

TRƯỜNG ĐẠI HỌC MỎ - ĐỊA CHẤT

BÁO CÁO TỔNG KẾT
ĐỀ TÀI NCKH SINH VIÊN

**Đề tài: Tính toán, thiết kế hộp giảm tốc dùng
trong thang máy gia đình tải trọng 500kg**

Nhóm sinh viên thực hiện: 1. Nguyễn Đình Thơm
2. Nguyễn Văn Vĩnh

GVHD: ThS. Phạm Tuấn Long

Hà Nội, 2025

MỤC LỤC

TABLE OF CONTENTS

Mục lục	2
Chương 1: TỔNG QUAN VỀ HỘP GIẢM TỐC	5
1.1 Khái niệm về hộp giảm tốc	5
1.2 Các loại hộp giảm tốc có trên thị trường.....	7
1.3 Ưu điểm và nhược điểm của hộp giảm tốc	10
1.4 Các lĩnh vực ứng dụng của hộp giảm tốc	11
1.5 Hộp giảm tốc dung trong thang máy.	16
Tổng kết	17
Chương 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN HỘP GIẢM TỐC	18
2.1 Cấu tạo và nguyên lý hoạt động	18
2.2 Cơ sở lý thuyết thiết kế hộp giảm tốc	19
2.2.1 Chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền.....	19
2.2.2 Bộ truyền trục vít bánh vít	21
2.2.2.3 Tính toán truyền động trục vít về độ bền	25
2.2.2.4: Tính nhiệt truyền động trục vít	28
2.2.3 Bộ truyền bánh răng nghiêng	29
2.2.3.1: Chọn vật liệu.....	29
2.2.3.2: Phân phối tỉ số truyền.....	30
2.2.3.3: Ứng suất cho phép.....	30
2.2.3.4: Tính toán bộ truyền cấp chậm (bánh răng trụ răng nghiêng)	32
CHƯƠNG 3 TÍNH TOÁN HỘP GIẢM TỐC	37
3.1 Chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền.....	37
3.1.1 Chọn động cơ	37
3.1.2 Phân phối tỉ số truyền	37

3.1.3 Tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, bánh răng cấp chậm.....	43
3.1.4 Tính toán thiết kế trục	50
<u>3.2 Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và trục.</u>	51
3.2.2. Tính chọn các đường kính trục	53
3.2.3 Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi.	56
3.2.4 Tính chọn then	57
3.3. Tính chọn ổ lăn	58
3.3.1. Trục I.....	58
3.3.2 Tính chọn khớp nối	61
CHƯƠNG 4 THIẾT KẾ VỎ VÀ CÁC CHI TIẾT CỦA HỘP GIẢM TỐC.....	77

LỜI NÓI ĐẦU

Trong bối cảnh đô thị hóa ngày càng phát triển, nhu cầu sử dụng thang máy gia đình để nâng cao tiện nghi, tối ưu không gian và đảm bảo an toàn khi di chuyển ngày càng tăng. Đối với các thang máy có tải trọng 500kg – một mức tải phổ biến trong các hộ gia đình, hộp giảm tốc đóng vai trò quan trọng trong hệ thống truyền động, giúp kiểm soát tốc độ quay của động cơ, tăng mô-men xoắn và đảm bảo thang máy vận hành ổn định, êm ái. Việc tính toán và thiết kế hộp giảm tốc phù hợp cho thang máy gia đình không chỉ giúp tối ưu hiệu suất hoạt động mà còn ảnh hưởng trực tiếp đến độ bền, mức độ tiêu hao năng lượng cũng như chi phí vận hành. Một hộp giảm tốc được thiết kế chính xác, đảm bảo các tiêu chuẩn kỹ thuật sẽ giúp giảm thiểu rung động, tiếng ồn và tăng độ an toàn cho người sử dụng. Nghiên cứu khoa học này tập trung vào việc tính toán, thiết kế hộp giảm tốc cho thang máy gia đình tải trọng 500kg, nhằm đáp ứng các yêu cầu về độ bền, hiệu suất truyền động và tính kinh tế. Nội dung nghiên cứu bao gồm phân tích các phương án thiết kế, lựa chọn loại hộp giá hiệu suất hoạt động. Thông qua đề tài này, nhóm nghiên cứu mong muốn cung cấp một giải pháp thiết kế hộp giảm tốc tối ưu cho thang máy gia đình, góp phần nâng cao chất lượng sản phẩm và ứng dụng thực tiễn trong ngành cơ khí chế tạo.

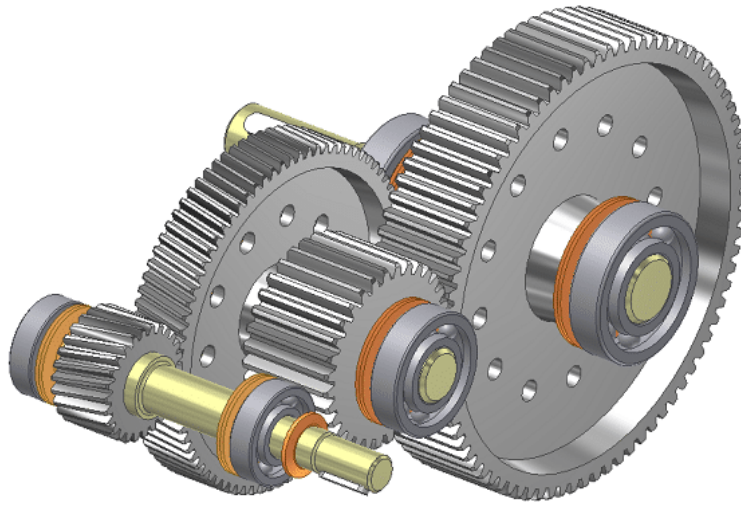
Nhóm sinh viên nghiên cứu khoa học.

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ HỘP GIẢM TỐC

1.1 Khái niệm về hộp giảm tốc

Hộp giảm tốc là cơ cấu truyền động cơ bằng khớp trực tiếp, có tỉ số truyền không đổi. Được dùng để giảm vận tốc góc, tăng momen xoắn và là bộ máy trung gian giữa động cơ điện với bộ phận làm việc của máy công tác.

Hộp giảm tốc là một thiết bị dùng để giảm tốc độ các vòng quay. Đây là thiết bị trung gian giữa động cơ và các bộ phận khác của máy trong dây chuyền sản xuất với chức năng điều chỉnh tốc độ của động cơ điện cho phù hợp với yêu cầu.



Hình 1-1 hộp giảm tốc

1.1.1 Cấu tạo của hộp giảm tốc thường bao gồm các bộ phận chính sau:

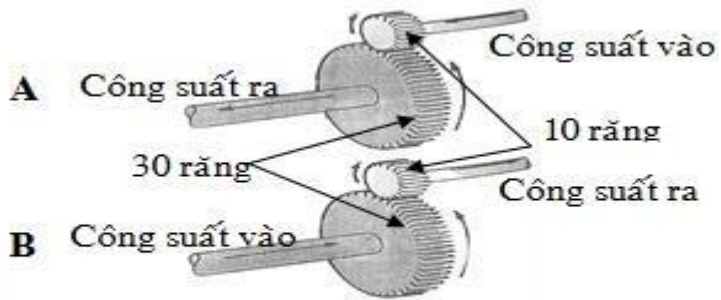
- + Vỏ hộp: Bảo vệ các bộ phận bên trong và giúp tản nhiệt.
- + Bánh răng hoặc trục vít: Truyền và biến đổi tốc độ quay.
- + Trục vào (trục chủ động): Nhận chuyển động từ động cơ.
- + Trục ra (trục bị động): Truyền chuyển động đã giảm tốc đến máy móc.
- + Ổ lăn, ổ trượt: Giảm ma sát và hỗ trợ truyền động.
- + Dầu bôi trơn: Giúp giảm ma sát, bảo vệ bánh răng.

1.1.2 Nguyên lý hoạt động của hộp giảm tốc

Hộp giảm tốc hoạt động dựa trên nguyên lý truyền động cơ học bằng các bộ truyền như bánh răng, trục vít – bánh vít hoặc cơ cấu hành tinh, nhằm giảm tốc độ quay của động cơ và tăng mô-men xoắn ở đầu ra. Nguyên lý này được thực hiện thông qua sự ăn khớp giữa các bộ phận bên trong hộp giảm tốc.

A: Khi giảm tốc, bánh răng nhỏ quay ba vòng, lớn quay một vòng

B: Khi tăng tốc, bánh răng lớn quay một vòng, nhỏ quay ba vòng



Hình 1-2 Nguyên lý hoạt động của hộp giảm tốc

a. Nguyên lý chung của hộp giảm tốc

- Động cơ truyền động quay đến trục vào của hộp giảm tốc.
- Chuyển động quay này được truyền qua hệ thống bánh răng hoặc trục vít bên trong.
- Tỷ số truyền của các bộ truyền giúp giảm tốc độ quay nhưng tăng mô-men xoắn.
- Chuyển động sau khi giảm tốc được truyền ra trục ra, giúp thiết bị làm việc phù hợp với yêu cầu vận hành.

b. Nguyên lý hoạt động của các loại hộp giảm tốc phổ biến

+ Hộp giảm tốc bánh răng

- Gồm một hoặc nhiều cặp bánh răng ăn khớp nhau.
- Khi bánh răng chủ động quay, bánh răng bị động quay theo nhưng với tốc độ chậm hơn, tùy vào tỷ số truyền.
- Nếu có nhiều cấp bánh răng, tốc độ đầu ra càng giảm nhiều.
- Hiệu suất cao, tổn hao ít, thường dùng trong công nghiệp, băng tải, thang máy.

+ Hộp giảm tốc trục vít – bánh vít

- Trục vít chủ động quay, làm bánh vít quay theo.
- Chuyển động từ trục vít sang bánh vít có thể giảm tốc rất lớn.
- Tự hãm tốt, hoạt động êm, nhưng hiệu suất thấp hơn do ma sát lớn.
- Ứng dụng trong cửa cuốn, thang máy tải nhẹ, máy khuấy.

+ Hộp giảm tốc hành tinh

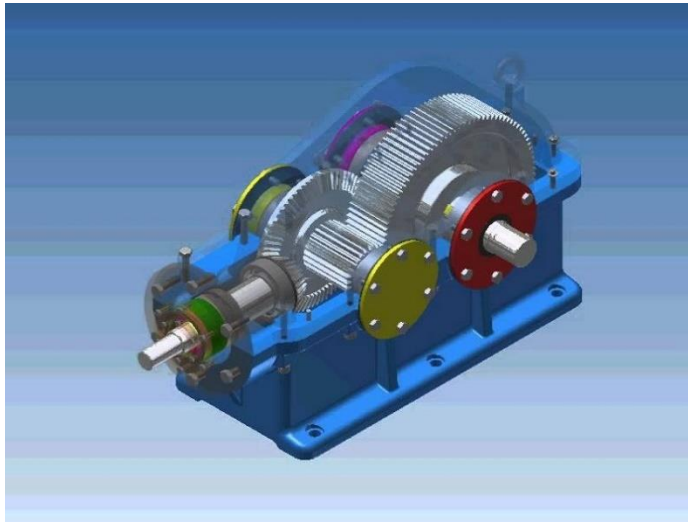
- Gồm bánh răng mặt trời ở trung tâm, bánh răng hành tinh quay quanh, và bánh răng vòng ngoài.
- Cấu trúc nhỏ gọn, tỷ số truyền lớn, hiệu suất cao.
- Ứng dụng trong robot, máy CNC, hệ thống tự động hóa.

Hộp giảm tốc hoạt động dựa trên nguyên lý truyền động cơ học để giảm tốc độ quay và tăng mô-men xoắn. Tùy vào cấu tạo, từng loại hộp giảm tốc có cách thức hoạt động khác nhau nhưng đều giúp động cơ vận hành hiệu quả hơn, bảo vệ thiết bị và tiết kiệm năng lượng.

1.2 Các loại hộp giảm tốc có trên thị trường

Hộp giảm tốc là thiết bị truyền động cơ khí có chức năng giảm tốc độ quay vòng và tăng mô-men xoắn của động cơ để phù hợp với nhu cầu sử dụng. Trên thị trường hiện nay có nhiều loại hộp giảm tốc khác nhau, được phân loại theo cấu hình, nguyên lý hoạt động và ứng dụng. Dưới đây là các loại hộp giảm tốc phổ biến:

1.2.1 Theo cấu tạo bánh răng



Hình 1-3 Hộp giảm tốc bánh răng

a) Hộp giảm tốc bánh răng trụ

- Sử dụng bánh răng trụ có răng thẳng hoặc răng nghiêng.
- Ưu điểm: Hiệu suất cao, chịu tải lớn, ít hao mòn.
- Ứng dụng: Băng tải, máy ép, máy trộn bê tông.

b) Hộp giảm tốc bánh răng côn

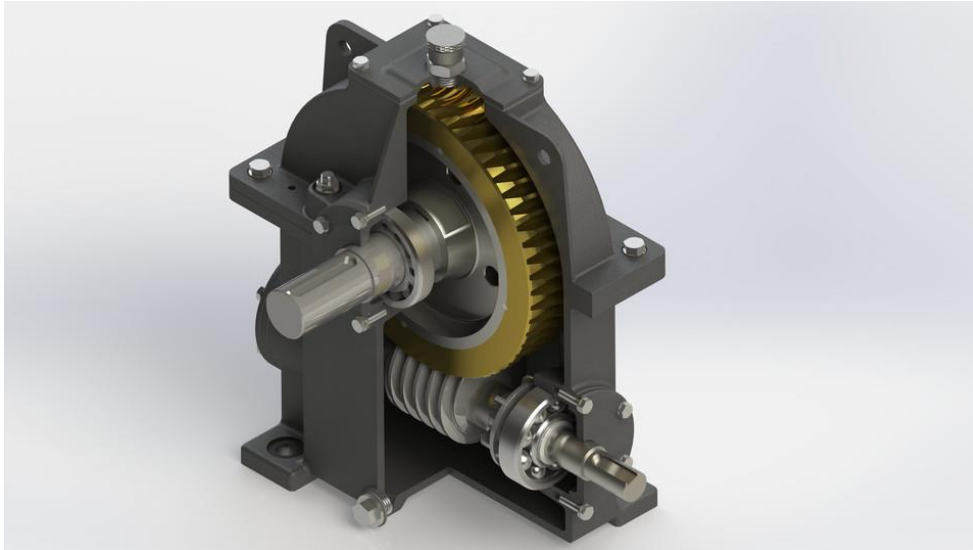
- Có bánh răng côn giúp thay đổi hướng truyền động.
- Ưu điểm: Truyền động linh hoạt, phù hợp cho các cơ cấu đổi hướng.
- Ứng dụng: Ngành cơ khí, chế tạo máy.

c) Hộp giảm tốc bánh răng hành tinh

- Gồm bánh răng mặt trời, bánh răng hành tinh và bánh răng bao.

- Ưu điểm: Kích thước nhỏ gọn, tỉ số truyền lớn.
- Ứng dụng: Hệ thống máy CNC, robot công nghiệp, xe điện.

1.2.2 Theo nguyên lý truyền động



Hình 1-4 Hộp giảm tốc trục vít – bánh vít

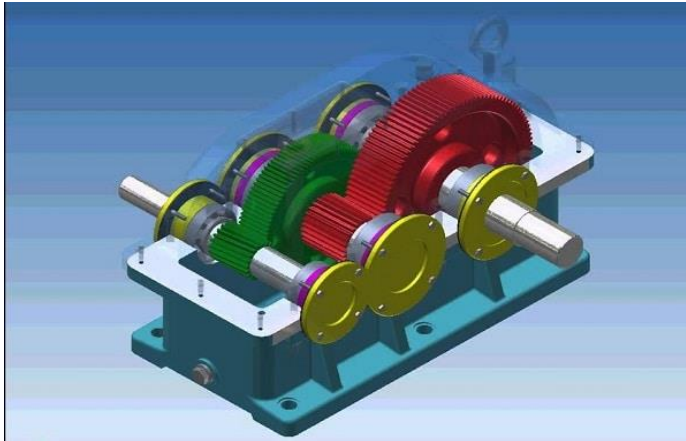
a) Hộp giảm tốc trục vít - bánh vít

- Sử dụng cơ chế ăn khớp giữa trục vít và bánh vít.
- Ưu điểm: Hoạt động êm, giảm tốc sâu, tự hãm tốt.
- Nhược điểm: Hiệu suất thấp hơn bánh răng, dễ hao mòn.
- Ứng dụng: Cửa cuốn, hệ thống nâng hạ, máy khuấy.

b) Hộp giảm tốc cycloid (giảm tốc hành tinh trục lăn)

- Sử dụng các đĩa cycloid và chốt lăn để truyền động.
- Ưu điểm: Chịu tải cao, độ bền lớn, hoạt động êm.
- Ứng dụng: Robot, máy công nghiệp nặng.

1.2.3. Theo số cấp giảm tốc



Hình 1-5 Hộp giảm tốc cấp

a) Hộp giảm tốc 1 cấp

- Gồm một cặp bánh răng hoặc trục vít - bánh vít.
- Ưu điểm: Kích thước nhỏ gọn, đơn giản.
- Ứng dụng: Quạt công nghiệp, băng tải nhẹ.

b) Hộp giảm tốc nhiều cấp

- Gồm nhiều cặp bánh răng để tăng tỉ số truyền.
- Ưu điểm: Tăng tỉ số truyền động, chịu tải cao hơn.
- Ứng dụng: Máy nghiền, máy cán thép.

1.2.4 Theo hình dạng vỏ và cách lắp đặt

a) Hộp giảm tốc dạng đứng

- Trục đầu ra hướng xuống hoặc lên.
- Ứng dụng: Hệ thống nâng hạ, cầu trục.

b) Hộp giảm tốc dạng ngang

- Trục vào và trục ra song song với mặt đất.
- Ứng dụng: Băng tải, máy ép.

1.2.5 Theo ngành ứng dụng

- Hộp giảm tốc cho động cơ điện: Dùng trong quạt công nghiệp, máy bơm.

- Hộp giảm tốc cho ô tô, xe máy: Hệ thống truyền động của xe.
- Hộp giảm tốc cho băng tải: Trong nhà máy sản xuất, kho vận.

Bạn đang quan tâm đến loại hộp giảm tốc nào cụ thể không?

1.3 Ưu điểm và nhược điểm của hộp giảm tốc

Hộp giảm tốc là thiết bị cơ khí quan trọng giúp giảm tốc độ quay và tăng mô-men xoắn. Dưới đây là những ưu và nhược điểm của hộp giảm tốc theo từng khía cạnh.

1.3.1 Ưu điểm của hộp giảm tốc

+ Giảm tốc độ và tăng mô-men xoắn

- Hộp giảm tốc giúp giảm tốc độ quay của động cơ về mức mong muốn, phù hợp với nhu cầu sử dụng.
- Đồng thời, nó giúp tăng mô-men xoắn, đảm bảo truyền động mạnh mẽ hơn.

+ Tăng hiệu suất truyền động

- Sử dụng các hệ bánh răng hoặc trục vít giúp truyền lực hiệu quả mà không làm giảm quá nhiều công suất.
- Giúp động cơ làm việc ổn định, giảm hao mòn và tiết kiệm năng lượng.

+ Đa dạng về thiết kế và ứng dụng

- Có nhiều loại hộp giảm tốc phù hợp với từng nhu cầu: bánh răng, trục vít, hành tinh...
- Ứng dụng rộng rãi trong công nghiệp, vận tải, máy móc tự động hóa...

+ Độ bền cao, ít bảo trì

- Nếu được chế tạo từ vật liệu tốt và bôi trơn đầy đủ, hộp giảm tốc có thể hoạt động ổn định trong thời gian dài.
- Giảm rung động và tiếng ồn trong hệ thống.

+ Giúp giảm tải cho động cơ

- Giúp động cơ hoạt động với tải nhẹ hơn, kéo dài tuổi thọ và giảm tiêu hao điện năng.

1.3.2. Nhược điểm của hộp giảm tốc

+ Kích thước và trọng lượng lớn

- Một số loại hộp giảm tốc có kích thước công kênh, nhất là loại nhiều cấp hoặc hộp giảm tốc công suất lớn.

+ Tổn hao cơ khí do ma sát

- Các bộ phận bánh răng, trục vít luôn có ma sát trong quá trình truyền động, gây tổn hao năng lượng.

- Đặc biệt, hộp giảm tốc trục vít có hiệu suất thấp hơn so với bánh răng do tổn hao lớn hơn.

+ Chi phí đầu tư ban đầu cao

- Một số loại hộp giảm tốc chuyên dụng hoặc có công suất lớn có giá thành cao.

- Việc gia công chính xác và vật liệu chất lượng cao làm tăng chi phí sản xuất.

+ Cần bảo dưỡng định kỳ

- Dầu bôi trơn cần thay thế theo thời gian để đảm bảo hoạt động trơn tru.

- Nếu không bảo trì đúng cách, hộp giảm tốc có thể bị hao mòn nhanh, gây giảm hiệu suất.

+ Hạn chế tốc độ đầu vào

- Mỗi loại hộp giảm tốc có giới hạn về tốc độ đầu vào, nếu vượt quá có thể gây hỏng hóc.

1.4 Các lĩnh vực ứng dụng của hộp giảm tốc

Hộp giảm tốc là một thiết bị cơ khí quan trọng, được sử dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực để kiểm soát tốc độ, tăng mô-men xoắn và cải thiện hiệu suất truyền động. Dưới đây là một số lĩnh vực ứng dụng chính:

1.4.1 Ngành công nghiệp sản xuất và chế tạo máy



Hình 1-6 Hộp giảm tốc dùng trong công nghiệp sản xuất

- Băng tải và hệ thống vận chuyển: Hộp giảm tốc giúp điều chỉnh tốc độ băng tải trong các nhà máy sản xuất, kho hàng, mỏ khai thác.
- Máy ép, máy cán, máy nghiền: Sử dụng trong ngành luyện kim, sản xuất vật liệu xây dựng.
- Máy khuấy, máy trộn: Ứng dụng trong công nghiệp hóa chất, thực phẩm.

1.4.2 Ngành xây dựng



Hình 1-8 Hộp giảm tốc dung trong xây dựng

- Cần trục, tời nâng hạ: Hộp giảm tốc giúp kiểm soát tốc độ nâng hạ vật liệu trong các công trình xây dựng.
- Máy trộn bê tông: Điều chỉnh tốc độ quay, đảm bảo hỗn hợp bê tông đồng đều.
- Máy đóng cọc, máy khoan: Dùng để điều chỉnh lực khoan và tốc độ hoạt động.

1.4.3 Ngành giao thông và vận tải



Hình 1-9 Hộp giảm tốc dùng trong giao thông

- Hệ thống truyền động ô tô, xe máy: Hộp giảm tốc được sử dụng trong hộp số để thay đổi tốc độ và mô-men xoắn.
- Hệ thống thang máy: Giúp kiểm soát tốc độ và đảm bảo vận hành êm ái.

- Cửa cuốn tự động: Hộp giảm tốc trực vít giúp vận hành ổn định.

1.4.4 Ngành năng lượng



Hình 1-10 Hộp giảm tốc dùng trong ngành năng lượng

- Nhà máy thủy điện, nhiệt điện: Hộp giảm tốc giúp điều chỉnh tốc độ quay của các tuabin phát điện.
- Hệ thống quạt công nghiệp, máy bơm nước: Ứng dụng trong các hệ thống thông gió và cung cấp nước.

1.4.5 Ngành nông nghiệp và chế biến thực phẩm



Hình 1-11 Hộp giảm tốc dùng trong nông nghiệp

- Máy gặt, máy cày, máy xay xát: Điều chỉnh tốc độ và mô-men xoắn trong các thiết bị cơ giới nông nghiệp.

- Dây chuyền sản xuất thực phẩm: Ứng dụng trong máy khuấy, máy nhào bột, băng tải thực phẩm

1.4.6 Ngành tự động hóa và robot công nghiệp



Hình 1-12 Hộp giảm tốc dùng trong robot

- Cánh tay robot, máy CNC: Sử dụng hộp giảm tốc hành tinh để điều khiển chính xác tốc độ và lực quay.
- Dây chuyền sản xuất tự động: Giúp kiểm soát tốc độ các băng tải, cánh tay robot trong nhà máy.

1.4.7 Ngành khai khoáng và luyện kim



130C TỔ NGỌC VÂN, Q.12, TP HCM | 0355 468 468 | BANGTAIHANG.COM

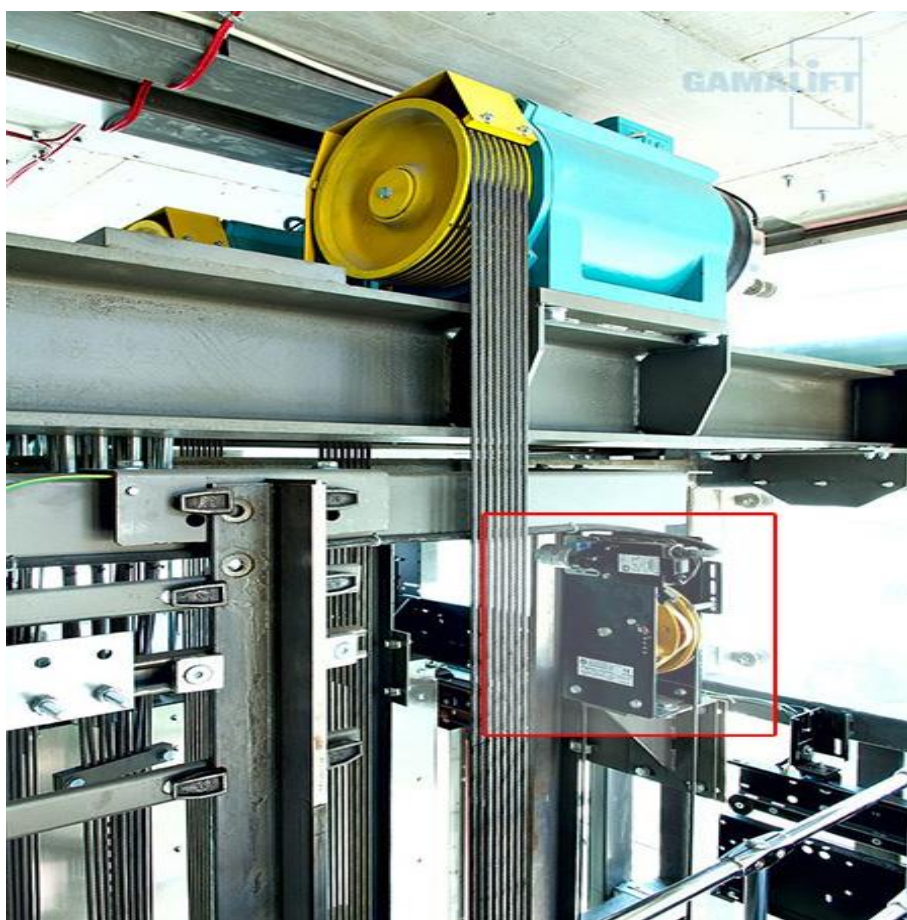
Hình 1-13 Hộp giảm tốc dùng trong khai khoáng

- Máy nghiền đá, máy tuyển quặng: Giúp kiểm soát tốc độ nghiền và sàng lọc nguyên liệu.
- Hệ thống băng tải mỏ: Vận chuyển than, quặng trong các hầm mỏ.

