

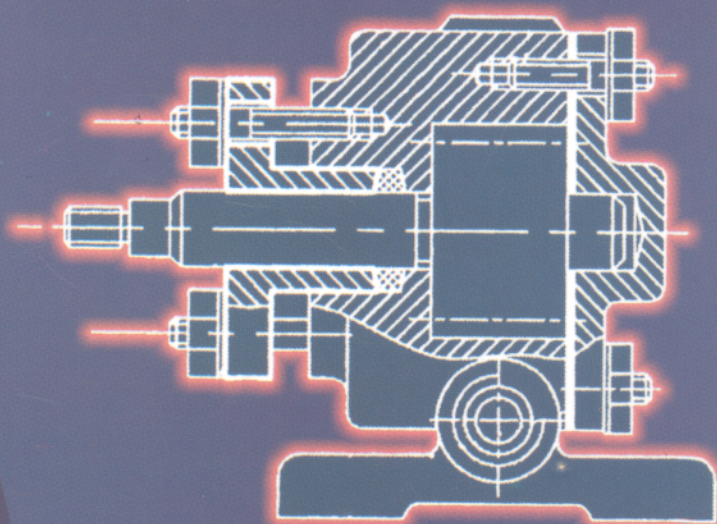


SỞ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO HÀ NỘI

GIÁO TRÌNH

Đồ án thiết kế máy

DÙNG TRONG CÁC TRƯỜNG TRUNG HỌC CHUYÊN NGHIỆP



NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI

SỞ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO HÀ NỘI

ThS. NGUYỄN QUANG TUYẾN (*Chủ biên*)

GIÁO TRÌNH
ĐỒ ÁN THIẾT KẾ MÁY

(*Dùng trong các trường THCN*)

NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI - 2007

NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI
4 - TỔNG DUY TÂN, QUẬN HOÀN KIẾM, HÀ NỘI
ĐT: (04) 8252916, 8257063 - FAX: (04) 8257063

GIÁO TRÌNH
ĐỒ ÁN THIẾT KẾ MÁY
NHÀ XUẤT BẢN HÀ NỘI - 2007

Chịu trách nhiệm xuất bản

NGUYỄN KHẮC OÁNH

Biên tập

PHẠM QUỐC TUẤN

Bìa

TRẦN QUANG

Kỹ thuật vẽ tính

HẢI YẾN

Sửa bản in

PHẠM QUỐC TUẤN

In 550 cuốn, khổ 17x24cm, tại Nhà in Hà Nội - Công ty Sách Hà Nội. 67 Phố Đức Chính - Ba Đình - Hà Nội. Quyết định xuất bản số: 154-2006/CXB/550GT-15/HN cấp ngày 28/02/2006. Số in: 83/3. In xong và nộp lưu chiểu quý I năm 2007.

Lời giới thiệu

Nước ta đang bước vào thời kỳ công nghiệp hóa, hiện đại hóa nhằm đưa Việt Nam trở thành nước công nghiệp văn minh, hiện đại.

Trong sự nghiệp cách mạng to lớn đó, công tác đào tạo nhân lực luôn giữ vai trò quan trọng. Báo cáo Chính trị của Ban Chấp hành Trung ương Đảng Cộng sản Việt Nam tại Đại hội Đảng toàn quốc lần thứ IX đã chỉ rõ: “Phát triển giáo dục và đào tạo là một trong những động lực quan trọng thúc đẩy sự nghiệp công nghiệp hóa, hiện đại hóa, là điều kiện để phát triển nguồn lực con người - yếu tố cơ bản để phát triển xã hội, tăng trưởng kinh tế nhanh và bền vững”.

Quán triệt chủ trương, Nghị quyết của Đảng và Nhà nước và nhận thức đúng đắn về tầm quan trọng của chương trình, giáo trình đối với việc nâng cao chất lượng đào tạo, theo đề nghị của Sở Giáo dục và Đào tạo Hà Nội, ngày 23/9/2003, Ủy ban nhân dân thành phố Hà Nội đã ra Quyết định số 5620/QĐ-UB cho phép Sở Giáo dục và Đào tạo thực hiện đề án biên soạn chương trình, giáo trình trong các trường Trung học chuyên nghiệp (THCN) Hà Nội. Quyết định này thể hiện sự quan tâm sâu sắc của Thành ủy, UBND thành phố trong việc nâng cao chất lượng đào tạo và phát triển nguồn nhân lực Thủ đô.

Trên cơ sở chương trình khung của Bộ Giáo dục và Đào tạo ban hành và những kinh nghiệm rút ra từ thực tế đào tạo, Sở Giáo dục và Đào tạo đã chỉ đạo các trường THCN tổ chức biên soạn chương trình, giáo trình một cách khoa học, hệ

thống và cập nhật những kiến thức thực tiễn phù hợp với đối tượng học sinh THCN Hà Nội.

Bộ giáo trình này là tài liệu giảng dạy và học tập trong các trường THCN ở Hà Nội, đồng thời là tài liệu tham khảo hữu ích cho các trường có đào tạo các ngành kỹ thuật - nghiệp vụ và đồng đạo bạn đọc quan tâm đến vấn đề hướng nghiệp, dạy nghề.

Việc tổ chức biên soạn bộ chương trình, giáo trình này là một trong nhiều hoạt động thiết thực của ngành giáo dục và đào tạo Thủ đô để kỷ niệm “50 năm giải phóng Thủ đô”, “50 năm thành lập ngành” và hướng tới kỷ niệm “1000 năm Thăng Long - Hà Nội”.

Sở Giáo dục và Đào tạo Hà Nội chân thành cảm ơn Thành ủy, UBND, các sở, ban, ngành của Thành phố, Vụ Giáo dục chuyên nghiệp Bộ Giáo dục và Đào tạo, các nhà khoa học, các chuyên gia đầu ngành, các giảng viên, các nhà quản lý, các nhà doanh nghiệp đã tạo điều kiện giúp đỡ, đóng góp ý kiến, tham gia Hội đồng phản biện, Hội đồng thẩm định và Hội đồng nghiệm thu các chương trình, giáo trình.

Đây là lần đầu tiên Sở Giáo dục và Đào tạo Hà Nội tổ chức biên soạn chương trình, giáo trình. Dù đã hết sức cố gắng nhưng chắc chắn không tránh khỏi thiếu sót, bất cập. Chúng tôi mong nhận được những ý kiến đóng góp của bạn đọc để từng bước hoàn thiện bộ giáo trình trong các lần tái bản sau.

GIÁM ĐỐC SỞ GIÁO DỤC VÀ ĐÀO TẠO

Lời nói đầu

Đồ án Thiết kế máy nằm trong số giáo trình viết theo chủ trương của Sở Giáo dục và Đào tạo Hà Nội nhằm xây dựng một bộ giáo trình thống nhất dùng cho ngành trung học chuyên nghiệp đóng trên địa bàn thành phố.

Cơ sở để biên soạn giáo trình là chương trình khung đào tạo kỹ thuật viên hệ trung học chuyên nghiệp ngành khai thác và sửa chữa các thiết bị cơ khí đã được Bộ Giáo dục và Đào tạo thông qua năm 2002.

Đồ án thiết kế máy trên thực tế không phải là một giáo trình độc lập mà là phần hướng dẫn thực hành phục vụ cho học sinh làm đồ án môn học Cơ sở thiết kế máy. Chính vì vậy sách không đi vào chi tiết, bản chất của các kết cấu và chi tiết máy mà chỉ chú trọng hướng dẫn học sinh cách tính toán cũng như phương pháp tra cứu số liệu phục vụ cho các bài tập cụ thể. Tuy nhiên sách cũng cung cấp một số các tư liệu giúp cho học sinh có thể sử dụng để tra cứu độc lập nếu như sau này gặp phải các bài toán tương tự. Sách được xây dựng trên cơ sở kế thừa những nội dung đang được giảng dạy tại các trường, kết hợp với định hướng mới cho các kỹ thuật viên trong thời kỳ công nghiệp hoá và hiện đại hoá đất nước. Giáo trình cũng được xây dựng theo hướng liên thông với các chương trình đào tạo Cao đẳng, Đại học kỹ thuật và Sư phạm kỹ thuật hiện hành nhằm tạo điều kiện và cơ sở để người học tiếp tục học tập nâng cao sau này. Đề cương của giáo trình đã được sự tham gia đóng góp ý kiến của các chuyên gia đang giảng dạy trong các trường đại học, cao đẳng và các trường trung học chuyên nghiệp cũng như của các doanh nghiệp tại hội nghị thông qua chương trình khung cho ngành đào tạo.

Giáo trình được biên soạn cho ngành khai thác và sửa chữa các thiết bị cơ khí chủ yếu là chuyên ngành gia công cắt gọt kim loại và sửa chữa máy công cụ. Với các ngành hoặc các chuyên ngành khác khi sử dụng cần có sự điều chỉnh phù hợp với yêu cầu của ngành học.

Giáo trình do các giáo viên đã giảng dạy nhiều năm trong các trường đại học và trung học chuyên nghiệp biên soạn. Quá trình biên soạn giáo trình đã

nhận được sự đóng góp ý kiến của tập thể giáo viên trường Trung học Công nghiệp Hà Nội, đặc biệt là Ban Lý thuyết Cơ sở.

Tuy các tác giả đã có nhiều cố gắng song lần đầu xuất bản giáo trình không thể tránh khỏi những khiếm khuyết nhất định. Các tác giả hy vọng nhận được sự đóng góp ý kiến của các trường cũng như của bạn đọc để có thể hoàn thiện giáo trình hơn nữa. Mọi đóng góp xin gửi về Nhà Xuất bản Hà Nội, Sở Giáo dục và Đào tạo Hà Nội hoặc ban Lý thuyết Cơ sở trường Trung học Công nghiệp Hà Nội.

Xin chân thành cảm ơn

CÁC TÁC GIẢ

NỘI DUNG VÀ YÊU CẦU CỦA ĐỒ ÁN

Nội dung

Thiết kế một bộ truyền động băng tải hai cấp theo sơ đồ động học đã cho cùng với các chỉ số kỹ thuật như: công suất truyền, tốc độ băng tải hay số vòng quay của trục bị dẫn. Hai cấp truyền động bao gồm: một bộ truyền động đai hoặc xích, một hộp giảm tốc một cấp có thể là cặp bánh răng trụ, cặp bánh răng côn răng thẳng hay bộ truyền trục vít bánh vít.

Khối lượng công việc cần thực hiện

- Chọn động cơ, phân phối tỷ số truyền cho mỗi cấp.
- Tính toán một bộ truyền động xích, đai dẹt hoặc đai thang.
- Tính toán bộ truyền động bánh răng.
- Tính trục dẫn.
- Chọn và tính kiểm tra then.
- Tính toán một cặp ổ lăn trên trục dẫn.
- Tính vỏ hộp và chọn các chi tiết tiêu chuẩn.

Sản phẩm cần có

Một bản thuyết minh đồ án thể hiện đầy đủ các khối lượng công việc trên khoảng 25 đến 30 trang A4 viết tay hoặc đánh máy một mặt.

Một bản vẽ lắp hộp giảm tốc một cấp theo đúng kích thước đã tính toán và chọn trong thuyết minh với đầy đủ các yêu cầu của một bản vẽ lắp theo tiêu chuẩn Việt Nam trên giấy vẽ khổ A0.

Yêu cầu của đồ án

Thuyết minh:

Tỷ số truyền phân bố hợp lý, các số liệu tra cứu chính xác, kết quả tính toán nằm trong phạm vi sai số cho phép.

Các hình vẽ và biểu đồ thể hiện đúng, không có các sai sót cơ bản.

Bản vẽ:

Các kích thước cơ bản phải phù hợp với kết quả tính toán và lựa chọn trong thuyết minh như: khoảng cách giữa hai trục bánh răng; đường kính các bánh răng; đường kính trục và ổ; khoảng cách giữa hai tâm ổ.

Các kết cấu phải đảm bảo hoạt động và tháo lắp được.

Tương quan giữa ba hình chiếu trên bản vẽ hợp lý, chính xác.

Trình bày đúng tiêu chuẩn Việt Nam cho một bản vẽ lắp.

Trường
Khoa

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

Hà Nội, Ngày..... Tháng..... Năm 200..

ĐỒ ÁN MÔN HỌC CHI TIẾT MÁY

Họ và tên học sinh:

Lớp: Ngành: Cơ khí.....

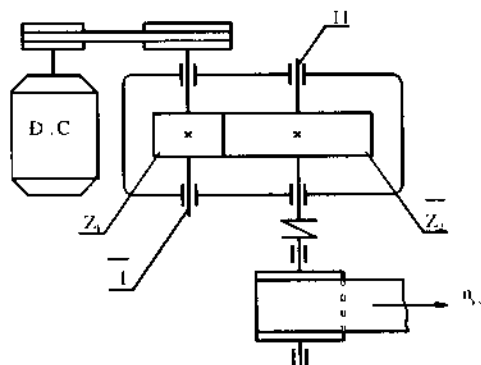
Họ và tên giáo viên hướng dẫn:

I. ĐỀ BÀI:

Thiết kế hệ dẫn động băng tải

(sơ đồ bên) với các dữ liệu sau:

- Công suất yêu cầu: $N_{y/c} =$
- Vận tốc yêu cầu: $n_{y/c} =$
- Góc nghiêng của đai so với phương nằm ngang: $\gamma =$
- Đặc tính tải trọng:
- Bộ truyền quay chiều
- Sai số tính toán cho phép:.....
- Thời gian làm việc: $T =$ giờ



II. NHIỆM VỤ HỌC SINH:

A. Thuyết minh: (25 - 30 trang)

Chọn động cơ, xác định tỷ số truyền động cho hệ.

Tính toán bộ truyền động đai thang/dẹt.

Tính toán 1 cặp bánh răng theo chỉ định.

Tính chính xác trục dẫn, tính sơ bộ trục bị dẫn.

Chọn ổ bi và tính 1 cặp ổ trên trục dẫn.

Tính (chọn) vỏ hộp và chọn các chi tiết phụ của bộ truyền.

B. Bản vẽ: Khổ A0

Vẽ một bản vẽ lắp hoàn chỉnh của hộp giảm tốc vừa tính được.

III. TIẾN ĐỘ THỰC HIỆN:

Ngày giao đồ án:

Ngày hoàn thành:

Dự kiến ngày bảo vệ:

Giám hiệu

Khoa

Giáo viên ra đề

Trường
Khoa

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM
Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

Hà Nội, Ngày..... Tháng..... Năm 200..

ĐỒ ÁN MÔN HỌC CHI TIẾT MÁY

Họ và tên học sinh:

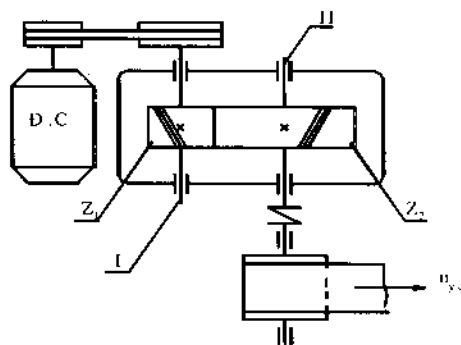
Lớp: Ngành: Cơ khí.....

Họ và tên giáo viên hướng dẫn:

I. Đề bài:

Thiết kế hệ dẫn động băng tải
(sơ đồ bên) với các dữ liệu sau:

- Công suất yêu cầu: $N_{y/c} =$
- Vận tốc yêu cầu: $n_{y/c} =$
- Góc nghiêng của đai so với phương nằm ngang: $\gamma =$
- Đặc tính tải trọng:
- Bộ truyền quay chiều
- Sai số tính toán cho phép:.....
- Thời gian làm việc: $T =$ giờ



II. Nhiệm vụ học sinh:

C. Thuyết minh: (25 - 30 trang)

Chọn động cơ, xác định tỷ số truyền động cho hệ.

Tính toán bộ truyền động đai thang/dẹt.

Tính toán 1 cặp bánh răng theo chỉ định.

Tính chính xác trục dẫn, tính sơ bộ trục bị dẫn.

Chọn ổ bi và tính 1 cặp ổ trên trục dẫn.

Tính (chọn) vỏ hộp và chọn các chi tiết phụ của bộ truyền.

D. Bản vẽ: Khổ A0

Vẽ một bản vẽ lắp hoàn chỉnh của hộp giảm tốc vừa tính được.

III. Tiến độ thực hiện:

Ngày giao đồ án:

Ngày hoàn thành:

Dự kiến ngày bảo vệ:

Giám hiệu

Khoa

Giáo viên ra đề

Trường

Khoa

CỘNG HÒA XÃ HỘI CHỦ NGHĨA VIỆT NAM

Độc lập - Tự do - Hạnh phúc

Hà Nội, Ngày..... Tháng..... Năm 200..

ĐỒ ÁN MÔN HỌC CHI TIẾT MÁY

Họ và tên học sinh:

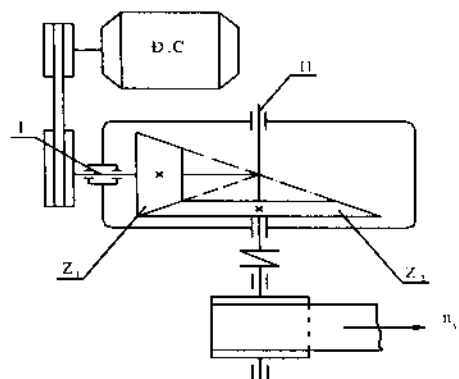
Lớp: Ngành:.....

Họ và tên giáo viên hướng dẫn:

I. Đề bài:

Thiết kế hệ dẫn động băng tải
(sơ đồ bên) với các dữ liệu sau:

- Công suất yêu cầu: $N_{yêu}$ =
- Vận tốc yêu cầu: $n_{yêu}$ =
- Góc nghiêng của đai so với phương nằm ngang: γ =
- Đặc tính tải trọng:
- Bộ truyền quay chiều
- Sai số tính toán cho phép:.....
- Thời gian làm việc: T = giờ



II. Nhiệm vụ học sinh:

E. Thuyết minh: (25 - 30 trang)

Chọn động cơ, xác định tỷ số truyền động cho hệ.

Tính toán bộ truyền động đai thang/dẹt.

Tính toán 1 cặp bánh răng theo chỉ định.

Tính chính xác trục dẫn, tính sơ bộ trục bị dẫn.

Chọn ổ bi và tính 1 cặp ổ trên trục dẫn.

Tính (chọn) vỏ hộp và chọn các chi tiết phụ của bộ truyền.

F. Bản vẽ: Khổ A0

Vẽ một bản vẽ lắp hoàn chỉnh của hộp giảm tốc vừa tính được.

III. Tiến độ thực hiện:

Ngày giao đồ án:

Ngày hoàn thành:

Dự kiến ngày bảo vệ:

Giám hiệu

Khoa

Giáo viên ra đề

Chương 1

CHỌN ĐỘNG CƠ, XÁC ĐỊNH TỶ SỐ TRUYỀN

I. CÁC THÔNG SỐ CẦN THIẾT ĐỂ CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN.

- Công suất yêu cầu.
- Số vòng quay cần thiết.
- Các yêu cầu kỹ thuật khác của bộ truyền.

Công suất

Công suất của động cơ được xác định theo công thức

$$N_{ct} = \frac{N_{yc}}{\eta} (KW)$$

trong đó η là hiệu suất chung của bộ truyền

N_{ct} là công suất cần thiết trên trục động cơ.

N_{yc} là công suất yêu cầu.

mặt khác:

$$\eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3 \times \eta_4 \dots\dots\dots$$

với $\eta_1, \eta_2, \eta_3, \dots\dots\dots$ là hiệu suất của các bộ truyền riêng lẻ và các cặp ổ.

Giá trị η_i có thể được chọn theo bảng 1.1

Bảng 1.1. Công suất của một số bộ truyền

Tên gọi	Hiệu suất	
	Được che kín	Để hở
Bộ truyền bánh răng trụ	0,96 - 0,98	0,93 - 0,95
Bộ truyền bánh răng côn	0,95 - 0,97	0,92 - 0,94

Bộ truyền bánh vít-trục vít tự hãm không tự hãm với $z = 1$ $z = 2$ $z = 4$	0,30 - 0,40 0,70 - 0,75 0,75 - 0,82 0,87 - 0,90	0,0 - 0,30
Bộ truyền xích	0,95 - 0,97	0,90 - 0,93
Bộ truyền bánh ma sát	0,90 - 0,96	0,70 - 0,88
Bộ truyền đai		0,96 - 0,97
Một cặp ổ lăn	0,99 - 0,995	
Một cặp ổ trượt	0,98 - 0,99	
<i>Chú thích:</i> trị số bánh răng cho trong bảng ứng với cấp chính xác 8 và 9. Với các cấp chính xác cấp 6 và 7 trị số trên tăng lên khoảng 20% - 30%		

Để bộ truyền có thể làm việc được công suất động cơ phải thỏa mãn $N_{dc} \geq N_{ct}$

Đây là yêu cầu quan trọng nhất bắt buộc phải đáp ứng.

