z}{\cos \delta_1} \quad (4.2)$$

Từ công thức 4.2:

$$\Rightarrow \begin{cases} z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{25}{\cos 9.46} = 25.35 \\ z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{150}{\cos 80.54} = 912.64 \end{cases}$$

- Chọn hệ số dịch chỉnh: chọn phương pháp dịch chỉnh là dịch chỉnh đều: $x_1 + x_2 = 0$ và hệ số dịch chỉnh bằng 0 $\Rightarrow x_1 = x_2 = 0$.
- Hệ số Y_{F1} và Y_{F2} được tính theo công thức 6.80 tài liệu tham khảo [2]:

$$Y_F = 3.47 + \frac{13.2}{z_v} - \frac{27.9x}{z_v} + 0.092x^2 \quad (4.3)$$

Từ công thức 4.3:

$$\Rightarrow \begin{cases} Y_{F1} = 3.47 + \frac{13.2}{25.35} = 4 \\ Y_{F2} = 3.47 + \frac{13.2}{912.64} = 3.49 \end{cases}$$

- So sánh độ bền uốn các bánh răng
 - Bánh dẫn: $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{360}{4} = 90$
 - Bánh bị dẫn: $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{329.14}{3.49} = 94.31$

\Rightarrow Ta tính toán theo bánh dẫn có độ bền thấp hơn.

4.3.4 Chọn chiều rộng vành khăn và hệ số xét đến ảnh hưởng sự phân bố tải trọng không đồng đều

- Chọn hệ số chiều rộng vành khăn: $\Psi_{be} = 0.285$ và $\Psi_{bm} = 30$
 \Rightarrow Tỷ số $\frac{\Psi_{be} \cdot u}{2 - \Psi_{be}} = 1$. $\Psi_{bd} = \frac{\Psi_{bm}}{z_1} = \frac{30}{25} = 1.2$
- Giả sử bộ truyền được lắp trên ổ bi đỡ chặn. Từ bảng 6.18 tài liệu tham khảo [2], ta chọn $K_{H\beta} = 1.34$.
- Hệ số xét đến ảnh hưởng sự phân bố tải trọng không đồng đều:

$$K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1) \cdot 1.5 = 1 + (1.34 - 1) \cdot 1.5 = 1.51.$$

4.3.5 Xác định môđun m_e theo độ bền uốn

- Xác định môđun chia trung bình m_m theo công thức 6.119a tài liệu tham khảo [2]:

$$m_m = 14 \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot Y_{F1}}{0.85 \Psi_{bd} \cdot z_1^2 \cdot [\sigma_{F1}]}} \quad (4.4)$$

Từ công thức 4.4:

$$m_m = 14 \sqrt[3]{\frac{360.78 \cdot 1.51 \cdot 4}{0.85 \cdot 1.2 \cdot 25^2 \cdot 360}} = 2.96 \text{ mm}$$

- Xác định môđun m_e theo công thức 6.119b tài liệu tham khảo [2]

$$m_e = \frac{m_m}{1 - 0.5 \cdot \Psi_{be}} = \frac{2.96}{1 - 0.5 \cdot 0.285} = 3.45 \text{ mm} \quad (4.5)$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn môđun $m_e = 4 \text{ mm}$.

4.4 XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CHỦ YẾU CỦA BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN

4.4.1 Xác định đường kính vòng chia

- Đường kính vòng chia ngoài:

$$d_e = m_e \cdot z \quad (4.6)$$

Từ công thức 4.6:

$$\Rightarrow \begin{cases} d_{e1} = 4 \cdot 25 = 100 \text{ mm} \\ d_{e2} = 4 \cdot 150 = 600 \text{ mm} \end{cases}$$

- Đường kính vòng chia trung bình:

$$d_m = d_e \cdot (1 - \psi_{be}) \quad (4.7)$$

Từ công thức 4.7:

$$\Rightarrow \begin{cases} d_{m1} = 100 \cdot (1 - 0.285) = 71.5 \text{ mm} \\ d_{m2} = 600 \cdot (1 - 0.285) = 429 \text{ mm} \end{cases}$$

4.4.2 Xác định chiều dài côn

- Chiều dài côn ngoài:

$$R_e = 0.5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0.5 \cdot 4 \cdot \sqrt{25^2 + 150^2} = 304.14 \text{ mm} \quad (4.8)$$

- Chiều dài côn trung bình:

$$R_m = 0.5m_m \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0.5 \cdot 3.45 \cdot \sqrt{25^2 + 150^2} = 262.32 \text{ mm} \quad (4.9)$$

4.4.3 Xác định chiều rộng vành khăn

$$b = R_e \cdot \Psi_{be} = 304.14 \cdot 0.285 = 86.68 \text{ mm} \quad (4.10)$$

4.4.4 Xác định vận tốc vòng bánh răng

$$v = \frac{\pi \cdot d_m \cdot n}{60000} \quad (4.11)$$

Từ công thức 4.11:

$$\Rightarrow \begin{cases} v_1 = \frac{\pi \cdot 71.5 \cdot 72}{60000} = 0.269 \text{ m/s} \\ v_2 = \frac{\pi \cdot 429 \cdot 12}{60000} = 0.269 \text{ m/s} \end{cases}$$

Theo bảng 6.3 tài liệu tham khảo [2] ta chọn cấp chính xác 9 với $v_{gh} = 2.5 \text{ m/s}$.

4.5 XÁC ĐỊNH CÁC GIÁ TRỊ LỰC TÁC DỤNG LÊN BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN

4.5.1 Lực trên bánh dẫn

- Lực vòng:

$$F_{t1} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{m1}} = \frac{2 \cdot 360.78 \cdot 10^3}{71.5} = 10091.75 \text{ N} \quad (4.12)$$

- Lực hướng tâm:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos \delta_1 = 10091.75 \cdot \tan 20 \cdot \cos 9.46 = 3623.14 \text{ N} \quad (4.13)$$

- Lực dọc trục:

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin \delta_1 = 10091.75 \cdot \tan 20 \cdot \sin 11.32 = 603.71 \text{ N} \quad (4.14)$$

4.5.2 Lực trên bánh bị dẫn

- Lực vòng:

$$F_{t2} = F_{t1} = 10091.75 \text{ N}$$

- Lực hướng tâm:

$$F_{r2} = F_{a1} = 603.71 \text{ N}$$

- Lực dọc trục:

$$F_{a2} = F_{r1} = 3623.14 \text{ N}$$

4.6 KIỂM NGHIỆM RĂNG THEO ĐỘ BỀN UỐN

Ứng suất uốn tại chân răng được tính theo công thức 6.118 tài liệu tham khảo [2]:

$$\sigma_F = \frac{Y_F \cdot F_t \cdot K_F}{0.85 b_w \cdot m_m} \quad (4.15)$$

Trong đó:

- Lực vòng trên bánh dẫn: $F_t = F_{t1} = 10091.75 \text{ N}$.
- Hệ số dạng răng tính theo số răng tương đương: $Y_F = Y_{F1} = 4$.
- Hệ số tải trọng: $K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} = 1.04 \cdot 1.51 = 1.57$. Trong đó:
 - $K_{F\beta} = 1.51$.
 - Từ $v_{gh} = 2.5 \text{ m/s}$ Theo bảng 6.18 ta chọn hệ số tải trọng động $K_{HV} = K_{FV} = 1.04$ (cấp chính xác 7).
- Chiều rộng vành khăn: $b_w = 48 \text{ mm}$.
- Môđun chia trung bình: $m_m = 3.45 \text{ mm}$.

$$\Rightarrow \sigma_{F1} = \frac{4 \cdot 10091.75 \cdot 1.57}{0.85 \cdot 86.68 \cdot 3.45} = 249.33 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}] = 360 \text{ MPa}$$

Do đó, điều kiện độ bền uốn được đảm bảo.

4.7 BẢNG THÔNG SỐ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN

Thông số	Bánh răng dẫn	Bánh răng bị dẫn
Tỉ số truyền	$u_{34} = 6$	
Mômen xoắn (N.m)	$T_{III} = 360.78$	
Số vòng quay (vg/ph)	$n_{III} = 72$	
Góc nghiêng răng ($^{\circ}$)	$\beta = 0$	
Chiều dài côn ngoài (mm)	$R_e = 304.14$	
Chiều rộng vành khăn (mm)	$b_w = 86.68$	
Chiều dài công trung bình (mm)	$R_m = 262.32$	
Đường kính vòng chia ngoài (mm)	$d_{e1} = 100$	$d_{e2} = 600$
Góc côn chia ($^{\circ}$)	$\delta_1 = 9.46$	$\delta_2 = 80.54$
Chiều cao răng ngoài (mm)	$h_e = 8.8$	
Chiều cao đầu răng ngoài (mm)	$h_{ae1} = 4$	$h_{ae2} = 4$
Chiều cao chân răng ngoài (mm)	$h_{fe1} = 4.8$	$h_{fe2} = 4.8$
Đường kính đỉnh răng ngoài (mm)	$d_{ae1} = 107.89$	$d_{ae2} = 601.31$
Chiều dày răng ngoài	(mm) $s_{e1} = 6.28$	$s_{e2} = 6.28$
Góc chân răng ($^{\circ}$)	$\delta_{f1} = 0.904$	$\delta_{f2} = 0.904$
Góc côn đỉnh ($^{\circ}$)	$\delta_{a1} = 10.36$	$\delta_{a2} = 81.44$
Góc côn đáy ($^{\circ}$)	$\delta_{f1} = 8.56$	$\delta_{f2} = 79.64$
Đường kính vòng chia trung bình (mm)	$d_{m1} = 71.5$	$d_{a2} = 429$
Khoảng cách từ đỉnh côn đến mặt phẳng vòng ngoài đỉnh răng (mm)	$B_1 = 299.35$	$B_2 = 46.04$
Module (mm)	$m_{te} = 4$	
Module vòng trung bình (mm)	$m_{tm} = 2.96$	
Module pháp trung bình (mm)	$m_{nm} = 3.45$	
Khoảng lệch tâm của bánh răng côn tiếp tuyến (mm)	$e = 0$	
Số răng bánh răng (răng)	$z_1 = 25$	$z_2 = 150$
Vận tốc vòng (m/s)	$v = 0.269$	

Bảng 4.2: Bảng thông số bộ truyền bánh răng côn

Chương 5

THIẾT KẾ TRỤC TRUYỀN ĐỘNG

5.0 THÔNG SỐ BAN ĐẦU CÁC TRỤC

5.0.1 Trục I

- Công suất: $P_I = 3.07 \text{ kW}$.
- Số vòng quay: $n_I = 720 \text{ vng/pht}$.
- Momen xoắn: $T_I = 40.72 \text{ N.m}$.