1.5 Hộp giảm tốc dung trong thang máy.

Hộp giảm tốc (hoặc hộp số giảm tốc) trong thang máy là một bộ phận quan trọng giúp điều khiển và giảm tốc độ quay của động cơ, từ đó kiểm soát chuyển động của cabin thang máy. Chức năng chính của hộp giảm tốc là giảm tốc độ từ động cơ đến các bộ phận khác trong hệ thống thang máy, giúp duy trì sự vận hành ổn định, an toàn và hiệu quả.

Thông thường, hộp giảm tốc bao gồm các bộ phận như bánh răng, trục và các bộ phận truyền động khác, giúp giảm tốc độ quay của động cơ xuống một mức độ phù hợp với thang máy. Điều này cũng giúp động cơ hoạt động ít hao mòn và giảm độ rung, tiếng ồn trong quá trình vận hành.



Hình 1-15 Hộp giảm tốc dùng trong thang máy



Hình 1-14 Hộp giảm tốc dùng trong thang máy

Các loại hộp giảm tốc thang máy phổ biến có thể chia thành các dạng sau:

- + Hộp giảm tốc dạng trục vít (worm gear): Đây là loại hộp giảm tốc phổ biến trong thang máy. Hệ thống này sử dụng bánh răng trục vít để giảm tốc độ từ động cơ.
- + Hộp giảm tốc dạng bánh răng côn (bevel gear): Thường được sử dụng trong các thang máy cần hiệu suất cao hơn hoặc yêu cầu thiết kế đặc biệt.
- + Hộp giảm tốc không dầu: Đây là loại hộp giảm tốc không sử dụng dầu mỡ, có thể tiết kiệm chi phí và bảo trì, nhưng yêu cầu khả năng làm mát tốt.

Hộp giảm tốc cần được bảo trì định kỳ để đảm bảo thang máy hoạt động ổn định, an toàn, và hiệu quả trong suốt thời gian dài.

Tổng kết

Hộp giảm tốc đóng vai trò quan trọng trong nhiều lĩnh vực, từ sản xuất công nghiệp, xây dựng, giao thông, đến tự động hóa. Tùy vào yêu cầu cụ thể, từng loại hộp giảm tốc sẽ được sử dụng phù hợp để tối ưu hóa hiệu suất và tuổi thọ của hệ thống.

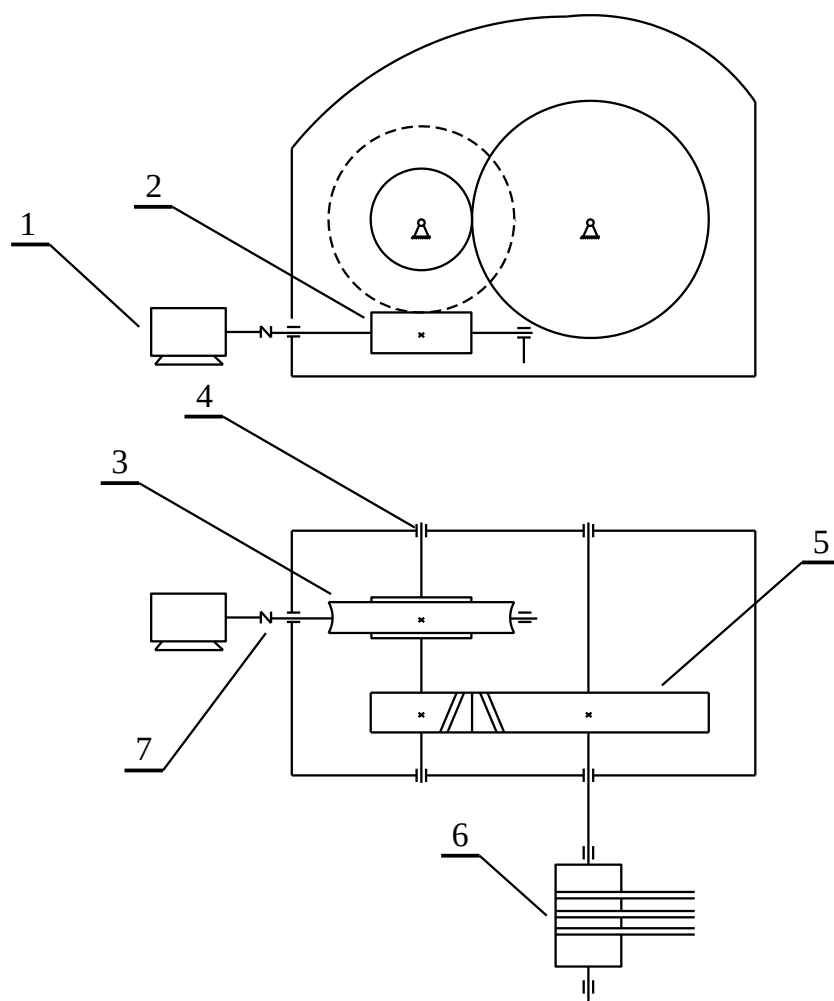
Sơ bộ

Hộp giảm tốc là một trong những bộ phận cơ khí quan trọng trong hệ thống truyền động của thang máy. Nó có chức năng điều chỉnh tốc độ quay từ động cơ điện về mức phù hợp để truyền tới pully kéo cabin, giúp đảm bảo cho thang máy hoạt động êm ái, an toàn và ổn định. Đặc biệt, đối với thang máy dân dụng – nơi không gian lắp đặt hạn chế và yêu cầu về độ tin cậy cao – việc lựa chọn và thiết kế hộp giảm tốc phải được tính toán kỹ lưỡng nhằm đáp ứng đồng thời các yếu tố kỹ thuật, thẩm mỹ và kinh tế. Trong đề tài này, đối tượng nghiên cứu là thang máy gia đình với tải trọng định mức 500kg, tương đương khả năng chuyên chở từ 5 đến 6 người. Đây là một mức tải phổ biến cho các thang máy dân dụng hiện nay. Với đặc điểm tải trọng không quá lớn, song yêu cầu vận hành liên tục và an toàn cao, hộp giảm tốc cần phải được thiết kế sao cho nhỏ gọn nhưng vẫn đủ công suất, mô-men xoắn và độ bền cơ học để hoạt động lâu dài mà không xảy ra hiện tượng quá tải, rung lắc hay hư hỏng. Trước khi đi vào quá trình tính toán chi tiết, cần xác định các điều kiện làm việc cơ bản của thang máy, bao gồm: tốc độ di chuyển của cabin, chiều cao nâng, thời gian vận hành, chế độ tải trọng, công suất động cơ truyền động và phương thức bố trí hộp số. Từ đó, các thông số đầu vào như công suất truyền động, mô-men xoắn yêu cầu và tỉ số truyền sẽ được xác định, làm cơ sở cho việc lựa chọn cấu trúc hộp giảm tốc phù hợp (ví dụ: hộp giảm tốc hai cấp với bánh răng trụ răng nghiêng) và tiến hành thiết kế chi tiết từng bộ phận: trục, bánh răng, ổ lăn, vỏ hộp. Việc thực hiện tính toán chính xác và hợp lý các thông số hộp giảm tốc không chỉ đảm bảo hiệu quả vận hành của thang máy, mà còn góp phần kéo dài tuổi thọ thiết bị, tiết kiệm năng lượng và nâng cao chất lượng sống cho người sử dụng. Đây là bước tiền đề quan trọng trong quá trình thiết kế hệ truyền động cho thang máy gia đình hiện đại.

CHƯƠNG 2: CƠ SỞ LÝ THUYẾT TÍNH TOÁN HỘP GIẢM TỐC

2.1 Cấu tạo và nguyên lý hoạt động

a) Cấu tạo



Hình 0.1 Cấu tạo hộp giảm tốc

1. Vỏ hộp giảm tốc 2. Trục vít 3. Bánh vít
4. Gối đỡ 5. Bộ truyền bánh răng nghiêng

b) Nguyên lý hoạt động

Hộp giảm tốc một cấp với trục vít nằm ngang ăn khớp với bánh vít trên trục thẳng đứng để dùng để dẫn động các trục đứng của cơ cấu làm việc. Khi động cơ quay truyền chuyển động cho bộ truyền trục vít bánh vít, đồng thời khi đó cũng truyền chuyển động cho bộ truyền bánh răng quay theo.

2.2 Cơ sở lý thuyết thiết kế hộp giảm tốc

2.2.1 Chọn động cơ và phân phối tỉ số truyền

2.2.1.1 Chọn động cơ

- Theo công thức 2-11 trang 20 [1] ta có công suất có ích trên trục tang tời là:

$$N_{lv} = \frac{F.v}{1000} \quad (2-1)$$

- Chọn hiệu suất sơ bộ các bộ truyền và ổ lăn:

Theo (bảng 2-1 TKCTM), ta có hiệu suất các bộ truyền như sau:

Hiệu suất của ổ lăn: $\eta_1 = 0,993$ (bộ truyền được che kín)

Hiệu suất bộ truyền bánh răng: $\eta_2 = 0,97$ (bộ truyền được che kín)

Hiệu suất bộ truyền trục vít: $\eta_3 = 0,8$ (bộ truyền được che kín)

Hiệu suất pully cố định: $\eta_4 = 0,95$

Hiệu suất khớp nối: $\eta_5 = 0,99$

⇒ Theo công thức 2-9 trang 19 [1] ta có hiệu suất của hệ thống là:

$$\eta = \eta_1^4 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 \cdot \eta_5 \quad (2-2)$$

$$\beta = \sqrt{\Sigma \left(\frac{T_i}{T_1} \right)^2 \cdot \frac{t_i}{t_{ck}}} = \sqrt{\frac{t_1}{t_{ck}} + \left(\frac{T_2}{T_1} \right)^2 \cdot \frac{t_2}{t_{ck}}} \quad (2-3)$$

- Theo công thức 2-8 trang 20 [1] ta có công suất cần thiết của động cơ là:

$$N_{yc} = N_{td} = \frac{N_{lv} \times \beta}{\eta} \quad (2-4)$$

Tính tốc độ sơ bộ động cơ:

Dùng hộp giảm tốc trục vít – bánh răng

Theo (bảng 2-2 TKCTM), ta chọn: $u_{hgt} = 32$

$$\Rightarrow u_{chung} = u_{hgt} = 32$$

- Theo công thức 2-16 trang 21 [1] ta có số vòng quay của trục công tác là:

$$n_{lv} = \frac{60000 \times v}{\pi \times D} (vg / ph) \quad (2-5)$$

⇒ Theo công thức 2-18 trang 21 [1] tốc độ quay sơ bộ của động cơ là:

$$n_{sb} = n_{lv} \times u_{chung} (vg / ph) \quad (2-6)$$

⇒ Theo bảng 1.3 trang 236 [1] ta chọn động cơ

2.2.1.2: Phân phối tỷ số truyền

- Tỷ số truyền của động cơ

$$i = \frac{n_{dc}}{n_t} \quad (2-7)$$

Trong đó n_t - số vòng quay của puli

$$n_t = \frac{60000 \times v}{\pi \times D} \quad (2-8)$$

- Tốc độ quay của các trục:

$$n_1 = n_{dc} (vg/ph)$$

$$n_2 = \frac{n_1}{n_{tv}} \text{ (vg/ph)}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{n_{br}} \text{ (vg/ph)}$$

- Công suất trên các trục:

$$N_2 = \frac{N_3}{\eta_{br} \cdot \eta_{olan}} \text{ (Kw)}$$

$$N_1 = \frac{N_2}{\eta_{tv} \cdot \eta_{olan}} \text{ (Kw)}$$

- Dựa vào công thức tính momen lực trang 49 [1] ta có mô men xoắn

$$M = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot N}{n} \text{ (Nmm)} \quad (2-9)$$

2.2.2 Bộ truyền trục vít bánh vít

2.2.2.1 Tính vận tốc sơ bộ

Vì trong bộ truyền trục vít xuất hiện vận tốc trượt lớn và điều kiện hình thành màng dầu bôi trơn ma sát ướt không được thuận lợi nên cần phối hợp vật liệu trục vít và bánh vít sao cho cặp vật liệu này có hệ số ma sát thấp, bên mòn và giảm bớt nguy hiểm về dính. Mặt khác do tỉ số truyền u lớn, tần số chịu tải của trục vít lớn hơn nhiều so với bánh vít, do đó vật liệu trục vít phải có cơ tính cao hơn so với vật liệu bánh vít. Kết hợp hai yêu cầu đó, trong thực tế thường chọn trục vít bằng thép (đôi khi bằng gang) ăn khớp với bánh vít bằng đồng thanh hoặc gang.

Bánh vít thường được chế tạo từ các loại vật liệu có tính chống dính tốt và khả năng giảm ma sát. Các loại vật liệu này có thể phân làm 3 nhóm :

-Nhóm I : đồng thanh có giới hạn bền kéo không lớn hơn 300 MPa, gồm có :

a) Đồng thanh nhiều thiếc (6... 10% Sn) như БрОФ 10-1 và БрОНФ, các loại đồng này có tính chống dính tốt nhưng do đắt và hiếm nên chỉ dùng khi vận tốc trượt lớn ($v_g = 5... 25\text{m/s}$).

b) Đồng thanh thiếc kẽm chỉ БрОЦК 5-5-5 dùng khi vận tốc (chứa thiếc từ 3 đến 6%) như БрОЦК 6-3-3 hoặc trượt $v = 5... 12\text{m/s}$. S

- Nhóm II : đồng thanh không thiếc và đồng thau có giới hạn bền kéo lớn hơn 300 MPa, chẳng hạn đồng thanh nhôm sắt БрА Ж 9-4, đồng thanh nhôm sắt niken БрА Ж H 10-4-4, đồng thau ЛМЦ 58-2-2, ЛМЦО 58-2-2-2 v.v...

Các loại vật liệu này có cơ tính tốt, rẻ hơn đồng thanh thiếc nhưng tính chống dính kém nên chỉ sử dụng khi vận tốc trượt $v_s < 5\text{m/s}$. Để tăng khả năng chống dính và giảm mòn,

trục vít ăn khớp với bánh vít làm bằng vật liệu nhóm II này cần được mài và đánh bóng cẩn thận, đồng thời cần có độ rắn cao ($HRC \geq 45$).

- Nhóm III: Gang xám tương đối mềm như C4 12-28, C4 15-32, C4 18-36, dùng thích hợp cho các bộ truyền quay chậm tải thấp với $v_1 < 2\text{m/s}$.

Trục vít được chế tạo bằng các loại thép cacbon chất lượng tốt và thép hợp kim. Khi tải trọng trung bình hoặc nhỏ, có thể dùng thép tôi cải thiện đạt độ rắn $HB < 350$, chẳng hạn thép 45, 50, 35XM v.v..., để chế tạo trục vít, sau khi cắt ren trục vít không được mài.

Khi tải trọng lớn hoặc trung bình, dùng trục vít chế tạo bằng thép cacbon trung bình (45, 40X, 40XH v.v...), được tôi bề mặt hoặc tôi thể tích đạt độ rắn 50... 55 HRC hoặc thép ít cacbon thấm than đạt độ rắn 58... 63 HRC (thép 15X, 20X, 12XH3A, 18XGT v.v...). Sau khi tôi hoặc thấm than, bề mặt ren trục vít được mài và đánh bóng.

Như vậy chọn vật liệu nào để chế tạo trục vít và bánh vít là tùy thuộc trị số của tải trọng, vận tốc trượt và khả năng cung cấp vật liệu. Với tải trọng tương đối lớn, vận tốc trượt nhỏ nên dùng đồng thanh nhôm sắt để chế tạo bánh vít, dùng thép hợp kim hoặc thép cacbon chất lượng tốt để chế tạo trục vít, sau khi cắt răng, trục vít được tôi hoặc thấm cacbon đạt độ rắn cao ($HRC > 45$) sau đó được mài và đánh bóng. Chọn vật liệu và công nghệ chế tạo như vậy sẽ làm cho kích thước bộ truyền gọn hơn, tăng khả năng chống dính và giảm mòn mặt ren bánh vít. Ngược lại, khi bộ truyền chịu tải trọng nhỏ hơn nhưng với vận tốc trượt lớn hơn nên dùng các loại đồng thanh thiếc để chế tạo bánh vít, trục vít thép có thể được tôi hoặc thấm cacbon đạt độ rắn cao ($HRC > 45$), được mài và đánh bóng, hoặc được tôi cải thiện với độ rắn thấp hơn ($HB < 350$) và không mài.

Tuy nhiên để thuận tiện trong thiết kế, có thể dựa vào trị số của vận tốc trượt được tính theo công thức gần đúng sau đây để chọn vật liệu bánh vít (theo CT (7.1), trang 146 [1]) :

$$v_s = 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot n_1 \sqrt[3]{T_2} \quad (2-10)$$

Với n_1 - số vòng quay của trục vít, vg/ph; T_2 - mômen xoắn trên trục bánh vít, Nmm.

Khi $v_s \geq 5 \text{ m/s}$ dùng đồng thanh thiếc.

Khi $v_s < 5 \text{ m/s}$ dùng đồng thanh không thiếc và đồng thau.

Khi $v_s < 2 \text{ m/s}$ dùng gang để chế tạo bánh vít.

2.2.2.2 Xác định ứng suất cho phép

Về cơ bản, phương pháp tính ứng suất cho phép của bộ truyền trục vít cũng tương tự như đối với bộ truyền bánh răng, song cũng có một vài thay đổi cho phù hợp với đặc điểm làm việc của bộ truyền trục vít :

a) Vì bánh vít làm bằng đồng thanh, đồng thau hoặc gang có cơ tính thấp hơn nhiều so với trục vít bằng thép nên để thiết kế, chỉ cần xác định ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép đối với vật liệu bánh vít. Đương nhiên các ứng suất cho phép này cũng phụ thuộc vào độ rắn của mặt ren trục vít và phương pháp gia công lần cuối mặt ren trục vít (mặt ren có được mài hoặc đánh bóng không).

b) Với các bánh vít làm bằng đồng thanh nhôm sắt, đồng thau hoặc gang, dạng hổng về dính là nguy hiểm hơn cả, do đó ứng suất tiếp xúc cho phép được xác định từ điều kiện chống dính, phụ thuộc vào trị số của vận tốc trượt mà không phụ thuộc vào số chu kỳ chịu tải, nói khác đi ứng suất tiếp xúc cho phép trong trường hợp này được xác định từ độ bền tĩnh chứ không phải từ độ bền mỏi.

c) Vì đường cong mỏi khi thử về uốn đối với các loại đồng thanh và đường cong mỏi khi thử về tiếp xúc đối với đồng thanh thiếc có nhánh nghiêng khá dài, tới $25 \cdot 10^7$ chu kỳ chịu tải, trong khi ở phần lớn bộ truyền trục vít, tần số chịu tải nhỏ hơn khá nhiều, cho nên khi xác định ứng suất cho phép người ta dựa vào giới hạn mỏi ngắn hạn ($N = 10^7$ chu kỳ đối với ứng suất tiếp xúc và $N = 10^6$ chu kỳ đối với ứng suất uốn) chứ không dựa vào giới hạn mỏi lâu dài như đối với bộ truyền bánh răng.

Như vậy ứng suất cho phép đối với bộ truyền trục vít được xác định như sau:

1. Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$

Với bánh vít làm bằng đồng thanh không thiếc hoặc gang, $[\sigma_H]$ tra trong bảng 7.2 (trang 147 [1]), còn với bánh vít làm bằng đồng thanh thiếc, $[\sigma_H]$ xác định theo công thức (7.2) (trang 147 [1]).

$$[\sigma_H] = [\sigma_{HO}] \cdot K_{HL} \quad (2.11)$$

Trong đó $[\sigma_{HO}]$ - ứng suất tiếp xúc cho phép ứng với 10^7 chu kỳ (CT (7.3) trang 147[1])

$$[\sigma_{HO}] = (0.75 - 0.9) \sigma_b \quad (2.12)$$

Ở đây hệ số 0,75 dùng khi trục vít bằng thép không tôi, hệ số 0,9 dùng khi trục vít được thấm cacbon hoặc tôi đạt độ rắn $HRC \geq 45$, mặt ren trục vít được mài và đánh bóng.

K_{HL} - hệ số tuổi thọ (CT (7.4) trang 147[1])

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \quad (2.13)$$

với N_{HE} là số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương (CT (7.5) trang 147[1])

$$N_{HE} = 60 \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_{2i \max}} \right)^4 n_{2i} t_i \quad (2.14)$$

trong đó: n_{2i} , T_{2i} là số vòng quay trong một phút và mômen xoắn trên bánh vít ở chế độ thứ i ; t_i là số giờ làm việc ở chế độ i , $T_{2\max}$ là mômen xoắn lớn nhất trong các trị số T_{2i}
 Nếu $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ lấy $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$ chu kì để tính.

2. Ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$

Đối với bánh vít bằng các loại đồng thanh, ứng suất uốn cho phép được xác định theo các công thức (7.6 trang 147[1])

$$[\sigma_F] = [\sigma_{FO}] K_{FL} \quad (2.15)$$

Trong đó:

$[\sigma_{FO}]$ - ứng suất uốn cho phép ứng với 10^6 chu kì, phụ thuộc vào số chiều quay. Đối với trục vít không tôi.

- Khi bộ truyền quay 1 chiều (CT (7.7) trang 148 [1])

$$[\sigma_{FO}] = 0.25\sigma_b + 0.08\sigma_{ch} \quad (2.16)$$

- Khi bộ truyền quay 2 chiều (CT (7.8) trang 148 [1])

$$[\sigma_{FO}] = 0.16\sigma_b \quad (2.17)$$

Trường hợp trục vít được thấm cacbon hoặc tôi đạt độ rắn HRC > 45, mặt ren trục vít được mài và đánh bóng, trị số của $[\sigma_{FO}]$ có thể tăng thêm 25%.

K_{FL} - hệ số tuổi thọ (CT (7.9), (7.10) trang 148 [1])

$$K_{HL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} \quad (2.18)$$

$$\text{với } N_{FE} = 60 \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_{2i\max}} \right)^9 n_{2i} t_i \quad (2.19)$$

Nếu $N_{FE} < 10^6$ lấy $N_{FE} = 10^6$ chu kỳ; nếu $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$ lấy $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$ chu kì.

Đối với bánh vít làm bằng gang (CT (7.11), (7.12) trang 148 [1])

$$[\sigma_F] = 0.12\sigma_{bu} \text{ khi bộ truyền quay 1 chiều} \quad (2.20)$$

$$[\sigma_F] = 0.075\sigma_{bu} \text{ khi bộ truyền quay 2 chiều} \quad (2.21)$$

3. Ứng suất cho phép khi quá tải

Để kiểm nghiệm độ bền tĩnh tránh quá tải, cần xác định ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải $[\sigma_H]_{\max}$ và ứng suất uốn cho phép khi quá tải $[\sigma_F]_{\max}$

Với bánh vít bằng đồng thanh thiếc (CT(7.13) trang 148 [1])

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_H]_{\max} &= 4\sigma_{ch} \\ [\sigma_F]_{\max} &= 0.8\sigma_{ch} \end{aligned} \right\} \quad (2.22)$$

Với bánh vít bằng đồng thanh không thiếc (CT(7.14) trang 148 [1])

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_H]_{\max} &= 2\sigma_{ch} \\ [\sigma_F]_{\max} &= 0.8\sigma_{ch} \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

Với bánh vít bằng gang (CT(7.15) trang 148 [1])

$$\left. \begin{aligned} [\sigma_H]_{\max} &= 1.5\sigma_{ch} \\ [\sigma_F]_{\max} &= 0.6\sigma_{ch} \end{aligned} \right\} \quad (2.24)$$

2.2.2.3 Tính toán truyền động trục vít về độ bền

a. Xác định các thông số cơ bản của bộ truyền

✧ Khoảng cách trục a_w của bộ truyền trục vít bằng thép ăn khớp với bánh vít bằng đồng thanh hoặc gang (CT (7.16) trang 148 [1])

$$a_w = (z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{z_2[\sigma_H]}\right)^2 - \frac{T_2 K_H}{q}} \quad (2.25)$$

Trong đó :

z_2 - số răng bánh vít.

$q = d_1/m$ - hệ số đường kính trục vít, được tiêu chuẩn hóa theo môđun tiêu chuẩn m

T_2 - mômen xoắn trên trục bánh vít, $T_2 = T_1 \cdot \eta$ Nmm, với T_1 là moment xoắn trên trục vít và η là hiệu suất

K_H – hệ số tải trọng

$[\sigma_H]$ – ứng suất tiếp xúc cho phép

Để tính được a_w theo (CT (7.16), trang 149[1]) cần chọn trước các giá trị sau đây:

- Dựa theo tỉ số truyền u để chọn số mối ren z_1 của trục vít $z_1 = 1 ; 2$ hoặc 4 sao cho $z_2 = uz_1 > z_{\min} = 26 - 28$ (để tránh cắt chân răng) và $z_2 < 80$ (để tránh gây nên biến dạng lớn của trục vít và kích thước quá lớn). Ngoài ra khi z_1 tăng, hiệu suất bộ truyền tăng, nhưng chế tạo phức tạp hơn.

- Dựa vào z_1 đã chọn, chọn sơ bộ hiệu suất theo bảng (trang 150[1])

Từ η và T_1 sẽ tính được T_2 .

- Chọn sơ bộ $K_H = 1,1 - 1,3$

- Chọn sơ bộ $q \geq (0,25 \dots 0,3)Z_2$ (trị số lớn dùng khi u lớn).

Trị số a_w tính được có thể lấy tròn đến giá trị gần nhất trong tiêu chuẩn SEV 229-75 hoặc làm tròn đến các giá trị tận cùng bằng 0 và 5.

❖ Môđun dọc của trục vít được xác định từ a_w và lấy m theo tiêu chuẩn (CT (7.17) trang (150)[1])

$$m=2a_w/(z_2+q) \quad (2.26)$$

❖ Hệ số dịch chỉnh: Muốn đảm bảo được khoảng cách trục a_w định trước (tận cùng bằng 0 ; 5 hoặc lấy theo tiêu chuẩn) cần tiến hành dịch chỉnh khi cắt bánh vít. Hệ số dịch chỉnh x được xác định (CT (7.18) trang 150[1]).

$$x = (a_w/m) - 0,5(q + z_2) \quad (2.27)$$

Để tránh cắt chân răng và nhọn răng bánh vít trong thực tế cần đảm bảo điều kiện $- 0,7 \leq x \leq 0,7$.