Số vòng quay của động cơ

Thông thường động cơ điện, đặc biệt là động cơ điện 3 pha chỉ có một vài số vòng quay xác định. Để kết cấu được gọn nhẹ, hiệu suất cao, giá thành hạ người ta thường có xu hướng chọn động cơ có số vòng quay càng cao càng tốt. Tuy nhiên mỗi bộ truyền chỉ nên dùng cho một khoảng tỷ số truyền kinh tế nhất (tham khảo bảng 1.2). Tỷ số truyền của toàn hệ thống được tính theo công thức.

$$u_t = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3 \dots$$

Trong đó u_t là tỷ số truyền của toàn hệ thống

$u_1, u_2, u_3, \dots$ là tỷ số truyền của mỗi bộ truyền trong hệ thống.

với hệ thống băng tải trong đồ án ta có thể thấy

$$u_t = u_d + u_{br}$$

với u_d là tỷ số truyền của bộ truyền đai

u_{br} là tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng. Căn cứ vào bảng 1.2 có thể thấy động cơ phải chọn có số vòng quay sao cho tỷ số truyền u_t nằm trong khoảng 7 - 12 mà tỷ số truyền của hệ thống xác định nhờ công thức

$$u_t = \frac{n_{dc}}{n_{yc}} (v / ph)$$

II. PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN

Sau khi có tỷ số truyền u_t cần phải phân phối tỷ số truyền đó cho từng bộ truyền theo giá trị nên dùng trong bảng 1.2. Thông thường ta chọn trước tỷ số truyền của một bộ truyền nào đó (thường là bộ truyền bánh răng) rồi sau đó tính tỷ số truyền của bộ truyền còn lại theo công thức:

$$u_d = \frac{u_t}{u_{br}} (v / ph)$$

Chú ý: khi chọn tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng theo bảng 1.2 không nên chọn các tỷ số truyền quá chẵn 1, 2, 3 v.v vì với tỷ số truyền này tần số lặp lại các lỗi trong bộ truyền (nếu có) sẽ cao hơn làm bộ truyền nhanh hỏng.

Bảng 1.2. Tỷ số truyền nên dùng của các bộ truyền

Loại truyền động	Tỷ số truyền
Truyền động bánh răng trụ	
Để hở	4 - 6
Hộp giảm tốc 1 cấp	3 - 5
Hộp giảm tốc 2 cấp	8 - 40
Truyền động bánh răng côn	
Để hở	2 - 3
Hộp giảm tốc 1 cấp	2 - 4
Hộp giảm tốc côn - trụ	10 - 25
Truyền động trục vít	
Để hở	15 - 60
Hộp giảm tốc 1 cấp	10 - 40
Hộp giảm tốc 2 cấp trục vít	300 - 800

Hộp giảm tốc 2 cấp trục vít - bánh răng	60 - 90
Truyền động đai dẹt	
Thường	2 - 4
Có bánh căng đai	4 - 6
Truyền động đai thang	3 - 5
Truyền động xích	2 - 5
Truyền động bánh ma sát	2 - 4

III. CHỌN LOẠI ĐỘNG CƠ

Để chọn loại động cơ người ta căn cứ vào chế độ tải trọng của hệ thống và các yêu cầu kỹ thuật khác về thời gian làm việc, độ an toàn cũng như môi trường. Với đồ án ta coi như chế độ làm việc của động cơ là ổn định thì động cơ chỉ cần đáp ứng hai yêu cầu

$$N_{dc} \geq N_{ct}$$

$$T_{qt} \leq T_{max}$$

Trong đó T_{qt} là mômen quá tải của thiết bị khi làm việc.

T_{max} là mômen cực đại của động cơ.

Thông thường các thông số N , n , T được cho trước trong các bảng tra về động cơ.

IV. VÍ DỤ:

Bài toán: chọn động cơ và phân phối tỷ số truyền cho hệ thống băng tải theo sơ đồ động của mẫu 3 biết: Công suất yêu cầu $N_{yc} = 3,25KW$; tính số vòng quay và mômen xoắn trên mỗi trục.

1. Chọn động cơ

Để chọn động cơ điện cần tính công suất cần thiết

Gọi công suất ra cần thiết trên băng tải là N_{yc} :

Công suất cần thiết của động cơ là

$$N_{ct} = \frac{N_{yc}}{\eta} (KW)$$

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

Trong đó:

η : Hiệu suất chung của bộ truyền:

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

$\eta_o = 0,995$ là hiệu suất của 1 cặp ổ lăn

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

$\eta_d = 0,96$ là hiệu suất bộ truyền đai

$$\eta = 1 \times 0,995^3 \times 0,98 \times 0,96 = 0,93$$

Thay tất cả các giá trị vào công thức ta được:

$$N_{ct} = \frac{3,25}{0,93} = 3,5 \text{ (kW)}.$$

ở đây ta chọn động cơ có ký hiệu

4A2- 31-2 có công suất định mức là $N = 3,5 \text{ (kW)}$

số vòng quay định mức là $n = 2800 \text{ (v/ph)}$

2. Phân phối tỷ số truyền

Xác định tỉ số truyền chung u_t :

Tỷ số truyền chung của bộ truyền là:

$$u_t = n_{dc} / n_{yc}$$

$$u_t = 2800 / 302 = 9,27.$$

Phân phối tỉ số truyền của hệ dẫn động cho các bộ truyền:

$$u_t = u_{br} \times u_d$$

Trong đó:

u_{br} : tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng

u_d : tỷ số truyền bộ truyền đai

Ta có: $u_t = u_d \cdot u_{br} = 9,27$

Lấy $u_{br} = 3,5 \Rightarrow u_d = 2,66$

3. Xác định công suất, mômen và số vòng quay trên các trục

Trên trục I:

$$N_I = N_{ct} = 3,5 \text{ (KW)}.$$

$$n_I = n_{dc} = 2800 \text{ (v/ph)}.$$

$$M_1 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot 3,5 / 2800 = 11937,5 (\text{Nmm}).$$

Trên trục II

$$N_2 = N_1 \cdot \eta_v \cdot \eta_d = 3,5 \cdot 0,96 \cdot 0,995 = 3,34 (\text{KW}).$$

$$n_2 = n_1 / u_d = 2800 / 2,66 = 1053 (\text{v/ph}).$$

$$M_2 = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N_2}{n_2} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{3,34}{1053} = 32920,7 (\text{N.mm})$$

Trên trục III

$$N_3 = N_2 \times \eta_d \times \eta_o = 3,34 \times 0,98 \times 0,995 = 3,2 (\text{KW}).$$

$$n_3 = n_2 / u_d = 1053 / 3,5 = 300 (\text{v/ph}).$$

$$M_3 = 9,55 \times 10^6 \cdot \frac{N_3}{n_3} = 9,55 \times 10^6 \times \frac{3,2}{300} = 101866,6 (\text{N.mm}).$$

Từ kết quả tính toán ta được bảng thống kê số liệu:

Thông số	N <kW>	n <v/p>	M <Nmm>
Trục			
I	3,5	2800	11937
II	3,34	1053	32920
III	3,2	300	101866,6

Chương 2

TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

I. CÁC BƯỚC THIẾT KẾ TRUYỀN ĐỘNG ĐAI

- Chọn loại đai
- Xác định các kích thước và thông số bộ truyền.
- Xác định các thông số của đai theo chỉ tiêu về khả năng kéo của đai và về tuổi thọ.
- Xác định lực căng đai và lực tác dụng lên trục.

II. TRUYỀN ĐỘNG ĐAI DỆT

1. Chọn loại đai

Trong công nghiệp sử dụng các loại đai dệt sau đây: đai da, đai vải cao su, đai vải bông, đai sợi len và đai sợi tổng hợp. Đai da có độ bền mòn cao, chịu va đập tốt nhưng không dùng được ở môi trường có axit hoặc ẩm ướt, giá thành lại đắt nên ít dùng. Đai vải cao su gồm nhiều lớp vải ni lông và cao su lưu hoá, được xếp từng lớp, cuộn từng vòng kín hoặc cuộn xoắn ốc. Nhờ các đặc tính: bền, dẻo, ít bị ảnh hưởng của độ ẩm và sự thay đổi nhiệt độ, đai vải cao su được dùng khá rộng rãi. Đai sợi bông nhẹ, mềm, thích hợp với bánh đai đường kính nhỏ và với vận tốc lớn nhưng khả năng tải và tuổi thọ thấp. Đai sợi len nhờ có độ đàn hồi tốt nên chịu được tải trọng va đập, đồng thời cũng ít bị ảnh hưởng của nhiệt độ, độ ẩm, axit v.v... tuy nhiên khả năng tải lại thấp hơn các loại đai khác.

Các loại đai dệt trên đây được chế tạo thành những cuộn dài, số lớp, chiều rộng b và chiều dày δ của đai được tiêu chuẩn hoá.

Gần đây bắt đầu sử dụng các loại đai sợi tổng hợp. Đó là các loại đai bằng chất dẻo trên cốt là sợi capron với các lớp phủ là nhựa poliamit trộn với cao su nitrin (SKN - 40) hoặc nhựa nairit. Đai sợi tổng hợp có giới hạn bền cao ($\sigma_b =$

120 - 150 MPa) có thể làm việc với vận tốc $v \leq 60$ m/s, công suất tới 3.000 kW. Ngoài b và δ , đai sợi tổng hợp được tiêu chuẩn hoá về chiều dài đai (bảng 2.5)

Chọn loại đai nào là tùy thuộc vào điều kiện làm việc cụ thể (công suất, vận tốc, môi trường làm việc ...). Hiện nay đai vải cao su và đai sợi tổng hợp được dùng nhiều hơn cả.

Trên các bảng từ 2.1 đến 2.5 ghi các kích thước của đai dẹt (theo tiêu chuẩn Việt Nam TCVN).

Bảng 2.1: Kích thước của đai vải cao su

Số lớp	Chiều rộng đai b (mm)	Kí hiệu đai			
		B-800 và B -820		BKNL-65 và BKNL-65-2	
		Chiều dày đai δ , mm			
		Có lớp lót	Không có lớp lót	Có lớp lót	Không có lớp lót
3	20...112	4,5	3,75	3,0	3,0
4	20...250	6,0	5,00	4,8	4,0
5	20...250	7,5	6,25	6,0	5,0
6	80...250	9,0	7,50	7,2	6,0

Chú thích: Chiều rộng tiêu chuẩn của đai như sau:
20;25;(30);32;40;50;(60);63;(70);71;(75);80;(86);90;100;112;(115);(120);125;140;
(150);(160);(175);180;200;224;(225);250. (Kích thước trong dấu ngoặc nên ít dùng)

Bảng 2.2: Các thông số của đai sợi bông

Chiều rộng đai b, mm	Số lớp	Chiều dày đai δ , mm
30,40,50,60,75,90,100	4	4,5
30,40,50,60,75,100,115,125,150,175	6	6,5
50,75,110,115,125,150,175,200,225,250	8	8,5

Bảng 2.3: Các thông số của đai da

Chiều rộng đai b, mm	Chiều dày đai δ , mm	
	Loại đơn	Loại kép
10, 16, 20, 25	3,0...3,5	-
32, 40, 50	3,5...4	-
63, 71	4...4,5	-
80, 90, 100, 112	4,5...5,0	7,5...8,0
125, 140	5,0...6,0	9,0...9,5
160, 180, 200, 224, 250, 280, 355, 400, 450, 500, 560	5,5...6,0	9,5...10,0

Bảng 2.4: Các thông số của đai sợi len

Chiều rộng đai b, mm	Số lớp	Chiều dày δ , mm
50, 60, 75, 90	3	6
100, 115, 125, 150, 175	4	9
200, 225, 250, 300, 400, 500	5	11

Bảng 2.5: Các thông số của đai sợi tổng hợp

Loại vật liệu đai	Chiều dày δ , mm	Chiều rộng b, mm	Chiều dài trong	
			Danh nghĩa, mm	Sai lệch giới hạn, mm
Sợi capron phủ bằng màng polimit trộn với cao su nitrin SKN-40	0,4...0,6	10	250,260,280,300,320,340:	± 20
		15	35,380,400,420,450,480;	± 20
		20	500,530,560,600,630,670;	± 20
		25	710,750,800,850,900,950	± 20
		30	1000,1060,1120,1180,1250, 1320,1400	± 25

Sợi capron trên cốt vải chéo hai sợi ngang, phủ bằng nhựa nairit	1,0...1,2	40	1500,1600,1700,1800,1900,2000	±45
		50, 60	2120,2240,2360,2500,2650,2800,3000,3150,3350	±45
		80,100	3550,3750,4000	±45

2. Xác định các thông số của bộ truyền

2.1. Đường kính bánh đai nhỏ được xác định theo công thức thực nghiệm sau

$$d_1 = (5,2 \dots 6,4) \cdot \sqrt[3]{T_1}$$

Trong đó T_1 - momen xoắn trên trục bánh đai nhỏ N.mn.

Đường kính sau khi tính được nên chọn theo tiêu chuẩn thuộc dãy sau:

50, 55, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 200, 224, 250, 280, 315 ...

và phải lớn hơn $d_{\min}$ ghi trong bảng 2.6.

Đường kính bánh đai lớn

$$d_2 = d_1 u / (1 - \varepsilon)$$

Trong đó u - tỉ số truyền;

$\varepsilon = 0,01 - 0,02$ - hệ số trượt

d_2 cũng nên chọn theo giá trị tiêu chuẩn. Từ d_1 và d_2 tiêu chuẩn cần tính lại tỉ số truyền thực tế của bộ truyền và số vòng quay thực tế của bánh đai lớn. Sai lệch tỉ số truyền không được vượt quá phạm vi cho phép so với tỉ số truyền đã cho (khoảng 3 ~ 4%).

2.2. Khoảng cách trục được xác định theo công thức

$$a \geq (1,5 \dots 2) \cdot (d_1 + d_2)$$

trong đó hệ số 1,5 dùng cho bộ truyền quay nhanh, hệ số 2 dùng cho bộ truyền vận tốc trung bình.

2.3. Chiều dài đai được xác định

Từ khoảng cách trục a đã chọn

$$l = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2/4a$$

hoặc từ chiều dài nhỏ nhất do yêu cầu về tuổi thọ

$$l_{\min} \geq v/i$$

trong đó i - số lần uốn của đai trong 1 giây,

$$i \leq i_{\max} = 3 \div 5$$

$$v = \pi d_1 n_1 / 60 \text{ 000} - \text{vận tốc đai m/s}$$

Nếu chiều dài đai không thoả mãn điều kiện trên cần tăng 1 lên. Đối với đai cao su (đai da, vải bông) sau khi tính xong, cần tăng 1 thêm khoảng 100 ÷ 400 mm tùy theo cách nối đai. Với đai sợi tổng hợp trị số của 1 phải phù hợp với các giá trị tiêu chuẩn ghi trong bảng 2.4.

Từ giá trị 1 đã chọn này, xác định lại khoảng cách trục

$$a = (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})/4$$

$$\text{trong đó } \lambda = 1 - \pi(d_1 + d_2)/2; \quad \Delta = (d_2 - d_1)/2;$$

$$\text{Góc ôm } \alpha_1 = 180^\circ - (d_2 - d_1) \cdot 57^\circ/a$$

trong đó $\alpha_1 \geq 150^\circ$ đối với đai cao su và $\alpha \geq 120^\circ$ đối với đai sợi tổng hợp

3. Xác định tiết diện đai

Diện tích tiết diện đai dẹt được xác định từ chỉ tiêu về khả năng kéo của đai

$$A = b\delta \geq F_1 K_d / [\sigma_F]$$

trong đó b và δ - chiều rộng và chiều dày đai, mm;

F_1 - lực vòng, N;

K_d - hệ số tải trọng động (bảng 2.7);

$[\sigma_F]$ - ứng suất có ích cho phép MPa.

Lực vòng được xác định từ công suất P_1 , kW và vận tốc v , m/s

$$F_1 = 1000 P_1 / v$$

Chiều dài đai δ được chọn theo tỉ số δ/d_1 sao cho tỉ số này không vượt quá một trị số cho phép nhằm hạn chế ứng suất uốn sinh ra trong đai và tăng tuổi thọ cho đai: $\delta/d_1 \leq (\delta/d_1)_{\max}$. Trị số của $(\delta/d_1)_{\max}$ cho trong bảng 2.8. Theo trị số nên dùng này và đường kính d_1 , tính δ và lấy δ theo tiêu chuẩn (xem bảng 2.1 ... 2.5 tùy loại đai).

Bảng 2.6. Trị số nhỏ nhất của đường kính bánh đai dẹt

Đai vải cao su				
Số lớp	B-800, B-820		BKNL-65, BKNL-65-2	
	$d_{\min}$ (nên dùng/cho phép)		$d_{\min}$ (nên dùng/cho phép)	
	Có lớp lót	Không có lớp lót	Có lớp lót	Không có lớp lót

3	180/140	140/112	140/112	125/90					
4	224/180	200/140	180/140	160/112					
5	315/224	250/180	224/180	200/140					
6	355/315	315/224	280/200	224/180					
Đại sợi tổng hợp									
Chiều dày δ ,mm	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2
$d_{\min}$, mm	28	36	45	56	63	71	80	90	100

Bảng 2.7: Hệ số K_d

Đặc tính tải trọng	Loại máy	Hệ số K_d khi dẫn động bằng động cơ nhóm	
		I	II
Tải trọng tĩnh, tải trọng mở máy 120% tải trọng danh nghĩa	Máy phát điện, quạt, máy nén và máy bơm li tâm, băng tải máy tiện, máy khoan, máy mài	1,0	1,1
Tải trọng dao động nhẹ, tải trọng mở máy đến 150% tải trọng danh nghĩa	Máy bơm và máy nén khí kiểu pitông có 3 xilanh trở lên, xích tải, máy phay, máy tiện ro-vônve.	1,1	1,25
Tải trọng dao động mạnh, tải trọng mở máy đến 200% tải trọng danh nghĩa	Thiết bị dẫn động quay 2 chiều, máy bào, máy xọc; máy bơm và máy nén khí một hoặc hai xilanh; vít vận chuyển và máng cào; máy ép kiểu vít và máy ép lệch tâm có vô lăng nặng; máy kéo sợi, máy dệt	1,25	1,5

Tải trọng va đập và rất không ổn định, tải trọng mở máy đến 300% tải trọng danh nghĩa	Máy ép kiểu vít và máy ép lệch tâm có vỏ lồng nhẹ; máy nghiền đá, máy nghiền quặng; máy cắt tấm, máy búa, máy mài bi, cần trục máy, xúc đất	1,5..1,6	1,7
<i>Chú thích:</i> 1. Động cơ nhóm I gồm: động cơ một chiều, động cơ xoay chiều một pha, động cơ không đồng bộ kiểu lồng sóc, tuabin nước, tuabin hơi; động cơ nhóm II gồm: động cơ xoay chiều đồng bộ, động cơ xoay chiều không đồng bộ kiểu dây quấn, động cơ đốt trong. 2. Trị số trong bảng ứng với chế độ làm việc 1 ca. Khi làm việc 2 ca: lấy trị số trong bảng tăng thêm 0,1; khi làm việc 3 ca- tăng thêm 0,2			

ứng suất có ích cho phép $[\sigma_F]_o = k_1 - k_2 \delta / d_1$ với k_1 và k_2 là các hệ số cho trong bảng 2.9 phụ thuộc vào ứng suất căng ban đầu σ_o .

$$[\sigma_F]_o = k_1 - k_2 \delta / d_1$$

với k_1 và k_2 là các hệ số cho trong bảng 2.9 phụ thuộc vào ứng suất căng ban đầu σ_o .

$[\sigma_F]$ xác định theo công thức:

$$[\sigma_F] = [\delta_F]_o C_\alpha C_v C_o$$

trong đó

$[\sigma_F]_o$ - ứng suất có ích cho phép xác định bằng thực nghiệm đối với các loại đai, ứng với $d_1 = d_2$ ($\alpha = 180^\circ$), bộ truyền đặt nằm ngang, $v = 10$ m/s, tải trọng tĩnh. Trị số của $[\sigma_F]_o$ được tính theo công thức:

$$[\sigma_F]_o = k_1 - k_2 \sigma / d_1$$

với k_1 và k_2 là các hệ số cho trong bảng 2.9 phụ thuộc vào ứng suất căng ban đầu σ_o .

Bảng 2.8. Tỷ số của chiều dày đai và đường kính bánh đai nhỏ

Loại đai dệt	Tỷ số $(\delta/d_1)_{\max}$	
	Nên dùng	Cho phép
đai vải cao su	1/40	1/30
đai da	1/35	1/25

đai sợi bông	1/30	1/25
đai sợi len	1/30	1/25
đai sợi tổng hợp	1/50...1/70	1/100...1/150

Để chọn ứng suất căng ban đầu có thể dựa vào hướng dẫn sau đây: Đối với đai vải cao su, đai da, sợi bông, sợi len: $\sigma_0 = 1,6$ MPa khi bộ truyền đặt thẳng đứng hoặc gần như thẳng đứng, khoảng cách trục không lớn và không điều chỉnh được $\sigma_0 = 1,8$ MPa - khi góc nghiêng của đường tâm bộ truyền so với phương nằm ngang tới 60° và định kỳ điều chỉnh khoảng cách trục; $\sigma_0 = 2,0$ MPa - đối với các bộ truyền tự căng với lực căng không đổi và $\sigma_0 = 2,4$ MPa - đối với các bộ truyền tự căng với lực căng thay đổi.

Đối với đai sợi tổng hợp: $\sigma_0 = 4 \dots 5$ MPa - khi $(\delta/d_{\min}) \leq 1/80$ và định kỳ điều chỉnh khoảng cách trục.

$\sigma_0 = 7,5$ MPa - khi $(\delta/d_{\min}) > 1/80$ và bộ truyền tự căng.

$\sigma_0 = 10$ MPa - khi $(\delta/d_{\min}) > 1/100$ đối với bộ truyền tự căng với lực căng thay đổi.