5.0.2 Trục II

- Công suất: $P_{II} = 2.86 \text{ kW}$.
- Số vòng quay: $n_{II} = 360 \text{ vng/pht}$.
- Momen xoắn: $T_{II} = 75.87 \text{ N.m}$.

5.0.3 Trục III

- Công suất: $P_{III} = 2.72 \text{ kW}$.
- Số vòng quay: $n_{III} = 72 \text{ vng/pht}$.
- Momen xoắn: $T_{III} = 360.78 \text{ N.m}$.

5.0.4 Trục IV

- Công suất: $P_{IV} = 2.5 \text{ kW}$.
- Số vòng quay: $n_{IV} = 12 \text{ vng/pht}$.
- Momen xoắn: $T_{IV} = 1989.58 \text{ N.m}$.

5.1 THIẾT KẾ TRỤC SƠ BỘ

5.1.1 Chọn vật liệu chế tạo trục và ứng suất cho phép

Chọn vật liệu chế tạo các trục là thép C45 có $\sigma_b = 850 \text{ MPa}$, $\sigma_{ch} = 580 \text{ MPa}$, ứng suất uốn cho phép $[\sigma] = 80 \text{ MPa}$, chọn sơ bộ ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 20 \text{ MPa}$.

5.1.2 Xác định sơ bộ đường kính trục:

- Đường kính trục động cơ điện:

$$d_I = (0.3 \div 0.35)a = (0.3 \div 0.35) \cdot 160 = (48 \div 56) \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $d_I = 50 \text{ mm}$

- Đường kính đầu trục vào của hộp giảm tốc:

$$d_v = (0.8 \div 1.2) \cdot d_I = (0.8 \div 1.2) \cdot 50 = (40 \div 60) \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $d_v = 50 \text{ mm}$

- Đường kính trục thứ II:

$$d_{II} \geq 10 \sqrt[3]{\frac{16T_{II}}{\pi \cdot [\tau]}} = 10 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 75.87}{\pi \cdot 20}} = 26.83 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $d_{II} = 30 \text{ mm} \Rightarrow$ Chọn bề rộng ổ lăn $b_0 = 16 \text{ mm}$.

- Đường kính trục thứ III

$$d_{III} \geq 10 \sqrt[3]{\frac{16T_{III}}{\pi \cdot [\tau]}} = 10 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 360.78}{\pi \cdot 20}} = 45.12 \text{ mm}$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn $d_{III} = 50 \text{ mm} \Rightarrow$ Chọn bề rộng ổ lăn $b_0 = 27 \text{ mm}$.

- Đường kính trục thứ IV:

$$d_{IV} \geq 10 \sqrt[3]{\frac{16T_{IV}}{\pi \cdot [\tau]}} = 10 \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 1989.58}{\pi \cdot 20}} = 79.72 \text{ mm}$$

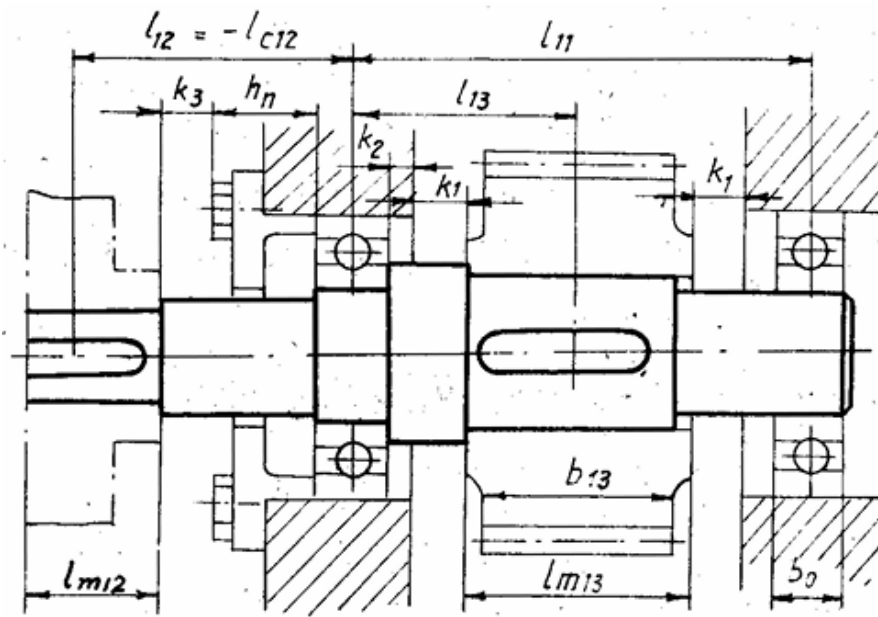
Theo tiêu chuẩn ta chọn $d_{IV} = 80 \text{ mm}$

Nguyên nhân sinh ra tập trung ứng suất	Đường kính trục, (mm)	Ứng suất uốn cho phép $[\sigma]$ phụ thuộc vào loại thép, phương pháp nhiệt luyện và cơ tính vật liệu, (MPa)			
		C35; CT5; $\sigma_b \geq 500$; $\sigma_1 \geq 220$	C45; CT6; $\sigma_b \geq 600$; $\sigma_1 \geq 260$	C45; tôi; $\sigma_b \geq 850$; $\sigma_1 \geq 340$	40Cr; tôi; $\sigma_b \geq 1000$; $\sigma_1 \geq 400$
Chi tiết lắp lên trục với độ dôi không lớn	30	80	85	90	95
	50	65	70	75	80
	100	60	65	70	75
Chi tiết được ép lên trục	30	58	63	67	70
	50	48	50	55	60
	100	45	48	50	55
Trục có góc lượn	30	60	70	80	90
	50	55	65	75	80
	100	50	55	65	70

Hình 5.1: Ứng suất uốn cho phép

(Trích tài liệu [2], trang 403, bảng 10.2)

5.1.3 Chọn kích thước dọc trục



Hình 5.2: Các kích thước dọc trục

Chọn các trị số của các thông số liên quan:

- $k_1 = 10 \in (8 \div 15)$: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp.
- $k_2 = 10 \in (5 \div 15)$: Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp.
- $k_3 = 20 \in (10 \div 20)$: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ.
- $h_n = 25 \in (15 \div 25)$: Chiều cao nắp ổ và đầu bu lông.

Trục II

- Chiều rộng bánh đai:

$$l_{m12} = 44(mm)$$

- Chiều dài đoạn l_{12} :

$$l_{12} = 0.5 \cdot (l_{m12} + b_0) + k_3 + h_n = 0.5 \cdot (44 + 16) + 20 + 25 = 75(mm)$$

- Chiều dài bánh răng trụ dẫn động:

$$l_{m13} = 53(mm)$$

- Chiều dài đoạn l_{13} :

$$l_{13} = 0.5 \cdot (l_{m13} + b_0) + k_1 + k_2 = 0.5 \cdot (53 + 16) + 10 + 10 = 54.5(mm)$$

- Chiều dài đoạn l_{11} :

$$l_{11} = 2 \cdot l_{13} + 10 = 119(mm)$$

- Chiều dài trục II:

$$l_{II} = l_{11} + l_{12} + 0.5 \cdot l_{m12} = 119 + 75 + 0.5 \cdot 44 = 216(mm)$$

Trục III

- Chiều rộng bánh răng côn dẫn động:

$$l_{m12} = 86.68(mm)$$

- Chiều dài đoạn l_{12} :

$$l_{12} = 0.5 \cdot (l_{m12} + b_0) + k_3 + h_n = 0.5 \cdot (86.68 + 29) + 15 + 20 = 92.84(mm)$$

- Chiều rộng bánh răng trụ bị dẫn:

$$l_{m13} = 48(mm)$$

- Chiều dài đoạn l_{13} :

$$l_{13} = 0.5 \cdot (l_{m13} + b_0) + k_1 + k_2 = 0.5 \cdot (48 + 29) + 10 + 10 = 58.5(mm)$$

- Chiều dài đoạn l_{11} :

$$l_{11} = 2 \cdot l_{13} + 16.5 = 133.5(mm)$$

- Chiều dài trục III:

$$l_{III} = l_{11} + l_{12} + 0.5 \cdot l_{m12} = 133.5 + 92.84 + 0.5 \cdot 86.68 = 269.68(mm)$$

5.1.4 Phân tích lực tác dụng lên trục

Bánh đai bị dẫn

- Lực dọc trục bánh đai: $F_d = 813.8\text{ N}$.

Bánh răng trụ 1

- Lực vòng bánh răng trụ 1: $F_{t1} = 2845.14 \text{ N}$.
- Lực dọc trục bánh răng trụ 1: $F_{a1} = 870.39 \text{ N}$.
- Lực hướng tâm bánh răng trụ 1: $F_{r1} = 1132.59 \text{ N}$.