Với a_w đã định và m tiêu chuẩn nếu x không thỏa mãn điều kiện trên, cần chọn trị số q khác hoặc thay đổi z_2 trong phạm vi ± 2 đơn vị, tức là có thể thay đổi chút ít tỉ số truyền, nếu sai lệch của u không vượt quá $\pm 4\%$.

b. Kiểm nghiệm răng bánh vít về độ bền tiếp xúc

Ứng suất tiếp xúc xuất hiện trên mặt răng bánh vít của bộ truyền đã được thiết kế phải thỏa mãn điều kiện sau (CT (7.19) trang 150[1]).

$$\sigma_H = (170 / z_2) \sqrt{[(z_2 + q) / a_w]^3 T_2 K_H / q} \leq [\sigma_H] \quad (2.28)$$

Với a_w , z_2 và q đã biết, để tính được cần phải xác định chính xác ứng suất tiếp xúc cho phép σ_H theo v_s , T_2 theo và hệ số tải trọng K_H

Vận tốc trượt v_s , được tính theo công thức (CT (7.20) trang 150[1])

$$v_s = \pi d_{w1} n_1 / (60000 \cos \gamma_w) \quad (2.29)$$

Trong đó góc vít lắn (CT (7.21), (7.21a) trang 150 [1])

$$\gamma_s = \arctg[z_1 / (q + 2x)] \quad (2.30)$$

$$d_{w1} = (q + 2x)m \quad (2.31)$$

Với n_1 số vòng quay của trục vít, vg/ph; z_1 - số mối ren trục vít. Dựa vào v_s xem xét lại việc chọn vật liệu bánh vít có phù hợp không và tính lại σ_H theo v_s , xác. Khi $x = 0$, góc vít chia γ bằng góc vít lắn γ_w

Hiệu suất η của bộ truyền trục vít được tính theo công thức (CT(7.22) trang 150[1])

$$\eta = 0.95 \tan(\gamma_w) / \tan(\gamma_w + \varphi) \quad (2.32)$$

Góc ma sát φ được tra trong bảng 7.4 (trang 151[1]) theo trị số của vận tốc trượt v_s , tùy theo vật liệu bánh vít và độ rắn mặt ren trục vít.

Hệ số tải trọng (CT (7.23) trang 151[1])

$$K_H = K_{H\beta} K_{Hv} \quad (2.33)$$

Trong đó: $K_{H\beta}$ - hệ số phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng;

K_{Hv} - hệ số tải trọng động (CT (7.24) trang 151 [1])

$$K_{H\beta} = 1 + (z_2 / \theta)^3 (1 - T_{2m} / T_{2\max}) \quad (2.34)$$

với θ hệ số biến dạng của trục vít, phụ thuộc z_1 và q

T_{2m} moment xoắn trung bình trên trục bánh vít (CT(7.25) trang 152[1])

$$T_{2\max} = \sum T_{2i} t_i n_{2i} / \sum t_i n_{2i} \quad (2.35)$$

Trong đó T_{2i} , t_i , n_{2i} là mômen xoắn, thời gian làm việc (giờ) và số vòng quay trong một phút ở chế độ i .

$T_{2\max}$ mômen xoắn lớn nhất trong các mômen xoắn T_{2i}

Khi tải trọng không thay đổi $K_{H\beta} = 1$.

Để xác định hệ số tải trọng động K_{Hv} , trước hết dựa vào trị số của vận tốc trượt v_s vị để tra cấp chính xác chế tạo bộ truyền theo bảng 7.6 (trang 152[1]), sau đó dựa vào cấp chính xác và vận tốc trượt tra K_{Hv} trong bảng 7.7 (trang 152 [1])

c. Kiểm nghiệm răng bánh vít về độ bền uốn

Để đảm bảo độ bền uốn của răng bánh vít, ứng suất uốn sinh ra tại chân răng bánh vít không được vượt quá một giá trị cho phép (CT(7.26) trang 153[1]) :

$$OF = 1,4T_2Y_FK_F / (b_2d_2m_n) \leq [OF]$$

$$\sigma_F = 1,4T_2Y_FK_F / (b_2d_2m_n) \leq [\sigma_F] \quad (2.36)$$

Trong đó :

$-m_n = m \cos \gamma$ môđun pháp của răng bánh vít, γ là góc vít tính theo công thức

((7.22) trang 153 [1])

$K_F = K_{F\beta}K_{Fv}$ - hệ số tải trọng, với $K_{F\beta} = K_{H\beta}$; $d_2 = mz_2$ đường - kính vòng chia bánh vít, mm;

b_2 - chiều rộng vành răng bánh vít, mm, xác định theo các công thức ghi trong bảng 7.9 (trang 153 [1])

Y_F - hệ số dạng răng, tra trong bảng 7.8 (trang 153 [1]) theo số răng tương đương

$$z_v = z_2 / \cos^3 \gamma$$

$[\sigma_F]$ - ứng suất uốn cho phép của răng bánh vít, MPa

Trường hợp óp $\sigma_F > [\sigma_F]$ cần tăng m và chọn lại các thông số khác.

d. Kiểm nghiệm răng bánh vít về quá tải

Tương tự như bộ truyền bánh răng, bộ truyền trục vít có thể bị quá tải khi mở máy, hãm máy v.v..., do đó cần kiểm nghiệm răng bánh vít về quá tải.

Để tránh biến dạng dư hoặc dính bề mặt răng, ứng suất tiếp xúc cực đại không được vượt quá một giá trị cho phép (CT (7.27) trang 153[1]):

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}} \leq [\sigma_{H \max}] \quad (2.37)$$

trong đó $\sigma_{H \max}$ xác định theo (7.19) và $[H]_{\max}$ theo (7.13) ÷ (7.15).

Để tránh biến dạng dư hoặc phá hỏng tính chân răng bánh vít, ứng suất uốn cực đại không được vượt quá một giá trị cho phép (CT (7.28) trang 153[1]) :

$$\sigma_{F \max} = \sigma_H K_{qt} \leq [\sigma_{F \max}] \quad (2.38)$$

e. Xác định kích thước hình học của bộ truyền

Sau khi thực hiện các phép tính kiểm nghiệm về độ bền, người thiết kế quyết định lần cuối các thông số ăn khớp của bộ truyền (a_w , m , q , x , γ). Các kích thước và thông số khác của bộ truyền được xác định theo các công thức ghi trong bảng 7.9 (CT trang 156[1]), chiều dài phần cắt ren của trục vít theo bảng 7.10 (CT trang 156[1]).

2.2.2.4: Tính nhiệt truyền động trục vít

Bộ truyền trục vít đã được thiết kế trên đây có thể làm việc không ổn định, thậm chí bị hư hỏng nếu trong quá trình làm việc, nhiệt độ sinh ra quá cao và nhiệt lượng không được tỏa đi kịp thời. Vì vậy cần tiến hành tính kiểm nghiệm về nhiệt, xuất phát từ điều kiện: nhiệt lượng sinh ra trong hộp giảm tốc trục vít phải cân bằng với nhiệt lượng thoát đi.

Trường hợp không làm nguội nhân tạo mà để nhiệt lượng tỏa đi qua vách hộp giảm tốc, nhiệt độ t_d của dầu trong hộp giảm tốc phải thỏa mãn điều kiện (CT (7.29) trang 155[1]).

$$t_d = t_o + 1000(1-\eta)P_1 / [K_t A(1+\psi)\beta] \leq [t_d] \quad (2.39)$$

Trong đó:

t_o - nhiệt độ môi trường xung quanh (không khí);

η - hiệu suất bộ truyền

P_1 - công suất trên trục vít, kW, $P_1 = P_1 / \eta$

$K_t = 8... 17,5 \text{ W/(m}^2 \text{ }^\circ\text{C)}$ - hệ số tỏa nhiệt, trị số lớn dùng khi không khí lưu thông tốt.

A - diện tích bề mặt thoát nhiệt của hộp giảm tốc, m^2 .

$$A = A_1 + A_2$$

với $A_1 = 20a_w^2$ - diện tích bề mặt hộp giảm tốc không có gân trong đó a_w là khoảng cách trục của bộ truyền trục vít tính bằng m; $A_2 = (0,1... 0,2) A_1$ - diện tích tính toán của bề mặt gân (bằng khoảng 50% diện tích thực tế), trị số nhỏ dùng khi $a_w > 160\text{mm}$.

ψ - hệ số kể đến sự thoát nhiệt qua đáy hộp xuống bộ máy, có thể lấy $\psi = 0,25 \dots 0,3$;

β - hệ số kể đến sự giảm nhiệt sinh ra trong một đơn vị thời gian do làm việc ngắt quãng hoặc do tải trọng làm việc giảm so với tải trọng danh nghĩa P_1 (CT (7.30) trang 155[1])

$$\beta = t_{ck} / (\sum P_i t_i / P_1) \quad (2.30)$$

trong đó t_{ck} - độ dài thời gian của một chu kỳ tải trọng; P_i, t_i - công suất và thời gian chịu tải ở chế độ thứ i của chu kỳ;

$[t]$ - nhiệt độ cao nhất cho phép của dầu, phụ thuộc vào loại dầu và khả năng giữ được tính chất bôi trơn khi nhiệt độ tăng. Thông thường $[t] = 70 \dots 90^\circ\text{C}$ (70°C đối với hộp giảm tốc trục vít đặt trên, 90°C đối với trục vít đặt dưới bánh vít).

Nếu điều kiện (7.31) không được thỏa mãn, cần dùng các biện pháp làm nguội nhân tạo (dùng quạt, ống dẫn nước làm nguội...). Trường hợp bộ truyền được lắp thêm quạt (ở đầu trục vít) công thức kiểm nghiệm về nhiệt có dạng: (CT (7.31) trang 155[1])

$$t_d = t_o + \frac{1000(1-\eta)P_1}{[K_t(A-A_q)(1+\psi) + K_{tq}A_q]\beta} \leq [t_d] \quad (2.31)$$

Trong đó:

A_q – diện tích bề mặt hộp được quạt nguội, m^2 ; $A_q = 0,3A$;

K_{tq} - hệ số tỏa nhiệt của phần bề mặt hộp được quạt, $\text{W}/(\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C})$, trị số của K_{tq} phụ thuộc vào số vòng quay của quạt n_q - vg/ph.

n_q	750	1000	1500	3000
K_{tq}	17	21	29	40

Khi thiết kế hộp giảm tốc trục vít, thường chọn nhiệt độ làm việc bằng nhiệt độ cao nhất cho phép của dầu và suy ra diện tích tỏa nhiệt cần thiết A của vỏ hộp cần được thiết kế. Từ (7.31) suy ra (khi chọn $A_q = 0,3A$):

$$A \geq \frac{1000(1-\eta)P_1}{[0,7K_t(1+\psi) + 0,3K_{tq}]\beta([t_d] - t_o)} \quad (2.32)$$

2.2.3 Bộ truyền bánh răng nghiêng

2.2.3.1: Chọn vật liệu

Chọn vật liệu thích hợp là một bước quan trọng trong việc tính toán thiết kế chi tiết máy nói chung và truyền động bánh răng nói riêng. Bảng 6.1 trang 92 [1] giới thiệu một số nhãn vật liệu được dùng để chế tạo bánh răng và cơ tính của chúng.

Thép để chế tạo bánh răng được chia làm 2 nhóm khác nhau về công nghệ cắt răng, nhiệt luyện và khả năng chạy mòn. Nhóm I có độ rắn $\text{HB} = 350$, bánh răng được thường

hóa hoặc tôi cải thiện. Nhờ độ rắn thấp nên có thể cắt răng chính xác sau khi nhiệt luyện, đồng thời bộ truyền có khả năng chạy mòn. Nhóm II có độ rắn HB > 350, bánh răng thường được tôi thể tích, tôi bề mặt, thấm cacbon, thấm nitơ Do độ rắn cao nên phải cắt răng trước khi nhiệt luyện, sau khi nhiệt luyện phải dùng các nguyên công tu sửa đất tiền như mài, mài nghiêng ... Răng chạy mòn rất kém, do đó phải nâng cao độ chính xác chế tạo, nâng cao độ cứng của trục và ổ. Tuy nhiên khi dùng, thép nhóm II với độ rắn HRC = 50 ... 60 (1HRC = 10HB), ứng suất tiếp xúc cho phép có thể tăng tới 2 lần và nâng cao khả năng tải của bộ truyền cũng tăng tới 4 lần so với thép thường hóa hoặc tôi cải thiện.

Như vậy chọn loại vật liệu nào là tùy thuộc vào yêu cầu cụ thể : tải trọng lớn hay nhỏ, khả năng công nghệ và thiết bị chế tạo cũng như vật tư được cung cấp, có yêu cầu kích thước phải gọn hay không ... Đối với hộp giảm tốc chịu công suất trung bình hoặc nhỏ, chỉ cần chọn vật liệu nhóm I, đồng thời chú ý rằng để tăng khả năng chạy mòn của răng, nên nhiệt luyện bánh răng lớn đạt độ rắn thấp hơn độ rắn bánh răng nhỏ từ 10 đến 15 đơn vị :

$$H_1 \geq H_2 + (10 \dots 15)HB$$

Với công suất lớn hơn có thể chọn vật liệu bánh nhỏ là thép nhóm II, bánh lớn là thép nhóm I hoặc cả hai bánh bằng thép nhóm II, khi đó thường nhiệt luyện hai bánh như nhau và đạt độ rắn bằng nhau. Cơ tính của một số vật liệu thường dùng cho trong bảng 6.1 trang 92 [1].

2.2.3.2: Phân phối tỉ số truyền

Tỷ số truyền đã được phân phối $u=2$

2.2.3.3: Ứng suất cho phép

Theo công thức (6.1a), (6.2a) trang 91 [1]

$$[\alpha_H] = \alpha_{H \lim}^0 K_{HL} / S_H \quad (2.33)$$

$$[\alpha_F] = \alpha_{F \lim}^0 K_{FC} K_{FL} / S_F \quad (2.34)$$

Trong đó

$\alpha_{H \lim}^0$ và $\alpha_{F \lim}^0$ lần lượt là ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép ứng với số chu kỳ cơ sở, trị số của chúng tra ở bảng 6.2 trang 93 [1].

S_H, S_F - hệ số an toàn khi tính về tiếp xúc và uốn tra bảng 6.2 trang 93 [1].

K_{FC} - hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải, $K_{FC} = 1$ khi đặt tải một phía (bộ truyền quay một chiều) ; $K_{FC} = 0,7 - 0,8$ khi đặt tải hai phía (dùng trị số 0,8 khi HB > 350).

K_{HL} , K_{EL} - hệ số tuổi thọ, xét đến ảnh hưởng của thời hạn phục vụ và chế độ tải trọng của bộ truyền, được xác định theo các công thức (6.3) và (6.4) trang 92 [1].

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{N_{HO} / N_{HE}} \quad (2.35)$$

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{N_{FO} / N_{FE}} \quad (2.36)$$

Ở đây :

m_H , m_F - bậc của đường cong mỏi khi thử về tiếp xúc và uốn; $m_H = 6$; $m_F = 6$ khi độ rắn mặt răng $HB \leq 350$ hoặc bánh răng có mài mặt lượn chân răng; $m_F = 9$ khi độ rắn mặt răng $HB > 350$ và không mài mặt lượn chân răng.

N_{HO} số chu kì thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc theo công thức (6.5) trang 92 [1].

$$N_{HO} = 30H_{HB}^{2,4} \quad (2.37)$$

Với H_{HB} – độ rắn Brinen; nếu biết độ rắn Rôcoen có thể tra bảng 6.3 trang 93 [1] để có độ rắn Brinen.

N_{FO} - số chu kì thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về uốn; $N_{FO} = 4.10^6$ đối với tất cả các loại thép.

N_{HE} , N_{FE} số chu kì thay đổi ứng suất tương đương.

Khi bộ truyền chịu tải trọng tĩnh theo công thức (6.6) trang 92 [1]

$$N_{HE} = N_{FE} = N = 60cnt_{\Sigma} \quad (2.38)$$

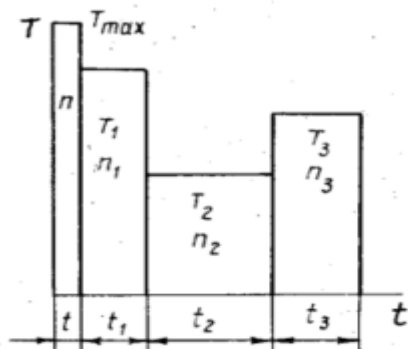
Với c , n , t_{Σ} lần lượt là số lần ăn khớp trong một vòng quay, số vòng quay trong một phút và tổng số giờ làm việc của bánh răng đang xét.

Trường hợp bộ truyền làm việc với tải trọng thay đổi nhiều bậc (h.6.1) N_{HE} và N_{FE} được tính theo công thức (6.7) và (6.8) trang 92 [1].

$$N_{HE} = 60c \sum (T_i / T_{\max})^3 n_i t_i \quad (2.39)$$

$$N_{FE} = 60c \sum (T_i / T_{\max})^{m_F} n_i t_i \quad (2.40)$$

Trong đó: T_i , n_i , t_i lần lượt là mômen xoắn, số vòng quay và tổng số giờ làm việc ở chế độ i của bánh răng đang xét.



Hình 2.2: Ví dụ về chế độ tải trọng thay đổi

Khi tính ra $N_{HE} > N_{HO}$ thì lấy $N_{HE} = N_{HO}$ để tính, do đó $K_{HL} = 1$; cũng thế khi tính ra $N_{FE} > N_{FO}$ thì lấy $N_{FE} = N_{FO}$ để tính và $K_{FL} = 1$.

Khi tính truyền động bánh răng trụ răng thẳng và bánh răng côn răng thẳng, ứng suất tiếp xúc cho phép là giá trị nhỏ hơn trong hai giá trị của $[\sigma_{H1}]$ và $[\sigma_{H2}]$, còn khi tính truyền động bánh răng nghiêng, ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ là giá trị trung bình của $[\sigma_{H1}]$ và $[\sigma_{H2}]$ nhưng không vượt quá $1,25[\sigma_H]_{\min}$ đối với truyền động bánh răng trụ và không vượt quá $1,15[\sigma_H]_{\min}$.

Ứng suất cho phép khi quá tải

Với bánh răng thường hóa, tôi cải thiện hoặc tôi thể tích theo công thức (6.13) trang 94

$$[1] [\sigma_H]_{\max} = 2,8\sigma_{ch}$$

Ứng suất uốn cho phép khi quá tải công thức (6.14) trang 94 [1]

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,8\sigma_{ch} \text{ khi } HB \leq 350 \quad (2.41)$$

$$[\sigma_F]_{\max} = 0,6\sigma_{ch} \text{ khi } HB > 350$$

2.2.3.4: Tính toán bộ truyền cấp chậm (bánh răng trụ răng nghiêng)

a. Xác định khoảng cách trục

Theo công thức (6.15a) trang 95 [1]

$$a_w = K_a(u+1)^3 \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u \psi_{ba}}} \quad (2.42)$$

Trong đó

K_a, K_d : hệ số phụ thuộc vào vật liệu của cặp bánh răng và loại răng bảng 6.5 trang 95 [1]

T_1 moment xoắn trên trục bánh chủ động Nmm

$[\sigma_H]$ ứng suất tiếp xúc cho phép MPa

u tỉ số truyền

$\psi_{ba} = b_w / a_w$; $\psi_{bd} = b_w / d_{w1}$, trong đó b_w là chiều rộng vành bánh răng

b. Xác định các thông số ăn khớp

Như đã biết, môđun được xác định từ điều kiện bền uốn. Tuy nhiên để thuận tiện trong thiết kế, sau khi xác định được khoảng cách trục a_w có thể theo công thức sau đây để tính modun, sau đó sẽ kiểm nghiệm răng về độ bền uốn : theo công thức (6.17) trang 96 [1].

$$m = (0,01 \div 0,02)a_w \quad (2.43)$$

Góc nghiêng răng

Chọn trước (đối với răng nghiêng)

- Theo công thức 6.31 trang 103 [1] ta có:

$$z_1 = \frac{2a_w \cos \beta}{m(u+1)} \quad (2.44)$$

- lấy z_1 nguyên, tính $z_2 = uz_1$, lấy z_2 nguyên và từ $z_t = z_1 + z_2$, tính lại góc β theo công thức 6.32 trang 103 [1]:

$$\cos \beta = \frac{mz_t}{2a_w} \quad (2.45)$$

c. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

Phép tính kiểm nghiệm nói chung được tiến hành khi đã biết các thông số của bộ truyền và điều kiện làm việc của nó. Ở đây yêu cầu xác định với độ chính xác cao nhất có thể các hệ số ảnh hưởng đến khả năng làm việc của bộ truyền, nhờ đó người thiết kế có thể thay đổi một vài kích thước nếu cần thiết.

Ứng suất tiếp xúc xuất hiện trên mặt răng của bộ truyền phải thỏa mãn điều kiện theo công thức 6.33 trang 105 [1]:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{2T_1 K_H \cdot (u \pm 1) / (b_w \cdot u \cdot d_{w1}^2)} \leq [\sigma_H] \quad (2.46)$$

trong đó:

Z_M - hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp, trị số của Z_M tra trong bảng 6.5;

Z_H - hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc theo công thức 6.34 trang 105 [1]

$$Z_H = \sqrt{2 \cdot \cos \beta_b / \sin 2\alpha_{tw}} \quad (2.47)$$

Ở đây: β_b - góc nghiêng của răng trên hình trụ cơ sở theo công thức 6.35 trang 105 [1]

$$\tan \beta_b = \cos \alpha_t \cdot \tan \beta \quad (2.48)$$

Với α_t và α_{tw} tính theo các công thức ở bảng 6.11. Đối với bánh răng nghiêng không dịch chỉnh:

$$\alpha_{tw} = \alpha_t = \arctg(\tan \alpha / \cos \beta) \quad (2.49)$$

Trị số của Z_H có thể tra trong bảng 6.12.

Z_ε - hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, xác định theo công thức 6.36c trang 105 [1] như sau:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{1 / \varepsilon_\alpha} \quad (2.50)$$

Theo công thức 6.37 và 6.38b trang 105 [1] ta có hệ số trùng khớp dọc, và hệ số trùng khớp ngang:

$$\varepsilon_{\beta} = b_w \cdot \sin \beta / (m \cdot \pi) \quad (2.51)$$

$$\varepsilon_{\alpha} = [1,88 - 3,2(1/z_1 + 1/z_2)] \cdot \cos \beta \quad (2.52)$$

Đường kính vòng lăn bánh răng nhỏ theo công thức bảng 6.11

$$d_{w1} = 2a_w / (u \pm 1) \quad (2.53)$$

Đường kính vòng lăn bánh răng lớn theo công thức bảng 6.11

$$d_{w2} = d_{w1} \cdot u \quad (2.54)$$

Vận tốc vòng theo 6.40 trang 106 [1]

$$v = \pi d_{w1} n_1 / 6000 \text{ m/s} \quad (2.55)$$

K_{HV} : là hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp, trị số của K_{HV} tính theo công thức (6.41) trang 107 [1] dưới đây (hoặc có thể tra trực tiếp từ bảng P2.3, Phụ lục)

$$K_{Hv} = 1 + \frac{V_H b_w d_{w1}}{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}} \quad (2.56)$$

Trong đó:

$$v_H = \delta_H g_o v \sqrt{a_w / u} \quad (2.57)$$

Với v tính theo (6.40); δ_H – hệ số kể đến ảnh hưởng của các sai số ăn khớp, tra trong bảng 6.15; g_o - hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch các bước răng bánh 1 và 2, tra bảng 6.16.

Ứng suất tiếp xúc cho phép theo công thức 6.1 trang 91 [1] ta có:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H] Z_v Z_R \cdot Z_{xH} \quad (2.58)$$

d. 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 theo công thức 6.43 và 6.44 trang 108 [1] ta có:

$$\sigma_{F1} = 2T_1 \cdot F_F \cdot Y_E \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{F1} / (b_w \cdot d_w \cdot m) \leq [\sigma_{F1}] \quad (2.59)$$

$$\sigma_F = \sigma_{F1} \cdot Y_F / Y_{F1} \leq [\sigma_{F2}] \quad (2.60)$$

Trong đó:

T_1 - mômen xoắn trên bánh chủ động, Nmm ;

m - môđun pháp, mm;

b_w - chiều rộng vành răng, mm;

d_{w1} - đường kính vòng lăn bánh chủ động, mm;

$Y_\varepsilon = 1 / \varepsilon_a$: hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, với ε_a là hệ số trùng khớp ngang,

$Y_\beta = 1 - \beta^0 / 140$: hệ số kể đến độ nghiêng của răng, với răng thẳng ($\beta = 0$), $Y_\beta = 1$

Y_{F_1}, Y_{F_2} - số của bánh 1 và 2, phụ thuộc vào số răng tương đương ($z_{v_1} = z_1 / \cos^3 \beta$ và $z_{v_2} = z_2 / \cos^3 \beta$) và hệ số dịch chỉnh, tra trong bảng 6.18.

K_F - hệ số tải trọng khi tính về uốn theo công thức 6.45 trang 109 [1]:

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} \quad (2.61)$$

$K_{F\beta}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về uốn, tra bảng 6.7 hoặc tra trực tiếp từ bảng P2.3 Phụ lục.

$K_{F\alpha}$ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về uốn, tra bảng 6.14, với bánh răng thẳng $K_{F\alpha} = 1$;

K_{Fv} là hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp khi tính về uốn theo công thức 6.46 và 6.47 trang 109 [1]:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F \cdot b_w \cdot d_{w1}}{2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}} \quad (2.62)$$

$$v_F = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{a_w / u} \quad (2.63)$$

Trong đó các hệ số δ_F và g_0 tra bảng 6.15 và 6.16, v tính theo (6.40).