Bảng 2.9 Ứng suất căng ban đầu

Loại đai		Ứng suất căng ban đầu σ_0 , MPa			
		1,6	1,8	2,0	2,4
đai vải cao su	k_1	2,3	2,5	2,7	3,05
	k_2	9,0	10,0	11,0	13,5
đai da	k_1	2,65	2,9	3,15	3,6
	k_2	26,5	30,0	33,0	40,0
đai sợi bông	k_1	1,95	2,1	2,25	2,5
	k_2	13,5	15,0	17,0	20,0
đai sợi tổng hợp	ứng suất căng ban đầu σ_0 , MPa				
		4,0	5,0	7,5	10,0
được phủ bằng nhựa poliamit S6 trộn với cao su nitrin SKN-40	k_1	5,75	7,0	9,6	11,6
	k_2	176	220	330	440
được phủ bằng nhựa nairit	k_1	6,55	8,0	11,4	14,3

C_α - hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm α_1 trên bánh đai nhỏ đến khả năng kéo của đai, trị số của C_α cho trong bảng 2.10 hoặc tính theo công thức.

$$C_\alpha = 1 - 0,003 (180 - \alpha)$$

C_v - hệ số kể đến ảnh hưởng của lực li tâm đến độ bám của đai trên bánh đai, trị số của C_v cho trong bảng 2.11 hoặc tính theo công thức

$$C_v = 1 - k_v (0,01 v^2 - 1)$$

ở đây $k_v = 0,04$ đối với đai vải cao su, đai da, đai sợi bông, đai len;

$k_v = 0,01$ đối với đai sợi tổng hợp.

C_0 - hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền trong không gian và phương pháp căng đai, trị số cho trong bảng 2.12.

Bảng 2.10. Trị số của hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm C_α

Góc ôm $\alpha_1, ^\circ$	110	120	130	140	150	160	170	180
Hệ số C_α	0,79	0,82	0,85	0,88	0,91	0,94	0,97	1,0

Bảng 2.11. Trị số của hệ số kể đến ảnh hưởng của vận tốc C_v

Loại đai	Vận tốc đai v , m/s									
	5	10	15	20	25	30	35	40	50	70
Vải cao su sợi tổng hợp (*)	1,03	1,0	0,95	0,88	0,79	0,68	-	-	-	-
	1,01	1,0	0,99	0,97	0,95	0,92	0,89	0,85	0,76	0,52
(*) Cũng dùng cho đai da, đai sợi bông, đai sợi len										

Bảng 4.12. Trị số của hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền C_0

Kiểu truyền động	Góc nghiêng của đường tâm bộ truyền đối với phương nằm ngang		
	Từ 0 đến 60°	Từ 60° đến 80°	Từ 80° đến 90°
Tự căng (căng đai tự động)	1	1	1
Truyền động thường	1	0,9	0,8
Truyền động chéo	0,9	0,8	0,7
Truyền động nửa chéo	0,8	0,7	0,6

Chiều rộng đai b được xác định theo F_1 , σ và $[\sigma_F]$ vừa tính được. Trị số của b phải lấy theo tiêu chuẩn (bảng 2.1 đến 2.5).

4. Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

Với σ_0 đã chọn khi xác định $[\sigma_F]_0$ tính được lực căng ban đầu

$$F_0 = \sigma_0 \delta b$$

Lực tác dụng lên trục

$$F_r = 2F_0 \sin(\alpha_1/2)$$

III. TRUYỀN ĐỘNG ĐAI HÌNH THANG

Loại đai này có tiết diện hình thang, mặt làm việc là hai mặt hai bên tiếp xúc với các rãnh hình thang tương ứng trên bánh đai, nhờ đó hệ số ma sát giữa đai và bánh đai hình thang lớn hơn so với đai dẹt, do đó khả năng kéo cũng lớn hơn. Tuy nhiên cũng do ma sát lớn hơn nên hiệu suất của đai hình thang thấp hơn đai dẹt.

1. Chọn loại đai và tiết diện đai

Có 3 loại đai hình thang: đai thang thường, đai thang hẹp và đai thang rộng căn cứ theo tỉ số giữa chiều rộng tính toán b_1 đo theo lớp trung hoà và chiều cao h của tiết diện hình thang: ở đai thường $b_1/h \approx 1,4$, ở đai thang hẹp $b_1/h = 1,05 - 1,1$ và ở đai thang rộng $b_1/h = 2 - 4,5$. Đai thang rộng thường dùng trong các biến tốc đai. Đai thang hẹp nhờ lớp sợi có độ bền cao hơn, tải trọng phân bố đều hơn trên chiều rộng của lớp chịu tải nên khả năng tải của nó lớn hơn so với đai thang thường, do đó với cùng một công suất cần truyền, chi phí vật liệu làm đai và bánh đai giảm xuống (≈ 2 lần), đai thang hẹp có thể làm việc với vận tốc cao hơn $v \leq 40$ m/s, trong khi đai thang thường thường được sử dụng với vận tốc $v \leq 30$ m/s. Do vậy bên cạnh đai thang thường được sử dụng phổ biến hiện nay, đai thang hẹp được sử dụng ngày càng nhiều.

TCVN quy định 7 loại tiết diện đai thang thường theo thứ tự trên diện tích tiết diện tăng dần: Z, O, A, B, C, D, E và 4 loại tiết diện đai thang hẹp: SPO, SPA, SPB, SPC cũng theo thứ tự tiết diện tăng dần (bảng 2.13). Tất cả các loại đai hình thang đều được chế tạo thành vòng liên, do đó ngoài kích thước tiết diện ngang của đai, chiều dài đai cũng được tiêu chuẩn hoá. Với đai có chiều dài tới 1600 mm, chiều dài tiêu chuẩn là chiều dài đai đo theo mặt trong của đai, còn lại là đo theo chiều dài lớp trung hoà. Góc chêm của đai $\varphi_0 = 40^\circ$.

Như vậy 4 loại tiết diện đai thang hẹp tương ứng với 7 loại tiết diện đai thang thường. Chọn loại nào là tùy thuộc vào điều kiện làm việc và kích thước khuôn khổ mong muốn của bộ truyền. Thông thường với vận tốc $v < 25$ m/s dùng đai thang hẹp. Còn chọn tiết diện nào của hai loại đai trên thì có thể dựa theo công suất và vận tốc cần truyền.

Bảng 2.13. Các thông số của đai hình thang

Loại đai	Kí hiệu	Kích thước tiết diện, mm				Diện tích tiết diện A, mm ²	Đường kính bánh đai nhỏ d ₁ , mm	Chiều dài giới hạn l, mm
		b _t	b	h	y ₀			
đai hình thang thường	Z	8,5	10	6	2,1	47	70-140	400-2500
	O	11	13	8	2,8	81	100-200	560-4000
	A	14	17	10,5	4,0	138	140-280	800-6300
	B	19	22	13,5	4,8	230	200-400	1800-10600
	C	27	32	19,0	6,9	476	315-630	3150-15000
	D	32	38	23,5	8,3	692	500-1000	4500-18000
	E	42	50	30	11	1170	800-1600	6300-18000
đai hình thang hẹp	SPZ	8,5	10	8	2	56	63-180	630-3550
	SPA	11	13	10	2,8	95	90-250	800-4500
	SPB	14	17	13	3,5	158	140-200	1250-8000
	SPC	19	22	18	4,8	278	224-315	2000-8000
Trị số tiêu chuẩn của chiều dài đai (mm) như sau: 400, (425), 450, (475), 500, (530), 560, (600), 630, (670), 710, (750), 800, (850), 900, (950), 1000, (1060), 1120, (1180), 1250, (1320), 1400, (1500), 1600, (1700), 1800, (1900), 2000, (2120), 2240, (2360), 2500, (2650), 2800, (3000), 3150, (3350), 3550, (3750), 4000, (4250), 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000. <i>Chú thích:</i> Trị số trong ngoặc ít dùng								

Đai thang thường, tiết diện O dùng khi công suất đến 2 kW, tiết diện E dùng khi công suất trên 200 kW. Còn các tiết diện khác có thể tham khảo để chọn, phụ thuộc vào công suất cần truyền và số vòng quay của bánh đai nhỏ.

Bảng 2.14: Tiết diện đai theo khả năng chịu tải và vận tốc truyền

Công suất truyền kW	Tiết diện đai nên dùng khi vận tốc v (m/s)		
	≤ 5	5 ... 10	10 ... 15
0.5 ... 1	Z,O	Z,O	Z
1 ... 2	Z,O, A	Z, O	Z,O
2 ... 4	O, A	Z, O, A	Z,O
4 ... 7,5	A, B	O, A	O, A
7,5 ... 15	B	A, B	A, B

2. Xác định các thông số của bộ truyền

1. Đường kính bánh đai nhỏ d_1 được chọn theo bảng 2.13 theo tiết diện đai, trong đó ghi trị số nhỏ nhất và trị số nên dùng. Chỉ khi nào yêu cầu kích thước phải thật gọn mới dùng trị số đường kính nhỏ nhất, trái lại khi tăng đường kính sẽ tăng được tuổi thọ cho đai. Thông thường đường kính bánh đai nhỏ được xác định theo công thức:

$$d_1 = 1,25.d_{\min}$$

trong đó $d_{\min}$ là đường kính bánh đai nhỏ nhất tra theo bảng 2.13

Có thể tham khảo dãy số sau đây để chọn đường kính bánh đai nhỏ d_1 , mm: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315 ... với chú ý là trị số được chọn phải nằm trong khoảng đường kính nhỏ nhất và nên dùng ở bảng 2.13.

Từ đường kính bánh đai, xác định vận tốc đai

$$v = \pi d_1 n_1 / 60000 \text{ (m/s)}$$

với lời khuyên $v < 25$ m/s đối với đai thang thường và $v < 40$ m/s đối với đai thang hẹp. Nếu v lớn hơn các giá trị vừa nêu thì có thể giảm bớt đường kính d_1 đã chọn hoặc thay đai thang thường bằng đai thang hẹp.

Từ d_1 , tính d_2 theo công thức tương tự ở phần tính đai dẹt. Chú ý rằng d_1 và d_2 là đường kính vòng tròn qua lớp trung hoà của đai (khi đai vòng qua bánh đai), d_2 cũng nên lấy theo tiêu chuẩn (xem bảng 2.21); từ d_1 và d_2 tiêu chuẩn tính lại tỉ số truyền u , với sai lệch của u nằm trong phạm vi cho phép (3 ~ 4%).

2. Khoảng cách trục a nên dùng có thể chọn theo bảng dựa vào tỉ số truyền u và đường kính bánh đai d_2 .

Bảng 2.15: Tỷ số a/d_2 nên dùng

u	1	2	3	4	5	≥ 6
a/d_2	1,5	1,2	1,0	0,95	0,9	0,85

Trị số a tính được cần thoả mãn điều kiện sau:

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

3. Chiều dài đai l được xác định theo khoảng cách trục đã chọn a theo công thức sau đó quy tròn theo tiêu chuẩn (bảng 2.13) rồi kiểm nghiệm đai về tuổi thọ.

$$l = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2/4a$$

$$i = v/l \leq i_{\max} = 10$$

Từ chiều dài đai tiêu chuẩn cần tính chính xác lại khoảng cách trục a theo công thức.

$$a = (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})/4$$

$$\text{trong đó } \lambda = 1 - \pi(d_1 + d_2)/2; \quad \Delta = (d_2 - d_1)/2;$$

4. Góc ôm α_1 trên bánh đai nhỏ được xác định theo công thức với điều kiện $\alpha_1 \geq 120^\circ$.

3. Xác định số đai

Số đai Z được tính theo công thức

$$Z = P_1 K_d / ([P_o] C_\alpha C_1 C_u C_2)$$

trong đó:

P_1 - công suất trên trục bánh đai chủ động kW

$[P_o]$ - công suất cho phép kW xác định bằng thực nghiệm ứng với bộ truyền có số đai $Z = 1$, chiều dài đai l_o , tỉ số truyền $u = 1$ và tải trọng tĩnh.

Trị số của $[P_o]$ đối với đai thang thường cho trong bảng 2.16 và đối với đai thang hẹp, trong bảng 2.17.

Bảng 2.16: Trị số của công suất cho phép $[P_0]$ đối với đai thang thường

Kí hiệu tiết diện đai và chiều dài đai thí nghiệm l_0, mm	Đường kính bánh đai nhỏ d_1, mm	Vận tốc đai, m/s					
		3	5	10	15	20	25
Z $l_0=1320$	63	0,33	0,49	0,83	1,04	1,14	1,88
	90	0,46	0,64	1,17	1,54	1,80	2,30
	112	0,48	0,75	1,33	1,78	2,12	
O $l_0=1700$	112	0,70	1,08	1,85	2,40	2,73	2,85
	125	0,78	1,17	2,0	2,75	3,08	3,26
	140	0,80	1,25	2,20	2,92	3,44	3,75
	160	0,84	1,32	2,34	3,14	3,78	4,09
	180	0,88	1,38	2,47	3,37	4,06	4,46
A $l_0=2240$	125	0,92	1,38	2,25	2,61	-	-
	180	1,20	2,13	3,38	4,61	5,34	5,93
	224	1,35	2,30	4,4	5,53	6,46	7,08
	280	1,65	2,51	4,47	5,57	7,38	8,22
B $l_0=3750$	200	1,83	2,73	4,55	5,75	6,28	-
	250	2,30	3,54	6,02	8,0	9,23	9,69
	280	2,46	3,77	6,59	8,82	10,27	11,0
	315	2,63	3,88	7,39	9,71	11,33	12,27
	355	2,84	4,29	7,57	10,51	12,42	13,63
	450	3,08	4,74	8,54	11,53	14,15	15,62
C $l_0=6000$	355	-	6,67	11,17	14,91	16,50	17,51
	500	-	9,75	15,57	20,23	24,90	26,47
	630	-	10,76	17,46	23,60	27,89	32,19
	800	-	11,14	19,16	26,50	31,11	34,23

Bảng 2.17 Trị số công suất cho phép $[P_d]$ đối với đai thang hẹp

Kí hiệu tiết diện đai và chiều dài đai l_0, mm	Đường kính bánh đai nhỏ, mm	Vận tốc đai, m/s							
		3	5	10	15	20	25	30	35
SPZ $l_0=1600$	63	0,71	0,93	1,46	1,77	1,85	-	-	-
	71	0,77	1,15	1,85	2,46	2,72	2,69	-	-
	90	0,93	1,46	2,74	3,74	4,23	4,52	4,54	-
	112	1,15	1,73	3,15	4,26	5,23	5,85	6,15	6,0
	140	1,29	1,88	3,54	4,93	6,14	7,0	7,54	7,74
	180	1,46	2,23	4,0	5,74	6,87	7,28	8,74	8,98
SPA $l_0=2500$	180	2,0	3,05	5,33	7,53	9,15	10,26	11,03	11
	220	2,12	3,14	5,77	7,93	9,77	11,15	11,92	12,07
	224	2,23	3,26	6,02	8,46	10,30	11,85	12,73	13,5
	250	2,34	3,72	6,61	8,77	10,85	12,55	13,74	14,0

K_d - hệ số tải trọng động, bảng 2.7

C_α - hệ số kể đến ảnh hưởng của góc ôm α_1 , bảng 2.18 hoặc tính theo công thức $C_\alpha = 1 - 0,0025 (180 - \alpha_1)$ khi $\alpha_1 = 150 \dots 180^\circ$.

C_l - hệ số kể đến ảnh hưởng của chiều dài đai, trị số của C_l phụ thuộc tỉ số chiều dài đai của bộ truyền đang xét l và chiều dài đai l_0 lấy làm thí nghiệm (l_0 ghi trong bảng 2.16 và 2.26) cho trong bảng 2.19.

C_u - hệ số kể đến ảnh hưởng của tỉ số truyền (u tăng làm tăng đường kính bánh đai lớn, do đó đai ít bị uốn hơn khi vào tiếp xúc với bánh đai này) trị số của C_u cho trong bảng 2.20.

C_z - hệ số kể đến ảnh hưởng của sự phân bố không đều tải trọng cho các dây đai, trị số cho trong bảng 4.21. Khi tính có thể dựa vào tỉ số $P_1/[P] = Z'$ để tra C_z trong bảng 2.21.

Bảng 2.18. Trị số của hệ số C_α

$\alpha_1, ^\circ$	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90	80	70
C_α	1	0,89	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68	0,62	0,56

Bảng 2.19. Trị số của hệ số C_1

l/l_0	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	2,4
C_1	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,10	1,13	1,15	1,20

Bảng 2.20. Trị số của hệ số C_u

u	1	1,2	1,6	1,8	2,2	2,4	≥ 3
C_u	1	1,07	1,11	1,12	1,13	1,135	1,14

Bảng 2.21: Trị số của hệ số C_z

z	1	2;3	4;5	6
C_z	1	0,95	0,9	0,85

Số đai Z tính được cần lấy tròn đến số nguyên và không nên quá 6 vì số đai càng nhiều tải trọng phân bố cho các đai càng không đều. Trường hợp $Z > 6$ nếu khuôn khổ kích thước bộ truyền không bị hạn chế, có thể tăng đường kính bánh đai nhỏ d_1 và tính lại số đai. Trường hợp khuôn khổ kích thước bị hạn chế, có thể dùng tiết diện đai lớn hơn và tính lại số đai và kích thước bộ truyền.

Từ số đai Z có thể xác định chiều rộng bánh đai B theo công thức

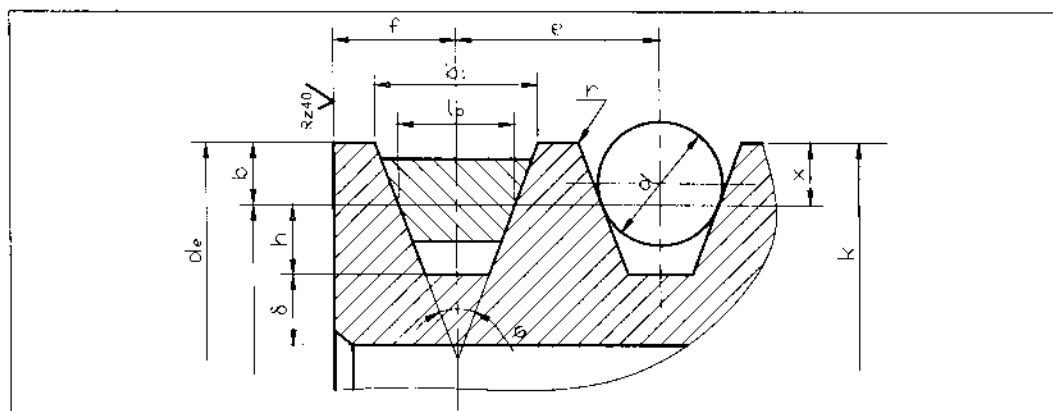
$$B = (Z - 1)t + 2e$$

Đường kính ngoài của bánh đai

$$d_a = d + 2h_o$$

trong đó h_o , t , e - xem bảng 2.22

Bảng 2.22 . Các thông số của bánh đai hình thang



Kí hiệu tiết diện đai	H	h ₀	t	e	φ=36°		φ=38°		φ=40°	
					d	b ₁	d	b ₁	d	b ₁
Z	10	2,5	12	8	80...100	10,1	112...160	10,2	≥180	10,3
O	12,5	3,3	15	10	125...160	13,3	180...400	13,4	≥450	13,5
A	16	4,2	19	12,5	180...224	17,2	250...500	17,4	≥560	17,6
B	21	5,7	25,5	17	224...315	22,9	355...630	23,1	≥710	23,3
SPZ	12,5	2,5	12	8	-	-	>80	10,2	-	-
SPA	16	3	15	10	-	-	>112	13,1	-	-
SPB	21	4	19	12,5	-	-	>180	16,7	-	-
SPC	24	5	26	17	-	-	>315	22,4	-	-

4. Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

Lực căng trên 1 đai được xác định theo công thức sau:

$$F_o = 780 P_1 K_d / (v C_a Z) + F_v$$

trong đó

F_v - lực căng do lực li tâm sinh ra, trường hợp bộ truyền có khả năng tự động điều chỉnh lực căng $F_v = 0$; nếu định kỳ điều chỉnh lực căng thì:

$$F_v = q_m v^2$$

trong đó q_m - khối lượng 1 mét chiều dài đai, bảng 2.22

v - vận tốc vòng m/s

P_1 - công suất trên trục bánh đai chủ động, kW

Lực tác dụng lên trục

$$F_r = 2F_o Z \sin(\alpha_1/2)$$

Bảng 2.23. Khối lượng 1m dây đai thang thường và hẹp

Kí hiệu tiết diện đai	Z	O	A	B	SPZ	SPA	SPB	SPC
q_m , kg/mm	0,061	0,105	0,178	0,300	0,069	0,118	0,196	0,363

IV. VÍ DỤ

Tính toán bộ truyền động đai thang với các thông số sau: công suất truyền 3,5kW. số vòng quay của bánh chủ động là 2800v/ph, tỷ số truyền $u_d = 3,5$

1. Chọn loại đai

Giả thiết vận tốc của đai $15\text{m/s} < v < 25\text{m/s}$ với công suất $N_d = 3,25 \text{ kW}$, $u_d = 3,5$, $n = 2800 \text{ v/p}$

theo (bảng 2-14) chọn tiết diện loại đai O

theo (bảng 2-13) đường kính bánh đai nhỏ nằm trong khoảng $d_1 = (100....200)\text{mm}$

$$d_1 = 1,2d_{\min} = 1,2.100 = 120 \text{ mm}$$

chọn $d_1 = 112 \text{ mm}$

vận tốc đai sẽ là

$$V_d = 3,14.d_1.n/(60.1000) = 3,14.112.2800/60000$$

$$V_d = 16,4 \text{ m/s}$$

thoả mãn giả thiết trong khoảng $(15 \div 25)\text{m/s}$

2. Xác định các thông số của bộ truyền

Tính đường kính bánh đai lớn d_2

theo công thức ta có

$$d_2 = u_d.d_1.(1-\varepsilon)$$

với $\varepsilon = (0,01...0,03)$ chọn hệ số trượt $\varepsilon = 0,02$

Thay vào ta có

$$d_2 = u_d.d_1.(1-\varepsilon) = 3,5.112.(1-0,02) = 387\text{mm}$$

theo (bảng 2-12) chọn $d_2 = 400\text{mm}$

Tính sai số cho phép

Tỷ số truyền thực tế

$$u_t = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{400}{112(1-0,02)} = 3,64$$

$$\Delta U = \frac{U_t - U_{dai}}{U_{dai}} = \frac{3,64 - 3,5}{3,5} = 4\%$$

Sai số ΔU nhỏ hơn ± 5 tỷ số truyền thoả mãn yêu cầu.