Bánh răng trụ 2

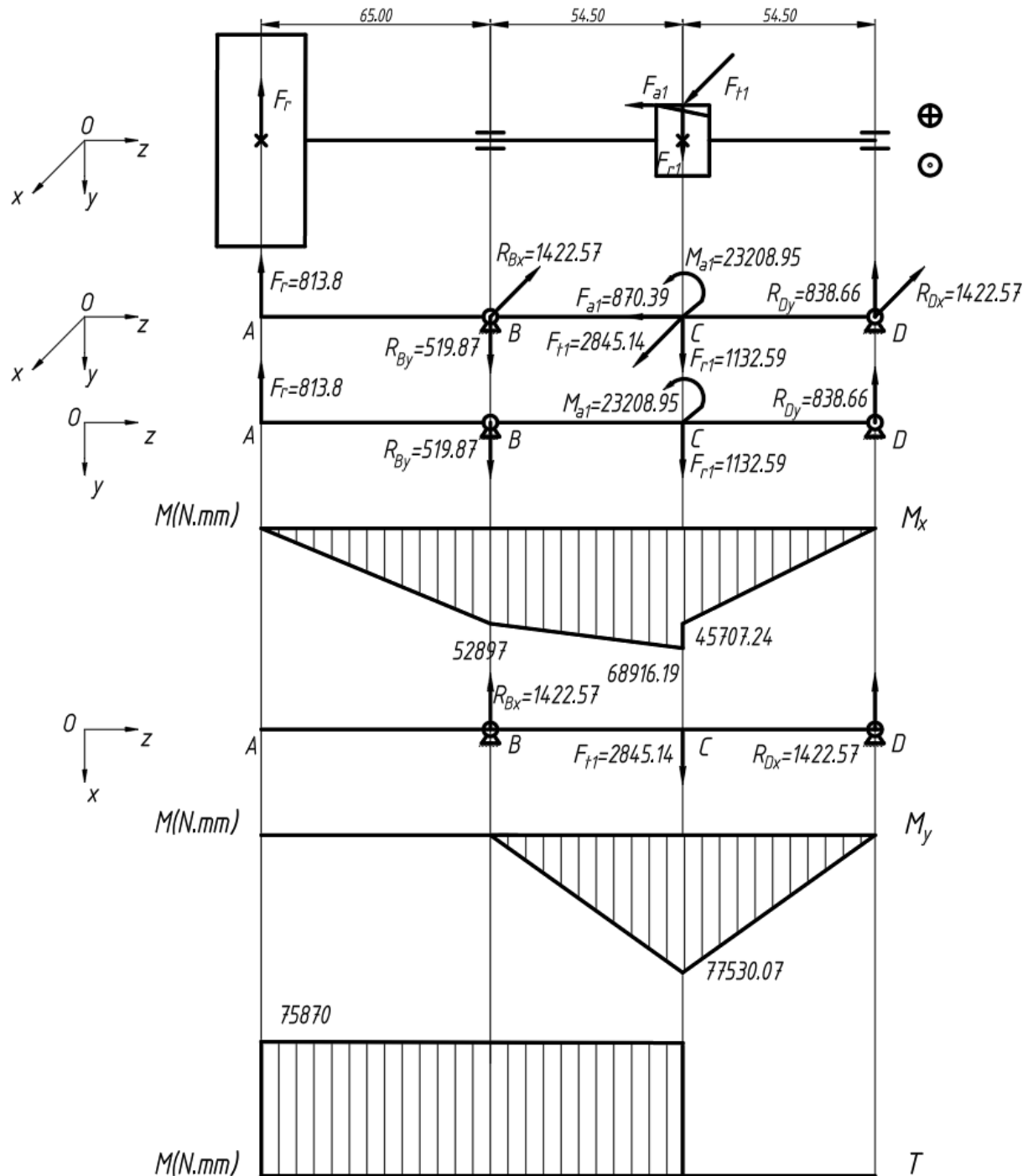
- Lực vòng bánh răng trụ 2: $F_{t2} = 2845.11 \text{ N}$.
- Lực dọc trục bánh răng trụ 2: $F_{a2} = 870.39 \text{ N}$.
- Lực hướng tâm bánh răng trụ 2: $F_{r2} = 1132.59 \text{ N}$.

Bánh răng côn 1

- Lực vòng bánh răng côn 1: $F_{t3} = 10091.75 \text{ N}$.
- Lực dọc trục bánh răng côn 1: $F_{a3} = 603.71 \text{ N}$.
- Lực hướng tâm bánh răng côn 1: $F_{r3} = 3623.14 \text{ N}$.

5.1.5 Vẽ biểu đồ momen uốn và xoắn

Vẽ biểu đồ momen uốn và xoắn trục II



Hình 5.3: Biểu đồ momen trục II

- Biểu đồ momen uốn và xoắn như hình 5.3:
- Trong mặt phẳng Oyz:
 - Ta có phương trình cân bằng momen:

$$\begin{aligned}\sum M_{x/B} &= 0 \\ \Leftrightarrow F_r \cdot 65 + F_{r1} \cdot 54.5 - M_{a1} - R_{Dy} \cdot 109 &= 0 \\ \Leftrightarrow F_r \cdot 65 + F_{r1} \cdot 54.5 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{Dy} \cdot 109 &= 0 \\ \Leftrightarrow R_{Dy} &= \frac{813.8 \cdot 65 + 1132.59 \cdot 54.5 - 870.39 \cdot \frac{53.33}{2}}{109} = 838.66 \text{ N}\end{aligned}$$

- Phương trình cân bằng lực theo trục y:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ \Leftrightarrow -F_r + R_{By} + F_{r1} - R_{Dy} &= 0 \\ \Leftrightarrow R_{By} &= 838.66 + 813.8 - 1132.59 = 519.87 \text{ N}\end{aligned}$$

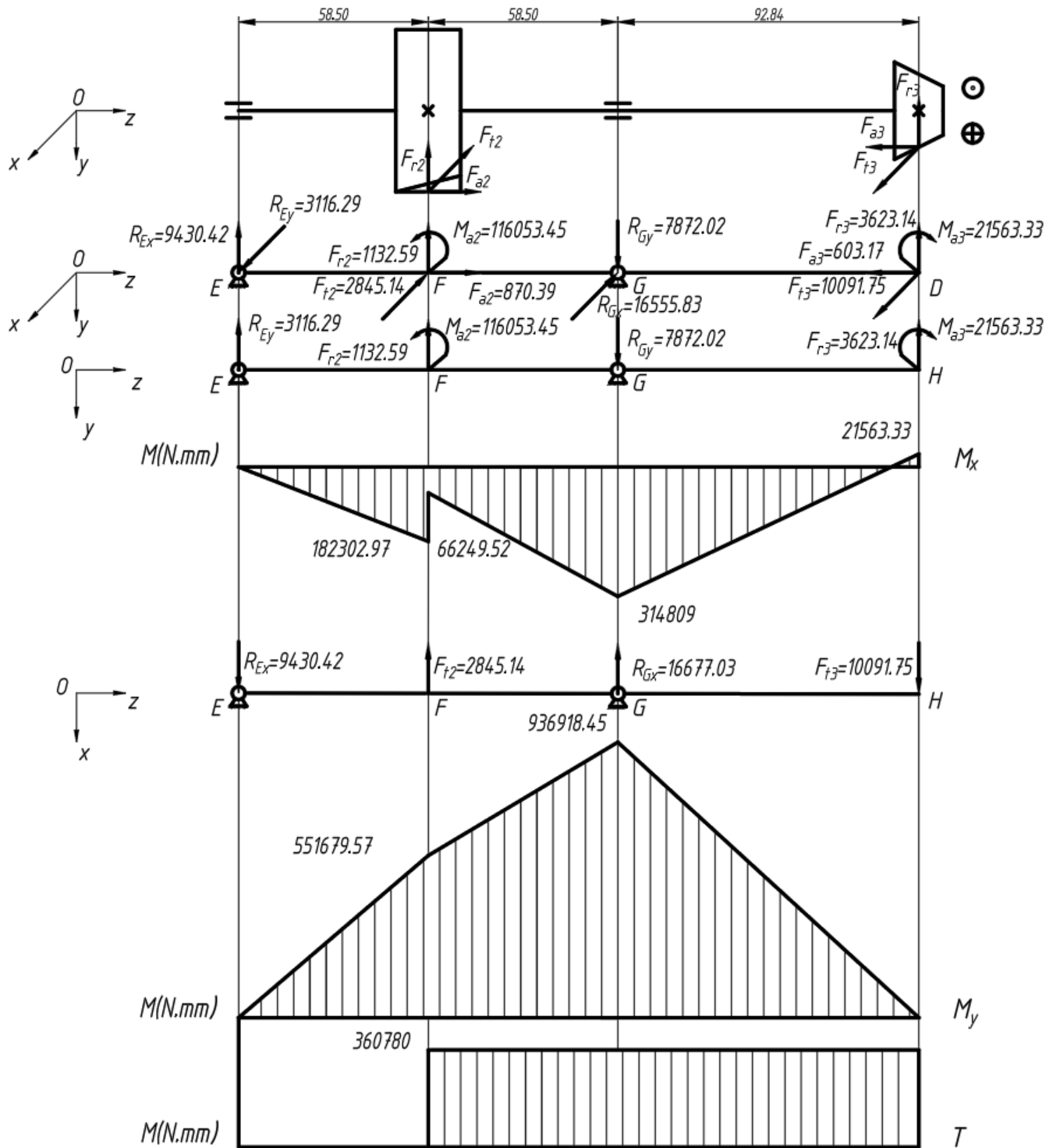
- Trong mặt phẳng Ozx:
 - Ta có phương trình cân bằng momen:

$$\begin{aligned}\sum M_{y/B} &= 0 \\ \Leftrightarrow F_{t1} \cdot 71 + R_{Dx} \cdot 132 &= 0 \\ \Leftrightarrow R_{Dx} &= \frac{2845.11 \cdot 54.5}{109} = 1422.57 \text{ N}\end{aligned}$$

- Phương trình cân bằng lực theo trục x:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \Leftrightarrow -R_{Bx} + F_{t1} - R_{Dx} &= 0 \\ \Leftrightarrow R_{Bx} &= 2845.11 - 1422.57 = 1422.57 \text{ N}\end{aligned}$$

Vẽ biểu đồ momen uốn và xoắn trục III



Hình 5.4: Biểu đồ momen trục III

- Biểu đồ momen uốn và xoắn như hình 5.4:

- Trong mặt phẳng Oyz:

- Ta có phương trình cân bằng momen:

$$\begin{aligned}\sum M_{x/E} &= 0 \\ \Leftrightarrow -F_{r2} \cdot 58.5 - M_{a2} + R_{Gy} \cdot 117 + M_{a3} - F_{r3} \cdot 224.84 &= 0 \\ \Leftrightarrow -F_{r2} \cdot 58.5 - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + R_{Gy} \cdot 117 + F_{a3} \cdot \frac{d_3}{2} - F_{r3} \cdot 224.84 &= 0 \\ \Leftrightarrow R_{Gy} &= \frac{1132.59 \cdot 58.5 + 870.39 \cdot \frac{266.67}{2} - 603.17 \cdot \frac{71.5}{2} + 3623.14 \cdot 209.84}{117} = 7872.02 \text{ N}\end{aligned}$$

- Phương trình cân bằng lực theo trục y:

$$\begin{aligned}\sum F_y &= 0 \\ \Leftrightarrow R_{Ey} - F_{r2} + R_{Gy} - F_{r3} &= 0 \\ \Leftrightarrow R_{Ey} &= -1132.59 - 3623.14 + 7872.02 = 3116.29 \text{ N}\end{aligned}$$

- Trong mặt phẳng Ozx:

- Ta có phương trình cân bằng momen:

$$\begin{aligned}\sum M_{y/E} &= 0 \\ \Leftrightarrow -F_{t2} \cdot 58.5 - R_{Gx} \cdot 117 + F_{t3} \cdot 224.84 &= 0 \\ \Leftrightarrow -2845.14 \cdot 58.5 - R_{Gx} \cdot 117 + 10091.75 \cdot 224.84 &= 0 \\ \Leftrightarrow R_{Gx} &= \frac{-2845.14 \cdot 58.5 + 10091.75 \cdot 209.84}{117} = 16677.03 \text{ N}\end{aligned}$$

- Phương trình cân bằng lực theo trục x:

$$\begin{aligned}\sum F_x &= 0 \\ \Leftrightarrow R_{Ex} - F_{t2} - R_{Gx} + F_{t3} &= 0 \\ \Leftrightarrow R_{Ex} &= 2845.14 + 16677.03 - 10091.75 = 9430.42 \text{ N}\end{aligned}$$

5.1.6 Xác định momen tương đương và đường kính trục tại tiết diện nguy hiểm

Tính toán trục II

- Từ biểu đồ momen ở hình 5.3 ta thấy rằng tiết diện nguy hiểm nhất của trục II nằm ở vị trí C (bánh răng trụ răng nghiêng dẫn động):

- Momen tương đương:

$$\begin{aligned}M_{td} &= \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0.75T^2} = \sqrt{68916.19^2 + 77539^2 + 0.75 \cdot 75870^2} \\ &= 122790.66 \text{ N.mm}\end{aligned}$$

- Đường kính trục:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{122790.66}{0.1 \cdot 80}} = 24.85 \text{ mm}$$

Vì tại điểm C có lắp bánh răng nên có then. Ta tăng đường kính thêm 5% là $d_C = 26.09 \text{ mm}$.