$[\sigma_{F_1}], [\sigma_{F_2}]$ - ứng suất uốn cho phép của răng bánh 1 và 2

Trường hợp $\sigma_{F_1} \geq [\sigma_{F_1}]$ hoặc $\sigma_{F_2} \geq [\sigma_{F_2}]$ cần tăng môđun m và chọn lại các thông số của bánh răng ($z_1, z_2, \beta \dots$)

e. Kiểm nghiệm răng quá tải

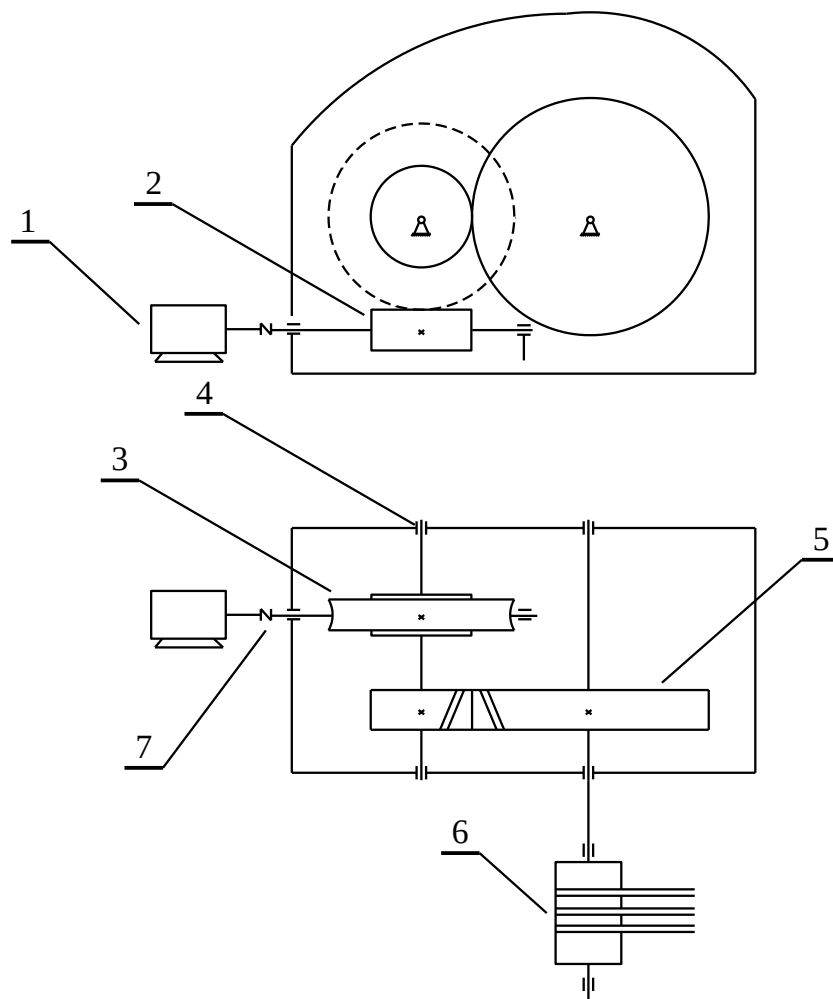
Khi làm việc bánh răng có thể bị quá tải (thí dụ lúc mở máy, hãm máy v. v..) với hệ số quá tải $K_{qt} = T_{\max} / T$, trong đó T là momen xoắn danh nghĩa, $T_{\max}$ là momen xoắn quá tải. Vì vậy cần kiểm nghiệm răng về quá tải dựa vào ứng suất tiếp xúc cực đại và ứng suất uốn cực đại.

Để tránh biến dạng dư hoặc gây mòn lớp bề mặt, ứng suất tiếp xúc cực đại không được vượt quá một giá trị cho phép theo công thức 6.48 trang 110 [1] ta có:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}} \leq [\sigma_H]_{\max} \quad (2.64)$$

Đồng thời để đề phòng biến dạng dư hoặc phá hỏng tính mặt lượn chân răng, ứng suất uốn cực đại tại mặt lượn chân răng không được vượt quá một giá trị cho phép theo công thức 6.49 trang 110 [1] ta có:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot K_{qt} \leq [\sigma_F]_{\max} \quad (2.65)$$



1. Động cơ 2. Trục vít 3. Bánh vít 4. Gối đỡ
5. Bộ truyền bánh răng nghiêng 6. Tang quay 7. Khớp nối

CHƯƠNG 3 TÍNH TOÁN HỘP GIẢM TỐC

3.1 Chọn động cơ và phân phối tỷ số truyền

Số liệu ban đầu: Tải nâng 500kg, $V_{\text{nâng}} = 0,6 \text{ m/s}$

3.1.1 Chọn động cơ

- Theo công thức 2-1 ta có công suất có ích trên trục tang tời là:

$$N_{lv} = \frac{F.v}{1000}$$
$$N_{lv} = \frac{5000 \times 0,6}{1000} = 3(KW)$$

- Chọn hiệu suất sơ bộ các bộ truyền và ổ lăn:

Theo (bảng 2-1 TKCTM), ta có hiệu suất các bộ truyền như sau:

Hiệu suất của ổ lăn: $\eta_1 = 0,993$ (bộ truyền được che kín)

Hiệu suất bộ truyền bánh răng: $\eta_2 = 0,98$ (bộ truyền được che kín)

Hiệu suất bộ truyền trục vít: $\eta_3 = 0,8$ (bộ truyền được che kín)

Hiệu suất khớp nối: $\eta_4 = 0,99$

$\Rightarrow$ Theo công thức 2-2 ta có hiệu suất của hệ thống là:

$$\eta = \eta_1^4 \cdot \eta_2^2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4 = 0,993^4 \cdot 0,98^2 \cdot 0,8 \cdot 0,99 = 0,742$$

- Theo công suất cần thiết của động cơ là:

$$N_{yc} = \frac{N_{lv}}{\eta} = \frac{3}{0,742} = 4,03 \text{ kW}$$

Tính tốc độ sơ bộ động cơ:

Dùng hộp giảm tốc trục vít – bánh răng

Theo (bảng 2-2 TKCTM), ta chọn: $u_{\text{hgt}} = 30$

- Theo công thức 2-5 ta có số vòng quay của trục công tác là:

$$n_{lv} = \frac{60000 \times v}{\pi \times D} = \frac{60000 \times 0,6}{3,14 \times 250} = 46,58 (\text{vg} / \text{ph})$$

$\Rightarrow$ Theo công thức 2-6 tốc độ quay sơ bộ của động cơ là:

$$n_{sb} = n_{lv} \cdot u_{\text{hgt}} = 46,58 \cdot 30 = 1398 \text{ vg/ph}$$

$\Rightarrow$ Theo bảng 1.3 trang 236 [1] ta chọn động cơ 5kW, 1425 vg/ph

3.1.2 Phân phối tỷ số truyền

- Theo công thức 2-7 tỷ số truyền của động cơ

$$u = \frac{n_{dc}}{n_{lv}} = \frac{1425}{46,58} = 30,6$$

Trong đó n_{lv} - số vòng quay của tang quay, theo công thức 2-8

Với D - đường kính của tang $D = 250 \text{ mm}$, $v = 0,6 \text{ (m/s)}$

Chọn tỷ số truyền bộ truyền trục vít: $u_{tv} = 10$

Do đó tỷ số bộ truyền bánh răng là: $u_{br} = \frac{30,6}{10} = 3,06$

- Tốc độ quay của các trục:

$$n_1 = n_{đc} = 1425 \text{ (vg/ph)}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{tv}} = \frac{1425}{10} = 142,5 \text{ (vg/ph)}$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{br}} = \frac{142,5}{3,06} = 46,56 \text{ (vg/ph)}$$

- Công suất trên các trục:

$$N_{lv} = 3 \text{ kW}$$

$$N_3 = \frac{N_{lv}}{\eta_{ol}} = \frac{3}{0,993} = 3,02 \text{ kW}$$

$$N_2 = \frac{N_3}{\eta_{br} \eta_{ol}} = \frac{3,02}{0,993 \cdot 0,98} = 3,1 \text{ kW}$$

$$N_1 = \frac{N_2}{\eta_{tv} \eta_{ol}} = \frac{3,1}{0,993 \cdot 0,8} = 3,9 \text{ kW}$$

- Theo công thức 2-9 ta có mô men xoắn trên các trục:

$$M_1 = \frac{9,55 \cdot 10^6 N_1}{n_1} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,9}{1425} = 26136 \text{ Nmm}$$

$$M_2 = \frac{9,55 \cdot 10^6 N_2}{n_2} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,1}{142,5} = 261368 \text{ Nmm}$$

$$M_3 = \frac{9,55 \cdot 10^6 N_3}{n_3} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,02}{46,56} = 619437 \text{ Nmm}$$

Bảng 0.1 Thông số kỹ thuật

	Trục 1	Trục 2	Trục 3
Công suất N(kW)	3.9	3,1	3,02
Tỷ số truyền u	10	3	
Tốc độ quay n (vg/ph)	1425	142,5	46,56
Momen xoắn (Nmm)	26136	261368	619437

Tính toán truyền động trục vít bánh vít

Thông số đầu vào

- $P = P_I = 3.9 \text{ (kW)}$
- $T_1 = T_I = 26136 \text{ (N.mm)}$; $T_2 = T_{II} = 261368 \text{ (N.mm)}$
- $n_1 = n_I = 1425 \text{ (vg/ph)}$; $n_2 = n_{II} = 142.5 \text{ (vg/ph)}$
- $u = 10$

1. Chọn vật liệu làm răng bánh vít và trục vít

a. Xác định sơ bộ vận tốc trượt theo công thức (7.1) [1]

$$v_{sb} = 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot 1425 \cdot \sqrt[3]{261368} = 4.09 \text{ (m/s)}$$

b. Xác định vật liệu
Do $v_s < 5$ nên ta chọn vật liệu bánh vít là đồng thanh không thiếc, cách đúc dùng khuôn
kì loại.
Chọn vật liệu trục vít là thép 45, tôi bề mặt đạt độ rắn HRC > 45, mặt ren trục vít được
mài và đánh bóng.

2. Xác định ứng suất cho phép của bánh vít

- Theo bảng B $\frac{7.1}{146}$ [1] với bánh vít bằng đồng thanh không thiếc, cách đúc dùng
khuôn kim loại ta có: $\sigma_b = 600 \text{ (MPa)}$, $\sigma_{ch} = 200 \text{ (MPa)}$
- Ứng suất tiếp xúc cho phép: $[\sigma_H] \approx 187,5 \text{ (Mpa)}$ dùng phương pháp nội suy bậc 1
- Với bộ truyền làm việc 1 chiều theo (7.7):
 $[\sigma_{F0}] = 0,25\sigma_b + 0,08\sigma_{ch} = 0,25.600 + 0,08.200 = 166 \text{ (Mpa)}$
- Hệ số tuổi thọ (công thức 7.4):

$$K_{HL} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{FE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{22.10^7}} = 0,68$$

$$\text{Với } N_{FE} = 60n_2 \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_{2max}} \right)^9 t_i = \frac{60n_1}{u} \sum t_i \sum \left(\frac{T_{2i}}{T_{2max}} \right)^9 t_i / \sum t_i$$

$$= 60 \cdot \frac{1425}{10} \cdot 10000 (1^9 \cdot 0,3 + 0,7^9 \cdot 0,4 + 0,5^9 \cdot 0,3) = 27,08 \cdot 10^6$$

$$\text{Theo (7.6): } [\sigma_F] = [\sigma_{F0}] \cdot K_{HL} = 166 \cdot 0,68 = 112,88 \text{ (Mpa)}$$

$$\text{Theo (7.14): } [\sigma_H]_{Max} = 2\sigma_{ch} = 2 \cdot 200 = 400 \text{ (Mpa)}$$

$$[\sigma_F]_{Max} = 0,8\sigma_{ch} = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ (Mpa)}$$

3. Tính thiết kế

Xác định khoảng cách trục a_w

Chọn sơ bộ $K_H = 1,2$

Với $u = 10$, chọn $z_1 = 2$ suy ra $z_2 = u \cdot z_1 = 10 \cdot 2 = 20$

Chọn sơ bộ q theo công thức thực nghiệm

$$q = 0,3 \cdot z_2 = 0,3 \cdot 20 = 6$$

theo bảng (7.3) chọn $q = 6,3$

$$T_2 = T_{II} = 261368 \text{ (N.mm)}$$

Theo công thức (7.16)

$$a_w = (z_2 + q) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{z_2 \sigma_H} \right)^2 \frac{T_2 K_H}{q}} = (20 + 6,3) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{20 \cdot 187,5} \right)^2 \frac{261368 \cdot 1,2}{6,3}} = 123$$

$$\text{Lấy } a_w = 125$$

$$\text{Modun } m = 2a_w / (q + z_2) = \frac{2 \cdot 125}{6,3 + 20} = 9,5$$

Theo bảng (7.3) chọn $m = 10$

$$\text{Tính lại } a_w = \frac{m}{2} (q + z_2) = \frac{10}{2} (6.3 + 20) = 131.5$$

Vậy lấy $a_w = 130 \text{ (mm)}$

Tính hệ số dịch chỉnh

$$X = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2) = \frac{130}{10} - 0,5 \cdot (6.3 + 20) = -0.15$$

4. Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc

Hệ số phân bố tải trọng không đều trên chiều rộng vành răng

$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Hv} \Rightarrow$ Hệ số phân bố tải trọng động

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta}\right)^3 (1 - K_t)$$

$$K_t = \sum \frac{T_{2i}}{T_{2max}} \frac{T_i}{\sum T_i} = 1.0,3 + 0,7.0,4 + 0,5.0,3 = 0,73$$

với $z_2 = 20$, $q = 6.3$ theo bảng (7.5) có $\theta = 36$

$$K_{H\beta} = 1 + \left(\frac{20}{36}\right)^3 \cdot (1 - 0,73) = 1,04$$

Tiếp theo tính K_{Hv}

$$d_{w1} = (q + 2x)m = (6.3 - 2.0,15) \cdot 10 = 60 \text{ (mm)}$$

$$\gamma_w = \arctg\left(\frac{z_1}{q + 2 \cdot x}\right) = \arctg\left(\frac{2}{6.3 - 2.0,15}\right) = 18,43$$

Với $v_s =$ theo bảng (7.6) chọn cấp chính xác 8

Theo (7.20) $v_s = \pi d_{w1} \cdot n_1 / (60000 \cos \gamma_w)$

$$= \pi \cdot 60.1425 / (60000 \cdot \cos 18,43) = 4.71$$

Theo bảng (7.7) với cấp chính xác 8 ta tra được $K_{Hv} = 1,3$

$$\sigma_H = \frac{170}{Z_2} \sqrt{\left(\frac{Z_2 + q}{a_w}\right)^3 \frac{T_2 K_H}{q}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_H = \frac{170}{20} \sqrt{\left(\frac{20+6.3}{131,5}\right)^3 \cdot \frac{261368 \cdot 1.35}{6.3}} = 179.92 \text{ (Mpa)} = [\sigma_H] = 179.92 \text{ (Mpa)}$$

Kiểm tra:

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{179.92 - 179.92}{179.92} \cdot 100\% = 0\% < 10\% \Rightarrow \text{Thỏa mãn}$$

5. Kiểm nghiệm độ bền uốn

$$\sigma_F = \frac{1,4 T_2 \cdot K_F \cdot Y_F}{b_2 \cdot d_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

$[\sigma_F]$ - Ứng suất uốn cho phép của bánh răng vít: $[\sigma_F] = 38,3 \text{ (MPa)}$

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$, - Hệ số tải trọng khi tính về uốn: $K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$,

$$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1,04$$

$$K_{Fv} = K_{Hv} = 1,3$$

$$\Rightarrow K_F = 1,3 \cdot 1,04 = 1,352$$

m_n - Mô đun pháp của răng bánh vít:

$$m_n = m \cdot \cos \gamma \approx m \cdot \cos \gamma_w = 10 \cdot \cos 18,43^\circ = 9,487(\text{mm})$$

Y_F - Hệ số dạng răng: Phụ thuộc vào số răng bánh vít tương đương Z_v :

$$Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma} \approx \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma_w} = \frac{20}{\cos^3 18,43} = 23,42 \text{ lấy tròn } 24$$

Tra bảng B $\frac{7,8}{154}$ [1] với $Z_v = 24$ ta được $Y_F = 1,88$

b_2 - Chiều rộng bánh vít:

$$b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot m \cdot (q + 2) = 0,75 \cdot 10 \cdot (6,3 + 2) = 62,25(\text{mm})$$

Chọn $b_2 = 60$ (mm)

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 10 \cdot 20 = 200 \text{ (mm)}$$

Thay vào ta có:

$$\sigma_F = \frac{1,4 T_2 \cdot K_F \cdot Y_F}{b_2 \cdot d_2 \cdot m_n} = \frac{1,4 \cdot 261368 \cdot 1,35 \cdot 1,88}{60 \cdot 200 \cdot 9,48} = 8,16 \text{ MPa} \leq [\sigma_F] = 38,3 \text{ (MPa)}$$

=> Thỏa mãn

6. Tính nhiệt truyền động trục vít

Diện tích thoát nhiệt cần thiết của hộp giảm tốc (khi $A_p \approx 0,3A$)

$$A \geq \frac{1000(1 - \eta)P_1}{[0,7 \cdot K_t(1 + \psi) + 0,3K_{tq}] \beta([t_d] - t_0)}$$

Trong đó:

- $[t_d]$: nhiệt độ cao nhất của dầu. Do trục vít đặt dưới bánh vít nên $[t_d] = 90^\circ$
- t_0 : nhiệt độ môi trường xung quanh; $t_0 = 20^\circ\text{C}$
- K_t : hệ số tỏa nhiệt. Chọn $K_t = 13 \text{ W/(m}^2 \cdot ^\circ\text{C)}$
- ψ : hệ số kể đến sự thoát nhiệt qua đáy hộp xuống bề mặt, lấy $\psi = 0,25$
- η : hiệu suất bộ truyền được tính theo công thức 7.22[1]:

$$\eta = \frac{0,95 \tan(\gamma_w)}{\tan(\gamma_w + \varphi)}$$

Theo bảng $\frac{7,4}{152}$ [1] với:

- Nhóm vật liệu bánh vít: nhóm I
- Độ rắn mặt ren trục vít: $\text{HRC} \geq 45$
- Vận tốc trượt: $v_s = 4,71 \text{ (m/s)}$

Ta được:

- Góc ma sát $\varphi = 1,3^\circ$

- Hệ số ma sát $f = 0,023$

$$\eta = \frac{0,95 \cdot \operatorname{tg}(\gamma_w)}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)} = \frac{0,95 \cdot \operatorname{tg}(18.43)}{\operatorname{tg}(18.43 + 1.3)} = 0,88$$

- P_1 – công suất trên trục vít:

$$P_1 = 3.9(\text{Kw})$$

- β : hệ số kể đến sự giảm nhiệt sinh ra trong 1 đơn vị thời gian do tải trọng ngắt quãng. Do tải trọng không đổi nên $\beta=1$.

K_{tq} - hệ số tỏa nhiệt của phần bề mặt hộp được quạt ứng với số vòng quay quạt $n_q = 1425$ (vg/ph) $\Rightarrow K_{tq} = 29$

Thay vào ta có:

$$A \geq \frac{1000 \cdot (1 - 0,88) \cdot 3,9}{[0,7.13 \cdot (1 + 0,25) + 0,3.29] \cdot 1 \cdot (90 - 20)} = 0,33 \text{ m}^2$$

7. Một vài thông số bộ truyền

Đường kính vòng chia

$$\begin{cases} d_1 = q \cdot m = 10 \cdot 6,3 = 63 \text{ (mm)} \\ d_2 = m \cdot Z_2 = 10 \cdot 20 = 200 \text{ (mm)} \end{cases}$$

Đường kính vòng đỉnh

$$\begin{cases} d_{a1} = d_1 + 2m = 63 + 2 \cdot 10 = 83 \text{ (mm)} \\ d_{a2} = m(Z_2 + 2 + 2 \cdot x) = 10 \cdot (20 + 2 + 2 \cdot (-0.15)) = 217 \text{ (mm)} \end{cases}$$

Đường kính vòng đáy

$$\begin{cases} d_{f1} = d_1 - 2,4m = 63 - 2,4 \cdot 10 = 39 \text{ (mm)} \\ d_{f2} = m(Z_2 - 2,4 + 2 \cdot x) = 10 \cdot (20 - 2,4 + 2 \cdot (-0.15)) = 173 \text{ (mm)} \end{cases}$$

$$\text{Góc ôm: } \delta = \arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m}\right) = \arcsin\left(\frac{60}{83 - 0,5 \cdot 10}\right) = 50.25^\circ$$

Thông số	Ký hiệu	Giá trị
Khoảng cách trục Mô đun	a_w	130
Tỉ số truyền	m	10
Số môi ren vít	u	10
Số răng bánh vít	Z_1	2
	Z_2	20
Đường kính vòng chia	d_1	63
	d_2	200
Đường kính vòng lăn	d_{w1}	63
	d_{w2}	200

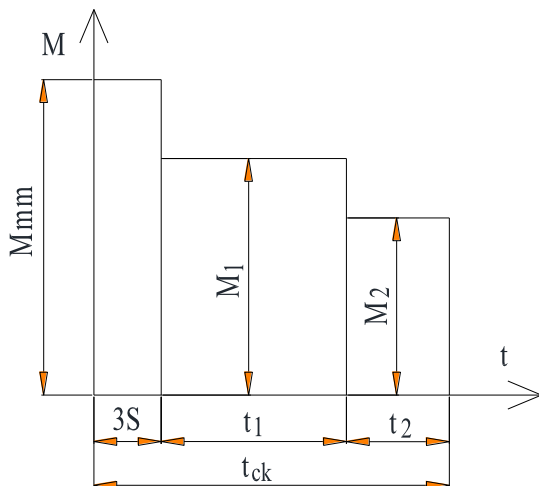
Đường kính vòng đỉnh	d_{a1}	83
	d_{a2}	217
Đường kính vòng đáy	d_{f1}	39
	d_{f2}	173
Hệ số đường kính	q	6
Hệ số dịch chỉnh bánh vít	X	-0.15
Góc ôm	δ	50.25
Góc vít	γ_w	18.43
Chiều rộng bánh vít	b_2	60

3.1.3 Tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng, bánh răng cấp chậm.

Thông số đầu vào:

- Công suất: $P = P_2 = 3.1(\text{kw})$
- Momen xoắn: $M = M_2 = 261368 (\text{N.mm})$
- Số vòng quay: $n_2 = 142.5 (\text{vòng/phút})$
- Tỷ số truyền $u = u_{br} = u_2 = 3$

N_{HE} ; N_{FE} – Số chu kì thay đổi ứng suất tương đương. Xác định theo sơ đồ tải trọng:



Theo đề bài: $M_{mm} = 1,8 M_1$ và $M_2 = 0,5 M_1$,
hay $T = 1,8 T_1$ và $T_2 = 0,5 T_1$

$t_1 = 4$ giờ, $t_2 = 3$ giờ.

Theo sơ đồ, ta chọn $T_{max} = T_{mm} = T$

•Ta có:

$$N_{HE1} = 60.c.\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^{m_H/2} n_i.t_i$$

$$= 60.1. \left[\left(\frac{T_1}{T} \right)^3 4 + \left(\frac{T_2}{T} \right)^3 3 \right].n_i.t_i$$

$$= 60.1. \left[\left(\frac{1}{1,8} \right)^3 4 + \left(\frac{0,5}{1,8} \right)^3 3 \right].770,24.14400 = 47.10^7 (\text{chu kỳ})$$

$$N_{HE2} = \frac{N_{HE1}}{u} = \frac{47.10^7}{2,6} = 18.10^7 (\text{chu kỳ})$$

$$N_{HF1} = 60.c.\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^{m_F} n_i.t_i = 60.1. \left[\left(\frac{T_1}{T} \right)^6 4 + \left(\frac{T_2}{T} \right)^6 3 \right].n_i.t_i$$

$$= 60.1. \left[\left(\frac{1}{1,8} \right)^6 4 + \left(\frac{0,5}{1,8} \right)^6 3 \right].770,24.14400 = 7,85.10^7 (\text{chu kỳ})$$

$$N_{HF2} = \frac{N_{HF1}}{u} = \frac{7,85 \cdot 10^7}{2,6} = 3 \cdot 10^7 \text{ (chu kỳ)}$$

- Trong đó:

+) c – số lần ăn khớp trong một lần quay, c = 1

+) n – Vận tốc vòng của bánh răng.

+) T_i – tổng số giờ làm việc của bánh răng.