chọn sơ bộ khoảng cách trục căn cứ theo tỷ số truyền bảng 2.15

$$a = d_2 = 400 \text{ mm}$$

Tính chiều dài đai theo công thức

$$\begin{aligned}\lambda &= 2a + 0,5 \pi (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a} \\ &= 2.400 + 0,5.3,14(112 + 400) + \frac{(400 - 112)^2}{4.400} = 1654,84 \text{ mm}\end{aligned}$$

Theo bảng 2-13 chọn chiều dài tiêu chuẩn $\lambda = 1700 \text{ mm}$

Kiểm nghiệm số vòng chạy của đai trong một giây

Theo công thức

$$i = \frac{v}{\lambda} = \frac{16,4}{1,7} = 9,6 \text{ v/s} < 10 \text{ v/s} \Rightarrow \text{Đạt yêu cầu}$$

Tính lại khoảng cách a theo chiều dài đai

$$a = (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 4\Delta^2}) / 4$$

$$\text{Với } \lambda = 1700 - 0,5.3,14(112 + 400) = 896$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{400 - 112}{2} = 114$$

Thay vào ta có

$$a = (896 + \sqrt{896^2 - 4.114^2}) / 4 = 433$$

Khoảng cách nhỏ nhất để mắc đai

$$a_{\min} = a - 0,015\lambda = 433 - 0,015.1700 = 407,5 \text{ mm}$$

Khoảng cách lớn nhất để tạo lực căng đai:

$$a_{\max} = a + 0,032\lambda = 433 + 0,032.1700 = 487,4 \text{ mm}$$

Ta thấy $a_{\min} < a < a_{\max}$ khoảng cách a đã chọn đạt yêu cầu

Tính góc ôm đai α

$$\alpha = 180^\circ - 57^\circ (d_2 - d_1)/a = 140^\circ > \alpha_{\min} = 120^\circ \text{ đạt yêu cầu}$$

3. Xác định số đai

Số đai z được xác định theo công thức

$$z = p_1 \cdot k_d / ([p_0] \cdot C_\alpha \cdot C_\beta \cdot C_u \cdot C_z)$$

Theo bảng (2-7) chọn $k_d = 1,1$

với $l/l_0 = 1 \Rightarrow C_l = 1$

Theo bảng (2-21)

$$\Rightarrow p/[p_0] = 3,25/2,8 = 1,16$$

$$\Rightarrow C_p = 0,97$$

Theo bảng (2.18) với $\alpha = 140^\circ \Rightarrow C_\alpha = 0,89$

Với $u = 3,5$ tra bảng (2.19) $C_u = 1,14$

$$\text{Do đó: } z = 3,25 \cdot 1,1 / (2,8 \cdot 0,89 \cdot 1,14 \cdot 0,97) = 1,06$$

Chọn số đai $z = 2$

Tính các kích thước của bánh đai.

tra bảng (2.22) ta có $e = 10$

$$t = 15$$

$$h_0 = 3,3$$

Chiều rộng bánh đai

$$A = (z - 1) \cdot t + 2e = 35$$

Đường kính ngoài bánh đai: $d_a = d + 2h_0$

$$d_a = 112 + 2 \cdot 3,3 = 118,6 \text{ mm}$$

4. Lực căng đai ban đầu và lực tác dụng lên trục

$$F_0 = 780 \cdot k_d \cdot p_1 / (v \cdot C_\alpha \cdot z) + F_v$$

Trong đó: $F_v = q_m \cdot v^2$ - Định kỳ điều chỉnh lực căng

$$q_m = 0,105 \text{ kg/m}$$

$$F_v = 0,105 \cdot 16,4^2 = 28,24$$

$$F_0 = \frac{780 \cdot 3,5 \cdot 1,1}{16,4 \cdot 0,89 \cdot 2} + 28,24 = 131 < N >$$

Lực tác dụng lên bánh đai

$$F_d = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin(\alpha/2) = 2 \cdot 131 \cdot 2 \cdot \sin 70^\circ = 472 \text{ (N)}$$

Chương 3

TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

I. CÁC BƯỚC TÍNH TOÁN THIẾT KẾ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

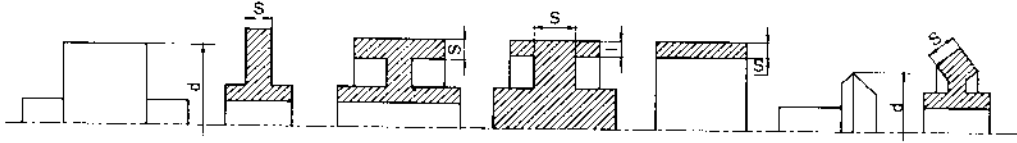
1. Chọn vật liệu chế tạo bánh răng
2. Xác định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép. (bước 1 và 2 tiến hành như nhau đối với các loại truyền động bánh răng)
3. Xác định sơ bộ các thông số cơ bản của bộ truyền
4. Xác định các thông số ăn khớp
5. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc
6. Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn
7. Kiểm nghiệm răng về độ bền quá tải
8. Xác định lần cuối các thông số của bộ truyền

II. BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG

1. Chọn vật liệu

Vật liệu chế tạo bánh răng chia làm hai nhóm, khác nhau về công nghệ chế tạo, nhiệt luyện và khả năng làm việc. Nhóm I là các loại thép các bon thông thường có hàm lượng các bon trung bình C30, C35, C40 v.v có độ cứng HB < 350. Nhiệt luyện tôi + ram cao hay thường hoá. Nhóm II có độ cứng cao hơn HB > 350 thường chọn loại thép kết cấu hợp kim 40CrMn, 45Cr, 40CrNi v.v, phương pháp nhiệt luyện thấm các bon, tôi bề mặt hoặc tôi xuyên tâm. Khi chọn chú ý sao cho vật liệu dùng làm bánh nhỏ có độ cứng lớn hơn vật liệu dùng làm bánh răng lớn ($[HB]$ bánh nhỏ > $[HB]$) tra bảng , tìm được $\sigma_{h1}, \sigma_{ch1}, \sigma_{h2}, \sigma_{ch2}$ tương ứng.

Bảng 3.1 Vật liệu chế tạo bánh răng

					
$S=0,5d$		$l < S$		$S=0,5d$	
Loại thép	Nhiệt luyện	$S <$	Độ cứng HB	Giới hạn bền σ_b	Giới hạn chảy σ_{ch}
C40	Tôi + ram cao	60	192...228	700	400
C45	Tôi + ram cao	80	170...217	600	340
	Tôi + ram cao	100	192...240	750	450
		60	241...285	850	580
C50	Thường hoá	80	179...228	640	350
	Tôi + ram cao	80	228...255	700..800	530
40Cr	Tôi + ram cao	100	230...260	850	550
		60	260...280	950	700
45Cr	Tôi + ram cao	100	230...280	850	650
		<500	163...269	700	450
40CrNi	Tôi + ram cao	100	230...500	850	600
20Cr	Thấm C	60	230 - 300	850	600

2. Xác định ứng suất cho phép

Tra bảng 3.2 tìm độ cứng HB tương ứng với thép đã chọn:

$$\sigma_{Hlim}^0 = 2HB + 70, \text{ tra } S_H$$

$$\sigma_{Flim}^0 = 1,8HB, \text{ tra } S_F$$

Chọn độ rắn bánh nhỏ, bánh lớn từ đó tính $\sigma_{Hlim1}^0, \sigma_{Flim1}^0, \sigma_{Hlim2}^0, \sigma_{Flim2}^0$.

Tìm số chu kỳ cơ sở:

$$\text{Từ: } N_{HO} = 30(HB)^{2,4}, \text{ tìm } N_{HO1}, N_{HO2}$$

Tính N_1, N_2 : Nhận xét do bộ truyền làm việc với tải trọng không đổi do đó số chu kỳ thay đổi theo ứng suất tương đương là:

$$N_{HF} = N_{FE} = N = 60 \text{cnt}_{\Sigma} \Rightarrow \text{Tính } N_1, N_2.$$

Tính ứng suất cho phép:

ứng suất tiếp xúc cho phép, và ứng suất uốn cho phép được xác định theo công thức:

$$[\sigma_H] = (\sigma_{Hlim}^0 / S_H) Z_R Z_V K_{XH} K_{HL}$$

$$[\sigma_F] = (\sigma_{Flim}^0 / S_F) Y_R Y_S K_{XF} K_{FC} K_{FL}$$

Trong đó:

Z_R hệ số xét đến độ nhám của mặt răng: với $R_a \leq 1,25 \dots 0,63$ $Z_R = 1$; $R_a \leq 2,5 \dots 1,25$ $Z_R = 0,95$; $R_a \leq 10 \dots 40$ $Z_R = 0,9$.

Z_V hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng: Khi $v \leq 5 \text{m/s}$ $Z_V = 1$; khi $HB \leq 350$ $Z_V = 0,85 \cdot v^{0,1}$; Khi $HB \geq 350$ $Z_V = 0,925 \cdot v^{0,05}$

K_{XH} hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng: với $d_a \leq 700$; 1000 $K_{XH} = 1$; $0,95$

Y_R hệ số xét đến ảnh hưởng của góc lượn chân răng: thông thường $Y_R = 1$.

Y_S Hệ số xét đến độ nhay của vật liệu đối với tập trung ứng suất:

$$Y_S = 1,08 - 0,695 \ln(m)$$

Trong đó m là modul.

K_{XF} hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng tới độ bền uốn:

Với $d_a \leq 400$; 700 ; 1000 ; $1500 \Rightarrow K_{XF} = 1$; $0,95$; $0,92$; $0,85$.

trong thiết kế ban đầu sơ bộ ta lấy $Z_R Z_V K_{XH} = 1$; $Y_R Y_S K_{XF} = 1$

$\sigma_{Hlim}^0, \sigma_{Flim}^0$ là ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép ứng với chu kỳ cơ sở.

S_F, S_H hệ số an toàn.

K_{FC} Hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải:

$K_{FC} = 1$ khi đặt tải một phía;

$K_{FC} = 0,7 \dots 0,8$ khi đặt tải hai phía.

K_{HL}, K_{FL} Hệ số tuổi thọ:

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

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

m_H, m_F là bậc của đường cong mỗi khi thử về uốn và xoắn;

thông thường $m_H = m_F = 6$

Tính ứng suất quá tải cho phép:

$$[\sigma_{H1}]_{\max} = 2,8\sigma_{ch2}$$

$$[\sigma_{F1}]_{\max} = 0,8\sigma_{ch1}$$

$$[\sigma_{F2}]_{\max} = 0,8\sigma_{ch2}$$

So sánh $[\sigma_{F1}]$, $[\sigma_{F2}]$ và $[\sigma_{F1}]_{\max}$, $[\sigma_{F2}]_{\max}$, nếu thoả mãn thì vật liệu đảm bảo yêu cầu.

Bảng 3.2

Vật liệu	Nhiệt luyện	Độ cứng		σ^0_{Hlim}	S_H	σ^0_{Hlim}	S_F
		Mặt Răng	Lõi răng				
C40, 40Cr, 40CrNi, 35CrMo	Thường hoá, tôi + ram cao, Tôi thể tích	HB 180..350		2HB + 70	1,1	1,8HB	1,75
		HRC 35..45		18HRC + 150	1,1	550	1,75
40Cr, 40CrNi	Tôi bề mặt	HRC56-63	HRC25-55	17HRCm + 200	1,2	900	1,75
Thép thấm các bon	Thấm + tôi	HRC55-63	HRC24-40	23HRCm	1,2	750	1,55

3. Xác định thông số cơ bản của bộ truyền

Tính khoảng cách giữa hai trục:

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

Hoặc tính đường kính bánh răng nhỏ:

$$d_w = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}{[\sigma_H]^2 u_{br} \psi_{ba}}}$$

Lấy tròn đơn vị để chọn a_w theo dãy kích thước thang tiêu chuẩn

K_a, K_d hệ số phụ thuộc vật liệu của cặp bánh răng ăn khớp.

$[\sigma_H]$ ứng suất tiếp xúc cho phép (Mpa)

u tỷ số truyền của cặp bánh răng

T_1 Momen xoắn trên bánh răng chủ động

ψ_{ba}, ψ_{bd} hệ số chiều rộng vành răng

Bảng 3.3

Hệ số	Loại răng	Vật liệu bánh nhỏ - bánh lớn		
		Thép - Thép	Thép - Gang	Thép - Đồng
$K_a(\text{MPa}^{1/3})$	Thẳng	49,5	44,5	43
	Nghiêng	43	39	37,5
$K_d(\text{MPa}^{1/3})$	Thẳng	77	70	68
	Nghiêng	67,5	61	60
$Z_M(\text{MPa}^{1/3})$		274	234	225

Đối với các bánh răng đặt đối xứng trong ổ $\psi_{ba} = 0,3 \div 0,5$; $\psi_{bd} = 1,2 \div 1,6$

Đối với các bánh răng không đối xứng $\psi_{ba} = 0,25 \div 0,4$; $\psi_{bd} = 1,0 \div 1,25$

4. Xác định các thông số ăn khớp:

a) Chọn $m = (0,01 \div 0,02) a_w$.

Bảng 3.4

Chế độ làm việc	Tính độ bền mỗi tiếp xúc			Tính độ bền mỗi uốn					
	Nhiệt luyện	$m_H/2$	K_{HE}	Nhiệt luyện	m_F	K_{FE}	Nhiệt luyện	m_F	K_{FE}
O	Bất kỳ	3	1,00	Tôi + ram cao	6	1,00	Tôi thể tích	9	1,00
I			0,50			0,30			0,20
II			0,25			0,14			0,10
III			0,18	Thường hoá		0,06	Tôi bề mặt		0,04
IV			0,125	Thấm Ni		0,38	Thấm C		0,15
V			0,063			0,13			0,004

b) làm tròn m theo dãy chuẩn. m có thể nhận các giá trị: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12.

c) Chọn sơ bộ 1 giá trị $\beta = 8^\circ + 20^\circ$ (thông thường chọn $\beta = 10^\circ$).

d) Tính số răng bánh nhỏ:

Bảng 3.5

Vị trí bánh răng đối với các ổ trong hộp giảm tốc	Trị số nên dùng	Độ rắn mặt răng làm việc	
		$H_2 < HB\ 350$ H_1 và $H_2 < HB\ 350$	H_1 và $H_2 > HB\ 350$
Đối xứng	Ψ_{ba}	0,3 ... 0,5	0,25 ... 0,30
	Ψ_{bdmax}	1,2 ... 1,6	0,90 ... 1,00
Không đối xứng	Ψ_{ba}	0,25 ... 0,4	0,20 ... 0,25
	Ψ_{bdmax}	1,0 ... 1,25	0,65 ... 0,80

Chìa	Ψ_{ba}	0,2 ... 0,25	0,15 ... 0,20
	Ψ_{bdmax}	0,6 ... 0,7	0,45 ... 0,55

Chú thích: 1. với bánh răng chữ V, trị số Ψ_{ba} tăng lên 1,3 ... 1,4 lần. 2. Với các bánh răng trong hộp tốc độ $\Psi_{ba} = 0,1 \dots 0,3$; 3. trị số lớn dùng cho trường hợp tải trọng tĩnh hoặc gần như tĩnh; 4. Trị số đối với cấp chậm trong hộp giảm tốc nên lấy lớn hơn 20 ... 30% so với cấp nhanh

$$Z_1 = 2a_w \cos \beta / [m \cdot (u+1)] \Rightarrow \text{chọn } Z_1 \text{ nguyên.}$$

$$\text{e) Tính } Z_2 = u \cdot Z_1, \text{ làm tròn } Z_2$$

$$\text{f) Tính lại tỷ số truyền thực: } u_n = Z_2 / Z_1$$

$$\text{g) Tính lại góc nghiêng răng: } \beta_n = \arccos[m(Z_1 + Z_2)/a_w]$$

Bảng 3.6

Khi $H_1 \leq \text{HB } 350$ hoặc $H_2 \leq \text{HB } 350$								
K_H	1,0	1,01	1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,11
Ψ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	0,10	0,12	0,14	0,16
Khi $H_1 > \text{HB } 350$ và $H_2 > \text{HB } 350$								
$K_{F\alpha}$	1,01	1,03	1,05	1,07	1,10	1,14	1,19	1,26
Ψ_{bd}	0,2	0,4	0,6	0,8	0,10	0,12	0,14	0,16

5. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

$$\text{a) Tra bảng tìm } Z_M = 274 \text{ (MPa}^{1/3}\text{)}$$

$$\text{b) Tìm } \beta_b: \quad \beta_b = \arctg[\cos \alpha_i \cdot \tan \beta].$$

$$+ \text{ có } \quad \alpha_i = \alpha_{iw} = \arctg[\tan \alpha / \cos \beta].$$

trong đó góc α là góc ăn khớp bằng 20°

$$\text{c) Tính } Z_H: \quad Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\sin 2\alpha_{iw}}}$$

Bảng 3.7

Góc ngiên β (độ)	Trị số của Z_H khi $(x_1 + x_2)/(Z_1 + Z_2)$									
	0,08	0,05	0,03	0,02	0,01	0,005	0	- 0,005	- 0,01	- 0,015
0	1,48	1,52	1,58	1,62	1,68	1,71	1,76	1,83	1,93	2,14
10	1,47	1,51	1,56	1,60	1,66	1,69	1,74	1,80	1,90	2,07
15	1,46	1,50	1,55	1,58	1,63	1,67	1,71	1,77	1,86	2,00
20	1,43	1,47	1,52	1,55	1,60	1,63	1,67	1,72	1,80	1,91
25	1,42	1,45	1,49	1,52	1,57	1,59	1,62	1,67	1,73	1,81
30	1,38	1,42	1,45	1,48	1,52	1,54	1,56	1,60	1,65	1,70
35	1,35	1,37	1,40	1,42	1,46	1,48	1,50	1,53	1,56	1,60
40	1,30	1,32	1,34	1,37	1,39	1,41	1,42	1,45	1,47	1,50

Tính hệ số trùng khớp: $\varepsilon_\beta = (b_w \sin \beta) / \pi m$

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2(1/Z_1 + 1/Z_2).$$

$$Z_w = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$$

g) Xác định đường kính vòng lăn bánh nhỏ:

$$d_{w1} = 2a_w / (u_{it} + 1)$$

Tính vận tốc vòng của bánh răng:

$$v_1 = \pi d_{w1} n_1 / 60000.$$

Bảng 3.8

Vận tốc vòng v (m/s) của bánh răng				Cấp chính xác
Trụ		Côn		
Răng thẳng	Răng nghiêng	Răng thẳng	Răng nghiêng	
≤ 2	≤ 4	$\leq 1,5$	≤ 3	9
≤ 6	≤ 10	≤ 4	≤ 7	8
≤ 10	≤ 15	≤ 8	≤ 10	7
≤ 15	≤ 30	≤ 12	≤ 20	6

chọn cấp chính xác chế tạo bánh răng, tra tìm hệ số $K_{H\alpha}$

Bảng 3.9

Vận tốc vòng m/s	Trị số $K_{H\alpha}$ và $K_{F\alpha}$ theo cấp chính xác (TCVN 1067 - 71)							
	6		7		8		9	
	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
$\leq 2,5$	1,01	1,05	1,03	1,12	1,05	1,22	1,13	1,37
5	1,02	1,07	1,05	1,16	1,09	1,27	1,16	1,40
10	1,03	1,10	1,07	1,22	1,13	1,37	x	x
15	1,04	1,13	1,09	1,25	1,17	1,45	x	x
20	1,05	1,17	1,12	1,35	x	x	x	x
25	1,06	1,20	x	x	x	x	x	x

$v_H = \delta_H v g_0 \sqrt{a_w / u}$, tra bảng tìm δ_H , g_0 thay vào tính được v_H .

Bảng 3.10

Độ rắn mặt bánh răng HB	Dạng răng	δ_H	δ_F
$HB_2 \leq 350$ HB	Thẳng, không vát đầu	0,006	0,016
	Thẳng có vát đầu	0,004	0,011
	Nghiêng	0,002	0,006
$HB_1 > 350$ HB	Thẳng, không vát đầu	0,014	0,016
$HB_2 > 350$ HB	Thẳng có vát đầu	0,010	0,011
	Nghiêng	0,004	0,006

Tính hệ số

$$K_{Hv} = 1 + v_H b_w d_w / (2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha})$$

Tính chính xác hệ số K_H :

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

1) Từ các giá trị tính được ta có

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H (1+u)}{b_w d_w^2 u}}$$

Xác định chính xác ứng suất cho phép:

tra Z_v , chọn cấp chính xác và mức tiếp xúc , lấy Z_R và K_{xH}

$$[\sigma_H] = [\sigma_H] Z_v Z_R K_{xH}$$

q) So sánh σ_H và $[\sigma_H]$, Nếu $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ bộ truyền đạt yêu cầu
nếu $\sigma_H > [\sigma_H]$ cần phải tăng a_w và kiểm nghiệm lại.