- Tính toán các vị trí khác trong trục:

- Tại vị trí A (bánh đai bị dẫn):

$$M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0.75T^2} = \sqrt{0 + 0 + 0.75 \cdot 75870^2} = 65705.35 \text{ N.mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{65705.35}{0.1 \cdot 80}} = 20.17 \text{ mm}$$

Vì tại điểm A có lắp bánh đai nên có then. Ta tăng đường kính thêm 5% là $d_A = 21.18 \text{ mm}$.

- Tại vị trí B và D (ổ lăn), do tại D không chịu momen nên ta tính toán đường kính trục tại ổ lăn theo vị trí B:

$$M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0.75T^2} = \sqrt{52897^2 + 0 + 0.75 \cdot 75870^2} = 84352.15 \text{ N.mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{84352.15}{0.1 \cdot 80}} = 21.93 \text{ mm}$$

Ta chọn bộ số đường kính $d_A = 22 \text{ mm}$, $d_B = d_D = 30 \text{ mm}$, $d_C = 40 \text{ mm}$. (Do trục có 4 bậc kể cả bậc chứa vòng chắn dầu)

Tính toán trục 2 trong hộp giảm tốc (trục III)

- Từ biểu đồ momen ở hình 5.4 ta thấy rằng tiết diện nguy hiểm nhất của trục III nằm ở vị trí G (ổ lăn).

- Momen tương đương:

$$\begin{aligned} M_{td} &= \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0.75T^2} = \sqrt{314809^2 + 936918.45^2 + 0.75 \cdot 360780^2} \\ &= 1036601.44 \text{ N.mm} \end{aligned}$$

- Đường kính trục:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{1036601.44}{0.1 \cdot 70}} = 52.91 \text{ mm}$$

- Tính toán các vị trí khác trong trục:

- Tại vị trí F (bánh răng trụ răng nghiêng bị dẫn):

$$M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0.75T^2} = \sqrt{182302.97^2 + 551679.57^2 + 0.75 \cdot 360780^2} \\ = 659701.71 \text{ N.mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{659701.71}{0.1 \cdot 80}} = 43.52 \text{ mm}$$

Vì tại điểm E có lắp bánh răng nên có then. Ta tăng đường kính thêm 5% là $d_E = 45.7 \text{ mm}$.

- Tại vị trí H (bánh răng côn dẫn động):

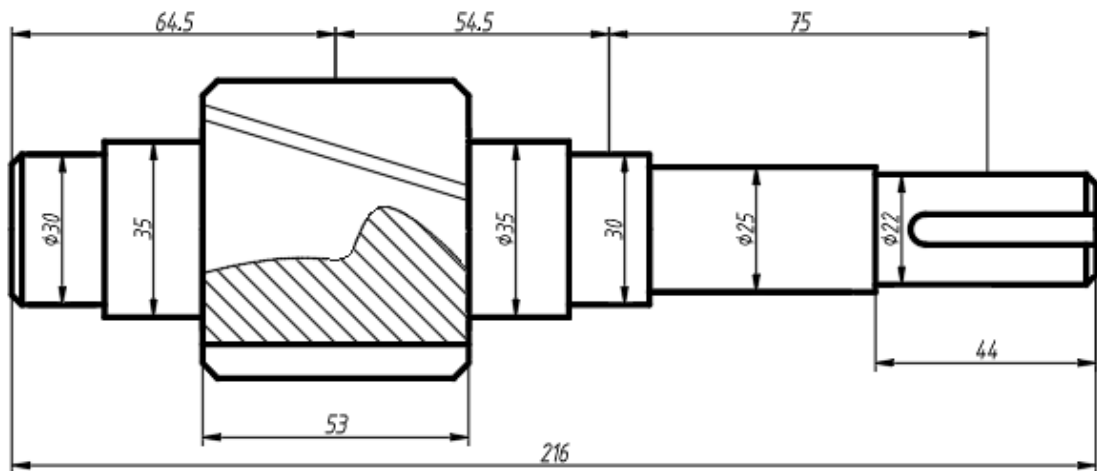
$$M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0.75T^2} = \sqrt{21563.33^2 + 0 + 0.75 \cdot 360780^2} = 313187.86 \text{ N.mm}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0.1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{313187.86}{0.1 \cdot 80}} = 33.96 \text{ mm}$$

Ta chọn bộ số đường kính $d_E = d_G = 50 \text{ mm}$, $d_F = 60 \text{ mm}$, $d_H = 42 \text{ mm}$.

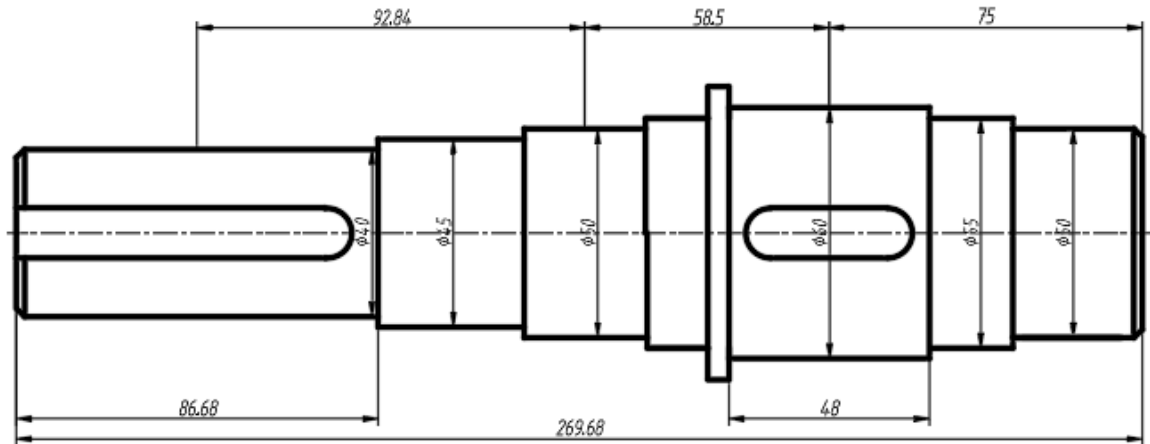
5.1.7 Phác thảo sơ bộ trục

Phác thảo sơ bộ trục II



Hình 5.5: Phác thảo sơ bộ trục II

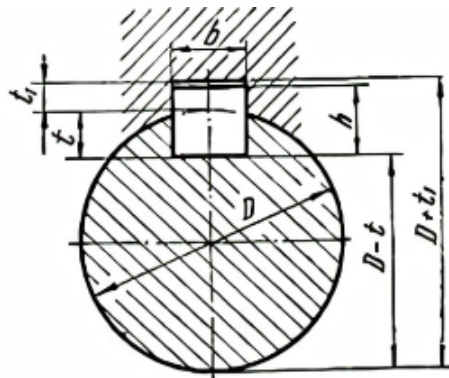
Phác thảo sơ bộ trục III



Hình 5.6: Phác thảo sơ bộ trục III

5.2 Thiết kế mối ghép then

5.2.1 Tính mối ghép then



Hình 5.7: Mối ghép then

- Do các trục đều nằm trong hộp giảm tốc nên ta chọn then bằng. Để đảm bảo tính công nghệ, chọn then giống nhau trên cùng 1 trục.

Đường kính trục d , mm	Kích thước then		Chiều sâu rãnh then và bán kính góc lượn			
	b	h	Trục t_1	Mayơ t_2	r (hoặc mép vát $S_1 \times 45^\circ$)	
					Nhỏ nhất	Lớn nhất
6 ... 8	2	2	1,2	1	0,08	0,16
8 ... 10	3	3	1,8	1,4		
10 ... 12	4	4	2,5	1,8		
12 ... 17	5	5	3,0	2,3	0,16	0,25
17 ... 22	6	6	3,5	2,8		
22 ... 30	8	7	4,0	3,3		
30 ... 38	10	8	5,0	3,3	0,25	0,4
38 ... 44	12	8	5,0	3,3		
44 ... 50	14	9	5,5	3,8		
50 ... 58	16	10	6,0	4,3		
58 ... 65	18	11	7,0	4,4		
65 ... 75	20	12	7,5	4,9	0,4	0,6
75 ... 85	22	14	9,0	5,4		
85 ... 95	25	14	9,0	5,4		
95 ... 110	28	16	10	6,4		

Hình 5.8: Tiêu chuẩn về mối ghép then bằng

(Trích tài liệu [1], trang 188, phụ lục 13.1)

- Từ những dữ liệu tính toán được và bảng 5.8 ta có bảng số liệu về then như sau:

Tiết diện	d , mm	$b \times h$, mm	t_1 , mm	t_2 , mm
Bánh đai bị dẫn	22	6 x 6	3.5	2.8
Bánh răng nghiêng (I)	40	12 x 8	5	3.3
Bánh răng nghiêng (II)	60	18 x 11	7	4.4
Bánh răng côn (I)	40	12 x 8	5	3.3

Bảng 5.1: Bảng số liệu về then

5.2.2 Kiểm nghiệm then

- Xác định chiều dài các mayơ:

- Chiều dài mayơ bánh đai ở trục II:

$$l_{m1} = B_d = 44 \text{ mm}$$

- Chiều dài mayơ bánh răng trụ răng nghiêng 1 ở trục II:

$$l_{m2} = B_1 = 53 \text{ mm}$$

- Chiều dài mayơ bánh răng trụ răng nghiêng 2 ở trục III:

$$l_{m2} = B_2 = 48 \text{ mm}$$

- Chiều dài mayơ bánh răng côn ở trục III:

$$l_{m3} = B_w = 86.68 \text{ mm}$$

- Xác định chiều dài then:

$$l_t = (0.8...0.9)l_m^1$$

- Chiều dài then bánh đai ở trục II:

$$l_{t0} = (0.8...0.9)l_{m1} = (0.8...0.9) \cdot 44 = 35.2...39.6 \text{ mm}$$

⇒ Theo tiêu chuẩn ta chọn $l_{t0} = 40 \text{ mm}$

- Chiều dài then bánh răng trụ răng nghiêng 1 ở trục II:

$$l_{t1} = (0.8...0.9)l_{m2} = (0.8...0.9) \cdot 53 = 42.4...47.7 \text{ mm}$$

⇒ Theo tiêu chuẩn ta chọn $l_{t1} = 45 \text{ mm}$

- Chiều dài then bánh răng trụ răng nghiêng 2 ở trục III:

$$l_{t2} = (0.8...0.9)l_{m2} = (0.8...0.9) \cdot 48 = 38.4...43.2 \text{ mm}$$

⇒ Theo tiêu chuẩn ta chọn $l_{t2} = 40 \text{ mm}$

- Chiều dài then bánh răng côn ở trục III:

$$l_{t3} = (0.8...0.9)l_{m3} = (0.8...0.9) \cdot 86.68 = 69.34...78.01 \text{ mm}$$

⇒ Theo tiêu chuẩn ta chọn $l_{t3} = 80 \text{ mm}$

- Kiểm tra then:

Dạng lắp	Vật liệu mayơ	Đặc tính tải trọng		
		Tĩnh	Va đập nhẹ	Va đập
		[σ_d], MPa, đối với mỗi ghép then		
Cố định	Thép	150	100	50
Di động	Gang	80	53	27
	Thép	50	40	30

Hình 5.9: Ứng suất đập cho phép σ_d đối với mỗi ghép then

(Trích tài liệu [5], trang 178, bảng 9.5)

- Do đặc tính tải trọng là tĩnh và dạng lắp là cố định. Vật liệu mayơ làm bằng thép nên ứng suất đập cho phép $\sigma_d = 150 \text{ MPa}$.
- Tính toán ứng suất đập:

$$\sigma_d = \frac{2T \cdot 10^3}{t_2 \cdot d \cdot l_l}$$

Trong đó: $l_l = l - b \text{ mm}$.

¹Trích tài liệu [5], trang 174.

²Trích tài liệu [2], trang 623, công thức 16.1.

– Ta có bảng số liệu về tính toán then:

Tiết diện	d, mm	b x h x l, mm	T, Nm	t ₂ , mm	σ _d , MPa
Bánh đai bị dẫn	22	6 x 6 x 40	75.87	3.5	57.96
Bánh răng nghiêng (I)	40	12 x 8 x 45	75.87	5	22.99
Bánh răng nghiêng (II)	60	18 x 11 x 40	360.78	7	78.09
Bánh răng côn (I)	40	12 x 8 x 80	360.78	5	53.05

Bảng 5.2: Bảng số liệu về then

⇒ Điều kiện bền dập của cả 4 then đều thỏa mãn $\sigma_d < [\sigma_d]$. Then bằng được chọn theo tiêu chuẩn nên không cần thiết kiểm tra theo độ bền cắt.

Vì đường kính trục tại tiết diện lắp bánh răng nghiêng I là 40(mm) và đường kính chân răng là 45.33(mm). Khi đó khoảng cách từ đỉnh then đến chân răng $= \frac{45.33-40}{2} - t_1 = -0.835(mm) \rightarrow$ Ta thiết kế bánh răng liền trục tại vị trí C và không lắp then.

5.3 Kiểm nghiệm trục

Kết cấu trục vừa thiết kế đảm bảo được độ bền mỗi nếu hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm thỏa mãn điều kiện sau:

$$s_j = \frac{s_{\sigma j} s_{\tau j}}{\sqrt{s_{\sigma j}^2 + s_{\tau j}^2}} \geq [s]$$

Trong đó:

[s]: Hệ số an toàn cho phép. Theo *trang 195 tài liệu tham khảo [5]*, chọn $[s] = 3$ thì không cần kiểm nghiệm về độ cứng của trục.

$s_{\sigma j}, s_{\tau j}$: Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp tại tiết diện j:

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

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

Trong đó:

- σ_{-1}, τ_{-1} : Giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng. Theo *trang 196 tài liệu tham khảo [5]*, lấy gần đúng $\sigma_{-1} = 0.436 \cdot \sigma_b = 0.436 \cdot 850 = 370.6(MPa)$ và $\tau_{-1} = 0.58 \cdot \sigma_{-1} = 0.58 \cdot 370.6 = 214.95(MPa)$ vì vật liệu làm trục - Thép C45 là thép Carbon trung bình.
- $\sigma_{aj}, \tau_{aj}, \sigma_{mj}, \tau_{mj}$: Biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j. Xét cho cả hai trục, ta đều có các tính chất sau:

+ Đối với trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng:

$$\sigma_{mj} = 0; \sigma_{aj} = \frac{M_j}{W_j}$$

+ Đối với trục quay 1 chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{T_j}{2W_{oj}}$$

Trong đó, W_j, W_{oj} là momen cản uốn và momen cản xoắn tại tiết diện j của trục, được xác định theo *bảng 10.6 tài liệu tham khảo [5]*. Vì trục II có 1 rãnh then và trục III có 2 rãnh then:

$$\begin{aligned} W_{II} &= \frac{\pi d_j^3}{32} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} \\ W_{oII} &= \frac{\pi d_j^3}{16} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} \\ W_{III} &= \frac{\pi d_j^3}{32} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{d_j} \\ W_{oIII} &= \frac{\pi d_j^3}{16} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{d_j} \end{aligned}$$

- ψ_σ, ψ_τ : Hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, theo *bảng 10.7 tài liệu tham khảo [2]*.
- $K_{\sigma dj}, K_{\tau dj}$: Hệ số, được xác định theo:

$$\begin{aligned} K_{\sigma dj} &= \frac{K_\sigma / \epsilon_\sigma + K_x - 1}{K_y} \\ K_{\tau dj} &= \frac{K_\tau / \epsilon_\tau + K_x - 1}{K_y} \end{aligned}$$

Trong đó:

- + K_x : Hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc vào phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt, cho trong *bảng 10.8 tài liệu tham khảo [5]*.
- + K_y : Hệ số tăng bền bề mặt trục, phụ thuộc vào phương pháp tăng bền bề mặt và cơ tính vật liệu, cho trong *bảng 10.9 tài liệu tham khảo [5]*.
- + $\epsilon_\sigma, \epsilon_\tau$: Hệ số kích thước kể đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến giới hạn mỏi, cho trong *bảng 10.10 tài liệu tham khảo [5]*.
- + K_σ, K_τ : Hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và khi xoắn, trị số của chúng phụ thuộc vào loại yếu tố gây tập trung ứng suất, cho trong *bảng 10.11 tài liệu tham khảo [5]*.

Thông số \ Trục	Trục II	Trục III
σ_{-1} (MPa)	370.6	
τ_{-1} (MPa)	214.95	
d	40	55
b	10	16
t_1	5	6
σ_{mj} (MPa)	0	
σ_{aj} (MPa)	22.09	85.81
$\tau_{mj} = \tau_{aj}$ (MPa)	3.21	6.33
W_j	5517.56	12142.99
W_{oj}	11800.75	28476.82
M (N.mm)	121914.81	1041993.85
T (N.mm)	75870	360780
ψ_σ	0.1	
ψ_τ	0.05	
K_x	1	
K_y	2.5	
ϵ_σ	0.85	0.8
ϵ_τ	0.78	0.75
K_σ	2.07	
K_τ	1.97	
$K_{\sigma dj}$	0.974	1.04
$K_{\tau dj}$	1.01	1.05
$s_{\sigma j}$	17.22	4.15
$s_{\tau j}$	63.17	30.87
s_j	16.61	4.11

Bảng 5.3: Bảng thông số bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng

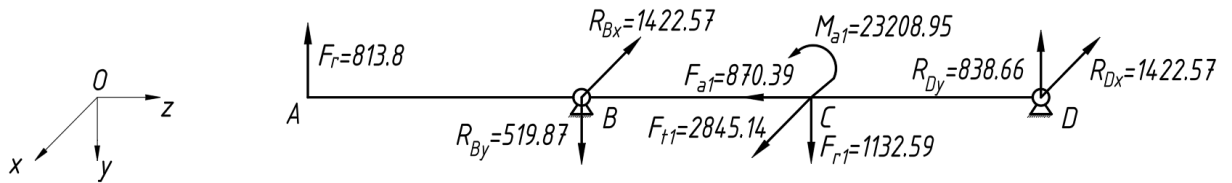
→ Cả hai trục đều đảm bảo được độ bền mỏi, không cần kiểm nghiệm về độ bền cứng.