+) $m_F = 6$ khi độ rắn bánh răng $HB \leq 350$

Ta có:

$$N_{HE1} > N_{HO1} \Rightarrow \text{lấy } N_{HE1} = N_{HO1} \Rightarrow K_{HL1} = 1$$

$$N_{HE2} > N_{HO2} \Rightarrow \text{lấy } N_{HE2} = N_{HO2} \Rightarrow K_{HL2} = 1$$

$$N_{FE1} > N_{FO1} \Rightarrow \text{lấy } N_{FE1} = N_{FO1} \Rightarrow K_{HL1} = 1$$

$$N_{FE2} > N_{FO2} \Rightarrow \text{lấy } N_{FE2} = N_{FO2} \Rightarrow K_{HL2} = 1$$

Như vậy ta có thông số ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép tính được như sau:

$$\begin{cases} [\sigma_{H1}] = \frac{\sigma_H^0 \lim 1}{S_{H1}} \cdot K_{HL} = \frac{570}{1,1} \cdot 1 = 518,18 \text{ (MPa)} \\ [\sigma_{H2}] = \frac{\sigma_H^0 \lim 2}{S_{H2}} \cdot K_{HL} = \frac{550}{1,1} \cdot 1 = 500 \text{ (MPa)} \\ [\sigma_{F1}] = \frac{\sigma_F^0 \lim 1}{S_{F1}} \cdot K_{FL} = \frac{450}{1,75} \cdot 1 = 257,14 \text{ (MPa)} \\ [\sigma_{F2}] = \frac{\sigma_F^0 \lim 2}{S_{F1}} \cdot K_{FL} = \frac{432}{1,75} \cdot 1 = 246,85 \text{ (MPa)} \end{cases}$$

a. ứng suất cho phép khi quá tải:

$$\begin{cases} [\sigma_H]_{max} = 2,8 \cdot \max(\sigma_{ch1}; \sigma_{ch2}) = 2,8 \cdot 650 = 1820 \text{ (MPa)} \\ [\sigma_{F1}]_{max} = 0,8 \cdot \sigma_{ch1} = 0,8 \cdot 580 = 464 \text{ (MPa)} \\ [\sigma_{F2}]_{max} = 0,8 \cdot \sigma_{ch2} = 0,8 \cdot 450 = 360 \text{ (MPa)} \end{cases}$$

1) Xác định sơ bộ khoảng cách trục:

$$a_w = K_a \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{M_2 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u \cdot \psi_{ba}}} \text{ với}$$

K_a - Hệ số phụ thuộc vật liệu làm bánh răng của cặp bánh răng tra bảng $\frac{6.5}{96}$ (1)

$$\Leftrightarrow K_a = 43 \text{ Mpa}^{1/3}$$

M_2 - Mô men xoắn trên trục chủ động: $M_2 = 261368 \text{ (N.mm)}$

• $[\sigma_H]$ - Ứng suất tiếp xúc cho phép:

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H1}] + [\sigma_{H2}]}{2} = \frac{518,18 + 500}{2} = 509,09 \text{ (Mpa)}$$

u- Tỷ số truyền u = 3

$$\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} - \text{hệ số, với } b_w \text{ là hệ số chiều rộng vành răng, tra bảng } \frac{6.6}{97} \text{ (1)}$$

Chọn $\psi_{ba} = 0,3$

$K_{H\beta}$ – Hệ số k đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về tiếp xúc và uốn. Tra bảng $\frac{6.7}{98}$ (1)

Ta được: $\psi_{bd} = 0,5 \cdot \psi_{ba} \cdot (u+1) = 0,5 \cdot 0,3 \cdot (3 + 1) = 0,6$

Ta chọn $K_{H\beta} = 1,07$

$$\Rightarrow a_w = 43 \cdot (3+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{261368 \cdot 1,07}{[509,09]^2 \cdot 3 \cdot 0,3}} = 182,72(\text{mm})$$

$$\Rightarrow a_w = 183 (\text{mm})$$

2) Xác định các thông số ăn khớp:

a. Modul:

$$m = (0,01 \div 0,02) a_w = (0,01 \div 0,02) \cdot 183 = (1,83 \div 3,66) (\text{mm})$$

Tra bảng $\frac{6.8}{99}$ (1) chọn m theo tiêu chuẩn: ta chọn modul không quá lớn để bánh răng không quá to, giúp bánh răng ăn khớp êm, giảm va đập và giảm lượng cắt gọt khi gia công. Chọn: $m = 2 (\text{mm})$

b. Chọn sơ bộ số răng:

Chọn sơ bộ góc nghiêng $\beta = 14^\circ$ nằm trong khoảng $(8^\circ \div 20^\circ)$ giúp tăng ưu điểm của bánh răng nghiêng, và tránh gây ra lực dọc trục quá lớn.

$$\Rightarrow \cos\beta = 0,970296$$

$$z_1 = \frac{2a_w \cdot \cos\beta}{m(u+1)} = \frac{2 \cdot 183 \cdot 0,970296}{2(3+1)} = 44,37 \text{ chọn } z_1 = 45 \text{ răng.}$$

$$z_2 = u \cdot z_1 = 3 \cdot 45 = 135 \text{ chọn } z_2 = 135 \text{ răng}$$

$$\text{Tỷ số truyền thực tế: } u_t = \frac{z_2}{z_1} = \frac{135}{45} = 3$$

$$\Delta u = \left| \frac{u_t - u}{u} \right| = \left| \frac{3 - 3}{3} \right| \cdot 100\% = 0\% < 4\% \Rightarrow \text{thỏa mãn.}$$

c. Xác định góc nghiêng răng:

$$\cos\beta = \frac{m(z_1 + z_2)}{2a_w} = \frac{2(45 + 135)}{2 \cdot 183} = 0,983$$

$$\Rightarrow \beta = \arccos(\cos\beta) = \arccos(0,983) = 10,5^\circ$$

d. Xác định góc ăn khớp: α_{tw}

$$\alpha_t = \alpha_{tw} = \arctan\left(\frac{\tan\alpha}{\cos\beta}\right) = \arctan\left(\frac{\tan 20^\circ}{\cos 10,5^\circ}\right) = 20,31^\circ$$

(Với α_t là góc profin răng, α_{tw} là góc ăn khớp)

Góc nghiêng của răng trên hình trụ cơ sở:

$$\beta_b = \arctan(\cos\alpha_t \cdot \tan\beta) = \arctan(\cos 20,31^\circ \cdot \tan 10,5^\circ) = 9,86^\circ$$

3) Xác định các hệ số và thông số động học:

Tỷ số truyền thực tế: $u_t = 3$

Đường kính vòng lăn của cặp bánh răng:

$$\begin{cases} d_{w1} = \frac{2 \cdot a_w}{u_t + 1} = \frac{2 \cdot 183}{3 + 1} = 91.5 (mm) \\ d_{w2} = 2 \cdot a_w - d_{w1} = 2 \cdot 183 - 91.5 = 274.5 (mm) \end{cases}$$

Vận tốc vòng của bánh răng:

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 91.5 \cdot 142.5}{60000} = 0.68 (m/s)$$

Tra bảng $\frac{6.13}{106}$ (1) với bánh răng trụ răng nghiêng và $v = 0.68 < 4$ nên ta chọn cấp chính xác là: 9

Tra bảng phụ lục $\frac{2.3}{250}$ (1) với: $\begin{cases} CCX = 9 \\ HB < 350 \end{cases}$

- Răng nghiêng: $v = 0.68 (m/s)$

- Nội suy tuyến tính ta được: $\begin{cases} K_{HV} = 1.01 \\ K_{FV} = 1.01 \end{cases}$

Từ thông tin trang 91 và 92 trong tập 1 ta chọn:

$$R_a = 1.25 \div 0.63 (\mu m) \Rightarrow Z_R = 1$$

Đường kính vòng răng $< 700mm$ nên $K_{XH} = 1$ là hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng.

$HB < 350$ VÀ $v < 5 (m/s)$ nên chọn $Z_v = 1$

Chọn $R = 1$ – Hệ số ảnh hưởng của độ nhám bề mặt chân răng.

$YS = 1.08 - 0.0695 \cdot \ln(m) = 1.08 - 0.0695 \cdot \ln(2) = 1.031 (mm)$. Là hệ số xét đến độ nhậy của vật liệu đối với tập trung ứng suất, với m – môđul.

Do $d_{a2} \approx d_{w2} = 205.7 (mm) < 700 (mm) \Rightarrow K_{XF} = 1$ là hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng đến độ bền uốn.

- Hệ số tập trung tải trọng: $\begin{cases} K_{H\beta} = 1.03 \\ K_{F\beta} = 1.08 \end{cases}$

K_{HV} , K_{FV} – Hệ số tải trọng động trong vùng ăn khớp khi tính về ứng suất tiếp xúc, uốn:

$$\begin{cases} K_{HV} = 1.01 \\ K_{FV} = 1.01 \end{cases}$$

4) Kiểm nghiệm bộ truyền bánh răng

a. Kiểm nghiệm về ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_2 \cdot K_H \cdot (u_t + 1)}{b_w \cdot u_t \cdot d_{w1}^2}} \leq [\sigma_H]$$

$[\sigma_H]$ – Ứng suất tiếp xúc cho phép

Z_M – Hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp, tra bảng $\frac{6.5}{96}$ (1)

Ta chọn $Z_M = 274 \text{ (Mpa)}^{1/3}$

Z_H – Hệ số k đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin(2\alpha_{tw})}} = \sqrt{\frac{2 \cos(9.86^\circ)}{\sin(2.20, 31^\circ)}} = 1,73$$

Z_ε - hệ số sự trùng khớp của bánh răng, phụ thuộc vào hệ số trùng khớp ngang ε_α và hệ số trùng khớp dọc ε_β :

- Hệ số trùng khớp ngang:

$$\varepsilon_\alpha \approx 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} - \frac{1}{Z_2} \right) \approx 1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{45} - \frac{1}{135} \right) \approx 1,832$$

b_w – Chiều rộng vành răng

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,3.183 = 54,9 \text{ ta lấy } b_w = 55$$

- Hệ số trùng khớp dọc:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w \cdot \sin \beta}{m \cdot \pi} = \frac{55 \cdot \sin 10,5^\circ}{2\pi} = 1,59 \text{ nhận thấy } \varepsilon_\beta > 1 \text{ nên:}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,832}} = 0,738$$

$K_{H\alpha}$: hệ số k đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp tra bảng $\frac{6.14}{107}(1)$ ta chọn $K_{H\alpha} = 1,13$

- K_H - Hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1,13 \cdot 1,03 \cdot 1,01 = 1,175$$

Thay vào biểu thức kiểm nghiệm ta có:

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot M_2 \cdot K_H \cdot (u_t + 1)}{b_w \cdot u_t \cdot d_{w1}^2}} = 274 \cdot 1,72 \cdot 0,738 \cdot \sqrt{\frac{2.157920,4.1,1676 \cdot (2,5+1)}{43.2,582,3^2}}$$

$$= 487,54 \text{ (Mpa)}$$

Ta nhận thấy: $\sigma_H < [\sigma_H]$ ta có:

$$\frac{[\sigma_H] - \sigma_H}{[\sigma_H]} \cdot 100\% = \frac{509,09 - 487,54}{509,09} \cdot 100\% = 4,23\% < 10\% \Rightarrow \text{chấp nhận. Kết quả tính toán}$$

phía trên là đúng.

b. Kiểm nghiệm về độ bền uốn:

$$\begin{cases} \sigma_{F1} = \frac{2 \cdot M_2 \cdot K_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_{F1}}{b_w \cdot d_{w1} \cdot m} \leq [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}} \leq [\sigma_{F2}] \end{cases}$$

$[\sigma_{F1}]$; $[\sigma_{F2}]$ - Ứng suất cho phép của bánh chủ động và bị động.

$K_{F\alpha}$: hệ số k đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp tra bảng $\frac{6.14}{107}(1)$ ta chọn $K_{F\alpha} = 1,27$

K_F - Hệ số tải trọng khi tính về uốn:

$$K_F = K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = 1,27 \cdot 1,08 \cdot 1,11 = 1,522$$

Y_ε - Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng: $Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,829} = 0,546$

Y_β - Hệ số kể đến độ nghiêng của răng: $Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} = 1 - \frac{14^\circ}{140^\circ} = 0,9$

$Y_{F1}; Y_{F2}$ – Hệ số dạng răng, phụ thuộc vào số răng tương đương.

$$\begin{cases} Z_{v1} = \frac{Z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{45}{\cos^3 10,5} = 47,3 \\ Z_{v2} = \frac{Z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{135}{\cos^3 10,5} = 142 \end{cases}$$

Tra bảng $\frac{6,18}{109}(1)$

Với: $Z_{v1} = 47,3; Z_{v2} = 142,8; x_1=0; x_2=0$

Ta được: $\begin{cases} Y_{F1} = 3,7 \\ Y_{F2} = 3,6 \end{cases}$

Thay vào biểu thức kiểm nghiệm ta có:

$$\begin{cases} \sigma_{F1} = \frac{2 \cdot M_2 \cdot K_F \cdot Y_\varepsilon \cdot Y_\beta \cdot Y_{F1}}{b_w \cdot d_{w1} \cdot m} = \frac{2 \cdot 157920,3 \cdot 1,522 \cdot 0,546 \cdot 0,9 \cdot 3,7}{43 \cdot 82,3 \cdot 2} = 123,48 < [\sigma_{F1}] \\ \sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1} \cdot Y_{F2}}{Y_{F1}} = \frac{123,48 \cdot 3,6}{3,7} = 120,14 < [\sigma_{F2}] \end{cases}$$

$\Rightarrow$ Thỏa mãn.

c. Kiểm nghiệm quá tải:

$$\begin{cases} \sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{qt}} \leq [\sigma_H]_{\max} \\ \sigma_{F \max 1} = K_{qt} \cdot \sigma_{F1} \leq [\sigma_{F1}]_{\max} \\ \sigma_{F \max 2} = K_{qt} \cdot \sigma_{F2} \leq [\sigma_{F2}]_{\max} \end{cases} \text{ ; Trong đó:}$$

$K_{qt} = \frac{T_{\max}}{T}$ ta có thể lấy $K_{qt} = 1,8$ trong đó $T_{\max}$ là momen xoắn quá tải, T là momen xoắn danh nghĩa.

Vì vậy cần kiểm nghiệm răng về quá tải dựa vào ứng suất tiếp xúc cực đại và ứng suất uốn cực đại.

Thay vào ta được:

$$\begin{cases} \sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{qt}} = 487,54 \cdot \sqrt{1,8} = 654,10 \leq [\sigma_H]_{\max} = 1820 \text{ (Mpa)} \\ \sigma_{F \max 1} = K_{qt} \cdot \sigma_{F1} = 1,8 \cdot 123,48 = 222,26 \leq [\sigma_{F1}]_{\max} = 464 \text{ (Mpa)} \\ \sigma_{F \max 2} = K_{qt} \cdot \sigma_{F2} = 1,8 \cdot 120,14 = 216,25 \leq [\sigma_{F2}]_{\max} = 360 \text{ (Mpa)} \end{cases}$$

$\Rightarrow$ Thỏa mãn.

7. Một vài thông số cặp bánh răng.

Đường kính vòng chia:

$$\begin{cases} d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 45}{\cos(10.5)} = 91.53(mm) \\ d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 135}{\cos(10.5)} = 274.6 (mm) \end{cases}$$

Khoảng cách trục chia:

$$a = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5 (91.5 + 274.6) = 183.05(mm)$$

Đường kính vòng đỉnh răng:

$$\begin{cases} d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 91.5 + 2 \cdot 2 = 95.5 (mm) \\ d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 274.6 + 2 \cdot 2 = 278.6 (mm) \end{cases}$$

Đường kính vòng đáy răng:

$$\begin{cases} d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 91.5 - 2,5 \cdot 2 = 86.5 (mm) \\ d_{f2} = d_2 - 2,5 \cdot m = 274.6 - 2,5 \cdot 2 = 269.6 (mm) \end{cases}$$

Đường kính vòng cơ sở:

$$\begin{cases} d_{b1} = d_1 \cdot \cos \alpha = 91.5 \cdot \cos(20) = 85.98 (mm) \\ d_{b2} = d_2 \cdot \cos \alpha = 274.6 \cdot \cos(20) = 258.03(mm) \end{cases}$$

Góc profin gốc $\alpha = 20^\circ$

8. bảng tổng hợp thông số của bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng cấp chậm:

$$\text{Công suất: } P = P_2 = 3.1 (kw)$$

$$\text{Momen xoắn: } M = M_2 = 261368 (N.mm)$$

$$\text{Số vòng quay: } n_2 = 142 (\text{vòng/phút})$$

$$\text{Tỷ số truyền } u = u_{br} = u_2 = 3$$

$$\text{Thời hạn sử dụng: } L_h = 6 \cdot 300 \cdot 2 \cdot 4 = 14400 (\text{giờ})$$

Thông số	Ký hiệu	Đơn vị	Giá trị
Khoảng cách trục chia	a	(mm)	183
Khoảng cách trục	a _w	(mm)	183
Số răng	Z ₁		45
	Z ₂		135
Đường kính vòng chia	d ₁	(mm)	91.53
	d ₂	(mm)	274.6
Đường kính vòng lăn	d _{w1}	(mm)	91.5
	d _{w2}	(mm)	274.5
Đường kính vòng đỉnh răng	d _{a1}	(mm)	95.5
	d _{a2}	(mm)	278.6
Đường kính vòng cơ sở	d _{b1}	(mm)	86.5
	d _{b2}	(mm)	258.03
Đường kính vòng đáy răng	d _{f1}	(mm)	86.5

	d_{f2}	(mm)	269.6
Hệ số dịch chỉnh	x_1		0
	x_2		0
Góc profin gốc	α	Độ	20°
Góc profin răng	α_t	Độ	20,31°
Góc ăn khớp	α_{tw}	Độ	20,31°
Hệ số trùng khớp ngang	ε_α		1,829
Hệ số trùng khớp dọc	ε_β		1,655
Modul pháp	m	(mm)	2
Góc nghiêng của răng	β	Độ	10.05°

3.1.4 Tính toán thiết kế trục

I . Tính toán sơ bộ.

Chọn vật liệu:

Chọn vật liệu chế tạo các trục là thép 45 có $\sigma_b = 600$ (Mpa), ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 15 \dots 30$ Mpa.

II. Xác định sơ bộ đường kính trục.

Tính sơ bộ đường kính trục:

Theo (10.9) đường kính trục thứ k với k = 1,2 ta có:

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{T_1}{(0,2 \cdot [\tau_1])}} \text{ mmm}$$

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{(0,2 [\tau_2])}} \text{ mm}$$

Trong đó:

$[\tau]$ là ứng suất cho phép. Chọn $[\tau_1] = 15$ MPa; $[\tau_2] = 20$ MPa

T_1 là momen xoắn trên trục vít $T_I = T_1 = 26136$ (Nmm)

T_2 là momen xoắn trên trục bánh vít $T_{II} = T_2 = 261368$ (Nmm)

Vậy:

$$d_I \geq \sqrt[3]{\frac{26136}{(0,2 \cdot 15)}} = 20,58 \text{ mm}$$

$$d_{II} \geq \sqrt[3]{\frac{261368}{(0,2 \cdot 20)}} = 40,28 \text{ mm}$$

Chọn sơ bộ đường kính của trục là: $\begin{cases} d_I = 20 \text{ mm} \\ d_{II} = 40 \text{ mm} \end{cases}$

III. Lực tác dụng lên trục

Theo (10.2), lực do bộ truyền trục vít tác dụng lên:

$$\begin{aligned}F_{a1} = F_{t2} &= \frac{2T_2}{d_2} = 2 \cdot T_1 \cdot \eta \cdot \frac{u}{d_2} \\F_{t1} = F_{a2} &= F_{a1} \cdot \operatorname{tg} \gamma \\F_{r1} = F_{r2} &= F_{a1} \cdot \operatorname{tg} \alpha\end{aligned}$$

Trong đó:

F_{a1} ; F_{a2} lần lượt là lực dọc trục trên trục vít và bánh vít

F_{t1} ; F_{t2} lần lượt là lực vòng trên trục vít và bánh vít

F_{r1} ; F_{r2} lần lượt là lực hướng tâm trên trục vít và bánh vít

d_2 là đường kính vòng chia trục vít: $d_2 = 274,6 \text{ mm}$

T_2 là momen xoắn trên trục bánh vít: $T_2 = 261368 \text{ (Nmm)}$

α là góc profin trong mặt cắt dọc của trục vít, $\alpha = 20^\circ$

γ là góc vít, $\gamma = 18,43^\circ$

Thay số vào công thức (3.1) ta được:

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{a1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 261368}{274,6} = 1903,63 \text{ N} \\ F_{t1} = F_{a2} = 1903,63 \cdot \operatorname{tg}(18,43) = 634,36 \text{ N} \\ F_{r1} = F_{r2} = 1903,63 \cdot \operatorname{tg}(20) = 692,86 \text{ N} \end{array} \right\}$$

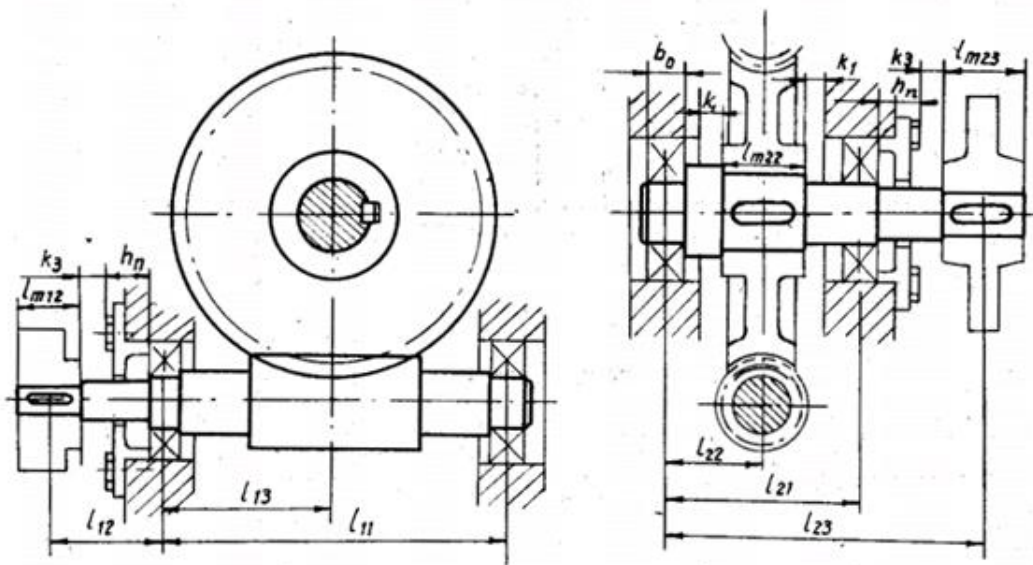
Lực vòng tác dụng lên khớp nối: $F_{t_{kn}} = \frac{2T_1}{D_o} = 2 \cdot 26136 / 50 = 1045,44 \text{ N}$

Do : Đường kính vòng tròn qua tâm các chốt, $D_o = 50$

Lực khớp nối tác dụng lên: $F_{r_{kn}} = (0,2 \div 0,3) \cdot F_t = 0,3 \cdot 1045,44 = 313,632 \text{ N}$

3.2 Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và trục.

Sơ đồ xác định khoảng cách:



Theo bảng (10.2) chọn được chiều rộng ổ lăn b_o là:

$$d_I = 20\text{mm} \Rightarrow b_{oI} = 15\text{ mm}$$

$$d_{II} = 40\text{ mm} \Rightarrow b_{oII} = 23\text{ mm}$$

Chiều dài mayor đĩa xích:

$$l_{m23} = (1,2 \dots 1,5)d_{II} = 1,5.40 = 60\text{ mm}$$

Chiều dài mayor bánh vít:

$$l_{m22} = (1,2 \dots 1,8)d_{II} = 1,8.40 = 72\text{ mm}$$

Chiều dài mayor nửa khớp nối đối với nối trực vòng đàn hồi:

$$l_{m12} = (1,2 \dots 2,5)d_I = 2,5.20 = 50\text{mm}$$

Theo bảng (10.3) ta có:

Khoảng cách từ mặt nút của bánh vít đến thành trong của hộp: $k_1 = 15$

Khoảng cách từ mặt nút ổ đến thành trong của hộp: $k_2 = 15$

Khoảng cách từ mặt nút của bánh vít đến lắp ổ: $k_3 = 20$

Chiều cao nắp ổ và đầu bulông: $h_n = 20$

Theo bảng 10.4

Xét trục I (trục vít):

$$\begin{aligned} l_{12} &= -l_{c12} = -[0,5(l_{m12} + b_{oI}) + k_3 + h_n] \\ &= -[0,5(50 + 15) + 20 + 20] \\ &= -72,5 \end{aligned}$$

Ta có $d_{aM2} \leq 210$, theo bảng (7.9) ta chọn $d_{aM2} = 210\text{mm}$

Theo bảng (10.4), ta có: $l_{11} = (0,9 \dots 1)d_{aM2} = 1.210 = 210\text{ mm}$

$$l_{13} = \frac{l_{11}}{2} = \frac{210}{2} = 105\text{ mm}$$

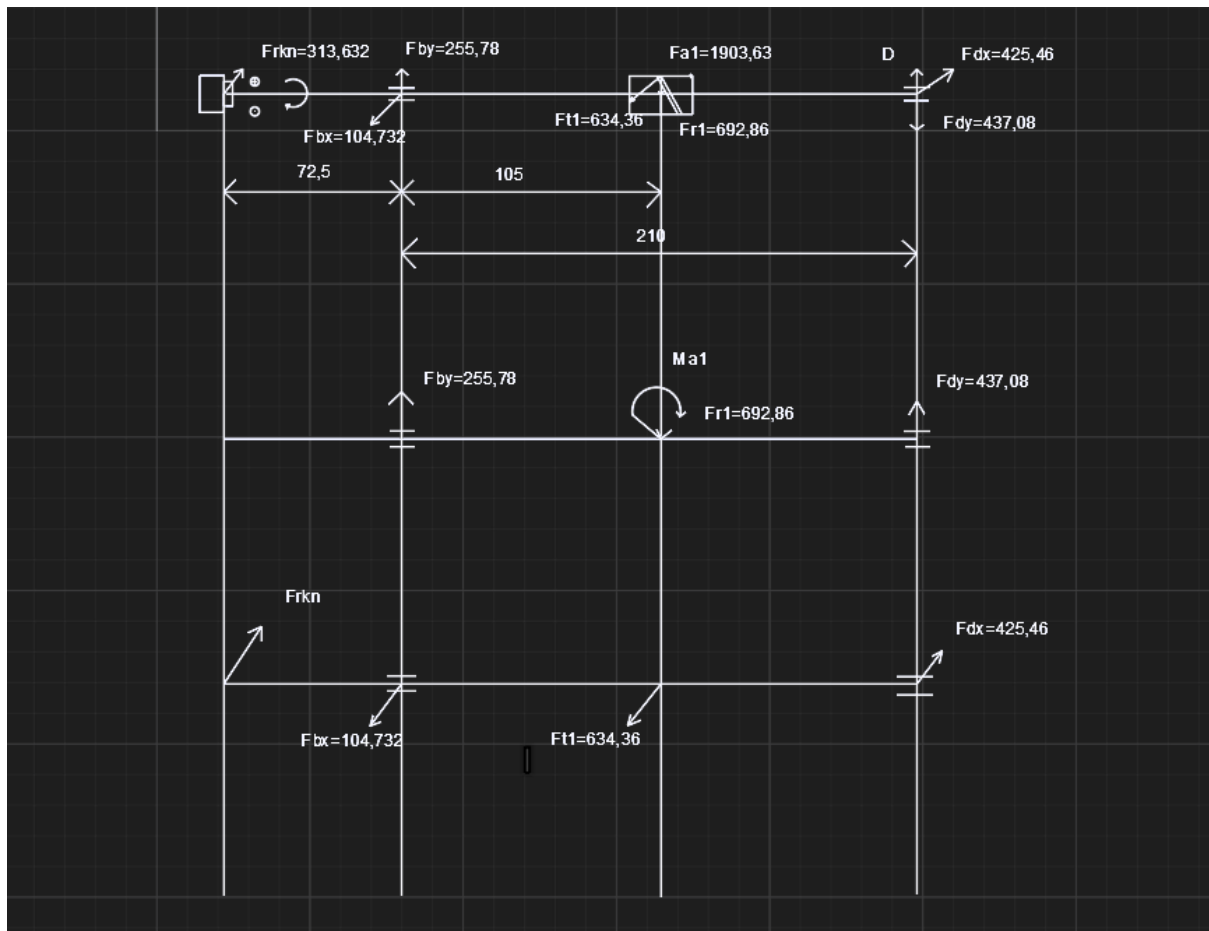
❖ **Bảng tóm tắt lực tác dụng lên trục và kích thước các đoạn**

	Trục I
Lực	$F_{kn} = 313,632 \text{ N}$
	$F_{a1} = 1903,63\text{N}$
	$F_{t1} = 634,36\text{N}$
	$F_{r1} = 692,86\text{N}$
Momen	$T_1 = 26136\text{Nmm}$
Chiều dài máy	$l_{m12} = 50\text{mm}$
Chiều dài đoạn trục	$l_{12} = - 72,5\text{mm}$
	$l_{11} = 210 \text{ mm}$
	$l_{13} = 105 \text{ mm}$

3.2.2. Tính chọn các đường kính trục

a. Trục I

Phản lực liên kết:



Xét phản lực liên kết trên trục I:

Ta có:

Xét mặt YOZ:

$$\Sigma_{M_B} = 0 \Leftrightarrow F_{r1} \cdot 105 + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{Dy} \cdot 210 = 0$$

$$\Rightarrow F_{Dy} = \frac{-F_{r1} \cdot 105 - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{210}$$

$$\Rightarrow F_{Dy} = \frac{-692,86 \cdot 105 - 1903,63 \cdot \frac{20}{2}}{210} = -437,08 \text{ N (lấy ngược chiều giả thiết)}$$

$$\Sigma_Y = 0 \Leftrightarrow F_{By} - F_{r1} - F_{Dy} = 0 \Rightarrow F_{By} = F_{r1} + F_{Dy}$$

$$\Rightarrow F_{By} = 692,86 - 437,08 = 255,78 \text{ N}$$

Xét mặt XOZ:

$$\Sigma_{M_B} = 0 \Leftrightarrow F_{rkn} \cdot 72,5 + F_{t1} \cdot 105 - F_{Dx} \cdot 210 = 0$$

$$\Rightarrow F_{Dx} = \frac{F_{rkn} \cdot 72,5 + F_{t1} \cdot 105}{210}$$

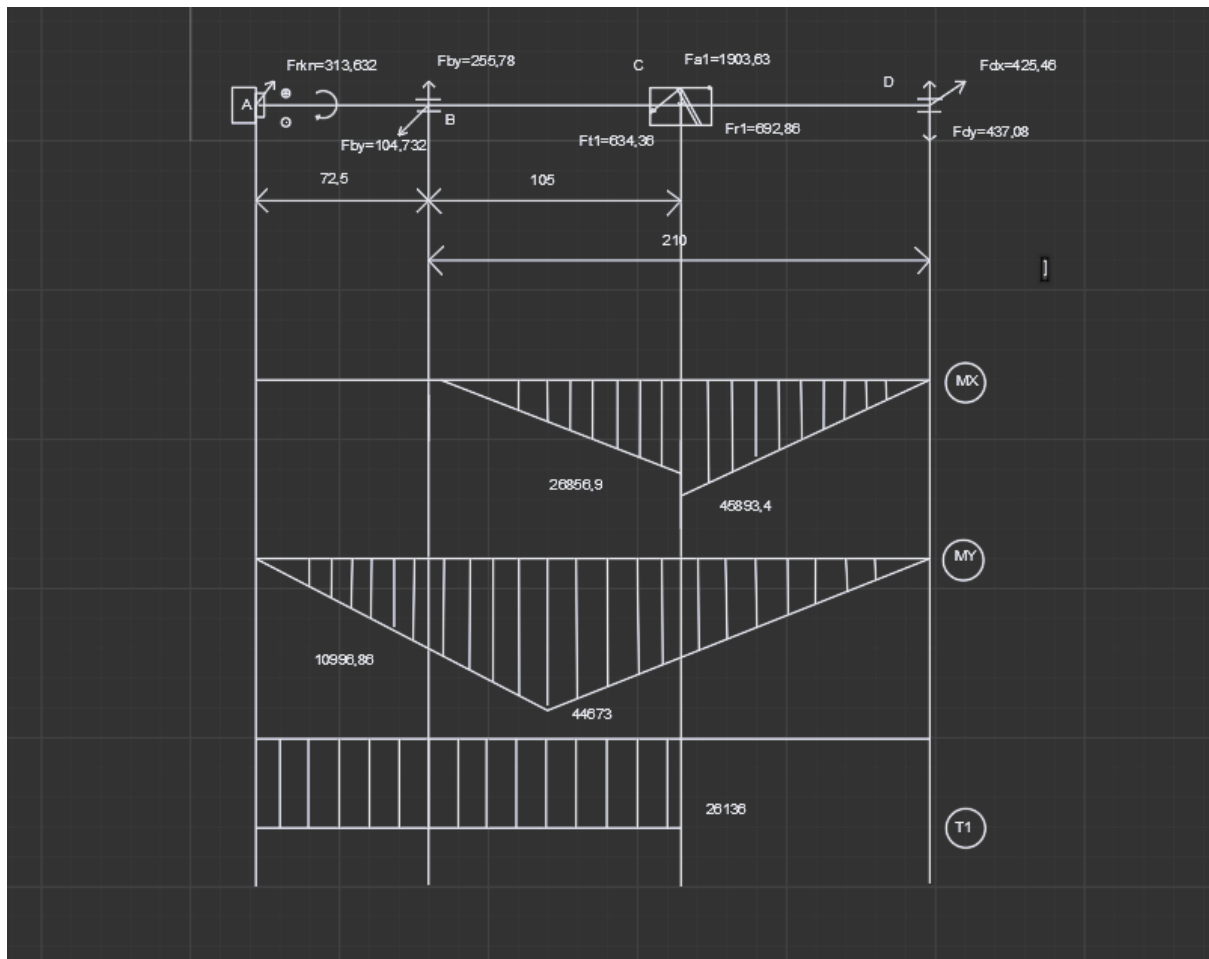
$$\Rightarrow F_{Dx} = \frac{313,632 \cdot 72,5 + 634,36 \cdot 105}{210} = 425,46 \text{ N}$$

$$\Sigma_X = 0 \Leftrightarrow F_{rkn} - F_{Bx} - F_{t1} + F_{Dx} = 0$$

$$\Rightarrow F_{Bx} = F_{rkn} - F_{t1} + F_{Dx}$$

$$\Rightarrow F_{Bx} = 313,632 - 634,36 + 425,46 = 104,732 \text{ N (lấy ngược chiều giả thiết)}$$

Biểu đồ nội lực trục I:



Tính momen và đường kính trục I:

Theo các công thức (10.15), (10.16), (10.17) ta có được:

Công thức tính momen uốn tổng và momen tương đương tại các tiết diện j trên chiều dài trục:

$$M_j = \sqrt{M_{yj}^2 + M_{xj}^2} \text{ Nmm}$$

$$M_{tdj} = \sqrt{M_j^2 + 0,75T_j^2} \text{ Nmm}$$

Trong đó: M_{yj} , M_{xj} là momen uốn trong mặt phẳng yoz và xoz tại các tiết diện j

Công thức tính đường kính trục tại tiết diện j:

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{M_{tdj}}{(0,1[\sigma])}}$$

Trong đó: $[\sigma]$ ứng suất cho phép của thép chế tạo trục

Theo bảng 10.5, với $d_1 = 20 \text{ mm}$, $\sigma_b = 600 \text{ MPa}$ vậy ta lấy $[\sigma] = 50 \text{ MPa}$

Vậy momen uốn tổng và momen tương đương tại các vị trí lần lượt là:

Trục I:

Tại vị trí A:

$$M_A = \sqrt{M_{yA}^2 + M_{xA}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0 \text{ Nmm}$$

$$M_{tdA} = \sqrt{0 + 0,75 \cdot 26136^2} = 22634,44 \text{ Nmm}$$

Tại vị trí B:

$$M_B = \sqrt{M_{yB}^2 + M_{xB}^2} = \sqrt{0 + 10996,86^2} = 10996,86 \text{ Nmm}$$

$$M_{tdB} = \sqrt{10996,86^2 + 0,75 \cdot 26136^2} = 25164,435 \text{ Nmm}$$

Tại vị trí C:

$$M_C = \sqrt{M_{yC}^2 + M_{xC}^2} = \sqrt{45893,4^2 + 44673^2} = 64045,93 \text{ Nmm}$$

$$M_{tdC} = \sqrt{64045,93^2 + 26136^2} = 69173,49 \text{ Nmm}$$

Tại vị trí D:

$$M_D = \sqrt{M_{yD}^2 + M_{xD}^2} = \sqrt{0 + 0} = 0$$

$$M_{tdD} = \sqrt{0 + 0} = 0$$

Đường kính các đoạn trục lần lượt là:

Thay số vào (3.4) ta được:

$$\text{Tại vị trí A: } d_A = \sqrt[3]{\frac{22634,44}{0,1 \cdot 50}} = 16,54 \text{ mm}$$

$$\text{Tại vị trí B: } d_B = \sqrt[3]{\frac{25164,435}{0,1 \cdot 50}} = 17,14 \text{ mm}$$

$$\text{Tại vị trí C: } d_C = \sqrt[3]{\frac{69173,49}{0,1 \cdot 50}} = 24 \text{ mm}$$

$$\text{Tại vị trí D: } d_D = 0$$

Vậy do yêu cầu về độ bền, lắp ghép và công nghệ ta chọn được đường kính các đoạn trục: $d_A = 33\text{mm}$, $d_B = 78 \text{ mm}$, $d_C = 40 \text{ mm}$, $d_D = 30 \text{ mm}$.

3.2.3 Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi.

Điều kiện thỏa mãn của trục.

Các tiết diện nguy hiểm của trục phải thỏa mãn điều kiện (10.19):

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

Trong đó:

[s] hệ số an toàn cho phép, thông thường [s] = 1,5 ... 2,5

$S_{\sigma j}$ và $s_{\tau j}$ là hệ số an toàn chỉ xét riêng cho ứng suất pháp và hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp tại tiết diện j

Theo công thức (10.20), (10.21) lần lượt ta có được:

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

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

Trong các công thức trên có:

σ_{-1} và τ_{-1} là giới hạn mỏi uốn và xoắn với chu kỳ đối xứng. Có thể lấy gần đúng $\sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_b$, $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$. σ_{aj} , σ_{mj} , τ_{aj} , τ_{mj} là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j:

Ψ_{σ} và ψ_{τ} là hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, tra bảng (10.7)

$K_{\sigma dj}$ và $K_{\tau dj}$ là hệ số xác định theo công thức (10.25), (10.26):

$$K_{\sigma dj} = \frac{\frac{K_{\sigma} + K_x - 1}{\varepsilon_{\sigma}}}{K_y}$$

$$K_{\tau dj} = \frac{\frac{K_{\tau} + K_x - 1}{\varepsilon_{\tau}}}{K_y}$$

Trong đó:

K_x là hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc vào phương pháp gia công và độ nhẵn bóng bề mặt, cho trong bảng (10.8)

K_y là hệ số tăng bền bề mặt trục, cho trong bảng (10.9) phụ thuộc vào phương pháp tăng bền bề mặt, cơ tính vật liệu.

3.2.4 Tính chọn then

a, Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi

Điều kiện thỏa mãn của trục.

Các tiết diện nguy hiểm của trục phải thỏa mãn điều kiện (10.19):

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

Trong đó:

[s] hệ số an toàn cho phép, thông thường [s] = 1,5 ... 2,5

$S_{\sigma j}$ và $s_{\tau j}$ là hệ số an toàn chỉ xét riêng cho ứng suất pháp và hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp tại tiết diện j

Theo công thức (10.20), (10.21) lần lượt ta có được:

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

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

Trong các công thức trên có:

σ_{-1} và τ_{-1} là giới hạn mỏi uốn và xoắn với chu kỳ đối xứng. Có thể lấy gần đúng $\sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_b$, $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$. σ_{aj} , σ_{mj} , τ_{aj} , τ_{mj} là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j:

Ψ_{σ} và ψ_{τ} là hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, tra bảng (10.7)

$K_{\sigma dj}$ và $K_{\tau dj}$ là hệ số xác định theo công thức (10.25), (10.26):

$$K_{\sigma dj} = \frac{\frac{K_{\sigma} + K_x - 1}{\varepsilon_{\sigma}}}{K_y}$$

$$K_{\tau dj} = \frac{\frac{K_{\tau} + K_x - 1}{\varepsilon_{\tau}}}{K_y}$$

Trong đó:

K_x là hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, phụ thuộc vào phương pháp gia công và độ nhẵn bóng bề mặt, cho trong bảng (10.8)

K_y là hệ số tăng bền bề mặt trục, cho trong bảng (10.9) phụ thuộc vào phương pháp tăng bền bề mặt, cơ tính vật liệu.

3.3. Tính chọn ổ lăn

3.3.1. Trục I

Các số liệu đã có như sau:

+ Tốc độ quay : $n = 1425$ (vg/ph)

+ Thời gian sử dụng : 14400 (giờ)

+ Tải trọng: êm

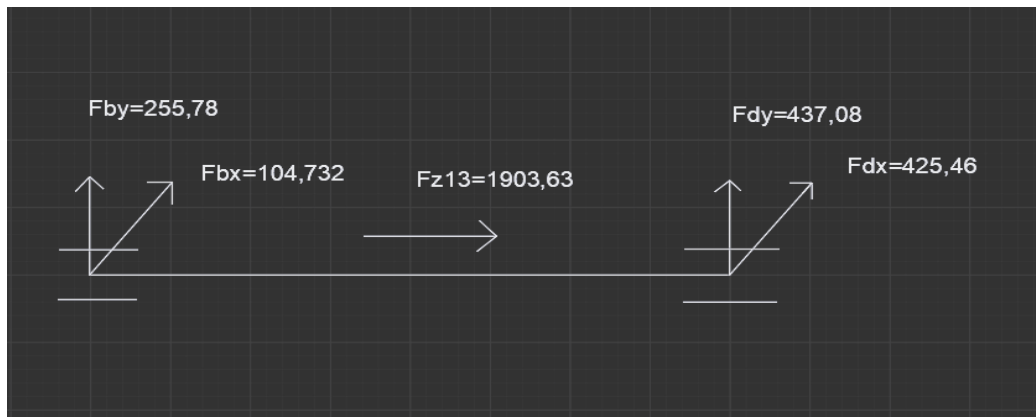
Phản lực tải các ổ là:

$$\text{Phản lực tại } Fr_0 = Fr_B = \sqrt{104,732^2 + 255,78^2} = 276,39 \text{ N}$$

$$\text{Phản lực tại } Fr_1 = Fr_D = \sqrt{425,46^2 + 437,08^2} = 609,96 \text{ N}$$

Lực dọc trục là: 1903,63 N

Đường kính là: $\Phi 40$ mm



3.3.2 Chọn sơ bộ ổ

Vì $\frac{F_a}{F_r} = \frac{1903,63}{692,89} = 2,75 \geq 1,5$ chọn dùng ổ đĩa côn (theo ý b trang 212)

Theo đường kính tại vị trí lắp ổ lăn $D = 40\text{mm}$ chọn ổ đĩa côn cỡ trung rộng (Theo bảng P2.11 ta có được)

Ký hiệu: 7609

Khả năng tải tĩnh: $C_0 = 90,5 \text{ kN}$

Khả năng tải động: $C = 104,0 \text{ kN}$

Góc tiếp xúc: $\alpha = 11^\circ$

3.3.3 Tính kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ trên trục

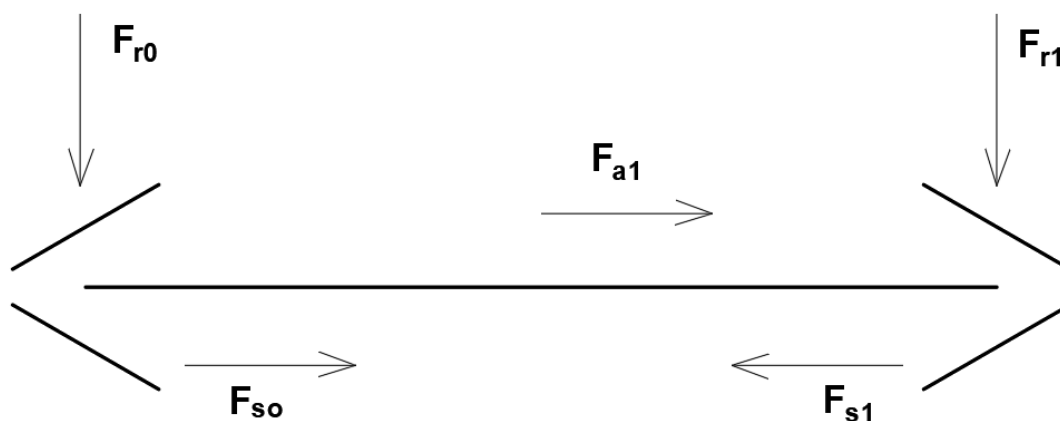
Theo bảng 11.4, với ổ đĩa đỡ - chặn, $e = 1,5\text{tg}(11^\circ) = 0,2916$

Theo (11.7), lực dọc trục do lực hướng tâm sinh ra trên các ổ:

$$F_{s0} = 0,83.e.F_{rB} = 0,83.0,2916.276,39 = 66,89 \text{ N}$$

$$F_{s1} = 0,83.e.F_{rD} = 0,83.0,2916.609,96 = 147,63 \text{ N}$$

Theo bảng (11.5) với sơ đồ bố trí như hình dưới đây



$$\sum F_{a0} = F_{s1} - F_{a1} = 147,63 - 1903,63 = -1756 \text{ N} < F_{s0} = 66,89 \text{ N}$$

Do đó $F_{a0} = F_{s0} = 66,89 \text{ N}$

$$\Sigma F_{a1} = F_{so} + F_{at} = 66,89 + 1903,63 = 1970,52 > F_{s1} = 147,63 \text{ N}$$

$$\text{Vậy } F_{a1} = F_{s1} = 147,63 \text{ N}$$

Xác định X và Y:

$$\frac{F_{a0}}{V \cdot F_{r0}} = \frac{66,89}{1.276,39} = 0,242 < e$$

$$\frac{F_{a1}}{V \cdot F_{r1}} = \frac{147,63}{1.609,69} = 0,242 > e$$

Trong đó:

F_r và F_a – tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục

V- hệ số kể đến vòng quay; khi vòng trong quay $V = 1$

Do đó theo bảng 11.4, với: $+\frac{F_{a1}}{V \cdot F_{r1}} > e$, $X = 0,40$; $Y = 0,4 \cdot \cot \alpha = 0,4 \cdot \cot(12^\circ) = 1,88$

$$+\frac{F_{a1}}{V \cdot F_{r1}} < e, X = 1, Y = 0$$

Theo công thức (11.3), tải trọng quy ước trên ổ 0 và ổ 1:

$$+ \text{ Với } X = 0,40; Y = 0,4 \cdot \cot \alpha = 0,4 \cdot \cot(11^\circ) = 2,06$$

$$Q_0 = (X \cdot V \cdot F_{r0} + Y \cdot F_{a0}) \cdot k_t \cdot k_d = (0,40 \cdot 1.276,39 + 1,88 \cdot 66,89) \cdot 1 \cdot 1 = 236,31 \text{ N}$$

$$Q_1 = (X \cdot V \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{a1}) \cdot k_t \cdot k_d = (0,40 \cdot 1.609,69 + 1,88 \cdot 147,63) \cdot 1 \cdot 1 = 521,42 \text{ N}$$

$$+ \text{ Với } X = 1, Y = 0$$

$$Q_0 = (X \cdot V \cdot F_{r0} + Y \cdot F_{a0}) \cdot k_t \cdot k_d = 276,39 \cdot 1 \cdot 1 = 276,39 \text{ N}$$

$$Q_1 = (X \cdot V \cdot F_{r1} + Y \cdot F_{a1}) \cdot k_t \cdot k_d = 609,69 \cdot 1 \cdot 1 = 609,69 \text{ N}$$

Trong đó:

k_t – hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, $k_t = 1$

k_d – hệ số kể đến đặc tính tải trọng, trị số của k_t cho trong bảng 11.3, chọn $k_d = 1$

Như vậy chỉ cần tính cho ổ 1 là ổ chịu lực lớn hơn $Q_1 = 521,42 \text{ N}$

Theo (11.12) tải trọng động tương đương

$$Q_E = Q_{EO} = \sqrt[m]{\left(\frac{Q_{01}}{Q_{01}}\right)^m \cdot \frac{L_{h1}}{L_h} + \left(\frac{Q_{02}}{Q_{02}}\right)^m \cdot \frac{L_{h2}}{L_h} + \left(\frac{Q_{03}}{Q_{03}}\right)^m \cdot \frac{L_{h3}}{L_h}}$$

$$Q_E = 521,42 \cdot 1^{0,3} = 521,42 \text{ N}$$

Trong đó với ổ đĩa $m = \frac{10}{3}$ đối với ổ đĩa

Theo (11.1) khả năng tải trọng của ổ

$$C_d = Q_E \cdot L^{0,3} = 0,521 \cdot (1231,2)^{0,3} = 0,4 \text{ kN} < C$$

Trong đó:

L – tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

$$L = 60 \cdot n \cdot 10^{-6} \cdot L_h = 60 \cdot 1425 \cdot 10^{-6} \cdot 14400 = 1231,2 \text{ triệu vòng}$$

Với L_h – thời gian làm việc

Như vậy ổ đã chọn đảm bảo khả năng tải động, có các thông số (bảng P2.11, Phụ lục)
 $d = 40\text{mm}$, $D = 100\text{mm}$, $T = 38,25\text{mm}$, $C = 104,0$, $C_0 = 90,5 \text{ kN}$.

3.3.4 Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh

Theo bảng 11.6, với ổ đĩa côn $X_0 = 0,5$, $Y_0 = 0,22\cotg(\alpha) = 0,22\cotg(11) = 1,31$
 Theo công thức (11.19), khả năng tải tĩnh

$$Q_t = X_0.F_r + Y_0.F_a = 0,55.692,89 + 1,31.1903,63 = 2874,84 \text{ N}$$

Theo điều kiện (11.18): $Q_t < C_0 = 90500 \text{ N}$

Như vậy ổ đã chọn đảm bảo khả năng tải tĩnh

3.3.2 Tính chọn khớp nối

Ta sử dụng khớp nối vòng đàn hồi để nối trục
 Theo công thức (16-1) momen xoắn tính toán được xác định:

$$T_t = k.T \leq [T]$$

Trong đó:

T – momen xoắn danh nghĩa

K – hệ số chế độ làm việc, chọn $k = 1,5$ theo bảng 16-1

$$\text{Vậy } T_t = k.T = 1,5. 26136 = 39204 \text{ Nmm} = 39,204 \text{ Nm}$$

3.4 Xác định sơ bộ khoảng cách trục II :

Theo công thức 6-15a/96[TL1]

$$a_w = K_a (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_2 \cdot \psi_{ba}}} \quad \text{Trong đó}$$

a_w khoảng cách trục

K_a hệ số phụ thuộc vào vật liệu của cặp bánh răng và loại răng:

Tra bảng 6-5/96[TL1] ta được $K_a = 49,5 \text{ (Mpa}^{1/3}\text{)}$

T_2 Mômen xoắn trên trục bánh chủ động $T_2 = 26136$

$[\sigma_H]$ Ứng suất tiếp xúc cho phép = 472 mpa

u_2 Tỉ số truyền $u_2 = 3$

$$\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w} \quad b_w \text{ là chiều rộng vành răng. Hộp khai triển } \Rightarrow \psi_{ba} = 0,3 \div 0,5$$

Chọn $\psi_{ba} = 0,3$

$$\rightarrow \psi_{ba} = 0,53 \cdot \psi_{ba} \cdot (u+1) = 0,53 \cdot 0,3 \cdot (3+1) = 0,636$$

$K_{H\beta}$ Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về tiếp xúc

Tra bảng 6-7/98[TL1] $\Rightarrow K_{H\beta} = 1,03$

$$a_w = K_a(u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 \cdot u_2 \cdot \psi_{ba}}} = 49,5 \cdot (3 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{261368,1,03}{472^2 \cdot 3,0,3}} \\ = 218(mm)$$

3.4.1 Xác định các thông số ăn khớp

Theo công thức 6-17[TL1] ta có $m=(0,01 \div 0,02) \cdot a_w = 2,18 \div 4,36$

Theo tiêu chuẩn bảng 6-8/99[TL1] chọn $m = 2,5$

Chọn sơ bộ góc nghiêng $\beta=10^\circ$, do đó $\cos\beta = 0,9848$ Theo 6-31/103[TL1]

Số bánh răng nhỏ: $z_3 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos\beta}{m \cdot (u_2 + 1)} = \frac{2 \cdot 218 \cdot \cos 10}{2,5 \cdot (3 + 1)} = 42,93$ Lấy tròn $z_3=42$

Số bánh răng lớn: $z_4 = z_3 \cdot u = 31,3 = 128,81$ lấy tròn $z_4= 128$

Tỉ số truyền thực tế sẽ là: $u_m = \frac{z_4}{z_3} = \frac{128}{42} = 3,04$

Góc nghiêng β :

$$\cos\beta = \frac{m(z_3 + z_4)}{2 \cdot a_w} = \frac{2,5 \cdot (42 + 128)}{2 \cdot 218} = 0,9747 \Rightarrow \beta = 12,89^\circ$$

3.4.2 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

Theo 6-33/105[TL1]

$$\sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_1 \cdot K_H \cdot (u_m + 1)}{b_w \cdot u_m \cdot d_{w1}^2}} \leq [\sigma_H]$$

Trong đó:

Z_M Hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp, trị số Z_M tra trong bảng 6-5/96[TL1]. $Z_M = 274 \left(Mpa^{1/3} \right)$

Z_H Hệ số kể đến hình dáng bề mặt tiếp xúc $Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos\beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}}$

với β_b là góc nghiêng của răng trên hình trụ cơ sở.

$$\tan\beta_b = \cos\alpha_t \cdot \tan\beta$$

$$\alpha_t = \alpha_{tw} = \arctg(\tan\alpha / \cos\beta)$$

$$= \arctg(\tan 20 / 0,9747) = 20,47^\circ$$

$$\Rightarrow \tan\beta_b = \cos(20,47^\circ) \cdot \tan(12,89) = 0,214$$

$$\Rightarrow \beta_b = 12,079^\circ$$

$$\Rightarrow Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 12,079}{\sin(2 \cdot 20,47^\circ)}} = 1,727$$

Theo 6.37, hệ số trùng khớp dọc

$$\varepsilon_\beta = b_w \cdot \sin \beta / (\pi \cdot m) = 0,3 \cdot 218 \cdot \sin(12,89) / (\pi \cdot 2,5) = 1,857$$

Do đó theo 6.36 ta có

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,828}} = 0,739$$

$$\begin{aligned} \text{Trong đó } \varepsilon_\alpha &= \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_3} - \frac{1}{z_4} \right) \right] \cos \beta \\ &= \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{42} - \frac{1}{128} \right) \right] 0,9747 = 1,828 \end{aligned}$$

Đường kính vòng lăn bánh nhỏ

$$d_{w3} = \frac{2 \cdot a_w}{u_m + 1} = \frac{2 \cdot 218}{3,04 + 1} = 107,92 \text{ mm}$$

Theo 6.40, vận tốc vòng

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w3} \cdot n_2}{60000} = \frac{3,14 \cdot 107,92 \cdot 142,5}{60000} = 0,804 \text{ m/s}$$

Tra bảng 6.13 chọn cấp chính xác 9

Với cấp chính xác 9 tra bảng 6.14/107[TL1] được $K_{H\alpha} = 1,13$

$$\text{Theo 6.42/107[TL1]} \quad v_H = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,002 \cdot 73 \cdot 0,804 \cdot \sqrt{\frac{218}{3,04}} = 0,994$$