Bảng 3.11

Modun m (mm)	Trị số g_u theo mức chính xác làm việc êm			
	6	7	8	9
Đến 3,55	38	47	56	73
Trên 3,55 đến 10	42	53	61	82
trên 10	48	64	73	100

Bảng 3.12

Modun m (mm)	Trị số v_{Hmax} v_{Fmax} theo mức chính xác làm việc êm			
	6	7	8	9
Đến 3,55	160	240	380	700
Trên 3,55 đến 10	194	310	410	880
trên 10	250	450	590	1050

6. Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn

a) Kiểm nghiệm theo công thức:

$$\sigma_{F1} = 2Y_{F1} Y_E Y_\beta K_F T_1 / b_w d_{w1} m$$

b) Chọn $K_{F\beta}$ theo bảng.

c) Chọn $K_{F\alpha}$ và CCX.

d) Công thức $v_F = \delta_F v_{g0} \sqrt{a_w / u}$

tra bảng tìm δ_F , g_0 .

e) Tính được K_{Fv} theo công thức:

$$K_{Fv} = 1 + v_F b_w d_{w1} / (2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha}).$$

f) Từ đó có $K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv}$

g) + Với ϵ_α đã tính được $\Rightarrow Y_E = 1/\epsilon_\alpha$

+ Với β_{tt} đã tính được

$$Y_\beta = 1 - \beta_{tt} / 140$$

h) Tính số răng tương đương:

$$z_{v1} = Z_1 / \cos^3 \beta_{tt}$$

$$z_{v2} = Z_2 / \cos^3 \beta_{tt}$$

Bảng 3.13

Số răng tương đương Z_v	Hệ số dịch chỉnh								
	0,8	0,7	0,5	0,3	0,1	0	- 0,1	- 0,3	- 0,5
	Hệ số răng răng								
12	2,97	3,12	3,46	3,89	x	x	x	x	x
14	3,02	3,13	3,42	3,78	x	x	x	x	x
16	3,05	3,15	3,40	3,72	x	x	x	x	x
17	3,07	3,16	3,40	3,67	4,03	4,26	x	x	x
20	3,11	3,19	3,39	3,61	3,89	4,08	4,28	x	x
22	3,13	3,21	3,39	3,59	3,82	4,00	4,20	x	x
25	3,17	3,24	3,39	3,57	3,77	3,90	4,45	4,28	x
30	3,22	3,28	3,40	3,54	3,70	3,80	3,90	4,14	
40	3,29	3,33	3,42	3,53	3,63	3,70	3,80	3,92	4,13
50	3,33	3,38	3,44	3,52	3,60	3,65	3,70	3,81	3,96
60	3,37	3,41	3,47	3,53	3,59	3,62	3,67	3,74	3,84
80	3,13	3,45	3,50	3,54	3,58	3,61	3,62	3,68	3,7e
100	3,47	3,45	3,52	3,55	3,53	3,60	3,61	3,65	3,68
150	x	x	x	x	x	3,60	3,63	3,63.	3,63

i) Từ kết quả trên, chọn theo bảng được Y_{F1} , Y_{F2} là các hệ số dịch chỉnh răng tương ứng.

j) Thay vào tính được σ_{F1} ,

k) với σ_{F2} cách tính tương tự.

l) Tính $Y_S = 1,08 - 0,0695 \ln(m)$, chọn Y_R , K_{xH}

m) có: $[\sigma_{F1}]_t = [\sigma_{F1}] \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot K_{xH}$

$[\sigma_{F2}]_t = [\sigma_{F2}] \cdot Y_S \cdot Y_R \cdot K_{xH}$

n) So sánh, nếu $\sigma_{F1} < [\sigma_{F1}]_t$ và $\sigma_{F2} < [\sigma_{F2}]_t$, bánh răng làm việc tốt.

o) Từ các công thức ở bảng tính các thông số còn lại của bánh răng:

- Tính hệ số dịch tâm $y = a_w/m - 0,5(Z_1 + Z_2)$
- $k_y = 1000y/(Z_1 + Z_2)$
- Tra bảng tìm k_x , từ đó tính được $\Delta_y = k_x Z_1/1000$
- Tính tổng hệ số dịch chỉnh $x_t = y + \Delta_y$
- Tính hệ số dịch chỉnh bánh 1: $x_1 = 0,5[x_t - (Z_2 - Z_1) \cdot y/(Z_1 + Z_2)]$

$$x_2 = x_t - x_1$$
- Tính $d_{a1} = d_1 + 2(1 + x_1)m$; $d_{a2} = d_2 + 2(1 + x_2)m$.
- Tính $d_{f1} = d_1 - (2,5 - 2x_1)m$; $d_{f2} = d_2 - (2,5 - 2x_2)m$

Bảng 3.14

Hệ số dịch chỉnh		Truyền động	
Bánh nhỏ x_1	Bánh lớn x_2	Bánh răng thẳng	Bánh răng nghiêng và chữ V
0	0	$Z_1 \geq 21$	$Z_1 \geq Z_{\min} + 2^*$
0,3	- 0,3	$14 \leq Z_1 \leq 20$ và $u \geq 3,5$	$Z_1 \geq Z_{\min} + 2$ nhưng không nhỏ hơn 10 và $u \geq 3,5^{**}$
0,5	- 0,5	$10 \leq Z_1 \leq 30^{***}$	Không nên dùng cho các bộ truyền có độ cứng bánh lớn $HB_2 \leq 320$ mà độ cứng bánh nhỏ không lớn hơn 70 đơn vị so với bánh lớn

Chú thích: * Để tránh cắt chân răng $Z_{\min}$ lấy lần lượt theo β như sau: ứng với $\beta \leq 12^\circ$; $12 \dots 17^\circ$; $17 \dots 21^\circ$; $21 \dots 24^\circ$; $24 \dots 28^\circ$; $28 \dots 30^\circ$
 $Z_{\min} = 17; 16; 15; 14; 13; 12$.

** Để tránh cắt chân răng $Z_{\min}$ lấy lần lượt theo β như sau: ứng với $\beta \leq 10^\circ$; $10 \dots 15^\circ$; $15 \dots 20^\circ$; $20 \dots 25^\circ$; $25 \dots 30^\circ$; $Z_{\min} = 12; 11; 10; 9; 8$

*** Trị số giới hạn của Z_1 xác định theo hệ số trùng khớp nhỏ nhất $\varepsilon\alpha = 1,2$ phụ thuộc vào Z_2 :

Z_2 16	18... 19	20 ... 21	22 ... 24	25 ... 28	29
Z_1 16	14	13	12	11	10

Bảng 3.15

k_y	k_x	k_y	k_x	k_y	k_x	k_y	k_x
1	0,009	11	0,884	21	2,930	31	6,12
2	0,032	12	1,020	22	3,215	32	6,47
3	0,064	13	1,180	23	3,475	33	6,84
4	0,122	14	1,354	24	3,765	34	7,19
5	0,191	15	1,542	25	4,070	35	7,60
6	0,265	16	1,752	26	4,430	36	8,01
7	0,350	17	1,970	27	4,760	37	8,40
8	0,445	18	2,240	28	5,070	38	8,81
9	0,568	19	2,445	29	5,420	39	9,42
10	0,702	20	1,670	30	5,760	40	9,67

7. Kiểm nghiệm chịu quá tải của răng

a) Theo động cơ đã chọn ta có $K_{qt} = T_{\max}/T$ (tra bảng phụ lục)

b) Ta lại có $\sigma_{H1\max} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}} < [\sigma_H]_{\max}$.

c) và $\sigma_{F1\max} = \sigma_{F1} K_{qt} < [\sigma_{F1}]_{\max}$

$\sigma_{F2\max} = \sigma_{F2} K_{qt} < [\sigma_{F2}]_{\max}$.

8. Tóm tắt các thông số bộ truyền bánh răng

Khoảng cách trục	a_w	
Môđun pháp	m	
Chiều rộng vành răng	b_w	
Tỷ số truyền	u_m	
Góc nghiêng răng	β	
Số răng của bánh răng	Z_1	Z_2
Hệ số dịch chỉnh	x_1	x_2
Đường kính vòng đỉnh	d_{a1}	d_{a2}
Đường kính vòng cơ sở	d_1	d_2
Đường kính vòng chân	d_{f1}	d_{f2}

III. BÁNH RĂNG CÔN

Các phần đầu tính hoàn toàn tương tự bánh răng trụ răng nghiêng.

1. Tính các thông số bánh răng côn:

a) Xác định chiều dài côn ngoài:

$$R_e = \left\{ K_R \sqrt{u^2 + 1} \right\} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{(1 - K_{be}) K_{be} u [\sigma_H]^2}}$$

hoặc đường kính vòng đáy côn

$$d_{e1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{(1 - K_{be}) K_{be} u [\sigma_H]^2}}$$

Trong đó K_{be} là hệ số chiều rộng bánh răng

$K_{be} = b/R_e = 0,25 \div 0,3$ ($u > 3$ chọn K_{be} nhỏ, $u \leq 3$ chọn K_{be} lớn)

$K_{r1} = 0,5 K_d$ hệ số phụ thuộc vào vật liệu bánh răng và loại răng. Với truyền động bánh răng côn thẳng bằng thép $K_d = 100\text{MPa}^{-1/3}$.

$K_{H\beta}$ hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng.

Dựa vào sơ đồ động đã cho cũng như dự kiến ổ bi sẽ chọn tính tỷ số

$$K_{be} u / (2 - K_{be})$$

tra bảng tương ứng ra $K_H \beta$

Bảng 3.16

$\frac{K_{be} \cdot u}{2 - K_{be}}$	Trục lắp trên ổ bi				Trục lắp trên ổ dũa			
	Độ cứng mặt răng							
	HB > 350		HB ≤ 350		HB > 350		HB ≤ 350	
	Loại răng							
	1;2	3	1;2	3	1;2	3	1;2	3
	Trị số của hệ số $K_{H\beta}$							
0,2	1,16	1,08	1,07	1	1,08	1,04	1,04	1
0,4	1,37	1,18	1,14	1	1,20	1,10	1,08	1
0,6	1,58	1,29	1,23	1	1,32	1,15	1,13	1

0,8	1,80	1,40	1,34	1	1,44	1,22	1,18	1
1,0	x	x		1		1,28	x	1
Trị số của hệ số K_F								
0,2	1,25	1,13	1,13	1,06	1,15	1,07	1,08	1,04
0,4	1,55	1,27	1,29	1,15	1,30	1,15	1,15	1,08
0,6	1,92	1,45	1,47	1,23	1,48	1,24	1,25	1,12
0,8			1,70	1,33	1,67	1,34	1,35	1,17
1,0					1,90	1,43	1,45	1,22
Chú thích: Ký hiệu loại răng: 1,2 răng thẳng; 3 răng cung tròn								

2. Xác định thông số ăn khớp

Để tránh cắt chân răng bánh răng côn cần có số răng tối thiểu $Z_{\min}$

b) Tra bảng tìm Z_{p1} , từ đó sơ bộ tính $Z_1 = 1,6 Z_{p1}$

Bảng 3.17

d_{e1}	bánh răng côn răng thẳng					bánh răng côn răng nghiêng				
	Tỷ số truyền u									
	1	2	3,15	4	6	1	2	3,15	4	6
	Số răng Z_{1p}									
40	24	20	18	16	15	21	16	12	11	9
60	24	20	18	16	15	21	16	13	12	10
80	25	21	19	17	16	22	17	14	13	10
100	25	21	19	17	16	23	17	15	13	11
125	26	22	20	18	17	24	18	16	14	12
160	27	24	22	21	18	26	20	18	17	14
200	30	28	27	24	22	29	24	22	20	18

c) Tính đường kính trung bình:

$$d_{m1} = (1 - 0,5K_{be})d_{e1}.$$

d) Tính môđun trung bình:

$$m_{tm} = d_{m1} / Z_1.$$

e) Tính môđun vòng ngoài:

$$m_{te} = m_{tm} / (1 - 0,5K_{be})$$

f) Tính số răng lý thuyết bánh nhỏ:

$$Z_1 = d_{m1} / m_{te}$$

từ đó chọn số răng thực tế làm tròn đến số nguyên.

g) Tính số răng bánh lớn:

$$Z_2 = u Z_1.$$

h) Tính lại tỷ số truyền thực tế:

$$u_1 = Z_2 / Z_1$$

i) Tính góc côn chia:

$$\text{Bánh 1: } \delta_1 = \arctg(Z_1 / Z_2)$$

$$\text{Bánh 2: } \delta_2 = \arctg(Z_2 / Z_1) \text{ hoặc } \delta_2 = 90^\circ - \delta_1$$

j) Tính hệ số dịch chỉnh chiều cao răng:

chọn hệ số dịch chỉnh chiều cao răng theo bảng hoặc cho $x_1 = x_2 = 0$.

k) Tính chiều dài côn ngoài:

$$R_e = 0,5m_{te} \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$$

l) Tính chiều rộng vành răng;

$$b_w = K_e.R_e$$

m) Tính lại $K_{be} = b_w / R_e$

3. Tính chính xác các thông số bánh răng côn

a) Đường kính vòng chia ngoài:

$$d_{e1} = m_{te} Z_1 \Rightarrow \text{chọn lại cho } d_{e1} \text{ chẵn}$$

$$d_{e2} = m_{te} Z_2 \Rightarrow \text{chọn lại cho } d_{e2} \text{ chẵn}$$

b) Đường kính vòng chia trung bình:

$$d_{m1} = (1 - 0,5K_{be})d_{e1}.$$

$$d_{m2} = (1 - 0,5K_{be})d_{e2}.$$

c) Chiều dài trung bình:

$$R = 0,5 \sqrt{(d_{m1}^2 + d_{m2}^2)}$$

d) Môđun trung bình:

$$m_{im} = d_{m1} / Z_1$$

4. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc

Để đảm bảo độ bền ứng suất thực tế của bánh răng phải thỏa mãn công thức:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H (1+u^2)}{0,85 b_w d_{m1} u}} \leq [\sigma_H]$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}}$$

$$\epsilon_\alpha = 1,88 - 3,2(1/Z_1 + 1/Z_2)$$

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

$$K_{Hv} = 1 + v_H b d_{m1} / (2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha})$$

$$v_H = \delta_H v_{g0} \sqrt{d_{m1} (1+u) / u}$$

$$v_l = \pi d_{m1} n_1 / 60000$$

Tra các bảng: cấp chính xác rồi trên cơ sở đó chọn các giá trị σ_H, g_0 thay vào để tính σ_H thực tế theo công thức;

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H (1+u^2)}{0,85 b_w d_{m1} u}} \leq [\sigma_H]$$

g) Lấy lại giá trị $[\sigma_H]$ tính ở 5a, tính lại $[\sigma_H] = [\sigma_H] / K_{xH} Z_V Z_R$

h) So sánh $[\sigma_H]$ và σ_H , nếu $[\sigma_H] > \sigma_H$ là đạt yêu cầu, nếu không phải tính lại (bằng cách tăng a_w).

5. Kiểm nghiệm răng côn về độ bền uốn

Để đảm bảo độ bền uốn, ứng suất uốn thực tế cần thỏa mãn:

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_F Y_\epsilon Y_\beta Y_{F1}}{0,8 \cdot b \cdot m_{nm} d_{m1}} \leq [\sigma_{F1}]$$

$$Y_\beta = 1 - \beta_n^0 / 140$$

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

$$K_{Fv} = 1 + v_F b d_{m1} / (2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha})$$

$$v_F = \delta_F v_{g0} \sqrt{d_{m1} (1+u) / u}$$

Tra các bảng: Chọn Y_{F1} , Y_{F2} tính Z_{Vn1} , Z_{Vn2}

Chọn $n_{nm} = n_{im}$

Tính σ_{F1} thực tế theo công thức

$$\sigma_{F1} = 2T_1 K_F Y_E Y_\beta Y_{F1} / (0,85 b m_{nm} d_{m1}) \leq [\sigma_{F1}]$$

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

Tính σ_H max theo công thức $\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_{qt}}$

$$K_{qt} = 1 \text{ (tải trọng không đổi)}$$

So sánh $[\sigma_H]_{max}$ và σ_H max, nếu $[\sigma_H]_{max} > \sigma_{Hmax}$ là đạt yêu cầu, nếu không tính lại.

6. Kiểm nghiệm về quá tải

a) Tính $[\sigma_F]_{max}$ và so sánh, rút ra kết luận

$$[\sigma_{F1}]_{max} = \sigma_{F1} K_{qt} \leq [\sigma_{F1}]_{max}$$

$$[\sigma_{F2}]_{max} = \sigma_{F2} K_{qt} \leq [\sigma_{F2}]_{max}$$

Tổng kết thông số bánh răng côn thiết kế được

Thông số		Kết quả
Chiều dài côn ngoài	R_c (mm)	
Môđun vòng ngoài	m_{te} (mm)	
Chiều rộng vành răng	b_w (mm)	
Tỷ số truyền	u	
Số răng bánh răng	Z	
Hệ số dịch chỉnh chiều cao	x	
Đường kính chia ngoài	d_e (mm)	
Góc côn chia	$\delta(^{\circ})$	
Chiều cao răng ngoài	h_e (mm)	
Đường kính trung bình	d_m (mm)	
Môđun vòng trung bình	m_{im} (mm)	
Môđun pháp trung bình	m_{nm} (mm)	

IV. VÍ DỤ

Tính bộ truyền bánh răng côn răng thẳng biết tỷ số truyền $u = 3,5$; momen xoắn trên trục $T_1 = 32920 \text{ N.mm}$; thời gian hoạt động của bộ truyền là 18.000 giờ, tải trọng va đập nhẹ. Bộ truyền quay 1 chiều, thời gian làm việc của bộ truyền 17.500 giờ; 2 ca/ngày

1. Chọn vật liệu

Thép C45 Phương pháp nhiệt luyện thường hoá

$$HB = 250, \sigma_{BK} = 600 \text{ N/mm}^2$$

$$\text{- Bánh nhỏ: } \sigma_{bc} = 300 \text{ N/mm}^2$$

- Bánh lớn: Chọn thép C35 phương pháp nhiệt luyện thường hoá:

$$HB = 200, \sigma_{BK} = 500 \text{ N/mm}^2, \sigma_{bc} = 260 \text{ N/mm}^2$$

2. Xác định ứng suất cho phép

$$\text{Với thép 45} \Rightarrow H_B = 250 \text{ N/mm}^2$$

$$+ \sigma_{HLim_1} = 2HB + 70 = 2 \times 250 + 70 = 570 \text{ MPa.}$$

$$S_H = 1,1$$

$$+ \sigma_{FLim_2} = 1,8 \times HB = 1,8 \times 250 = 450 \text{ MPa.}$$

$$S_F = 1,75$$

$$+ \sigma_{HLim_2} = 2HB + 70 = 2 \times 200 + 70 = 470 \text{ MPa.}$$

$$+ \sigma_{FLim_2} = 1,8 \times 200 = 360 \text{ MPa.}$$

Với tải trọng va đập nhẹ ta có

$$N_{H0} = 30 \times N_{HO}^{2,4} \text{ do đó}$$

$$N_{H0_1} = 30 \times N_{HO1}^{2,4} = 30 \times 250^{2,4} = 1,7 \times 10^7$$

$$N_{H0_2} = 30 \times N_{HO2}^{2,4} = 30 \times 200^{2,4} = 0,9 \times 10^7$$

ta cũng có

$$\begin{aligned} N_{HE1} &= 60 \times C \times n_1 \times t \\ &= 60 \times 1 \times 1056 \times 18000 = 114048 \times 10^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} N_{HF2} &= 60 \times C \times n_1/u_{br} \times t \\ &= 60 \times 1 \times 300 \times 1800 = 32585 \times 10^3 \end{aligned}$$

$$N_{HF} > 10^7 \text{ do đó } K_{HL} = 1$$

$$[\sigma_H]_1 = \sigma_{HLim_1} \cdot K_{HL}/S_H = 570 \cdot 1/1,1 = 518 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_H]_2 = \sigma_{Hlim_2} \cdot K_{HL_2} / S_H = 470.1/1.1 = 427 \text{ MPa}$$

3. Xác định các thông số của bộ truyền

$$R_e = K_R \times \sqrt{u^2 + 1} \times \sqrt[3]{T_1 \cdot K_{H\beta} / [K_{be} \cdot u \cdot [\delta]^2]}$$

Ta có bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = 427 \text{ MPa}$$

Với bộ truyền răng thẳng bằng thép $R_k = 0.5 \cdot 100 = 50 \text{ MPa}$

Chọn $K_{be} = 0.25$

$$\text{Với } K_{be} \cdot \frac{u}{(2 - K_{be})} = 0.25 \cdot \frac{3.5}{(2 - 0.25)} = 0.5$$

- Trục lắp bánh răng trên ổ bi sơ đồ I HB < 350

Tra bảng được $K_{H\beta} = 1.24$

$$T_1 = 32920 \text{ do đó}$$

$$R_e = 50 \cdot \sqrt{3.5^2 + 1} \cdot \sqrt[3]{32920 \cdot 1.24 / [(1 - 0.25) \cdot 0.25 \cdot 3.5 \cdot (427)^2]}$$

$$R_e = 127 \text{ (mm)}$$

- Xác định thông số ăn khớp

$$d_{e1} = 2 \cdot R_e / \sqrt{1 + u^2} = 2 \cdot 127 \cdot \sqrt{1 + 3.5^2}$$

$d_{e1} = 70 \text{ (mm)}$ do đó tra bảng được $Z_{1P} = 16$ ứng với HB < 350

$$Z_1 = 1.6 \cdot Z_{1P} = 1.6 \cdot 16 = 25.6 \text{ chọn } Z = 27 \text{ răng}$$