Chương 6

THIẾT KẾ Ổ LĂN

6.1 THIẾT KẾ Ổ TRÊN TRỤC II

6.1.1 Phân tích lực tác dụng lên ổ



Hình 6.1: Lực tác dụng lên ổ trục II

Xác định phản lực tác dụng lên ổ

$$F_r = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

- Phản lực tác dụng lên ổ B:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{1314.8^2 + 586.21^2} = 1439.56 \text{ N}$$

- Phản lực tác dụng lên ổ D:

$$F_{rD} = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{1530.34^2 + 905^2} = 1777.91 \text{ N}$$

Vì $F_{rB} < F_{rD}$ nên ta sẽ tính toán chọn ổ lăn theo ổ lăn D. $F_r = F_{rD} = 1777.91 \text{ N}$

Xác định lực dọc trục tác dụng lên ổ

$$F_a = F_{a1} = 870.39 \text{ N}$$

¹Trích tài liệu [2], trang 442, công thức 11.17

6.1.2 Chọn sơ bộ ổ lăn

Ký hiệu		d	D	B	r	r ₁	Cỡ lăn		-								Khối lượng (kg)
							D _w	Z	C, N		C ₀ , N		Số vòng quay cho phép vòng/ph, bôi trơn				
									Dạng ký hiệu				Mỡ		Dầu		
36000	46000								36000	46000	36000	46000	36000	46000	36000	46000	
Cỡ nhẹ																	
36201	-	12	32	10	1,0	0,3	5,5	9	5580	-	3400	-	25000	-	31500	-	0,04
36202	46202	15	35	11	1,0	0,3	5,95	10	6380	6070	3900	3580	20000	16000	25000	20000	0,045
36203	46203	17	40	12	1,0	0,3	7,1	10	9430	9000	6240	5730	20000	16000	25000	20000	0,06
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	7,94	11	12300	11600	8470	7790	16000	12500	20000	16000	0,1
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	7,94	12	13100	12400	9240	8500	12500	10000	16000	12500	0,12
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	9,53	12	18200	17200	13300	12200	10000	8000	12500	10000	0,19
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	11,11	12	24000	22700	18100	16600	10000	8000	12500	10000	0,27
36208	46208	40	80	18	2,0	1,0	12,7	12	30600	28900	23700	21700	8000	6300	10000	8000	0,37
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	12,7	13	32300	30400	25600	23600	8000	6300	10000	8000	0,42
36210	46210	50	90	20	2,0	1,0	12,7	14	33900	31800	27600	25400	6300	6300	8000	8000	0,47
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	14,29	14	41900	39400	34900	32100	6300	5000	8000	6300	0,58
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	15,88	14	48200	45400	40100	36800	5000	5000	6300	6300	0,77
-	46213	65	120	23	2,5	1,2	16,67	15	-	54400	-	46800	5000	5000	6300	6300	0,98
36214	-	70	125	24	2,5	1,2	17,46	15	63000	-	55900	-	5000	-	6300	-	1,04
-	46215	75	130	25	2,5	1,2	17,46	16	-	61500	-	54800	4000	4000	5000	5000	1,39

Hình 6.2: Tiêu chuẩn ổ đỡ chặn

(Trích tài liệu [1], trang 512, phụ lục 9.3)

- Ta có: $0.3 \leq \frac{F_a}{F_r} = \frac{870.39}{1777.91} = 0.489 \leq 0.7$.
 \Rightarrow Chọn loại ổ là ổ bi đỡ chặn 1 dãy.
- Ta có đường kính trục tại ổ lăn: $d = d_B = d_D = 30 \text{ mm}$
- Chọn ổ lăn là ổ bi đỡ chặn, cỡ nhẹ có ký hiệu 36206 ($\alpha = 12^\circ$) với $C = 18208 \text{ N}$ và $C_0 = 13300 \text{ N}$.
- Chọn cấp chính xác cho ổ lăn là 0. Có độ đảo hướng tâm $20 \mu\text{m}$. Giá thành tương đối là 1.

6.1.3 Tính ổ lăn theo khả năng tải động

Chọn các hệ số

- Chọn hệ số $K_\sigma = 1$ do tải trọng tĩnh.
- Chọn hệ số $K_t = 1$ do làm việc ở nhiệt độ bình thường.
- Chọn hệ số $V = 1$ do vòng trong quay.
- Chọn hệ số X và Y:

- Tỷ số $\frac{F_a}{C_0} = \frac{870.39}{13300} = 0.065 \Rightarrow$ Chọn $e = 0.38$.

- Tỷ số $\frac{F_a}{V F_r} = \frac{870.39}{1 \cdot 1777.91} = 0.49 > e \Rightarrow$ Chọn $X = 0.45$ và $Y = 1.45$.

Tính khả năng tải động

- Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 360 \cdot 24000}{10^6} = 518.4 \text{ triệu vòng}$$

- Tải trọng quy ước tác dụng lên ổ lăn:

$$Q = Q_r = (XVF_r + YF_a) \cdot K_\sigma K_t^2 = (0.45 \cdot 1 \cdot 1777.91 + 1.45 \cdot 870.39) \cdot 1 \cdot 1 = 2062.13 \text{ N}$$

- Khả năng tải động tính toán của ổ:

$$C_{tt} = Q \cdot \sqrt[m]{L^3} = 2062.13 \cdot \sqrt[3]{518.4} = 16565.49 \text{ N}$$

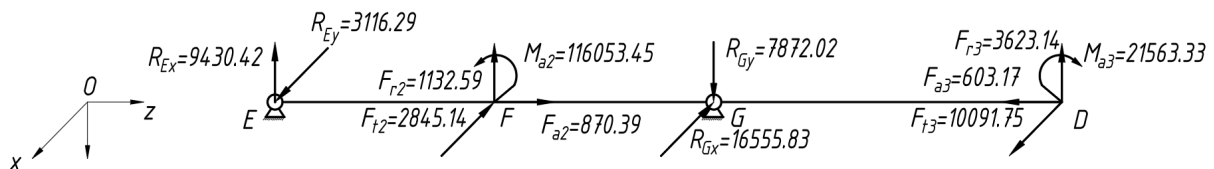
Ta có: $C_{tt} = 16065.49 \text{ N} < C = 18208 \text{ N} \Rightarrow$ Thỏa điều kiện tải tĩnh.

Ký hiệu	d, mm	D, mm	B, mm	r, mm	r ₁ , mm	C, N	C ₀ , N	L _h , giờ
36206	30	62	16	1.5	0.5	18208	13300	24000

Bảng 6.1: Bảng số liệu về con lăn trục II

6.2 THIẾT KẾ Ổ TRÊN TRỤC III

6.2.1 Phân tích lực tác dụng lên ổ



Hình 6.3: Lực tác dụng lên ổ trục III

Xác định phản lực tác dụng lên ổ

$$F_r = \sqrt{F_{rx}^2 + F_{ry}^2} = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$$

- Phản lực tác dụng lên ổ E:

$$F_{rE} = \sqrt{R_{Ex}^2 + R_{Ey}^2} = \sqrt{9309.2^2 + 2924.38^2} = 9757.72 \text{ N}$$

- Phản lực tác dụng lên ổ G:

$$F_{rG} = \sqrt{R_{Gx}^2 + R_{Gy}^2} = \sqrt{16555.83^2 + 7680.11^2} = 18250.47 \text{ N}$$

Vì $F_{rE} < F_{rG}$ nên ta sẽ tính toán chọn ổ lăn theo ổ lăn G. $F_r = F_{rG} = 18250.47 \text{ N}$

¹Trích tài liệu [2], trang 449, công thức 11.25b

²Trích tài liệu [2], trang 444, công thức 11.20

³Trích tài liệu [2], trang 450, công thức 11.27

Xác định lực dọc trục tác dụng lên ổ

$$F_a = |F_{a2} - F_{a3}| = |870.39 - 603.17| = 267.22 \text{ N}$$

6.2.2 Chọn sơ bộ ổ lăn

Cỡ trung $\alpha = 10 \dots 14^\circ$															
7304	20	52	16,25	16	13	2	0,8	26000	17000	0,30	2,03	1,11	8000	11000	0,17
7305	25	62	18,25	17	15	2	0,8	33000	23200	0,36	1,67	0,92	6700	90000	0,25
7306	30	72	20,75	19	17	2	0,8	43000	29500	0,34	1,78	0,98	5600	7500	0,48
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54000	38000	0,32	1,38	1,03	5000	6700	0,50
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66000	47500	0,28	2,16	1,18	4500	6000	0,70
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83000	60000	0,28	2,16	1,19	4000	5300	1,01
7310	50	110	29,25	29	23	3	1	100000	75500	0,31	1,94	1,06	3600	4800	1,33
7311	55	120	31,50	29	25	3	1	107000	81500	0,33	1,80	0,99	3200	4300	1,64
7312	60	130	33,50	31	27	3,5	1,2	128000	96500	0,30	1,97	1,08	3000	4000	2,00
7313	65	140	36	33	28	3,5	1,2	146000	112000	0,30	1,97	1,08	2600	3600	2,54
7314	70	150	38	37	30	3,5	1,2	170000	137000	0,31	1,94	1,06	2400	3400	3,09
7315	75	160	40	37	31	3,5	1,2	180000	148000	0,33	1,83	1,01	2200	3200	3,63
7317	85	180	44,5	41	35	4	1,5	230000	195000	0,31	1,91	1,05	1900	2800	5,21
7318	90	190	46,5	43	36	4	1,5	250000	201000	0,32	1,88	1,03	1800	2600	5,56

Hình 6.4: Tiêu chuẩn ổ đĩa côn

(Trích tài liệu [1], trang 512, phụ lục 9.3)

- Ta có: $\frac{F_a}{F_r} = \frac{267.22}{18250.47} = 0.015 \leq 0.3$.

Để đảm bảo độ cứng ổ cao ta chọn loại ổ là ổ đĩa côn.

- Ta có đường kính trục tại ổ lăn: $d = d_E = d_G = 50 \text{ mm}$
- Chọn ổ lăn là ổ đĩa côn, cỡ trung có ký hiệu 7310 với $C = 100000 \text{ N}$ và $C_o = 75500 \text{ N}$.
- Chọn cấp chính xác cho ổ lăn là 0. Có độ đảo hướng tâm $20 \mu\text{m}$. Giá thành tương đối là 1.

6.2.3 Tính ổ lăn theo khả năng tải động

Chọn các hệ số

- Chọn hệ số $K_\sigma = 1$ do tải trọng tĩnh.
- Chọn hệ số $K_t = 1$ do làm việc ở nhiệt độ bình thường.
- Chọn hệ số $V = 1$ do vòng trong quay.
- Chọn hệ số X và Y:

- Tỷ số $\frac{F_a}{C_o} = \frac{267.22}{75500} = 0.003 \Rightarrow$ Chọn $e = 0.3$.
- Tỷ số $\frac{F_a}{VF_r} = \frac{267.22}{1 \cdot 18250.47} = 0.015 < e \Rightarrow$ Chọn $X = 1$ và $Y = 0$.

Tính khả năng tải động

- Thời gian làm việc tính bằng triệu vòng quay:

$$L = \frac{60nL_h}{10^6} = \frac{60 \cdot 72 \cdot 24000}{10^6} = 103.68 \text{ triệu vòng}$$

- Tải trọng quy ước tác dụng lên ổ lăn:

$$Q = Q_r = (XVF_r + YF_a) \cdot K_\sigma K_t = (1 \cdot 1 \cdot 18250.47 + 0 \cdot 267.22) \cdot 1 \cdot 1 = 18250.47 \text{ N}$$

- Khả năng tải động tính toán của ổ:

$$C_{tt} = Q \cdot \sqrt[m]{L} = 18250.47 \cdot \sqrt[3]{103.68} = 85737 \text{ N}$$

Ta có: $C_{tt} = 85737 \text{ N} < C = 100000 \text{ N} \Rightarrow$ Thỏa điều kiện tải tĩnh.