Trong đó

$$\text{Tra bảng 6.15/107[TL1]} \quad \delta_H = 0,002$$

$$\text{Tra bảng 6.16/107[TL1]} \quad g_0 = 73$$

=> theo 6.41/107[TL1] :

$$K_{HV} = 1 + \frac{v_H \cdot b_w \cdot d_{w3}}{2 \cdot T_2 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}} = 1 + \frac{0,994 \cdot 0,3 \cdot 218 \cdot 107,92}{2 \cdot 261368 \cdot 1,03 \cdot 1,13} = 1,011$$

Theo 6.39: hệ số tải trọng động khi tính về tiếp xúc

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} = 1,03 \cdot 1,13 \cdot 1,011 = 1,1773$$

$$\Rightarrow \sigma_H = Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot T_2 \cdot K_H \cdot (u_m + 1)}{b_w \cdot u_m \cdot d_{w3}^2}} = 274 \cdot 1,727 \cdot 0,739 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 261368 \cdot 1,1773 \cdot (3,04 + 1)}{65,4 \cdot 3,04 \cdot 107,92^2}} =$$

$$446,88 \text{ MPa}$$

Xác định các ứng suất tiếp xúc cho phép

$$\text{Với } v = 0,804 < 5 \text{ m/s} \quad Z_v = 1$$

Với cấp chính xác động học là 9, chọn cấp chính xác về mức tiếp xúc là 8, khi đó cần gia công đạt độ nhám $R_a = 2,5 \dots 1,25 \text{ } \mu\text{m}$. Do đó $Z_R = 0,95$;

$$\text{Với } d_a < 700 \text{ mm, } K_{xH} = 1$$

$$\Rightarrow [\sigma_H]' = [\sigma_H] \cdot Z_v \cdot Z_R \cdot K_{xH} = 486 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1 = 462,04 \text{ MPa}$$

$$\text{Ta có} \quad \sigma_H < [\sigma_H]'$$

Mà chênh lệch
$$\frac{[\sigma_H]' - \sigma_H}{[\sigma_H]'} = \frac{462,04 - 446,88}{462,04} = 0,032 = 3,2\%$$

Vậy độ bền tiếp xúc thỏa mãn điều kiện

3.4.3 Kiểm nghiệm về độ bền uốn

Theo công thức 6-43/108[TL1] ta có
$$\sigma_{F1} = \frac{2.T_2.K_F.Y_\epsilon.Y_\beta.Y_{F1}}{b_w.d_{w3}.m} \leq [\sigma_{F3}] \text{ Trong đó}$$

T_1 : momen xoắn trên bánh chủ động $T_2 = 261368 \text{ N.mm}$

m : modul pháp $m = 2,5 \text{ mm}$

b_w : chiều rộng vành răng $b_w = 0,3.218 = 65,4 \text{ mm}$

d_{w3} : đường kính vòng lăn bánh chủ động $d_{w3} = 107,92 \text{ mm}$

Y_ϵ : hệ số kể đến sự trùng khớp của răng

Y_ϵ Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng
$$Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha} = \frac{1}{1,828} = 0,547$$

Với $\epsilon_\alpha = 1,828$ là hệ số trùng khớp ngang

Y_β : Hệ số kể đến độ nghiêng của răng

$\beta = 12,89^\circ \Rightarrow Y_\beta = 1 - \frac{12,89}{140} = 0,907$

Y_{F3}, Y_{F4} hệ số dạng răng của bánh 3 và bánh 4

- Số răng tương đương :

$$Z_{V3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{42}{0,9748^3} = 45,34 ; Z_{V2} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{128}{0,9748^3} = 138,18$$

Tra bảng 6-18/109[TL1] được $Y_{F3} = 3,67; Y_{F4} = 3,6$

K_F Hệ số tải trọng khi tính về uốn $K_F = K_{F\beta} . K_{F\alpha} . K_{FV}$

Trong đó:

$K_{F\beta} = 1,08$ (tra bảng 6-7/98[TL1]) với $\psi_{bd} = 0,636$

$K_{F\alpha} = 1,37$ (tra bảng 6.14/107[TL1])

$$K_{FV} = 1 + \frac{v_F . b_w . d_{w3}}{2T_2 . K_{F\beta} . K_{F\alpha}} \quad \text{với } v_F = \delta_F . g_0 . v \sqrt{\frac{a_w}{u_m}}$$

Theo bảng (6.15) $\delta_F = 0,006$; theo bảng (6.16) $g_0 = 73$

$$\Rightarrow v_F = 0,006 . 73 . 0,804 \sqrt{\frac{218}{3,04}} = 2,98$$

$$\Rightarrow K_{FV} = 1 + \frac{2,98 . 65,4 . 107,92}{2.216368 . 1,08 . 1,37} = 1,032$$

$$K_F = 1,09 . 1,37 . 1,006 = 1,542$$

Thay vào ta có

$$\sigma_{F3} = \frac{2.T_2.K_F.Y_\varepsilon.Y_\beta.Y_{F3}}{b_w.d_{w3}.m} = \frac{2.216368.1,542.0,547.0,907.3,67}{65,4.107,92.2,5} = 68,85 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = \sigma_{F3} \frac{Y_{F4}}{Y_{F3}} = 68,85 \cdot \frac{3,6}{3,67} = 67,54 \text{ MPa}$$

Y_s - Hệ số xét đến độ nhạy của vật liệu đến tập trung ứng suất

$$Y_s = 1,08 - 0,0695 \cdot \ln(m) \text{ Với } m = 2,5 \text{ mm}$$

$$\text{Thay số } Y_s = 1,08 - 0,0695 \cdot \ln 2,5 = 1,01$$

Y_R - Hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám mặt lượn chân răng , chọn $y_R = 1$ (bánh răng phay)

Y_{x_F} Hệ số xét đến kích thước bánh răng ảnh hưởng đến độ bền uốn. $Y_{x_F} = 1$ do $d_a < 400$

$$[\sigma_{F3}]' = [\sigma_{F3}] \cdot Y_R \cdot Y_s \cdot K_{x_F} = 277,2 \cdot 1,1 \cdot 0,16 \cdot 1 = 281,63 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F4}]' = [\sigma_{F4}] \cdot Y_R \cdot Y_s \cdot K_{x_F} = 248,9 \cdot 1,1 \cdot 0,16 \cdot 1 = 252,88 \text{ MPa}$$

$$\text{Vậy } \begin{cases} [\sigma_F]_3' > \sigma_{F3} \\ [\sigma_F]_4' > \sigma_{F4} \end{cases} \Rightarrow \text{Độ bền được thỏa mãn}$$

3.4.4 Kiểm nghiệm răng về quá tải

Điều kiện về quá tải theo công thức (6.48) [1, tr.109] với $K_{qt} = \frac{T_{max}}{T} = 1$ vì tải trọng không thay đổi.

Theo công thức (6.48), (6.49) [1, tr.110] ta có

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}} = 446,88 \cdot \sqrt{1} = 446,88 \text{ MPa} < [\sigma_H]_{max} = 1260 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F3max} = \sigma_{F3} K_{qt} \cdot \sqrt{1} = 68,85 \text{ MPa} < [\sigma_{F1}]_{max} = 464 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4max} = \sigma_{F4} K_{qt} = 67,54 \cdot \sqrt{1} = 67,54 \text{ MPa} < [\sigma_{F2}]_{max} = 360 \text{ MPa}$$

Vì vậy điều kiện quá tải đạt yêu cầu.

Đường kính vòng lăn

$$d_{w3} = \frac{2.a_w}{u_m + 1} = \frac{2.218}{3,04 + 1} = 107,92 \text{ mm}$$

$$\text{Đường kính vòng chia} \quad d_2 = \frac{mz_1}{\cos \beta} = 107,71 ; d_3 = \frac{mz_2}{\cos \beta} = 328,27$$

$$\text{Đường kính đỉnh răng} \quad d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2 - \Delta y)m = 112,71 ;$$

$$d_{a3} = d_3 + 2(1 + x_3 - \Delta y)m = 333,27$$

$$\text{Đường kính đáy răng} \quad d_{f2} = d_2 - (2,5 - 2x_2)m = 101,46$$

$$d_{f3} = d_3 - (2,5 - 2x_3)m = 322,02$$

Bảng thông số và kích thước bộ truyền bánh răng cấp chậm

STT	Thông số	Kích thước
1	Khoảng cách trục	$a_w = 218mm$
2	Môđun pháp	$m = 2,5$
3	Chiều rộng vành răng	$b_w = 65,4$
4	Tỉ số truyền	$u_2 = 3,04$
5	Góc nghiêng của răng	$\beta = 12,89^\circ$
6	Góc ăn khớp	$\alpha_{tw} = 20.7^0$
7	Số răng	$z_2 = 42, z_3 = 128$
8	Hệ số dịch chỉnh	$x_3 = 0, x_4 = 0$
9	Đường kính vòng chia	$d_2 = 107,71, d_3 = 328,27$
10	Đường kính đỉnh răng	$d_{a2} = 112,71, d_{a3} = 333,27$
11	Đường kính đáy răng	$d_{f2} = 101,46, d_{f3} = 322,02$
12	Đường kính vòng lăn	$d_{w3} = 107,92, d_{w4} = 107,92 \times 3,04 = 328,07$

Kết luận

Chọn vật liệu:

Vật liệu chế tạo các trục là thép 45 có $\sigma_b = 850 \text{ MPa}$

Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 12 \dots 20 \text{ Mpa}$

Xác định sơ bộ đường kính trục:

Theo công thức 10-9/188[TL1] ta có $d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}$.

Trong đó:

T momen xoắn, Nmm

$[\tau]$ ứng suất xoắn cho phép, Mpa. Chọn $[\tau_2] = 20 \text{ Mpa}$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{216368}{0,2 \cdot 19}} = 37,81 (mm)$$

Lấy $d_{sb2} = 40 (mm)$

Xác định các khoảng cách

Chiều rộng ổ lăn theo đường kính trục sơ bộ của trục II ($d_{sb2} = 40$) theo bảng 10-2/189[TL1]:

$$b_o = 23 (mm)$$

Chiều dài mayo bánh răng trụ được tính theo công thức 10-10/189[TL1]

$$l_m = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{sb}$$

Chiều dài mayo bánh vít: $l_{m22} = (1,2 \div 1,8) \cdot d_{sb} = (1,2 \div 1,8) \cdot 40 = (48 \div 72) (mm)$

Lấy $l_{m22} = 70 (mm)$

Mayo bánh răng 2 trên trục II

$$l_{m23} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 40 = 48 \dots 60 \text{ (mm)}. \text{Chọn } l_{m23} = 55 \text{ mm}$$

Chiều rộng các khoảng cách khác được tra trong bảng 10-3/189[TL1]:

Chọn $k_1 = 15$ Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp

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

Chọn $k_3 = 10$ Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ

Chọn $h_n = 18$ Chiều cao nắp ổ cà đầu bulông

Xác định chiều dài giữa các ổ:

Trục II:

$$l_{22} = 0,5 \cdot (b_0 + l_{m23}) + k_1 + k_2 = 0,5 \cdot (23 + 70) + 15 + 10 = 71,5$$

$$l_{21} = 2 \cdot l_{22} = 2 \cdot 71,5 = 143 \text{ (mm)}$$

$$l_{23} = l_{21} + l_{c23}$$

$$\underline{C} \quad l_{c23} = 0,5(l_{m23} + b_{oII}) + k_3 + h_n$$

$$= 0,5(55 + 23) + 10 + 18 = 67 \text{ (mm)}$$

$$\Rightarrow l_{23} = 143 + 67 = 210 \text{ (mm)}$$

$$F_{a2} = 740 \quad F_{r2} = 253,07$$

$$F_{a3} = F_{t3} \cdot \tan \beta = 4009,78 \cdot \tan(12,89) = 917,62 \text{ (N)}$$

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot T_2}{d_{w3}} = \frac{2 \cdot 216368}{107,92} = 4009,78 \text{ (N)}$$

$$F_{r3} = \frac{F_{t3} \cdot \tan \alpha_{tw}}{\cos \beta} = \frac{4009,78 \cdot \tan 20,7^\circ}{\cos 12,89^\circ} = 1554,33 \text{ (N)}$$

$$M_{a2} = F_{a3} \cdot \frac{d_{w3}}{2} = 917,62 \cdot \frac{107,92}{2} = 49514,77 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$M_{a3} = F_{a3} \cdot \frac{d_{w3}}{2} = 917,62 \cdot \frac{107,92}{2} = 49514,77 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$F_{kn} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \frac{2T_3}{D_t} = 0,2 \cdot \frac{2 \cdot 1297070,57}{160} = 3242,67 \text{ (N)}$$

Với $D_t = 160 \text{ mm}$ theo bảng 16.10a [1, tr68]

Trong đó:

T – momen xoắn trên các trục, Nmm

d_w – đường kính vòng lăn bánh

α_{tw} – góc ăn khớp

β – góc nghiêng của răng

F_{kn} – lực vòng trên khớp nối

F_r – lực hướng kính

xác định lực trên trục II:

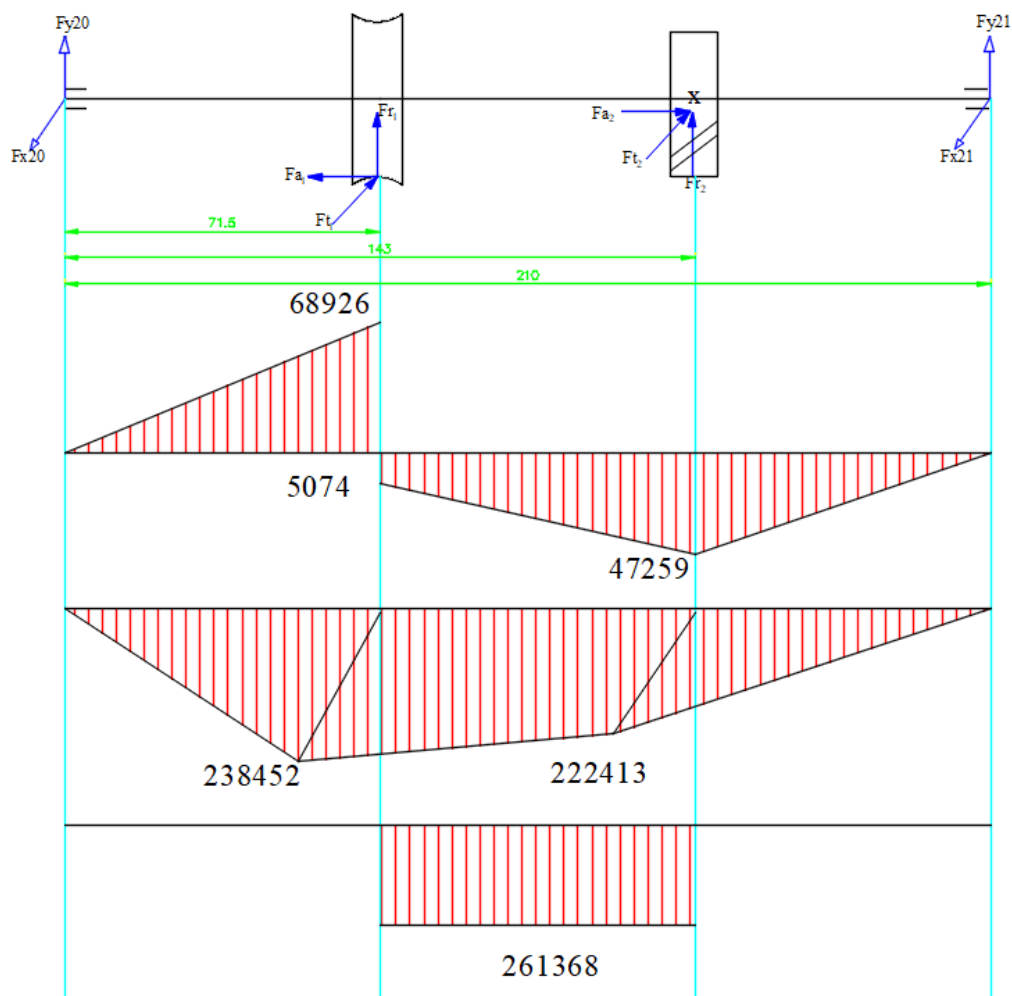
$$\text{Xét mặt YOZ: } \Sigma M_A = F_{r3} \cdot AB - M_{Fa3} - F_{r2} \cdot AC + M_{Fa2} - F_{y21} \cdot AD = 0$$

$$= 1554,33 \times 71,5 - 253 \times 143 - F_{y21} \cdot 210 + 74000 - 49514,77 = 0 \quad \rightarrow F_{y21} = 337\text{N}$$

$$\text{Có } F_{y20} - F_{r3} + F_{r2} + F_{y21} = 0 \rightarrow F_{y20} = 1554,33 - 253 - 337 = 964(\text{N})$$

$$\text{Xét mặt XOZ: } \Sigma M_A = -F_{t3} \cdot AB - F_{t2} \cdot AC + F_{x21} \cdot AD = 0 \rightarrow F_{x21} = 2838(\text{N})$$

$$\text{Có } -F_{x20} + F_{t3} + F_{t2} - F_{x21} = 0 \rightarrow F_{x20} = 3335(\text{N})$$



Tính chính xác các đường kính các đoạn trục:

Đường kính các đoạn trục được tính theo công thức 10-17 [TL1]

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{M_{tdj}}{0,1 \cdot [\sigma]}} \quad \text{Trong đó:}$$

$[\sigma]$ Ứng suất cho phép của thép chế tạo trực.

M_j Mômen uốn tổng $M_j = \sqrt{M_{yj}^2 + M_{xj}^2}$

M_{tdj} Momen tương đương $M_{tdj} = \sqrt{M_j^2 + 0,75.T_j^2}$

$$\text{Vậy ta có } d = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{y0}^2 + M_{xj}^2 + 0,75.T_j^2}}{0,1.[\sigma]}}$$

TRỤC II:

$[\sigma]$ Ứng suất cho phép của thép chế tạo trực. Tra bảng 10-5[TL1]

$$[\sigma] = 67(\text{Mpa})$$

Tại tiết diện 2-1 lắp bánh vít:

$$d_{21} = \sqrt[3]{\frac{M_{td2}}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{226351,876}{0,1.67}} = 32,32(\text{mm})$$

Lấy theo tiêu chuẩn $d_{21} = 50$

Tại tiết diện 2-2 lắp bánh răng 2:

$$d_{22} = \sqrt[3]{\frac{\sqrt{M_{yj}^2 + M_{xj}^2 + 0,75.T_j^2}}{0,1.[\sigma]}}$$

$$= \sqrt[3]{\frac{\sqrt{47259,0^2 + 222413,62^2 + 0,75.216368,0^2}}{0,1.67}} = 35,69$$

Lấy theo tiêu chuẩn $d_{22} = 40$ để cân đối với mặt cắt tiết diện 21

Tại tiết diện 2-0 và 23 chỗ lắp ổ lăn:

Lấy đồng bộ đường kính với ổ lăn 20 và 21 $d_{20} = d_{23} = 35$

Theo bảng 9-1a/173[TL1], với đường kính chỗ lắp then $d = 50 \text{ mm}$, ta có then:

$$b = 14 \text{ mm} \quad t_1 = 5,5 \text{ mm}$$

$$h = 9 \text{ mm} \quad t_2 = 3,8 \text{ mm}$$

$$0,25 \leq r \leq 0,4 \quad l_t = 0,8.l_m = 0,8 \cdot 70 = 56$$

$$\sigma_d = \frac{2T}{dl_t(h-t_1)} = \frac{2.261368}{50.56.(9-5,5)} = 41,48 \text{ MPa} \leq [\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$$

$$\tau_c = \frac{2T}{dl_t.b} = \frac{2.261368}{50.56.14} = 13,33 \text{ MPa} \leq [\tau_c] = 30 \text{ MPa}$$

=> Then đủ bền

Kiểm nghiệm trực về độ bền mỏi

Kết cấu trục vừa thiết kế đảm bảo được độ bền mỏi yêu cầu nếu hệ số an toàn tại các chi tiết nguy hiểm thỏa mãn điều kiện sau: 10-19/195[TL1]

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

Trong đó [s]: hệ số an toàn cho phép, thông thường [s] = 1,5...2,5

$s_{\sigma j}$: hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp

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

$s_{\tau j}$: hệ số an toàn chỉ xét riêng đến ứng suất tiếp

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

Với σ_{-1} và τ_{-1} : giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng

Với thép 45 có $\sigma_b = 850 \text{ MPa}$

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

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 370,6 = 214,948 \text{ MPa}$$

σ_{aj} , σ_{mj} : biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp tại tiết diện j

τ_{aj} , τ_{mj} : biên độ và trị số trung bình của ứng suất tiếp tại tiết diện j

Đối với trục quay ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng: do đó σ_{aj} tính theo công thức 10-22/196[TL1]

$$\sigma_{mj} = 0 \quad \sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = \frac{M_j}{W_j}$$

Trong đó W_j mômen cản uốn, công thức tính bảng 10-6[TL1]

$$\text{Đối với tiết diện tròn: } W_j = \frac{\pi \cdot d_j^3}{32}$$

Đối với tiết diện có 1 rãnh then:

$$W_j = \frac{\pi \cdot d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} \text{ mm}^3$$

Đối với tiết diện có 2 rãnh then:

$$W_j = \frac{\pi \cdot d_j^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{d_j} \text{ mm}^3$$

Khi trục quay 1 chiều, ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động :

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{\max j}}{2} = \frac{T_j}{2W_{0j}}$$

Trong đó W_{0j} mômen cản xoắn, công thức tính bảng 10-6 [TL1]

$$\text{Đối với tiết diện tròn: } W_{0j} = \frac{\pi \cdot d_j^3}{16} (mm^3)$$

Đối với tiết diện có 1 rãnh then:

$$W_{0j} = \frac{\pi \cdot d_j^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{2 \cdot d_j} (mm^3)$$

Đối với tiết diện có 2 rãnh then:

$$W_{0j} = \frac{\pi \cdot d_j^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_j - t_1)^2}{d_j} (mm^3)$$

ψ_σ, ψ_τ : Hệ số chỉ đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, tra bảng 10.7 [TL1] ta có

$$\psi_\sigma = 0,1 \quad \psi_\tau = 0,05$$

Xác định hệ số an toàn tại các mặt cắt nguy hiểm:

TRỤC II: Mặt cắt 2-1 lắp bánh vít.

Các ổ lăn được lắp ghép theo k6, lắp bánh răng, bánh vít, nối trục theo k6 kết hợp với lắp then

Kích thước của then, trị số của mômen cản uốn và mômen cản xoắn ứng với tiết diện trục như sau:

Tiết diện	Đường kính trục	Bxh	t_1	W (mm ³)	W _o (mm ³)	σ_a	τ_a
2-1	50	14x9	5,5	10747,05	23018,9	26,37	5,6
2-2	40	12x8	5	5364,43	11647,62	41	11,2

Các hệ số $K_{\sigma dj}, K_{\tau dj}$ đối với các tiết diện nguy hiểm được tính theo công thức 10-25 và 10-26/197 [TL1]

$$K_{\sigma dj} = \frac{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_x - 1}{K_y} \quad K_{\tau dj} = \frac{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_x - 1}{K_y}$$

Trong đó

K_x hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt. Các trục được gia công trên máy tiện. Các tiết diện nguy hiểm đạt $R_a=2,5\ldots 0,63\text{ }\mu\text{m}$, theo bảng 10-8/197[TL1] $K_x=1,1$

K_y Hệ số tăng bền bề mặt. $K_y=1$ do ko dùng phương pháp tăng bền bề mặt.

$\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$ Hệ số kích thước kể đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến giới hạn mỏi

Theo bảng 10-10/198[TL1] tìm được $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$

K_σ, K_τ Hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và khi xoắn. Theo bảng 10-12/199[TL1] khi dùng dao phay ngón với $\sigma_b = 850 \Rightarrow K_\sigma = 2,01$
 $K_\tau = 1,88$

$K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ Trị số với bề mặt trục lắp có độ dôi được tra trong bảng 10-198

Tra bảng 10.10 [1, tr198] ta có:

Trục II:

$$\varepsilon_{\sigma 21} = 0,81 \rightarrow \frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\sigma 21}} = \frac{2,01}{0,81} = 2,45$$

$$\varepsilon_{\tau 21} = 0,76 \rightarrow \frac{K_\tau}{\varepsilon_{\tau 21}} = \frac{1,88}{0,76} = 2,46$$

$$\varepsilon_{\sigma 22} = 0,85 \rightarrow \frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\sigma 21}} = \frac{2,01}{0,85} = 2,36$$

$$\varepsilon_{\tau 22} = 0,78 \rightarrow \frac{K_\tau}{\varepsilon_{\tau 21}} = \frac{1,88}{0,78} = 2,41$$

Tiết diện	d mm	Tỉ số $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$		Tỉ số K_τ/ε_τ		$K_{\sigma d}$	$K_{\tau d}$	S_σ	S_τ	S
		Rãnh then	Lắp căng	Rãnh then	Lắp căng					
2-1	50	2,45	2,44	2,46	1,86	2,55	2,56	5,5	14,9	5,15
2-2	40	2,36	2,97	2,41	1,86	3,07	2,51	2,9	7,6	2,7

Xác định sơ bộ đường kính trục III:

$$\text{Theo công thức 10-9/188[TL1] ta có } d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

Trong đó:

T momen xoắn, Nmm

$[\tau]$ ứng suất xoắn cho phép, Mpa. Chọn $[\tau_2] = 20$ Mpa

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{T_2}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{619437}{0,2 \cdot 19}} = 54,62(\text{mm})$$

Lấy $d_{sb3} = 55$ (mm)

- Xét trục III:

$$L_{32} = 136 \text{ (mm)}$$

$$F_{r4} = 1483,5 \text{ (N)}$$

$$L_{31} = 201 \text{ (mm)}$$

$$d_{w4} = d_{w2} \text{ cấp chậm} = 205,7 \text{ (mm)}$$

$$L_{c33} = 80,5 \text{ (mm)}$$

$$F_{t4} = 3837,67 \text{ (N)}$$

$$F_{a4} = 956,84 \text{ (N)}$$

$$F_r = 4740,31 \text{ (N)}$$

- Xét mặt phẳng (yoz) ta có: (F_{ay} , F_{cy} , F_{r4} , F_{a4})

Ta có phương trình momen và phương trình cân bằng lực:

$$\begin{cases} F_{ay} - F_{r4} + F_{cy} = 0 \\ \sum Mc = F_{cy} \cdot l_{31} - F_{r4} \cdot l_{32} + F_{a4} \cdot \frac{d_{w4}}{2} = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{ay} + F_{cy} = 1483,5 \\ \sum Mc = 201F_{cy} - 103345,006 = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{ay} = 969,35 \text{ (N)} \\ \sum Mc = F_{cy} = 514,15 \text{ (N)} \end{cases}$$

$$\text{Ta có: } M_{Fa4} = F_{a4} \cdot \frac{d_{w4}}{2} = 956,84 \cdot \frac{205,7}{2} = 98410,994 \text{ (N.mm)}$$

- Xét mặt phẳng (xoz) ta có: (F_{ax} , F_{t4} , F_{cx} , F_r)

Ta có phương trình cân bằng lực và phương trình momen:

$$\begin{cases} F_{ax} - F_{t4} + F_{cx} + F_r = 0 \\ \sum Mc = -F_{t4} \cdot l_{32} - F_{cx} \cdot l_{31} - F_r \cdot (l_{c33} + l_{31}) = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{ax} + F_{cx} = -902,64 \\ \sum Mc = -201F_{cx} - 1856320,385 = 0 \end{cases}$$

$$\Rightarrow \begin{cases} F_{ax} = 8332,784 \text{ (N)} \\ \sum Mc = F_{cx} = -9235,424 \text{ (N)} \end{cases}$$

F_{cx} ngược với chiều giả thiết.

$$\text{Momen xoắn } T_{III} = 385255,68 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow \text{Vậy ta có: } \begin{cases} F_{ay} = 969,35 \text{ (N)} \\ \sum Mc = F_{cy} = 514,15 \text{ (N)} \end{cases} \text{ và } \begin{cases} F_{ax} = 8332,784 \text{ (N)} \\ \sum Mc = F_{cx} = -9235,424 \text{ (N)} \end{cases}$$

- Tính momen uốn, momen tường đương, đường kính trục tại các mặt cắt nguy hiểm.