- Đường kính trung bình và môđun trung bình

$$d_{m1} = (1 - 0.5 \cdot K_{be}) \cdot d_{e1} = (1 - 0.5 \cdot 0.25) \cdot 70 = 61.25 \text{ (mm)}$$

$$m_{tm} = d_{m1} / Z_1 = 61.25 / 27 = 2.27 \text{ (mm)}$$

- Do đó môđun vòng ngoài tính theo công thức

$$m_{te} = m_{tm} / (1 - 0.5 \cdot K_{be}) = 2.27 / (1 - 0.5 \cdot 0.25)$$

$$m_{te} = 2.56$$

- Theo bảng lấy trị số tiêu chuẩn

$$m_{te} = 2.5 \text{ (mm)}$$

$$\text{Do đó } m_{tm} = m_{te} (1 - 0.5 \cdot K_{be}) = 2.5 (1 - 0.5 \cdot 0.25)$$

$$m_{tm} = 2.187$$

$$Z_1 = \frac{d_{m1}}{m_{tm}} = \frac{61.25}{2.1875} = 28 \text{ răng}$$

Số răng bánh lớn $Z_2 = u \times Z_1 = 3,5 \times 28 = 98$ răng

- Góc chia côn

$$\delta_1 = \arctg(Z_1/Z_2) = \arctg\left(\frac{28}{98}\right)$$

$$\delta_1 = 15,945^\circ$$

$$\delta_2 = 74,055^\circ$$

Đường kính trung bình bánh nhỏ là:

$$d_{m_1} = Z_1 \cdot m_{im} = 28 \cdot 2,187 = 61,236 \text{ (mm)}$$

- Chiều dài côn ngoài

$$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2} = 0,5 \cdot 2,5 \cdot \sqrt{28^2 + 98^2}$$

$$R_e = 127 \text{ (mm)}$$

4. Kiểm nghiệm răng theo độ bền tiếp xúc

$$\sigma_H = Z_{m_1} \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{2T_1 \cdot K_H \cdot \sqrt{u^2 + 1} / 0,85 \cdot b \cdot d_m^2 \cdot u_m}$$

$$+ Z_M = 274 \text{ MPa}^{1/3}$$

+ Theo bảng với $x_1 = x_2 = 0$, $Z_H = 1,76$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 2,5} = \sqrt{(4 - 2,73) / 2,5}$$

$$Z_\varepsilon = 0,926$$

Trong đó

$$\varepsilon_\alpha = 1,8 - 3,2 \left(\frac{1}{28} + \frac{1}{98} \right) = 1,733$$

$$K_H = K_{HB} \times K_{H\alpha} \times K_{H\beta}$$

+ Với bánh răng côn răng thẳng $K_{H\alpha} = 1$

Vận tốc vòng theo công thức

$$V = \pi \cdot d_{m_1} \cdot n_1 / 60000 = 3,14 \cdot 61,25 \cdot 302 / 60000$$

$$V = 0,968 \text{ (m/s)}$$

- Theo bảng nên dùng cấp chính xác 9

$$V_H = \delta_H \cdot g \cdot v \cdot \sqrt{d_m(u+1)/u}$$

$$= 0,006 \cdot 73 \cdot 0,968 \cdot \sqrt{61,25(3,5+1)/3,5}$$

$$= 3,76$$

- Trong đó $\delta_H = 0,006$

Theo bảng

$$g_0 = 73$$

$$b = K_{be} \cdot R_e = 0,25 \times 127 = 31,75$$

$$\begin{aligned} K_{H_F} &= 1 + V_H \cdot b \cdot d_{m1} / 2T_1 \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \\ &= 1 + 3,76 \cdot 31,75 \cdot 61,25 / 2 \cdot 32920 \cdot 1,24 \cdot 1 \\ &\approx 1,075 \end{aligned}$$

$$\text{do đó } K_H = 1,24 \times 1,075 \times 1$$

$$K_H = 1,3$$

- Thay các giá trị tìm được vào

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 274 \cdot 1,76 \cdot 0,926 \cdot \sqrt{(2 \cdot 32920 \cdot 1,3 \cdot \sqrt{3,5^2 + 1} / (0,85 \cdot 31,75 \cdot 61,25 \cdot 0,5))} \\ &= 418,7 \text{ MPa} \end{aligned}$$

Mà ta có

$$[\sigma_H] = [\sigma_H] \cdot Z_V \cdot Z_R \cdot K_{XH}$$

$$\text{với } V < 5 \text{ m/s} \Rightarrow Z_V = 1 \quad R_a = 2,5 \dots 1,25 \text{ MPa}$$

$$\Rightarrow Z_R = 0,95$$

$$da < 700 \text{ m} \quad K_{XH} = 1$$

$$[\sigma_H] = 427 \cdot 1 \cdot 0,95 \cdot 1 = 405,65 \text{ MPa}$$

$\sigma_H > [\sigma_H]$ nhưng chênh lệch không nhiều do đó có thể tăng chiều rộng

$$\text{vành răng: } b = 31,75 \left(\frac{418,7}{405,65} \right)^2 = 33,83$$

Chọn $b = 35 \text{ (mm)}$

5. Kiểm nghiệm răng theo độ bền uốn

Theo công thức ta có

$$\sigma_{F1} = \frac{2T_1 K_F Y_\varepsilon Y_\beta Y_{F1}}{0,85 \cdot b \cdot m_{mm} d_{m1}} \leq [\sigma_{F1}]$$

$$\text{Tỉ số } K_{be} \cdot u / (2 - K_{be}) = 0,275 \cdot 3,5 / (2 - 0,275) = 0,558$$

$$\text{Tra bảng được } K_{FB} = 1,47$$

$$\text{Theo công thức } V_F = S_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{d_{m1} \cdot (u+1) / u}$$

$$\text{Tra bảng tìm } g_F = 0,016$$

$$\text{và } g_0 = 73 \text{ do đó}$$

$$V_F = 0,016.73.0,968. \sqrt{61,25.(3,5+1)/3,5} = 10$$

$$\begin{aligned} K_{VF} &= 1 + V_F \cdot b \cdot d_{m1} / 2 \cdot T_1 \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \\ &= 1 + 10.35.61,25 / 2.32920.1,47.1 \\ &= 1,22 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{do đó } K_F &= K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{FV} \\ &= 1,47.1.1,22 \\ &= 1,79 \end{aligned}$$

- Với răng thẳng $Y_B = 1$, $\varepsilon_\alpha = 1,733$

$$\Rightarrow Y_E = \frac{1}{1,733} = 0,577$$

$$\text{với } Z_{V_1} = Z_1 / \cos(\delta_1) = 28 / \cos(15,945) = 28 / 0,96 = 29 \text{ (mm)}$$

$$Z_{V_2} = Z_2 / \cos(74,055^\circ) = 98 / 0,274 = 358 \text{ (mm)}$$

- Theo bảng với $Z = 28$ chọn hệ số dịch chỉnh $x_1 = x_2 = 0$ ta có
 $\Rightarrow Y_{F_1} = 3,84$, $Y_{F_2} = 3,6$

Thay các giá trị vừa tìm được vào

Với bánh răng côn răng thẳng $m_{nm} = m_{tm}$

$$\Rightarrow \sigma_{F_1} = \frac{2.32920.1,79.0,577.1.3,8}{0,85.35.2,27.61,25} = 62,4 \text{ (MPa)}$$

$$\sigma_{F_2} = \sigma_{F_1} \cdot Y_{F_2} / Y_{F_1} = 62,4 \cdot \frac{3,6}{3,84} = 58,5 \text{ (MPa)}$$

- Như vậy điều kiện bền vẫn được đảm bảo vì $\sigma_{F_1} \leq [\sigma_{F_1}]$ $\sigma_{F_2} \leq [\sigma_{F_2}]$

6. Kiểm nghiệm răng quá tải

với $K_{qt} = 1,7$

$$\begin{aligned} \sigma_{Hmax} &= \sigma_H \cdot \sqrt{K_{qt}} = 427 \cdot \sqrt{1,7} = 556,7 \text{ (MPa)} < [\sigma_{Hmax}] = 2,8 \cdot \sigma = 2,8.266 \\ &= 728 \text{ (MPa)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F_1 max} &= \sigma_{F_1} \cdot K_{qt} = 62,4.1,7 = 106 \text{ (MPa)} < [\sigma_{F_1}]_{max} = 0,8 \cdot \sigma_{ch_1} \\ &= 0,8.300 = 240 \text{ (MPa)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{F_2 max} &= \sigma_{F_2} \cdot 1,7 = 99,45 \text{ (MPa)} < [\sigma_{F_1}]_{max} = 0,8 \cdot \sigma_{ch_2} = 0,8.260 = 206 \\ &\text{(MPa)} \end{aligned}$$

7. Tính lại các thông số bộ truyền bánh răng

- Chiều dài côn ngoài: $R_e = 127 \text{ mm}$
- Môđun vòng ngoài: $m_{te} = 2,5$
- Tỷ số truyền: $u = 3,5$
- Chiều rộng vành răng: $b = 35 \text{ mm}$
- Góc nghiêng của răng: $\beta = 0^\circ$
- Số răng của bánh răng: $Z_1 = 28, Z_2 = 98$
- Hệ số dịch chuyển chiều cao: $x_1 = x_2 = 0$

Theo công thức trong bảng tính được

- Đường kính chia ngoài $d_{e1} = 45 \text{ (mm)}$ $d_{e2} = 245 \text{ (mm)}$
- Góc côn chia $\delta_1 = 15,945^\circ$, $\delta_2 = 74,055^\circ$
- Chiều cao răng ngoài $h_e = 5,5 \text{ (mm)}$
- Chiều cao đầu răng ngoài:
 $h_{ae1} = 3,6 \text{ mm}$, $h_{ae2} = 1,4 \text{ mm}$
- Chiều cao chân răng ngoài:
 $h_{Fe1} = 1,9 \text{ (mm)}$, $h_{Fe2} = 5,5 - 1,4 = 4,1 \text{ (mm)}$
- Đường kính đỉnh răng ngoài
 $d_{e\alpha1} = 62,7 \text{ (mm)}$, $d_{e\alpha2} = 247,8 \text{ (mm)}$

Chương 4

THIẾT KẾ TRỤC

I. TRÌNH TỰ CÁC BƯỚC THIẾT KẾ TRỤC

Trục dùng để đỡ các chi tiết quay, bao gồm trục tâm và trục truyền. Trục tâm có thể quay cùng với các chi tiết lắp trên nó hoặc không quay, chỉ chịu được lực ngang và momen uốn.

Trục truyền luôn luôn quay, có chức năng truyền chuyển động giữa các chi tiết, có thể chịu đồng thời cả momen uốn và momen xoắn. Các trục trong hộp giảm tốc, hộp tốc độ là những trục truyền.

Chỉ tiêu quan trọng nhất đối với phần lớn các trục là độ bền, ngoài ra là độ cứng và đối với các trục quay nhanh là độ ổn định dao động.

Tính toán thiết kế trục bao gồm các bước:

- Chọn vật liệu
- Tính thiết kế trục về độ bền
 - Xác định tải trọng tác dụng lên trục
 - Tính sơ bộ đường kính trục
 - Thiết kế sơ bộ trục
 - Đặt tải trọng và xác định khoảng cách giữa các gối đỡ
 - Tính gần đúng trục
- Tính kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi
- Trường hợp cần thiết tiến hành kiểm nghiệm trục về độ cứng. Đối với trục quay nhanh còn kiểm nghiệm trục về độ ổn định dao động.

II. CHỌN VẬT LIỆU

Với các trục ở những thiết bị không quan trọng, chịu tải thấp có thể dùng

thép không nhiệt luyện (C50) để chế tạo trục. Ở các máy móc quan trọng, hộp giảm tốc, hộp tốc độ ... khi chịu tải trọng trung bình, thường dùng thép C45 thường hoá hoặc tôi + ram cao, thép 40Cr tôi + ram cao để chế tạo trục. Trường hợp tải nặng hoặc trục đặt trên các ổ trượt quay nhanh, nên dùng thép hợp kim 20Cr, 12CrNi3A, 18CrMnTi thấm các bon để chế tạo trục. Cơ tính của một số loại thép chế tạo trục có thể tra trong bảng 4.1

Bảng 4.1. Vật liệu chế tạo trục

Đường kính trục	Vật liệu, nhiệt luyện và giới hạn bền, MPa			
	Thép 35, CT5 có $\sigma_b \geq 500$	Thép 45, 45 có $\sigma_b \geq 600$	Thép 45, tôi có $\sigma_b \geq 850$	Thép hợp kim, thấm C có $\sigma_b \geq 1000$
	[σ], MPa			
30	58	63	67	70
50	48	50	55	60
100	45	48	50	55

III. TÍNH THIẾT KẾ TRỤC

Tính toán thiết kế trục nhằm xác định đường kính và chiều dài các đoạn trục đáp ứng các yêu cầu về độ bền, kết cấu, lắp ghép và công nghệ. Muốn vậy cần biết trị số, phương, chiều và điểm đặt của tải trọng tác dụng lên trục, khoảng cách giữa các gối đỡ và từ gối đỡ đến chi tiết lắp trên trục.

1. Tải trọng tác dụng lên trục

Tải trọng chủ yếu tác dụng lên trục là momen xoắn và các lực tác dụng khi ăn khớp như: trong bộ truyền bánh răng, bộ truyền trục vít - bánh vít, lực căng đai, lực căng xích, lực lệch tâm do sự không đồng trục khi lắp hai nửa khớp nối. Trọng lượng bản thân trục và trọng lượng các chi tiết lắp lên trục chỉ được tính đến ở các cơ cấu tải nặng, còn lực ma sát trong các ổ được bỏ qua.

1.1. Lực tác dụng từ các bộ truyền bánh răng, trục vít

Như đã biết, lực tác dụng khi ăn khớp trong các bộ truyền được chia làm ba thành phần: lực vòng F_t , lực hướng tâm F_r và lực dọc trục F_a . Trị số của chúng được xác định theo các công thức sau:

Bộ truyền bánh răng trụ

$$F_{t1} = 2T_1/d_{w1} = F_{t2}$$

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_{tw} / \cos \beta = F_{r2}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta = F_{a2}$$

trong đó T_1 - momen xoắn trên trục bánh 1, Nmm;

d_{w1} - đường kính vòng lăn bánh 1, mm,

α_{tw} - góc ăn khớp;

β - góc nghiêng của răng.

Với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng $\beta = 0$ khi đó $F_{a1} = F_{a2} = 0$

Điểm đặt cũng như phương và chiều của các lực xác định như sau:

Tất cả các lực coi như đặt tập trung tại điểm ăn khớp ở chính giữa vành răng trên vòng tròn chia.

Lực F_t vuông góc với mặt phẳng chứa hai trục, F_{t1} hướng ngược với chiều quay của bánh chủ động còn F_{t2} hướng theo phương ngược lại.

F_r nằm trên mặt phẳng chứa các trục và có hướng từ ngoài điểm ăn khớp vào tâm trục.

F_a song song với trục quay, nằm trên mặt phẳng chứa hai trục và có hướng ngược với chiều nghiêng của bánh răng

Bộ truyền trục vít - bánh vít

$$F_{a1} = F_{t2} = 2T_2/d_2 = 2T_1 \eta u/d_2$$

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{a1} \operatorname{tg} (\gamma \pm \varphi)$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{a1} \cos \varphi}{\cos(\gamma \pm \varphi)} \operatorname{tg} \alpha \cos \gamma$$

Trong đó

d_2 - đường kính vòng chia bánh vít, mm

T_2 - momen xoắn trên trục bánh vít $T_2 \approx T_1 \eta u$, mm

α - góc prô-tin trong mặt cắt dọc của trục vít $\alpha = 20^\circ$.

γ - góc vít

φ - góc ma sát, dấu "+" dùng khi trục vít chủ động, "-" khi trục vít bị động. Trường hợp ma sát nhỏ ($\varphi < 3^\circ$) có thể tính gần đúng

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{a1} \operatorname{tg} \gamma \text{ và}$$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{a1} \operatorname{tg} \alpha$$

Điểm đặt, phương và chiều của các lực xác định tương tự như đối với bánh răng trụ răng nghiêng.

F_{t1} song song với trục của bánh vít và có hướng ngược với chiều quay của trục vít. F_{a2} hướng theo phương ngược lại.

F_{a1} hướng song song với trục của trục vít và có phương ngược với chiều nghiêng của răng vít.

các lực F_r bao giờ cũng hướng từ điểm ăn khớp vào tâm quay của trục.

1.2. Bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

$$F_{t1} = 2T_1/d_{m1} = F_{t2}$$

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1 = F_{r2} \quad (10.3)$$

trong đó d_{m1} - đường kính trung bình của bánh nhỏ, mm;

α - góc ăn khớp, thường $\alpha = 20^\circ$;

δ_1 - góc côn chia bánh nhỏ;

Các lực F_a trong bộ truyền bánh răng côn bao giờ cũng song song với trục và hướng từ đỉnh xuống đáy côn.

Vì bánh răng côn nhỏ thường được lắp công xôn (chìa) do đó nên phối hợp chiều quay và hướng răng sao cho F_{r1} có dấu (-) và F_{a1} có dấu (+).

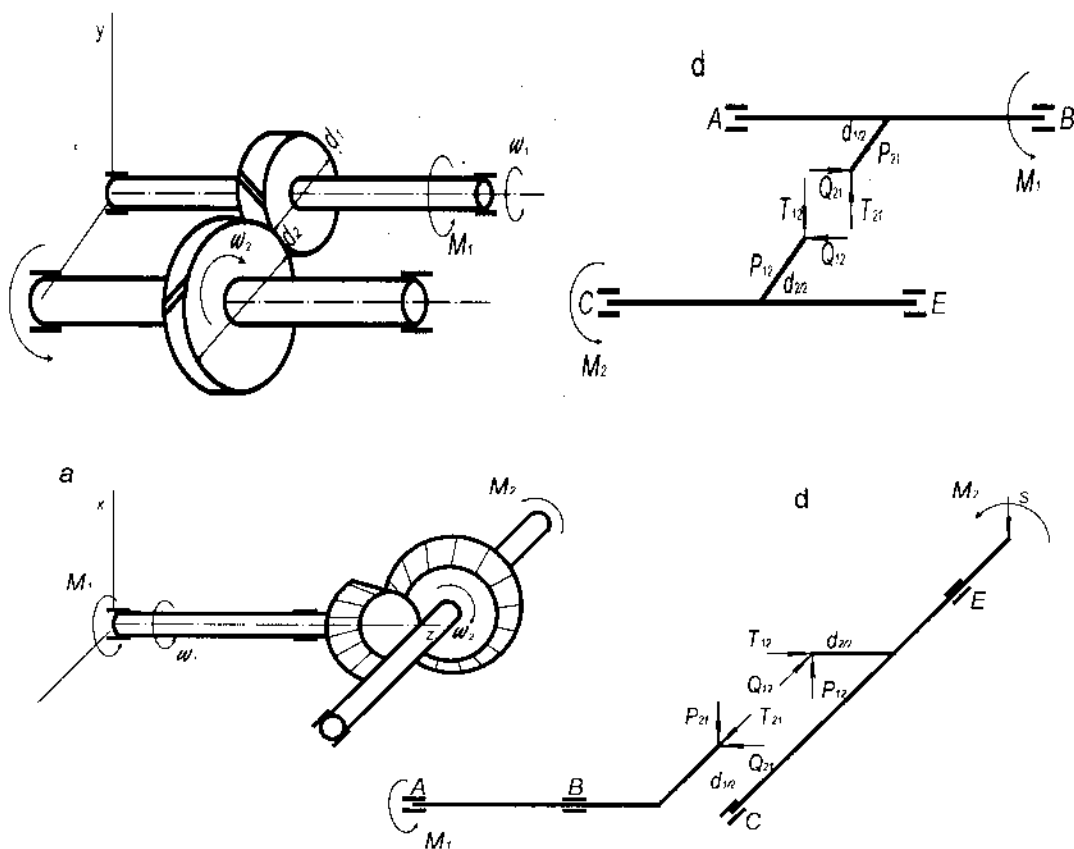
Đến đây, trị số của các lực tác dụng khi ăn khớp đã được xác định. Các thành phần lực này nằm theo 3 phương thẳng góc với nhau, còn chiều của mỗi một lực phụ thuộc vào những yếu tố xác định. Cụ thể là chiều của lực hướng kính F_r chỉ phụ thuộc vào toạ độ của điểm đặt lực, trong khi đó chiều của lực vòng F_t không những phụ thuộc vào toạ độ của điểm đặt lực mà còn phụ thuộc chiều quay của bánh răng hoặc trục vít và vai trò của chúng trong bộ truyền, còn lực dọc trục F_a thì phụ thuộc chiều quay, hướng răng và vai trò của chi tiết quay đang xét trong bộ truyền.

Tổng quát, để xác định trị số và chiều của các lực tác dụng lên trục, ta quy ước chọn hệ trục toạ độ Oxyz như sau:

Trục z hướng dọc theo đường tâm của trục từ trái qua phải.

Trục y hướng theo phương thẳng đứng vuông góc với mặt phẳng chứa hai trục.

Trục x nằm trên mặt phẳng chứa hai trục có hướng từ trước ra sau.



Nếu trên trục có nhiều bánh răng và các chi tiết quay khác ta cũng dùng các công thức trên xác định lực cho mỗi cặp bánh răng ăn khớp rồi tổng hợp chúng lại với nhau để tính trục.