Ký hiệu	d, mm	D, mm	B, Nm	r, mm	C, N	C _o , N	L _h , giờ
7310	50	110	29	3	100000	75500	24000

Bảng 6.2: Bảng số liệu về con lăn trục III

Chương 7

CHỌN THÂN MÁY, BULÔNG VÀ CÁC CHI TIẾT KHÁC

7.1 TÍNH TOÁN VỎ HỘP

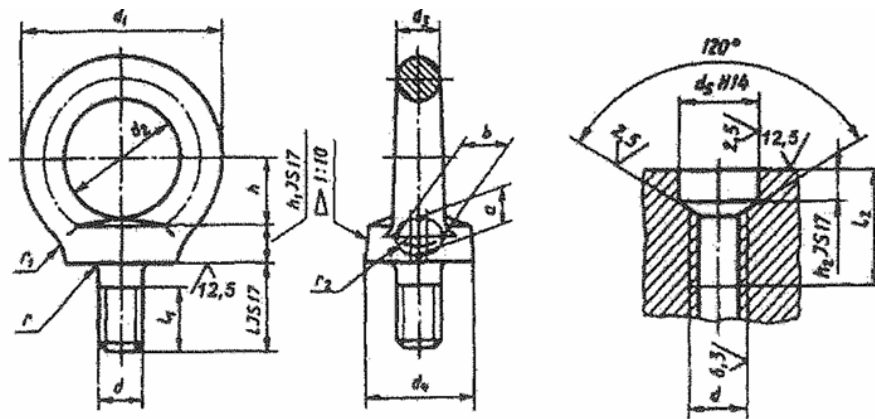
Tên gọi	Biểu thức tính toán
Chiều dày: - Thân hộp, δ - Nắp hộp, δ_1	$\delta = 10 \text{ (mm)}$ $\delta_1 = 8 \text{ (mm)}$
Gân tăng cứng: - Chiều dày, e - Chiều cao, h - Độ dốc	$e = 10 \text{ (mm)}$ $h = 103 \text{ (mm)}$ $6 : 1$
Đường kính: - Bu lông nền, d_1 - Bu lông cạnh ổ, d_2 - Bu lông ghép bích nắp và thân, d_3 - Vít ghép nắp ổ, d_4 - Vít ghép nắp cửa thăm dò, d_5	$d_1 > 0.04a + 10 > 12, d_1 = 16 \text{ (mm)}$ $d_2 = (0.7 \div 0.8)d_1 = 14 \text{ (mm)}$ $d_3 = (0.8 \div 0.9)d_2 = 10 \text{ (mm)}$ $d_4 = (0.6 \div 0.7)d_2 = 10 \text{ (mm)}$ $d_5 = (0.5 \div 0.6)d_2 = 6 \text{ (mm)}$
Mặt bích ghép nắp và thân: - Chiều dày bích thân hộp, s_1 - Chiều dày bích nắp hộp, s_2 - Bề rộng bích nắp và thân, S_1 - Bề rộng mặt bích ổ đỡ, S_2 - Bề rộng mặt đế hộp, S_3	$s_1 = (1.4 \div 1.8)d_3 = 18 \text{ (mm)}$ $s_2 = (0.9 \div 1)s_3 = 15 \text{ (mm)}$ $S_1 = 43 \text{ (mm)}$ $S_2 = 52 \text{ (mm)}$ $S_3 = 60 \text{ (mm)}$
Kích thước gối trục: - Khoảng cách từ tâm bu lông d_2 đến thành trong ổ: C - Bề rộng mặt ghép bu lông cạnh ổ, K - Chiều cao h .	$C = 37 \text{ (mm)}$ $K = 50 \text{ (mm)}$ Phụ thuộc tâm lỗ bu lông và kích thước mặt tựa.

Khe hở giữa các chi tiết - Giữa bánh răng với thành trong hộp - Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp	$\Delta \geq (1 \div 1,2)\delta = 10 \text{ (mm)}$ $\Delta_1 \geq (3 \div 5)\delta = 30 \text{ (mm)}$
Số lượng bu lông nền, Z	$Z = \frac{L+B}{200 \div 300} = 3$ L : chiều dài hộp 396 mm B : chiều rộng hộp 188 mm

Bảng 7.1: Các thông số tính toán vỏ hộp

7.2 CÁC CHI TIẾT KHÁC

7.2.1 Vít vòng



Hình 7.1: Vít vòng

Để nâng và vận chuyển hộp giảm tốc trên nắp và thân thường ngoài bu lông ta sử dụng vít vòng.

Do đây hộp giảm tốc bánh răng trụ 1 cấp và khoảng cách trục $a = 160 \text{ mm}$. Từ bảng 10.7, tài liệu tham khảo [3] → Trọng lượng hộp giảm tốc $Q = 80 \text{ (kg)}$.

Từ bảng 10.6, tài liệu tham khảo [3], ta chọn vít vòng M8 với các thông số:

Thông số	Giá trị (mm)
Đường kính vít vòng d	8
Đường kính vòng ngoài, d_1	36
Đường kính vòng trong, d_2	20
d_3	8
d_4	20
b	10
h	12
h_1	6
l	18
l_1 , lớn hơn	12
r	2

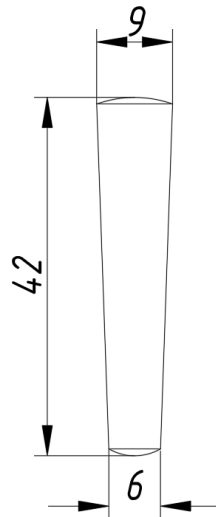
r_1	4
Khối lượng	0.05
d_5	13
h_2	5
l_2 , lớn hơn	19

Bảng 7.2: Thông số vít vòng

7.2.2 Chốt định vị

Đảm bảo vị trí tương đối giữa nắp và thân hộp trước và sau khi gia công cũng như khi lắp ghép, dùng 2 chốt định vị. Nhờ chốt định vị, khi siết bulông không làm biến dạng vòng ngoài của ổ (do sai lệch vị trí tương đối của nắp và thân hộp), do đó làm loại trừ một trong các nguyên nhân làm ổ chóng hỏng.

Chọn chốt hình côn, có thông số như sau:

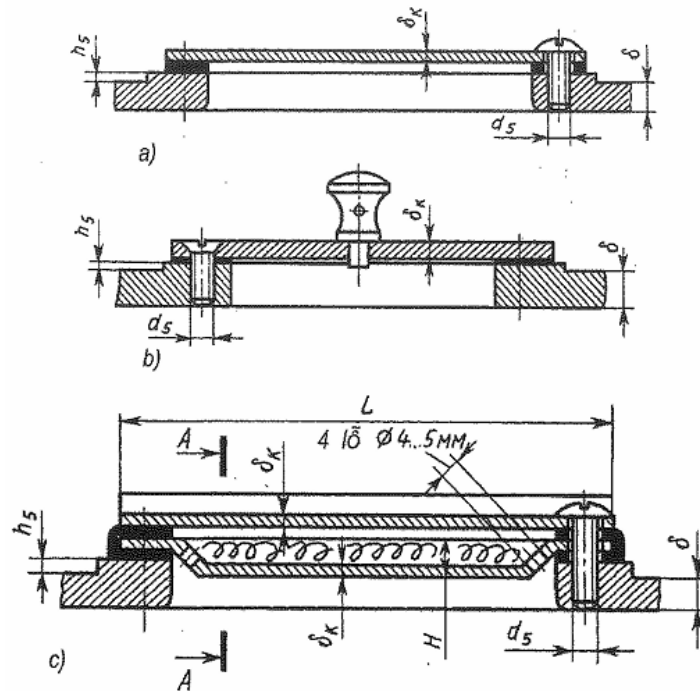


Hình 7.2: Chốt định vị

Thông số	d_1	d	l
Giá trị (mm)	9	42	6

Bảng 7.3: Thông số chốt định vị

7.2.3 Cửa thăm



Hình 7.3: Nắp cửa thăm

Để kiểm tra, quan sát các chi tiết máy trong hộp khi lắp ghép và để đổ dầu vào hộp, trên đỉnh hộp có làm cửa thăm. Cửa thăm được đẩy bằng nắp. Trên nắp có lắp thêm nút thông hơi

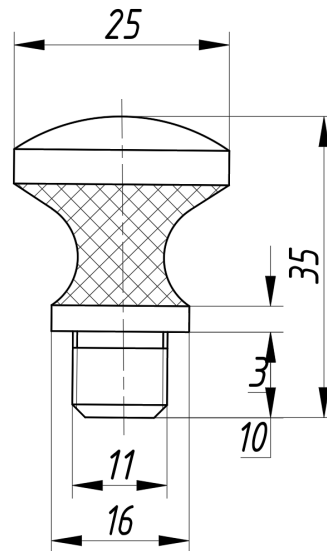
Kích thước nắp cửa thăm dầu:

Thông số	A	B	A ₁	B ₁	C	K	R	Kích thước vít	Số vít
Giá trị (mm)	100	75	150	120	125	100	12	M8x22	4

Bảng 7.4: Thông số nắp cửa thăm

7.2.4 Nút thông hơi

Khi làm việc, nhiệt độ trong hộp tăng lên. Để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và ngoài hộp. Ta dùng nút thông hơi. Nút thông hơi được lắp trên nắp cửa thăm.



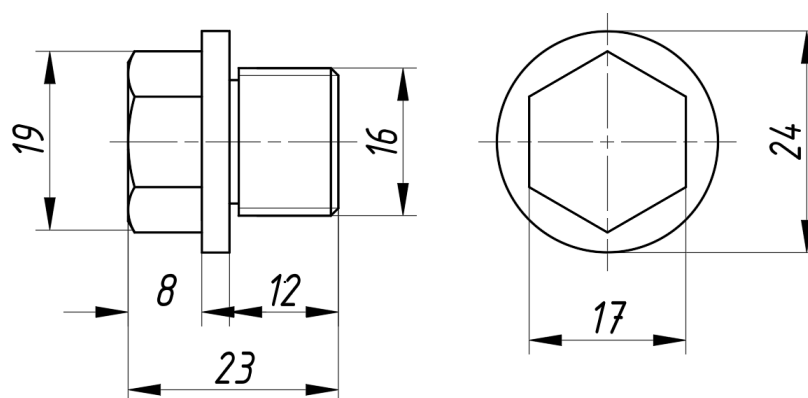
Hình 7.4: Nút thông hơi

Thông số	d	D	D ₁	L	l	b
Giá trị (mm)	M11x1.75	16	25	35	10	3

Bảng 7.5: Thông số nút thông hơi

7.2.5 Nút tháo dầu

Sau một thời gian làm việc, dầu bôi trơn chứa trong hộp bị bẩn (do bụi bặm và do hạt mài) hoặc bị biến chất, do đó cần phải thay dầu mới. Để tháo dầu, ở đáy hộp có lỗ tháo dầu. Khi làm việc, lỗ được bít kín bằng nút tháo dầu. Thông số nút tháo dầu được tham khảo bảng 18-7 tài liệu tham khảo [6].