Với đường kính sơ bộ $d_{sb} = 55$ (mm). Theo bảng 10.5 trang 195 ta có ứng suất cho phép của thép chế tạo trực: $[\sigma] = 50$ (Mpa)

+) Xét mặt cắt tại điểm B, vị trí lắp bánh răng Z4, từ biểu đồ momen ta có:

Với mặt cắt phía bên phải điểm B:

$$M_x = 426974,71 \text{ (N.mm)}, M_y = 131830,77 \text{ (N.mm)}, M_z = 385255,68 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_B = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{426974,71^2 + 131830,77^2} = 446863,239 \text{ (N.mm)}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow M_{td}^B &= \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2} \\ &= \sqrt{426974,71^2 + 131830,77^2 + 0,75 \cdot 385255,68^2} = 557676,617 \text{ (N.mm)} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \text{Đường kính trục: } d_p^B = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{557676,617}{0,1 \cdot 50}} = 48,13 \text{ (mm)}$$

+) Xét mặt cắt tại điểm C, vị trí lắp ổ lăn, từ biểu đồ momen ta thấy:

$$M_x = 381594,95 \text{ (N.mm)}, M_y = 0 \text{ (N.mm)}, M_z = 385255,68 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_C = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{381594,95^2 + 0^2} = 381594,95 \text{ (N.mm)}$$

$$\begin{aligned} \Rightarrow M_{td}^C &= \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2} \\ &= \sqrt{381594,95^2 + 0^2 + 0,75 \cdot 385255,68^2} = 335133,846 \text{ (N.mm)} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \text{Đường kính trục: } d_C = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{335133,846}{0,1 \cdot 50}} = 40,62 \text{ (mm)}$$

+) Xét mặt cắt tại điểm D, vị trí lắp đai, từ biểu đồ momen ta thấy:

$$M_x = 0 \text{ (N.mm)}, M_y = 0 \text{ (N.mm)}, M_z = 385255,68 \text{ (N.mm)}$$

$$\Rightarrow M_D = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ (N.mm)}$$

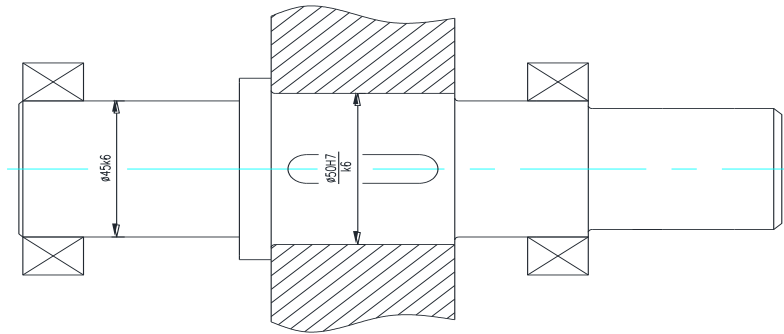
$$\Rightarrow M_{td}^D = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2} = \sqrt{0,75 \cdot 385255,68^2} = 333641,2 \text{ (N.mm)}$$

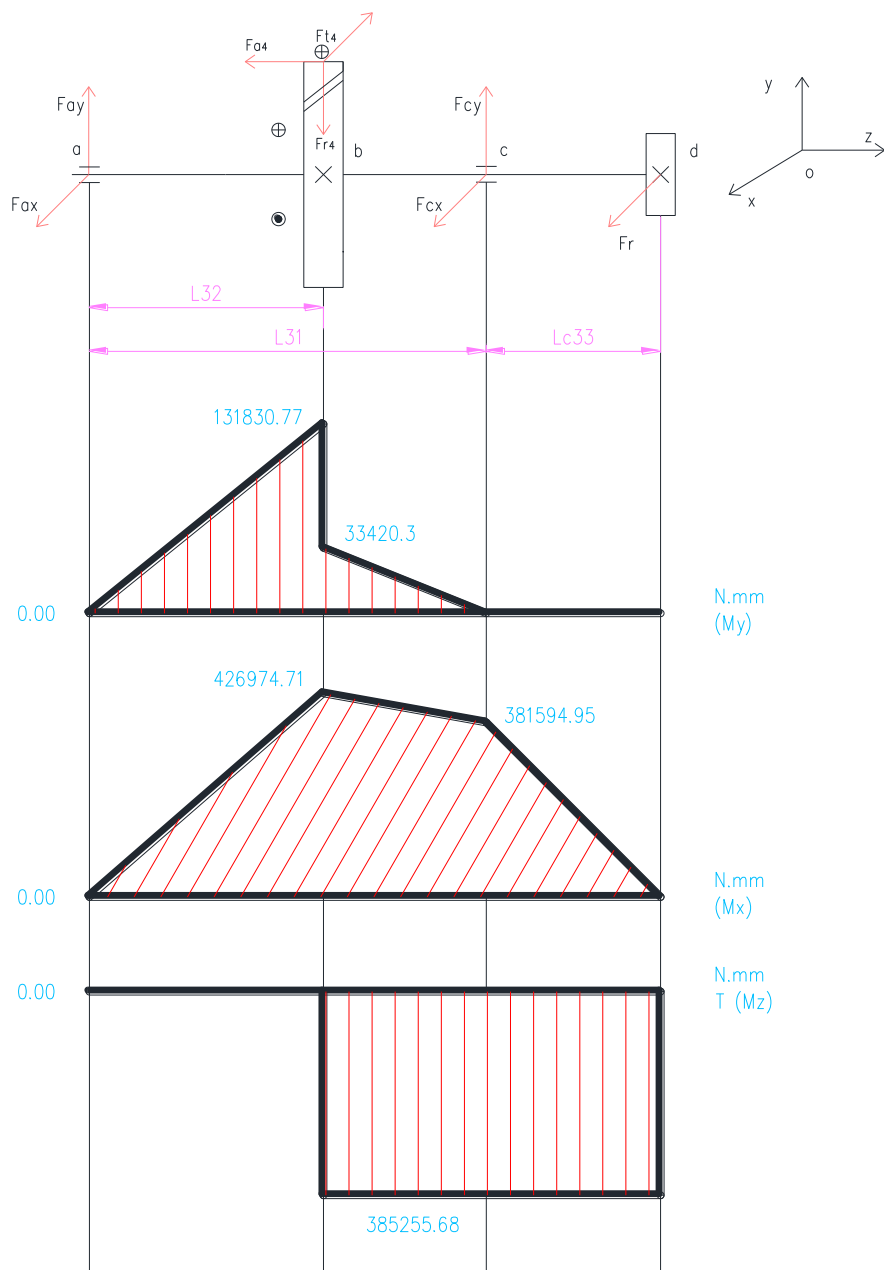
$$\Rightarrow \text{Đường kính trục: } d_D = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{4810,45}{0,1 \cdot 50}} = 40,56 \text{ (mm)}$$

$$\text{Các mặt cắt trục vừa tính được: } \begin{cases} d_B = 48,13 \text{ (mm)} \\ d_C = 40,62 \text{ (mm)} \\ d_D = 40,56 \text{ (mm)} \end{cases}$$

Xuất phát từ yêu cầu độ bền, dễ tháo lắp và cố định các chi tiết trên trục, khả năng công

nhệ ta chọn như sau: $\begin{cases} d_B = 67 \text{ (mm)} \\ d_c = d_A = 73 \text{ (mm)} \\ d_D = 80 \text{ (mm)} \end{cases}$





Ta có bảng thông số kích thước trục:

THÔNG SỐ \ TRỤC	I	II	III
Đường kính trục tại ổ	40 (mm)	45 (mm)	73 (mm)
Đường kính trục tại vị trí lắp bánh răng	$Z_1 = 30$ (mm)	$Z_2 = 50$ (mm) $Z_3 = 50$ (mm)	$Z_4 = 80$ (mm)
đường kính trục tại vị trí lắp khớp nối	30(mm)	-	-
đường kính trục tại vị trí lắp bánh đai	-	-	60(mm)

CHƯƠNG 4 THIẾT KẾ VỎ VÀ CÁC CHI TIẾT CỦA HỘP GIẢM TỐC.

1) Kết cấu vỏ hộp giảm tốc:

Chọn kết cấu đúc cho vỏ hộp, đảm bảo vị trí tương đối giữa các chi tiết và bộ phận máy, tiếp nhận tải trọng do các chi tiết lắp trên vỏ truyền đến, đựng dầu bôi trơn, bảo vệ các chi tiết máy tránh bụi bặm.

Chỉ tiêu vỏ hộp giảm tốc: độ cứng cao và khối lượng nhỏ.

Hộp giảm tốc bao gồm: thành hộp, nắp hoặc gân, mặt bích, gối đỡ...

Chọn vật liệu đúc là gang xám GX 15 – 32

2) Xác định kích thước cơ bản của vỏ hộp:

Tham khảo bảng 18-1 và bảng 18-2

- Chiều dày thân hộp:

$$\delta = 0,03a + 3 > 6 \text{ (mm)} = 0,03 \cdot 230 + 3 = 9,9 \text{ (mm)} \text{ chọn } \delta = 10 \text{ (mm)}$$

- Chiều dày nắp hộp:

$$\delta_1 = 0,09 \delta = 0,9 \cdot 10 = 9 \text{ (mm)} \text{ chọn } \delta_1 = 9 \text{ (mm)}$$

- Gân tăng cứng

- Chiều dày: $e = (0,8 \div 1)\delta = (0,8 \div 1) \cdot 9 = (7,2 \div 9) \text{ (mm)}$, chọn $e = 8$

- Chiều cao: $h < 58 \text{ (mm)}$, chọn $h = 40 \text{ (mm)}$

- Độ dốc: 2°

- Đường kính bulong:

- Bulong nền: $d_1 = 0,04 \cdot a + 10 = 0,04 \cdot 230 + 10 = 19,2 \text{ (mm)}$, chọn $d_1 = 19 \text{ (mm)}$

- Bulong cạnh ổ: $d_2 = (0,7 \div 0,8) \cdot d_1 = (0,7 \div 0,8) \cdot 19 = (13,3 \div 15,2) \text{ (mm)}$

chọn $d_2 = 14 \text{ (mm)}$

- Bulong lắp ghép bích và thân: $d_3 = (0,8 \div 0,9) \cdot d_2 = (0,8 \div 0,9) \cdot 14 = (11,2 \div 12,6) \text{ (mm)}$

Chọn: $d_3 = 12 \text{ (mm)}$

- Bulong lắp ổ: $d_4 = (0,6 \div 0,7) \cdot d_2 = (0,6 \div 0,7) \cdot 14 = (8,4 \div 9,8) \text{ (mm)}$

Chọn: $d_4 = 9 \text{ (mm)}$

- Bulong gép lắp cửa thăm: $d_5 = (0,5 \div 0,6) \cdot d_2 = (0,5 \div 0,6) \cdot 14 = (7 \div 8,4) \text{ (mm)}$

Chọn: $d_5 = 8 \text{ (mm)}$

- Mặt bích ghép và lắp thân:

- Chiều dày bích thân hộp:

$$S_3 = (1,4 \div 1,8) \cdot d_3 = (1,4 \div 1,8) \cdot 12 = (16,8 \div 21,6) \text{ (mm)} \text{ chọn } S_3 = 20 \text{ (mm)}$$

- Chiều dày bích nắp hộp:

$$S_4 = (0,9 \div 1) \cdot S_3 = (0,9 \div 1) \cdot 20 = (18 \div 20) \text{ (mm)} \text{ chọn } S_4 = 19 \text{ (mm)}$$

- Bề rộng bích nắp thân:

$$K_3 \approx K_2 - (3 \div 5) \text{ (mm)} = 48 - (3 \div 5) = (45 \div 43) \text{ (mm)}, \text{ chọn } K_3 = 43 \text{ (mm)}$$

- Kích thước gối trục:

- Tâm lỗ bulong cạnh ổ “là khoảng cách từ tâm bulong đến mép lỗ”:

$$E_2 \approx 1,6d_2 \approx 1,6 \cdot 14 \approx 22,4 \text{ (mm)}, \text{ để phù hợp với kết cấu trục chọn } E_2 = 25 \text{ (mm)}$$

$$R_2 \approx 1,3d_2 \approx 1,3 \cdot 14 \approx 18,2 \text{ (mm)}, \text{ chọn } R_2 = 18 \text{ (mm)}$$

$$C_1 \approx \frac{D_3}{2} \approx \frac{100}{2} = 50 \text{ (mm)}, \text{ để phù hợp kết cấu vỏ hộp, ta chọn } C = 40 \text{ (mm)}$$

$$C \approx \frac{D_3}{2} \approx \frac{140}{2} = 70 \text{ (mm)}, \text{ để phù hợp kết cấu vỏ hộp, ta chọn } C = 50 \text{ (mm)}$$

- ⇒ Bề mặt ghép bulong cạnh ổ:

$$K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5) = 25 + 18 + (3 \div 5) = (46 \div 48) \text{ (mm)},$$

$$\text{chọn } K_2 = 48 \text{ (mm)}$$

- **Tại gối trục I:**

$$\text{Đường kính vòng ngoài của ổ lăn: } D = 58 \text{ (mm)}$$

Đường kính ngoài của gối trục:

$$D_3 \approx D + 4,4 \cdot d_4 = 58 + 4,4 \cdot 9 = 97,6 \text{ (mm)}, \text{ chọn } D_3 = 100 \text{ (mm)}$$

Đường tâm bulong.

$$D_2 \approx D + (1,6 \div 2)d_4 = 58 + (1,6 \div 2) \cdot 9 = 65,2 \text{ (mm)}, \text{ chọn } D_2 = 70 \text{ (mm)}$$

- **Tại gối trục II:**

$$\text{Đường kính vòng ngoài của ổ lăn: } D = 90 \text{ (mm)}$$

Đường kính ngoài của gối trục:

$$D_3 \approx D + 4,4 \cdot d_4 = 90 + 4,4 \cdot 9 = 129,6 \text{ (mm)}, \text{ chọn } D_3 = 130 \text{ (mm)}$$

Đường tâm bulong.

$$D_2 \approx D + (1,6 \div 2)d_4 = 90 + (1,6 \div 2) \cdot 9 = 97,2 \text{ (mm)}, \text{ chọn } D_2 = 100 \text{ (mm)}$$

- **Tại gối trục III:**

$$\text{Đường kính vòng ngoài của ổ lăn: } D = 138 \text{ (mm)}$$

Đường kính ngoài của gối trục:

$$D_3 \approx D + 4,4 \cdot d_4 = 138 + 4,4 \cdot 9 = 177,6 \text{ (mm)}, \text{ chọn } D_3 = 180 \text{ (mm)}$$

Đường tâm bulong.

$$D_2 \approx D + (1,6 \div 2)d_4 = 138 + (1,6 \div 2) \cdot 9 = 145,2 \text{ (mm)}, \text{ chọn } D_2 = 150 \text{ (mm)}$$

- Mặt đế hộp:

- Chiều dày:

$$S_1 = (1,3 \div 1,5)d_1 = (1,3 \div 1,5).19 = (24,7 \div 28,5) \text{ (mm)}, \text{ chọn } S_1 = 26 \text{ (mm)}$$

- Bề rộng:

$$K_1 \approx 3d_1 = 3.19 = 57 \text{ (mm)}, \text{ chọn } K_1 = 60 \text{ (mm)}$$

$$\text{Và: } q \geq K_1 + 2\delta \geq 48 + 2.8 \geq 64, \text{ chọn } q = 80 \text{ (mm)}$$

• Khe hở giữa các chi tiết:

- Giữa bánh răng với thành trong hộp:

$$\Delta \geq (1 \div 1,2)\delta \geq (1 \div 1,2).8 \geq (8 \div 9,6), \text{ chọn } \Delta = 8 \text{ (mm)}$$

- Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp:

$$\Delta \geq (3 \div 5)\delta \geq (3 \div 5).8 \geq (24 \div 40), \text{ chọn } \Delta = 40 \text{ (mm)}$$

- Giữa mặt bên các bánh răng với nhau:

$$\Delta \geq \delta \text{ chọn } \Delta = 8 \text{ (mm)}$$

$$\text{Số lượng bulong nền: } Z = 6$$

Trục	D	D ₂	D ₃	h	d ₄	z
I	58	70	100	8	M8	4
II	90	100	130	10	M8	4
III	138	150	180	10	M8	6

3) Kết cấu các bộ phận chi tiết khác:

a) Vòng móc:

Để nâng và vận chuyển hộp giảm tốc ta có thể bố trí vòng móc trên thân hoặc nắp hộp giảm tốc.

Vòng móc trên nắp hộp có kích thước như sau:

- Chiều dày vòng móc:

$$S = (2 \div 3)\delta = (2 \div 3).8 = (16 \div 24) \text{ (mm)}$$

$$\text{Chọn } S = 24 \text{ (mm)}$$

- Đường kính :

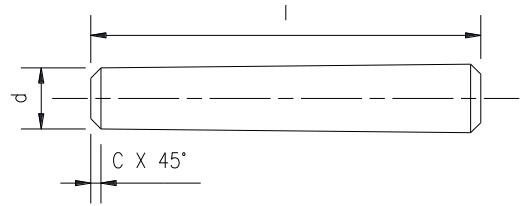
$$d = (3 \div 4)\delta = (3 \div 4).8 = (24 \div 32) \text{ (mm)}$$

$$\text{Chọn } d = 30 \text{ (mm)}$$

b) Chốt định vị:

Mặt ghép giữa nắp và thân nằm trong mặt phẳng chứa đường tâm các trục, lỗ trụ lắp và thân hộp được gia công đồng thời. Để đảm bảo vị trí tương đối của nắp và thân trước và sau khi gia công cũng như khi lắp ghép dùng 2 chốt định vị. nhờ có chốt định vị khi siết bulong không làm biến dạng vòng ngoài của ổ.

Ta dùng chốt côn:



$$18.4[2]: \begin{cases} d = 6 \\ c = 1 \\ l = (20 \div 110)(mm) \text{ chọn } l = 60 mm \end{cases}$$

c) 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 đậy bằng nắp, trên nắp cso thể có thêm nút thông hơi.

Tra bảng 18.5[2]tr92 chọn loại có thông số:

A	B	A ₁	B ₁	C	C ₁	K	R	Vít	Số lượng
150	100	190	140	175	-	120	12	M8 X 22	4

d) Nút thông hơi:

Khi làm việc, nhiệt độ trong hộp tăng lên, để giảm áp suất và điều hòa không khí bên trong và bên ngoài hộp giảm tốc ta dùng nút thông hơi, kích thước nút theo bảng 18.6

A	B	C	D	E	G	H	I	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
M27x2	15	30	15	45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32

e) Nút tháo dầu:

Sau một thời gian làm việc, dầu bôi trơn chứa trong hộp bị bẩn, hoặc bị biến chất, do đó cần phải thay dầu mới.

Theo bảng 18.7[2]

d	b	m	f	L	c	q	D	S	D ₀
M16x1,5	12	18	3	23	2	13,8	26	17	19,6

f) Chọn thiết bị chỉ dầu.

Để kiểm tra mức dầu trong hộp đảm bảo tốt công việc bôi trơn cho bộ truyền của hộp giảm tốc, theo bảng 18-9[2]

Kích thước mắt kính	D	D ₁	l	h
20	55	40	10	6

4) Bôi trơn hộp giảm tốc và ổ lăn:

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

a) Bôi trơn trong hộp giảm tốc:

Do các bộ truyền bánh răng trong hộp giảm tốc đều có $v < 12\text{m/s}$ nên ta chọn phương pháp bôi trơn ngâm dầu.

Với vận tốc vòng của bánh răng nghiêng $v = 8,65\text{ m/s}$, tra bảng 18-11[TL2] ta được độ nhớt ứng với 100°C .

Theo bảng 18-13 [TL2] ta chọn được loại dầu bôi trơn là dầu ô tô máy kéo AK-20 có độ nhớt là $\geq 10\text{ Centistoc}$.

b) Bôi trơn ngoài hộp giảm tốc:

Với bộ truyền ngoài, do không có thiết bị che đậy, hay bị bụi bám vào, ta chọn bôi trơn định kỳ bằng mỡ.

• Bảng thống kê dành cho bôi trơn:

Tên dầu hoặc mỡ	thiết bị cần bôi trơn	lượng dầu hoặc mỡ	thời gian thay dầu mỡ
dầu ô tô, máy kéo AK - 20	bộ truyền trong hộp	0,6 lít/KW	5 Tháng
mỡ T	tất cả các ổ và bộ truyền ngoài	2/3 chỗ rỗng bộ phận ổ	3 tháng điều chỉnh độ dơ, và thay mỡ 1 lần

- Dung sai lắp ghép:

KIỂU LẮP	TRỤC I		TRỤC II		TRỤC III	
	Kiểu lắp	Dung sai (μm)	Kiểu lắp	Dung sai (μm)	Kiểu lắp	Dung sai (μm)
Nối ổ lăn - trục	$\phi 40\text{k}6$	+16 +4	$\phi 90\text{G}7$	+25 +6	$\phi 73\text{k}6$	+21 +7
Bánh răng - trục	$\phi 78\text{G}7$	+21	$\phi 45\text{k}6$	+20	$\phi 80\text{H}7/\text{k}6$	0
		+4		+6		-30
		-		+16		+21
		-		0		+7
	-	-	$\phi 50\text{H}7/\text{k}6$	0	-	-
		-		-25		-
		-		+21		-
		-		+8		-
Ổ lăn - vỏ hộp	$\phi 58\text{H}7$	0	$\phi 90\text{G}7$	+25	$\phi 138\text{G}7$	+32
		-25		+6		+9
		-		-		-
		-		-		-
bánh đai - trục	-	-	-	-	$\phi 67\text{H}8/\text{e}8$	0
		-	-			-39
		-	-			-44
		-	-			-83
chấn dàu - trục	$\phi 30\text{k}6$	+17	$\phi 45\text{k}6$	+20	$\phi 73\text{k}6$	+21
		+4		+6		+7
Bạc chặn	$\phi 78\text{G}7/\text{k}6$	+39	-	-	$\phi 138\text{G}7/\text{k}6$	+25
		+10		-		+58
		+20		-		+6
		+4		-		+28

Kết Luận

Sau quá trình nghiên cứu và thực hiện đầy đủ các bước tính toán, đề tài "Thiết kế hộp giảm tốc cho thang máy gia đình tải trọng 500kg" đã đạt được những kết quả thiết thực và có ý nghĩa ứng dụng cao trong thực tiễn. Dựa trên cơ sở lý thuyết vững

chắc và các phương pháp tính toán cơ học kỹ thuật, nhóm nghiên cứu đã tiến hành xây dựng mô hình hộp giảm tốc phù hợp với các yêu cầu vận hành của thang máy gia đình, đảm bảo an toàn, ổn định và hiệu quả. Cụ thể, các thông số kỹ thuật chính của hộp giảm tốc đã được xác định và tính toán bao gồm: công suất cần thiết của động cơ, tỉ số truyền, mô-men xoắn trên các trục, đường kính và chiều dài trục, kết cấu bánh răng, vật liệu chế tạo, lực tác dụng lên ổ lăn, cũng như điều kiện bôi trơn và tản nhiệt. Qua phân tích và tính toán chi tiết, mô hình hộp giảm tốc đề xuất hoàn toàn đáp ứng được tải trọng định mức 500kg với chế độ vận hành êm ái, độ rung thấp, độ bền cơ học cao và tuổi thọ phù hợp với yêu cầu sử dụng trong môi trường dân dụng. Bên cạnh đó, các tính toán cũng chỉ ra rằng việc lựa chọn tỉ số truyền phù hợp và dạng kết cấu hai cấp giảm tốc (ví dụ: bánh răng trụ răng nghiêng kết hợp trục song song) giúp tối ưu hóa kích thước hộp số, đồng thời đảm bảo khả năng truyền công suất liên tục mà không gây ra hiện tượng quá tải cho động cơ. Thiết kế cũng xét đến yếu tố dễ chế tạo, bảo trì và lắp đặt trong không gian hạn chế của thang máy gia đình. Kết quả đạt được cho thấy đề tài không chỉ hoàn thành mục tiêu đặt ra mà còn mở ra khả năng ứng dụng thực tế trong việc thiết kế và chế tạo hệ thống thang máy quy mô nhỏ. Tuy nhiên, cần lưu ý rằng các tính toán mới dừng lại ở mức lý thuyết và thiết kế sơ bộ. Để đảm bảo tính chính xác và an toàn khi đưa vào vận hành thực tế, các bước tiếp theo như mô phỏng tải trọng động, phân tích rung động, kiểm nghiệm vật liệu, cũng như thử nghiệm thực tế trên nguyên mẫu là cần thiết. Tóm lại, nghiên cứu đã xây dựng được cơ sở kỹ thuật đầy đủ và đáng tin cậy cho thiết kế hộp giảm tốc thang máy gia đình tải trọng 500kg, phù hợp với điều kiện sử dụng phổ biến hiện nay. Đây có thể xem là bước đầu quan trọng hướng đến việc phát triển các sản phẩm cơ khí trong nước, nâng cao tính tự chủ và chất lượng thiết bị trong ngành thang máy dân dụng.

*Các công thức và tài liệu tham khảo được lấy từ sách “Tính toán thiết kế HỆ DẪN ĐỘNG CƠ KHÍ – PGS.TS. Trịnh Chắt – TS. Lê Văn Uyển tập 1,2”

Chữ ký GVHD

Hà Nội, ngày tháng năm