1.3. Lực tác dụng từ bộ truyền đai, bộ truyền xích và khớp nối

Đối với bộ truyền đai và bộ truyền xích, lực tác dụng lên trục F_r , do lực căng đai hoặc lực căng xích tạo thành. Các lực F_r này đều là lực hướng kính, có điểm đặt nằm trên đường tâm trục, tại điểm giữa chiều rộng bánh đai hoặc đĩa xích và có chiều hướng từ tâm bánh đai (hoặc đĩa xích) lắp trên trục đến tâm bánh đai (hoặc đĩa xích) kia.

Trường hợp đường nối tâm này tạo với trục y một góc γ thì phân tích F_r thành hai thành phần thẳng góc với nhau. Trong hệ toạ độ Oxyz ta có:

$$F_{yki} = F_{rki} \cos \gamma$$

$$F_{xki} = F_{rki} \sin \gamma$$

2. Tính sơ bộ đường kính trục

Đường kính trục được xác định chỉ bằng momen xoắn theo công thức

$$d \geq \sqrt[3]{T/(0,2[\tau])} \text{ mm}$$

trong đó

T- momen xoắn, Nmm

$[\tau]$ - ứng suất xoắn cho phép, MPa, với vật liệu trục là thép C50, thép C45, 40Cr

$$[\tau] = 12 \dots 20 \text{ MPa}$$

Cũng có thể dùng công thức thực nghiệm để xác định sơ bộ đường kính trục, chẳng hạn đường kính đầu trục vào của hộp giảm tốc có thể lấy bằng

$$d_v = (0,8 \dots 1,2) d_{dc}$$

với d_{dc} - đường kính trục động cơ điện.

Đường kính trục bị động lấy bằng $(0,3 \dots 0,35)a$, với a - khoảng cách trục. Đường kính tính được lấy tròn đến các giá trị 0 và 5 và dùng nó làm căn cứ để thiết kế sơ bộ các đường kính cũng như chọn một số kích thước chiều dài trục.

3. Thiết kế sơ bộ trục

Đường kính sơ bộ tính được làm tròn đến tận cùng là 0 và 5 rồi dùng nó làm cơ sở chọn ổ. Ký hiệu đường kính đó là d_0 . Trên cơ sở sơ đồ động có được ban đầu ta thiết kế một trục bậc có đường kính tăng dần từ ổ cho tới vai trục nằm phía trong hộp giảm tốc. Ngược lại đường kính các đoạn trục bắt đầu từ ổ ra tới ngoài đầu trục giảm dần. Mỗi bậc trục kế tiếp có đường kính hơn kém nhau $3 \div 5 \text{ mm}$.

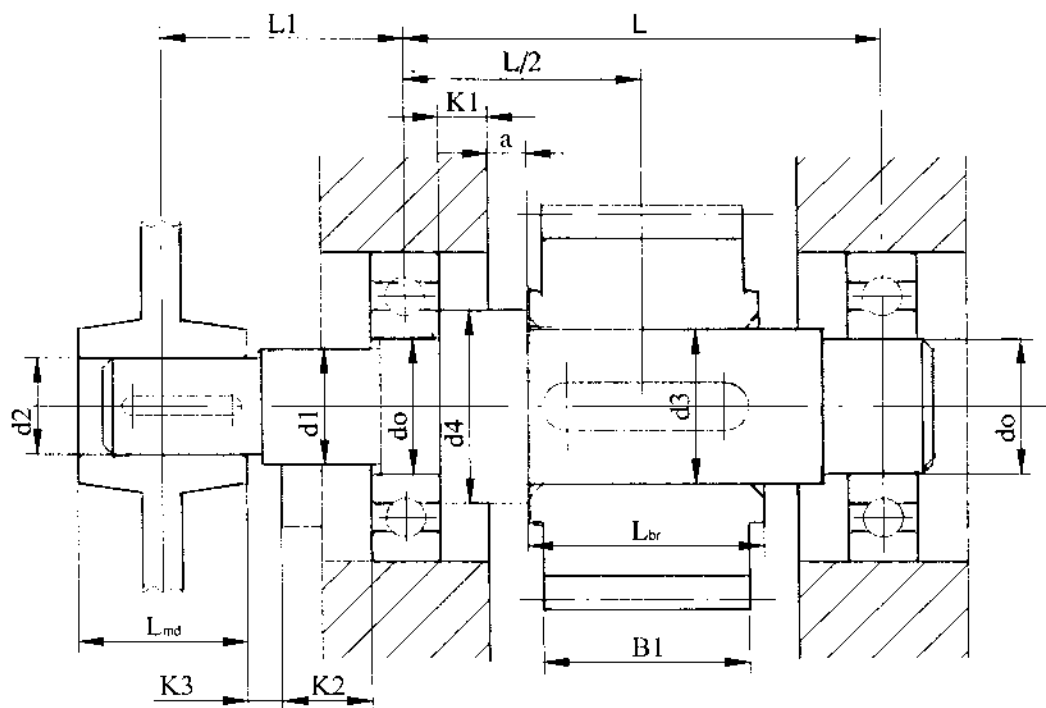
Từ đường kính d_{sb} có thể xác định gần đúng chiều rộng ổ lăn b_0 theo bảng

Bảng 4.2

$d, \text{ mm}$	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	100
$b_0, \text{ mm}$	15	17	19	21	23	25	27	29	31	33	35	37	39	41	43	47

Giả sử đối với trục bánh răng hộp giảm tốc bánh răng trụ một cấp trong sơ đồ mẫu ta có thể thiết kế sơ bộ một trục như sau: gọi d_2 , d_1 là đường kính các

đoạn trục từ ổ ra tới đầu trục. d_3 và d_4 là đường kính đoạn lắp chi tiết quay và vai trục ta có:



$$d_2 = d_0 - (3 \div 5) \text{ mm}$$

$$d_1 = d_2 - (3 \div 5) \text{ mm}$$

$$d_3 = d_0 + (3 \div 5) \text{ mm}$$

$$d_4 = d_3 + (8 \div 10) \text{ mm}$$

vì d_4 là đường kính vai trục nên độ chênh lệch so với đường kính liền kề là 8 đến 10 mm. Nếu trục có nhiều bậc hơn thì các đường kính tiếp theo tính tương tự như vậy. Các đường kính sau khi tính được phải làm tròn về dây kích thước thẳng cơ sở theo TCVN.

Chú ý rằng trị số d_j tính theo công thức trên tại các tiết diện lắp ổ lăn phải lấy bằng đường kính trong của ổ lăn tiêu chuẩn theo dãy số sau: 15, 17, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100 ... Đồng thời tại các tiết diện lắp bánh răng, bánh vít, bánh đai, đĩa xích và khớp nối cũng cần lấy theo các giá trị tiêu chuẩn sau: 10, 10,5, 11, 11,5, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 52, 55, 60, 63, 65, 70, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 125, 130, 140, 150, 160.

Định kết cấu trục:

Dựa theo đường kính các tiết diện trục vừa tính được và chiều dài tương ứng, đồng thời chú ý đến các yêu cầu về lắp ghép (dễ tháo lắp và cố định các chi tiết trên trục) và công nghệ (đảm bảo độ chính xác và thuận tiện khi gia công); để quyết định kết cấu trục. Nếu dùng theo kết hợp với lắp có độ dôi để lắp các chi tiết quay lên trục thì cần dựa vào đường kính trục tại chỗ lắp ghép để chọn kích thước tiết diện then tương ứng sẽ có rãnh then trên trục. Trường hợp dùng then hoa thì kết cấu then hoa chọn theo bảng. Tỉ mỉ hơn cần tham khảo mục các tài liệu trong phần phụ lục.

4. Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực

Chiều dài trục cũng như khoảng cách giữa các gối đỡ và các điểm đặt lực phụ thuộc vào sơ đồ động, chiều dài máy của các chi tiết quay, chiều rộng ổ, khe hở cần thiết và các yếu tố khác.

Chiều dài máy ơ bánh đai, máy ơ đĩa xích, máy ơ bánh răng trụ

$$l_m = (1,2 \dots 1,5) d$$

Chiều dài máy ơ bánh vít

$$l_m = (1,2 \dots 1,8) d$$

Chiều dài máy ơ bánh răng côn

$$l_m = (1,2 \dots 1,4) d$$

Chiều dài máy ơ nửa khớp nối

$$l_m = (1,4 \dots 2,5)d - \text{đối với nối trục vòng đàn hồi}$$

$$l_m = (1,2 \dots 1,4)d - \text{đối với nối trục răng}$$

trong đó d là đường kính chỗ lắp chi tiết quay

Các kích thước khác liên quan đến chiều dài trục chọn theo bảng 4.3 (xem thêm các hình vẽ)

Khoảng cách giữa các điểm đặt lực và chiều dài các đoạn trục được xác định tùy thuộc vào vị trí của trục trong hộp giảm tốc và loại chi tiết lắp lên trục

Dùng các ký hiệu sau đây:

k = số thứ tự của trục trong hộp giảm tốc, $k = 1, \dots, t$, với t là số trục của hộp giảm tốc ($t = 2$ đối với hộp giảm tốc 1 cấp, $t = 3$ đối với hộp giảm tốc 2 cấp v.v...).

i - số thứ tự của tiết diện trục trên đó lắp các chi tiết có tham gia truyền tải trọng

$i = 0$ và 1 : các tiết diện trục lắp ổ

$o = 2 \dots s$, với s là số chi tiết quay (bánh đai, bánh răng, bánh vít, trục vít, đĩa xích và khớp nối)

l_{ki} - khoảng cách giữa các gối đỡ 0 và 1 trên trục thứ k

l_{ki} - khoảng cách từ gối đỡ 0 đến tiết diện thứ i trên trục thứ k

l_{mki} - chiều dài may ơ của chi tiết quay thứ i (lắp trên tiết diện i) trên trục k , tính theo công thức (10.2) ... (10.5) tùy theo loại chi tiết quay, trong đó thay d bằng d_k tính theo T_k .

l_{cki} - khoảng công xôn (khoảng chìa) trên trục thứ k , tính từ chi tiết thứ i ở ngoài hộp giảm tốc đến gối đỡ

$$l_{cki} = 0,5 (l_{mki} + b_o) + k_3 + h_n$$

b_{ki} - chiều rộng vành răng bánh răng thứ i trên trục thứ k

Tùy theo loại hộp giảm tốc l_{ki} được tính theo công thức cho trong bảng 10.4.,
 b_o - chiều rộng ổ tra theo bảng theo đường kính sơ bộ của trục trung gian d .

Bảng 4.3. Trị số của các khoảng cách k_1 , k_2 , k_3 và h_n .

Tên gọi	Kí hiệu và giá trị
Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay	$k_1 = 8 \dots 15$
Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp (lấy giá trị nhỏ khi bôi trơn ổ bằng dầu trong hộp giảm tốc)	$k_2 = 5 \dots 15$
Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ	$k_3 = 10 \dots 20$
Chiều cao nắp ổ và đầu bulông	$h_n = 15 \dots 20$

5. Tính gần đúng đường kính các đoạn trục

Tiến hành theo trình tự sau:

a. Vẽ sơ đồ trục, sơ đồ chi tiết quay và lực từ các chi tiết quay tác dụng lên trục

b. Tính phản lực F_{ly} và F_{lx} trên các gối đỡ trong mặt phẳng zOy và zOx

c. Vẽ biểu đồ momen uốn M_y và M_x trong các mặt phẳng zOy và zOx và vẽ biểu đồ momen xoắn T .

d. Tính momen uốn tổng M_j và momen tương đương M_{tdj} tại các tiết diện j trên chiều dài trục

Bảng 4.4

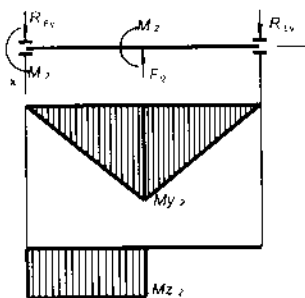
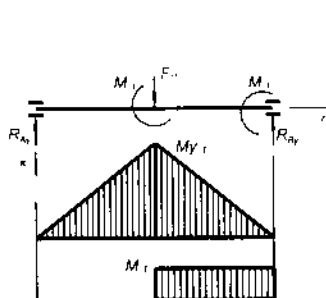
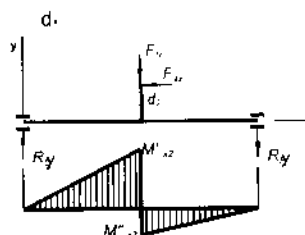
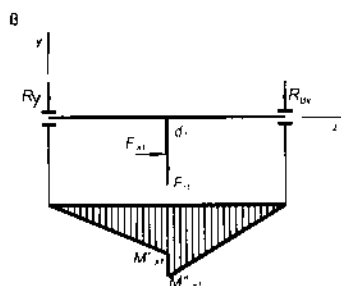
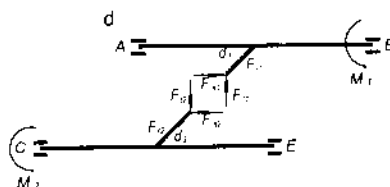
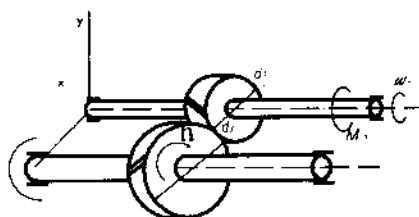
Loại hộp giảm tốc	Trục thứ	Công thức tính
Hộp giảm tốc bánh răng trụ một cấp	I	$l_{12} = -l_{e12}; l_{13} = 0,5 (l_{m13} + b_0) + k_1 + k_2$
Hộp giảm tốc bánh răng trụ hai cấp	II	$l_{22} = 0,5 (l_{m22} + b_0) + k_1 + k_2;$ $l_{23} = l_{22} + 0,5(l_{m22} + l_{23}) + k_1;$ $l_{21} = l_{m22} + l_{m23} + 3k_1 + 2k_2 + b_0.$
Hộp giảm tốc bánh răng trụ 2 cấp phân đôi cấp nhanh	II	$l_{22} = 0,5 (l_{m22} + b_0) + k_1 + k_2;$ $l_{23} = l_{22} + 0,5(l_{m22} + l_{23}) + k_1;$ $l_{24} = 2l_{m23} - l_{22}; l_{21} = 2l_{23}$
	III	$l_{32} = l_{23}; l_{31} = l_{21};$ $l_{33} = 2l_{32} + l_{e33}.$
Hộp giảm tốc bánh răng trụ 2 cấp đồng trục,	I	$l_{12} = -l_{e12}; l_{13} = 0,5 (l_{m13} + b_0) + k_1 + k_2;$ $l_{11} = 2l_{13};$
	II	$l_{22} = 0,5 (l_{m22} + b_0) + k_1 + k_2;$ $l_{23} = l_{11} + l_{32} + k_1 + b_0;$ $l_{21} = l_{23} + l_{32}$
	III	$l_{32} = 0,5 (l_{m32} + b_0) + k_1 + k_2;$ $l_{31} = 2l_{32};$ $l_{33} = l_{31} + l_{e33};$
Hộp giảm tốc bánh răng côn - trụ	I	$l_{32} = -l_{e12}; l_{11} = (2,5...3)d_1;$ $l_{13} = l_{11} + k_1 + k_2 + l_{m13} + 0,5 (b_0 - b_{13} \cos \delta_1);$
	II	$l_{22} = 0,5 (l_{m22} + b_0) + k_1 + k_2;$ $l_{23} = l_{22} + 0,5 (l_{m22} + b_{13} \cos \delta_2) + k_1^*;$ $l_{21} = l_{m22} + l_{m23} + b_0 + 3k_1 + 2k_2;$ với δ_1, δ_2 - góc côn chia trên bánh nhỏ và bánh lớn

Hộp giảm tốc trục vít - bánh vít	I (Trục vít)	$l_{12} = -l_{c12}; l_{11} = (0,9...1)d_{aM2};$ $l_{13} = l_{11}/2$ với d_{aM2} - đường kính ngoài của bánh vít
	II	$l_{22} = 0,5 (l_{m22} + b_0) + k_1 + k_2;$ $l_{21} = 2l_{22};$ $l_{23} = l_{22} + l_{c23};$

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

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

trong đó N_{yj} ; M_{xj} - momen uốn trong mặt phẳng yo z và xo z tại các tiết diện j ;



e. Tính đường kính trục tại các tiết diện j theo công thức

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

trong đó $[\sigma]$ - ứng suất cho phép của thép chế tạo trục, cho trong bảng
Trường hợp trục rỗng d_j được tính theo công thức

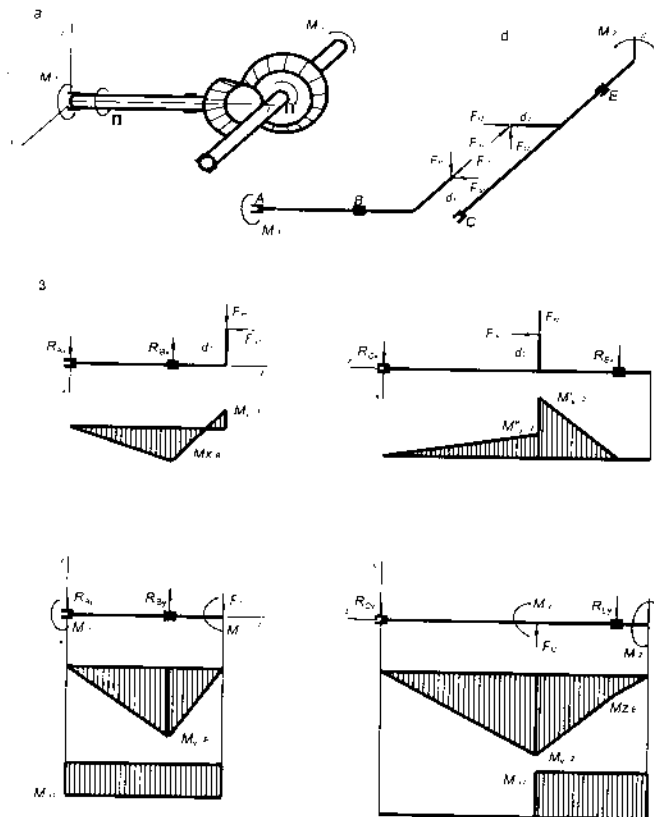
$$d_j = \sqrt[3]{M_{tdj} / [0,1(1 - \beta^4)[\sigma]]}$$

trong đó $\beta = d_{oj}/d_j$ với d_{oj} - đường kính trong của trục rỗng tại tiết diện j

So sánh d_j vừa tính được với đường kính tương ứng d trong phần tính sơ bộ
nếu $d_j \leq d$ thiết kế sơ bộ đạt yêu cầu, không cần phải tính lại.

6-Tính kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi

Khi xác định đường kính trục theo cách trên ta không hoặc chưa xét tới một số yếu tố ảnh hưởng đến độ bền mỏi của trục như đặc tính thay đổi của chu kỳ ứng suất, sự tập trung ứng suất, yếu tố kích thước, chất lượng bề mặt v.v... Vì vậy sau khi định kết cấu trục cần tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi có kể đến các yếu tố vừa nêu.



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

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

trong đó

$[s]$ - hệ số an toàn cho phép, thông thường $[s] = 1,5 \dots 2,5$ (khi cần tăng độ cứng $[s] = 2,5 \dots 3$ như vậy có thể không cần kiểm nghiệm về độ cứng của trục).

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

$$S_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma d j} \tau_{\sigma j} \Delta \psi_{\sigma} \sigma_{m j}}$$

$$S_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau d j} \tau_{\tau j} \Delta \psi_{\tau} \tau_{m j}}$$

Trong đó

σ_{-1} và τ_{-1} - giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng. Có thể lấy gần đúng $\sigma_{-1} = 0,436 \sigma_b$ (đối với thép các bon) và $\sigma_{-1} = 0,35 \sigma_b + (70 \dots 120)$ MPa (đối với thép hợp kim); $\tau_{-1} \approx 0,58 \sigma_{-1}$; σ_{aj} , τ_{aj} , σ_{mj} , τ_{mj} - biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j:

$$\sigma_{aj} = \frac{\sigma_{\max j} - \sigma_{\min j}}{2}; \sigma_{mj} = \frac{\sigma_{\max j} + \sigma_{\min j}}{2};$$

Đối với trục quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó

$$\sigma_{mj} = 0; \sigma_{aj} = \sigma_{\max j} = M_j / W_j$$

với M_j là momen uốn tổng hợp tính ở phần trên.

Khi trục quay 1 chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động do đó

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \tau_{\max j} / 2 = T_j / (2W_{\tau j})$$

Khi trục quay 2 chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng

$$\text{do đó } \tau_{mj} = 0; \tau_{aj} = \tau_{\max j} = T_j / W_{\tau j}$$

với W_j và $W_{\tau j}$ là momen cản uốn và momen cản xoắn tại tiết diện j của trục, được xác định theo bảng.

Bảng 4.6. Công thức tính mômen cản uốn W_j và mômen xoắn W_{oj} .