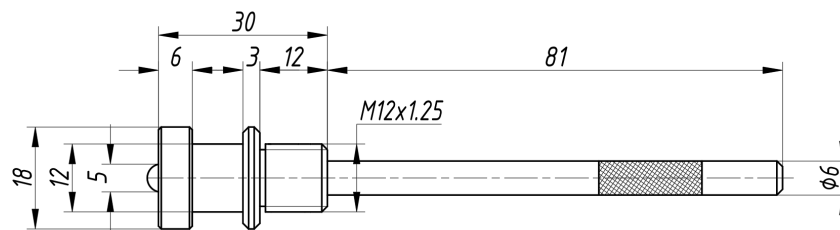
Hình 7.5: Nút tháo dầu

Thông số	Giá trị (mm)
d	M16x1.5
b	12
m	8
f	3
L	23
c	2
q	13.8
D	26
S	17
D₀	19.6

Bảng 7.6: Thông số nút tháo dầu

7.2.6 Que thăm dầu

Để kiểm tra mức dầu trong hộp, ta dùng que thăm dầu.
Que thăm dầu có các thông số như sau:



Hình 7.6: Que thăm dầu

Thông số	d	d ₁	d ₂	D	D ₁	L ₁	l	l ₁	b
Giá trị (mm)	M12x1.25	5	6	18	12	30	12	6	3

Bảng 7.7: Thông số que thăm dầu

7.2.7 Vòng phốt

Vòng phốt là loại lót kín động gián tiếp nhằm mục đích bảo vệ ổ khỏi bụi bặm, chất bẩn, hạt cứng và các tạp chất khác xâm nhập vào ổ. Những chất này làm ổ chóng bị mài mòn và bị han gỉ. Ngoài ra, vòng phốt còn đề phòng dầu chảy ra ngoài. Tuổi thọ ổ lăn phụ thuộc rất nhiều vào vòng phốt.

Vòng phốt được dùng khá rộng rãi do có kết cấu đơn giản, thay thế dễ dàng. Tuy nhiên có nhược điểm là chóng mòn và ma sát lớn khi bề mặt trục có độ nhám cao.



Hình 7.7: Vòng phốt

7.2.8 Vòng chắn dầu

Vòng chắn dầu dùng để ngăn mỡ trong ổ và dầu trong hộp. Vòng gồm 3 rãnh tiết diện tam giác có góc ở đỉnh 60° . Khoảng cách giữa các đỉnh là 3 (mm). Vòng cách mép trong thành hộp khoảng $(0.5 \div 1)$ (mm). Khe hở giữa vỏ với mặt ngoài của vòng ren là 0.43 (mm).



Hình 7.8: Vòng chắn dầu

Chương 8

BÔI TRƠN, DUNG SAI VÀ LẮP GHÉP

8.1 BÔI TRƠN

8.1.1 Bôi trơn trong hộp giảm tốc

- Do các bộ truyền bánh răng trong hộp giảm tốc đều có $v > 12m/s$ nên ta chọn phương pháp bôi trơn ngâm dầu. Lượng dầu bôi trơn thường vào khoảng $0.4 \div 0.8$ lít cho 1kW công suất truyền. Với vận tốc của bánh cấp nhanh $v = 5.03m/s$, vật liệu thép C45, tra bảng 18-11 tài liệu tham khảo [6] ta được độ nhớt 80/11 ứng với 500C.
- Theo bảng 18-13 tài liệu tham khảo [6], ta chọn loại dầu bôi trơn là dầu Ôt máy kéo AK20.

8.1.2 Lắp bánh răng lên trục và điều chỉnh sự ăn khớp

- Đối với bánh răng côn, việc điều chỉnh được tiến hành trên cả hai bánh răng dẫn và bị dẫn.
- Dịch chuyển trục cùng với các bánh răng đã cố định trên nó nhờ bộ đệm điều chỉnh có chiều dày khác nhau lắp giữa nắp ổ và vỏ hộp. Việc điều chỉnh như thế này khá thuận tiện. Dịch chuyển các bánh răng trên trục đã cố định, sau đó định vị lần lượt từng bánh một. Việc điều chỉnh này khá phức tạp.
- Lưu ý: Độ điều chỉnh phải đạt tối thiểu là 70% trên bề mặt răng.

8.2 CHỌN CẤP CHÍNH XÁC

- Đối với hệ thống trục, chọn cấp chính xác là 6. Vì gia công lỗ phức tạp hơn gia công trục, do đó chọn cấp chính xác gia công lỗ thấp hơn trục 1 cấp, ta chọn cấp 7.
- Đối với bánh răng, chọn cấp chính xác là 9 như đã tính toán.

8.3 CHỌN KIỂU LẮP

8.3.1 Bánh răng bị dẫn

Chọn kiểu lắp H7/k6 do mối ghép không yêu cầu tháo lắp thường xuyên, bánh răng lắp trên trục chịu tải trọng tĩnh, vừa, va đập nhẹ.

8.3.2 Ổ lăn

Vòng trong ổ lăn chịu tải tuần hoàn, ta lắp ghép theo hệ thống trục lắp trung gian để vòng ổ không trượt trên bề mặt trục khi làm việc. Do đó, ta phải chọn mối lắp k6, lắp trung gian có độ dôi, tạo điều kiện mòn đều ổ (trong quá trình làm việc nó sẽ quay làm mòn đều).

Vòng ngoài của ổ lăn không quay nên chịu tải cục bộ, ta lắp theo hệ thống lỗ. Để ổ có thể di chuyển dọc trục khi nhiệt độ tăng trong quá trình làm việc, ta chọn kiểu lắp trung gian H7.

8.3.3 Then

Trong mối ghép then, kích thước lắp ghép là bề rộng b của then. Đối với trục, ta chọn kiểu lắp trung gian N9/H9, đối với bạc ta chọn kiểu lắp trung gian Js9/h9.

8.3.4 Vòng chắn dầu

Vì vòng chắn dầu cần quay theo trục để dầu bên ngoài không bắn vào trong ổ lăn và dễ dàng tháo lắp nên ta chọn lắp trung gian H7/js6.

8.3.5 Vòng phốt và nắp ổ

Để mối ghép cố định khi làm việc nhưng các chi tiết dễ dàng dịch chuyển với nhau khi điều chỉnh nên ta chọn kiểu lắp hở H7/h6 cho nắp ổ lăn và H8/e8 cho vòng phốt.

8.4 BẢNG DUNG SAI

8.4.1 Bảng dung sai lắp ghép bánh răng

Mối lắp	Kích thước	Kiểu lắp	$es(\mu\text{m})$	$ei(\mu\text{m})$	$ES(\mu\text{m})$	$EI(\mu\text{m})$
Bánh đai	$\phi 22$	H7/k6	15	2	21	0
Bánh răng bị dẫn	$\phi 60$	H7/k6	21	2	30	0
Bánh răng côn dẫn	$\phi 40$	H7/k6	18	2	25	0

Bảng 8.1: Bảng dung sai lắp ghép bánh răng

8.4.2 Bảng dung sai lắp ghép then

Kích thước tiết diện then $b \times h$	Sai lệch giới hạn chiều rộng rãnh then		Chiều sâu rãnh then	
	Trên trục	Trên bạc	Sai lệch giới hạn trên trục t_1	Sai lệch giới hạn trên bạc t_2
	N9	Js9		
6×6	0 -0.036	+0.018 -0.018	0.2	0.2
18×11	0 -0.043	+0.0215 -0.0215	0.2	0.2
12×8	0 -0.043	+0.0215 -0.0215	0.2	0.2

Bảng 8.2: Bảng dung sai lắp ghép then

8.4.3 Bảng dung sai lắp ghép ổ lăn

Mối lắp	Kiểu lắp	es (μm)	ei (μm)	ES (μm)	EI (μm)
Vòng trong ổ trục II	$\varnothing 30k6$	+18	+2		
Vòng trong ổ trục III	$\varnothing 50k6$	+18	+2		
Vòng ngoài ổ trục II	$\varnothing 62H7$			+30	0
Vòng ngoài ổ trục III	$\varnothing 110H7$			+35	0

Bảng 8.3: Bảng dung sai lắp ghép ổ lăn

8.4.4 Bảng dung sai các chi tiết khác

Mối lắp	Kích thước	Kiểu lắp	es (μm)	ei (μm)	ES (μm)	EI (μm)
Nắp ổ trục II	$\varnothing 62$	H7/h6	0	-19	+30	0
Nắp ổ trục III	$\varnothing 110$	H7/h6	0	-22	+35	0
Vòng chặn đầu trục II	$\varnothing 35$	H7/js6	+8	-8	+25	0
Vòng chặn đầu trục III	$\varnothing 55$	H7/js6	+9,5	-9,5	+30	0
Vòng phốt trục II	$\varnothing 25$	H8/e8	-40	-73	+33	0
Vòng phốt trục III	$\varnothing 45$	H8/e8	-50	-89	+39	0

Bảng 8.4: Bảng dung sai các chi tiết khác

Bibliography

- [1] GS.TS. Nguyễn Hữu Lộc. *Bài tập Chi tiết máy*. Nhà xuất bản Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 2016.
- [2] GS.TS. Nguyễn Hữu Lộc. *Giáo trình: Cơ sở thiết kế máy*. Nhà xuất bản Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 2023.
- [3] GS.TS. Nguyễn Hữu Lộc. *Thiết kế máy và chi tiết máy*. Nhà xuất bản Đại học Quốc gia Thành phố Hồ Chí Minh, 2019.
- [4] GVC. Nguyễn Thị Xuân Bảy PGS.TS. Ninh Đức Tồn. *Giáo trình: Dung sai lắp ghép và kỹ thuật đo lường*. Nhà xuất bản giáo dục, 2006.
- [5] TS. Lê Văn Uyển PGS.TS. Trịnh Chất. *Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí*. Vol. 1. Nhà xuất bản giáo dục, 2006.
- [6] TS. Lê Văn Uyển PGS.TS. Trịnh Chất. *Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí*. Vol. 2. Nhà xuất bản giáo dục, 2006.