Trục tiết diện tròn	$W_j = \pi d_j^3 / 32$	$W_j = \pi d_j^3 / 16$
Trục có lỗ ngang	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32} \left(1 - 1,45 \frac{d_0}{d_j} \right)$ d_0 đường kính lỗ ngang	$W_{oj} = \frac{\pi d_j^3}{16} \left(1 - \frac{d_0}{d_j} \right)$
Trục có một rãnh then	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{2d_j}$	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{16} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{2d_j}$
Trục có hai rãnh then	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{d_j}$	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{16} - \frac{bt_1(d_j - t_1)^2}{d_j}$
	trong đó b, t_1 - tra bảng 10.1 hoặc 10.2 theo d_j	
Trục then hoa răng chữ nhật	$W_j = \frac{\xi \pi d_j^3}{32}$	$W_j = \frac{\xi \pi d_j^3}{16}$
	Trong đó $\xi = 1,125$ đối với then hoa cỡ nhẹ, $\xi = 1,205$ đối với cỡ trung, $\xi = 1,265$ đối với cỡ nặng và d_j là đường kính trong.	
Trục then hoa răng thân khai	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{32}$	$W_j = \frac{\pi d_j^3}{16}$

ψ_σ và ψ_τ - hệ số kể đến ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, tra theo bảng.

Bảng 4.7. Trị số của các hệ số kể đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi.

Hệ số	Khi σ_b			
	500 - 700	700 - 1000	1000 - 1200	1200 - 1400
ψ_σ	0,05	0,1	0,2	0,25
ψ_τ	0	0,05	0,1	0,15

$K_{\sigma dj}$ và $K_{\tau dj}$ - hệ số, xác định theo các công thức

$$K_{\sigma dj} = (K_{\sigma}/\varepsilon_{\sigma} + K_x - 1)/K_y$$

$$K_{\tau dj} = (K_{\tau}/\varepsilon_{\tau} + K_x - 1)/K_y$$

trong đó

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

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

Bảng 4.8. Trị số của hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt K_x .

Phương pháp gia công và độ nhẵn bề mặt	Khi σ_b , MPa			
	400	600	800	1200
Mài R_a 0,32 ... 0,16	1	1	1	1
Tiện R_a 2,5 ... 0,63	1,05	1,06	1,10	1,25
Tiện thô R_a 80 ... 20	1,20	1,20	1,25	1,50
Bề mặt không gia công	1,30	1,35	1,50	2,20

ε_{σ} , ε_{τ} là hệ số kích thước kể đến ảnh hưởng của kích thước tiết diện trục đến giới hạn mỏi. trị số của chúng cho trong bảng.

Bảng 4.9. Trị số của hệ số tăng bền K_y .

Phương pháp tăng bền bề mặt	Giới hạn bền σ_b trong lõi, MPa	K_y đối với		
		Trục nhẵn	Trục tập trung ứng suất ít $K_{\sigma} = 1,5$	Trục tập trung ứng suất nhiều $K_{\sigma} = 1,8 \dots 2,0$
Tôi bằng dòng điện tần số cao ⁽¹⁾	600 ... 800	1,5 ... 1,7	1,6 ... 1,7	2,4 ... 2,8
	800 ... 1000	1,3 ... 1,5	-	-
Thấm Nitơ ⁽²⁾	900 ... 1200	1,1 ... 1,25	1,5 ... 1,7	1,7 ... 2,1
Thấm cacbon	400 ... 600	1,8 ... 2,0	3	-
	700 ... 800	1,4 ... 1,5	-	-
	1000 ... 2000	1,2 ... 1,3	2	-

Phun bi ⁽³⁾	600 ... 1500	1,1 ... 1,25	1,5 ... 1,6	1,7 ... 2,1
Lăn nén ⁽⁴⁾	-	1,2 ... 1,3	1,5 ... 1,6	1,8 ... 2,0

Chú thích: ⁽¹⁾ Trị số đã cho ứng với đường kính mẫu $d = 10 - 20\text{mm}$ và chiều sâu lớp tôi bằng $(0,05 \dots 0,2)d$. Đối với trụ có đường kính lớn K_F lấy nhỏ hơn một ít

⁽²⁾ Lấy trị số nhỏ khi chiều dày lớp thấm nitơ bằng $0,01d$, lấy trị số lớn khi chiều dày lớp thấm nitơ bằng $(0,03 \dots 0,04)d$.

⁽³⁾ Số liệu tìm được ở các mẫu thí nghiệm có đường kính $d = 8 \dots 40\text{ mm}$, trị số nhỏ dùng khi vận tốc phun nhỏ.

⁽⁴⁾ Số liệu nhận được ở các mẫu 17 ... 130 mm.

Bảng 4.10. Trị số của hệ số kích thước ε_σ và ε_τ

Dạng chịu tải	Vật liệu trục	Đường kính trục, mm							
		15	20	30	40	50	70	80	100
Uốn ε_σ	Thép cacbon	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,73	0,70
Uốn ε_σ	Thép hợp kim	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,66	0,64	0,62
Xoắn ε_τ	Thép cacbon và thép hợp kim	0,92	0,89	0,81	0,78	0,76	0,73	0,71	0,70

Trị số K_σ và K_τ là hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và xoắn, trị số của chúng phụ thuộc vào loại yếu tố gây tập trung ứng suất. Tại các bề mặt trục lắp ghép có độ dôi có thể tra trực tiếp tỷ số $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ .

Bảng 4.11. Trị số của $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ đối với bề mặt trục lắp có độ dôi.

Đường kính trục d, mm	Kiểu lắp	Giới hạn bền σ_b , MPa							
		400	500	600	700	800	900	1000	1200
$K_\sigma/\varepsilon_\sigma$									
< 30 ... 50	r6	2,25	2,50	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25

	k6	1,69	1,88	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	h6	1,46	1,63	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
> 50 ... 100	s6	2,75	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
	k6	2,06	2,28	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	h6	1,80	1,98	2,18	2,38	2,78	2,78	3,00	3,40
K_t / ϵ_t									
< 30 ... 50	r6	1,75	1,90	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65	2,95
	k6	1,41	1,53	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	h6	1,28	1,38	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
> 50 ... 100	s6	2,05	2,23	2,52	2,60	2,78	3,07	2,26	3,62
	k6	1,64	1,87	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	h6	1,48	1,60	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42

Trị số K_σ và K_t đối với rãnh then, chân răng, then hoa phụ thuộc vào giới hạn bền của vật liệu và tra theo bảng.

Bảng 4.12. Trị số của K_σ và K_t đối với trục có rãnh then, trục then hoa và trục cắt ren

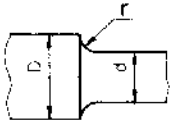
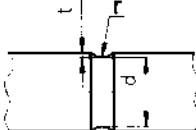
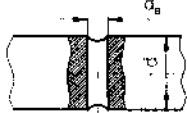
σ_b , MPa	Trục có rãnh then			Trục then hoa			Trục cắt ren	
	K_σ khi cắt bằng		K_t	K_σ	K_t		K_σ	K_t
	dao phay đĩa	dao phay ngón			Răng chữ nhật	Răng thân khai		
400	1,30	1,51	1,20	1,35	2,10	1,40	1,45	1,27
600	1,46	1,76	1,54	1,55	2,36	1,46	1,96	1,58
800	1,62	2,01	1,88	1,65	2,55	1,52	2,32	1,79

1000	1,77	2,26	2,22	1,72	2,70	1,58	2,61	1,97
1200	1,92	2,50	2,39	1,75	2,80	1,60	2,90	2,14

Cuối cùng trị số của K_σ và K_τ đối với góc lượn, ngắn lõm, lỗ ngang và tại chân ren trục vít có thể tra trong bảng.

Như vậy là trị số của K_σ và K_τ rất khác biệt tùy thuộc vào loại yếu tố gây tập trung ứng suất. Trường hợp tại một tiết diện của trục đồng thời có nhiều nguyên nhân gây tập trung ứng suất, chẳng hạn tại mặt cắt trung bình của bề mặt lắp ghép bánh răng với trục đồng thời có hai yếu tố gây tập trung ứng suất, đó là lắp có độ đôi và rãnh then, thì khi tính toán phải so sánh các giá trị của K_σ/ϵ_σ với nhau và K_τ/ϵ_τ và lấy giá trị lớn hơn để tính.

Bảng 4.13. Trị số của K_σ và K_τ đối với góc lượn, ngắn lõm, lỗ ngang và chân ren trục vít

Yếu tố gây tập trung ứng suất	Sơ đồ	K_{σ}		K_{τ}	
		Khi σ_b , MPa			
		≤ 700	≥ 1000	≤ 700	≥ 1000
Góc lượn ($D/d = 1,25 \dots 2$) khi $r/d = 0,02$ - $r/d = 0,06$ - $r/d = 0,10$		2,50 1,85 1,60	3,50 2,00 1,64	1,80 1,40 1,25	2,10 1,53 1,35
Ngấn lõm ($t = r$) khi $r/d = 0,02$ - $r/d = 0,06$ - $r/d = 0,10$		1,90 1,80 1,70	2,35 2,00 1,85	1,40 1,35 1,25	1,70 1,65 1,50
Lỗ ngang khi $d_0/d = 0,05 \dots 0,25$		1,90	2,0	1,75	2,0
Chân ren trục vít	-	2,30	2,50	1,70	1,90

Thay các giá trị tính được của s_{σ_j} và s_{τ_j} vào công thức sẽ xác định được hệ số an toàn s_j tại các tiết diện nguy hiểm ($j = 1; 2 \dots$). Yêu cầu $s_j \geq [s]$.

Trường hợp s_j nhỏ hơn hệ số an toàn cho phép phải tăng đường kính trục hoặc chọn lại vật liệu trục có độ bền cao hơn so với vật liệu đã chọn. Mặt khác cũng không nên lấy s_j quá lớn vì như thế sẽ làm tăng trọng lượng chi tiết và lãng phí vật liệu. Do đó nếu độ cứng của trục và điều kiện lắp ghép cho phép thì nên giảm bớt đường kính trục hoặc chọn vật liệu có giới hạn bền thấp hơn.

7. Tính kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh

Để đề phòng khả năng bị biến dạng dẻo quá lớn hoặc phá hỏng do quá tải đột ngột (chẳng hạn khi mở máy) cần tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh. Công thức kiểm nghiệm có dạng

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

trong đó

$$\sigma = M_{\max} / (0,1 d^3)$$

$$\tau = T_{\max} / (0,2 d^3)$$

$$[\sigma] = 0,8 \sigma_{ch}$$

Với $M_{\max}$ và $T_{\max}$ - momen uốn lớn nhất và momen xoắn lớn nhất tại tiết diện nguy hiểm lúc quá tải Nmm;

σ_{ch} - giới hạn chảy của vật liệu trục, MPa.

8. Tính kiểm nghiệm trục về độ cứng.

Kích thước trục được xác định theo độ bền không phải bao giờ cũng đảm bảo đủ độ cứng cần thiết cho sự làm việc bình thường của các bộ truyền và các ổ cũng như độ chính xác của cơ cấu. Vì vậy cần tiến hành kiểm nghiệm trục về độ cứng.

Người ta phân biệt độ cứng uốn và độ cứng xoắn liên quan đến biến dạng uốn và biến dạng xoắn của trục.

Tính độ cứng uốn

Khi độ võng f quá lớn sẽ làm cho các bánh răng ăn khớp bị nghiêng, làm tăng sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng, còn khi góc xoay θ quá lớn sẽ làm kẹt các con lăn trong các ổ. Do vậy điều kiện đảm bảo độ cứng uốn sẽ là

$$f \leq [f]$$

$$\theta \leq p[\theta]$$

trong đó $[f]$ - độ võng cho phép; $[\theta]$ - góc xoay (hoặc góc nghiêng của đường đàn hồi của trục) cho phép. Có thể lấy $[f]$ và $[\theta]$ như sau:

$[f] = 0,01$ m đối với trục lắp bánh răng trụ

$[f] = 0,005$ m đối với trục bánh răng côn

$[f] = (0,005 \dots 0,01)$ m đối với trục của trục vít

trong đó m - mô đun ăn khớp

$[\theta] = 0,005$ rad đối với ổ bi đỡ

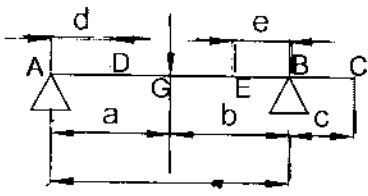
$[\theta] = 0,001$ rad đối với ổ trượt

Trong ngành chế tạo máy đối với các trục có công dụng chung có thể lấy

$$[f] = (0,0002 \dots 0,0003) l$$

Độ võng f và góc xoay θ được xác định bằng phương pháp của "Sức bền vật liệu". Trường hợp đơn giản có thể coi trục như một dầm có tiết diện không đổi đặt trên hai gối đỡ và dùng các công thức cho trong bảng 10.14 để tính, trong đó R - mô đun đàn hồi MPa, J - momen quán tính, $J = \pi d^3/64$

Bảng 4.14. Công thức tính góc xoay θ và độ võng f

Góc xoay θ và độ võng f		
θ_A	$Fab(1+b)/6EJl$	$-F_1cl/6EJ$
θ_B	$-Fab(1+a)/4EJl$	$F_1cl/3EJ$
θ_C	θ_B	$F_1c(2l + 3c)/6EJ$
θ_D	$Fb(l^2 - b^2 - 3d^2)/6EJl$	$F_1c(3d^2 - l^2)/6EJl$
θ_E	$-Fa(l^2 - a^2 - 3c^2)/4EJl$	-
θ_G	$Fab(b-a)/3EJl$	-
f_D	$Fbd(l^2 - b^2 - d^2)/6EJl$	$-F_1cd(l^2 - d^2)/6EJl$

f_E	$Fae(l^2 - a^2 - 3d^2)/6EJl$	-
f_G	$Fa^2b^2/3EJl$	-
f_C	θ_{BC}	$F_1c^2(l+c+)/3EJ$

Khi trục vít bố trí đối xứng đối với hai ổ

$$f = 1 \sqrt[3]{F_{r1}^2 \Delta F_{r1}^2} / (48EJ)$$

Trường hợp trên 1 gối đỡ 2 ổ đỡ - chặn và trên gối kia là ổ đỡ

$$f = \sqrt{(7E_{r1}l^3 \Delta 3F_{t2}d_1l^2)^2 \Delta (7E_{r1}l^3)^2} / (768EJ)$$

trong đó

l - Khoảng cách giữa hai gối đỡ của trục vít, mm

d_1 - đường kính vòng chia của trục vít, mm

F_{r1} , F_{t1} , F_{t2} - lực hướng tâm, lực vòng trên trục vít và lực vòng trên bánh vít, N

$$k = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} (0,375 + 0,625 \frac{d_{a1}}{d_{f1}})$$

với d_{a1} , d_{f1} - đường kính vòng đỉnh, đường kính vòng đáy ren trục vít

9. Tính độ cứng xoắn

Độ cứng xoắn có ý nghĩa quan trọng đối với các cơ cấu phân độ, máy phay răng, vì chuyển vị góc làm giảm độ chính xác chế tạo; đối với trục liên bánh răng và trục then hoa chuyển vị góc làm tăng sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng. Vì vậy cần hạn chế biến dạng xoắn (góc xoắn) theo công thức

$$\varphi = Tl/(GJ_t) \leq [\varphi]$$

trong đó G - mô đun đàn hồi trượt, MPa;

J_o - momen quán tính độ cực, với tiết diện tròn đường kính d ,

$$J_o = \pi d^4/32 \text{ mm}^4;$$

l - chiều dài đoạn trục đang tính, mm.

Đối với thép $G = 8.10^4$ MPa.

Đối với đoạn trục có rãnh then, góc xoắn φ tính theo công thức

$$\varphi = Tlk (GJ_o) \leq [\varphi] \quad (10.36)$$

với $k = 1/[1-4\gamma h/d]$

trong đó h - chiều sâu rãnh then;

γ - hệ số, bằng 0,5 khi có 1 rãnh then, bằng 1 khi có 2 rãnh then cách nhau 90° và bằng 1,2 khi có 2 rãnh then cách nhau 180° .

Góc xoắn cho phép $[\varphi]$ lấy như sau:

- đối với trục chính của máy cắt cỡ lớn $[\varphi] = 5'$ trên chiều dài 1 m
- đối với trục của máy vận chuyển $[\varphi] = 15 \dots 20'$ trên chiều dài 1 m
- đối với trục của hộp giảm tốc và hộp tốc độ $[\varphi] = 30'$ trên chiều dài 1 m

IV. VÍ DỤ

Tính trục dẫn của bộ truyền bánh răng côn răng thẳng đã tính trong chương 3, đầu trục có lắp bánh đai tính trong ví dụ chương 2, trục quay một chiều

1. Chọn vật liệu làm trục thép C45

$\sigma_b = 750 \text{ MPa}$, $\sigma_{ch} = 450 \text{ MPa}$

- Ứng suất cho phép $[\sigma] = [15 \dots 30] \text{ MPa}$
- Chọn ứng suất cho phép: $[\sigma] = 15 \text{ MPa}$

2. Xác định lực tác dụng lên trục

a, Lực tác dụng từ bộ truyền bánh răng

$$\text{Lực vòng } F_{t1} = F_{t2} = 2T/d_{m1} = 2 \cdot \frac{32920}{61,25} = 1075 \text{ (N)}$$

$$\begin{aligned} \text{- Lực hướng tâm và lực vòng: } P_{r1} &= P_{a2} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \cos(\delta_1) \\ &= 1075 \cdot \tan 20^\circ \cdot \cos 74,055^\circ \\ &= 100 \text{ (N)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P_{r2} &= P_{a1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \cdot \sin(\delta_1) \\ &= 1075 \cdot \tan 20^\circ \cdot \sin 74,055^\circ \\ &= 1075 \cdot \tan 20^\circ \end{aligned}$$

$$\text{b, Lực tác dụng từ bộ truyền đai } P_r = 2 \cdot F_0 \cdot Z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 472 \text{ (N) tính ở phần đai}$$

- Vì góc nghiêng đai 60° ta phân tích F_d thành 2 lực thành phần

$$F_{dy} = F_d \cdot \cos 60^\circ = 472 \cdot \cos 60^\circ = 236 \text{ (N)}$$

$$F_{dx} = P_{dr} \cdot \sin 60^\circ = 472 \cdot \sin 60^\circ = 410 \text{ (N)}$$

3. Tính sơ bộ trục

$$d_1 \geq \sqrt[3]{T/0,2[\tau]} = \sqrt[3]{32920/0,2 \cdot 15} = 32,2 \text{ (mm)} \text{ chọn } d_{o1} = 25 \text{ (mm)}$$

- Trên trục ra:

$$\text{chọn } d_{o2} = 35 \text{ mm}$$

4. Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực

Sơ bộ chọn chiều rộng ổ lăn

- Chiều dài may ơ bánh răng

$$d_{o1} = 25 \Rightarrow b_{01} = 17$$

$$d_{o2} = 35 \Rightarrow b_{02} = 19$$

- Chiều dài may ơ bánh răng

$$l_{m13} = (1,2 \dots 1,4) d$$

$$l_{m13} = 1,2 \cdot d = 30 \text{ mm}$$

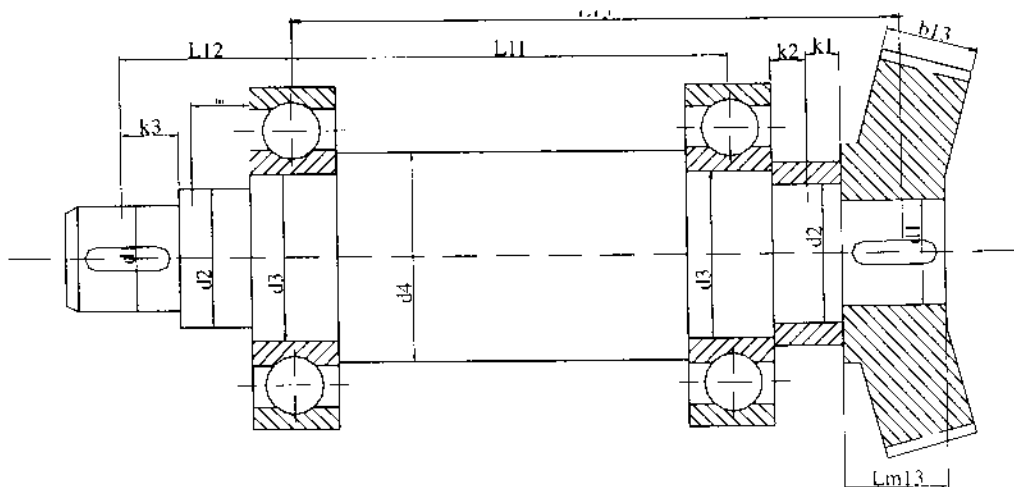
$$l_{m13} = 1,4 \cdot d = 35 \text{ mm}$$

$$\text{chọn } l_{m13} = 35 \text{ mm}$$

- Chiều dài may ơ bánh răng

$$l_{m1} = 1,4 \cdot d_1 = 1,4 \cdot 25 = 35 \text{ (mm)}$$

$$l_{m2} = 1,2 \cdot d_2 = 1,2 \cdot 30 = 36 \text{ (mm)}$$



ta có công thức tính:

$$l_{12} = l_{c12}$$

$$l_{c12} = 0,5 (l_{md} + b_o) + k_3 + h_n$$

- Theo bảng

- Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ $k_3 = 10...20$ chọn $k_3 = 15$

- Chiều cao nắp ổ và bu lông:

$$h_n = (15...20) \text{ chọn } h_n = 18$$

$$l_{12} = 0,5(32+17)+15+18 = 57,5 \text{ (mm)}$$

$$\text{chọn } l_{12} = 60$$

$$\Rightarrow l_{11} = (2,5 \div 3)d_1$$

$$\Rightarrow l_{11} = \begin{cases} 2,5.25 = 62,5 \\ 3.25 = 75 \end{cases}$$

$$\text{chọn } l_{11} = 70, l_{13} = 120$$

$$l_{13} = 70 + 10 + 35 + 0,5(17-35(\cos 15,9))$$

$$l_{13} = l_{13} + k_1 + k_2 + l_{m13} + 0,5(b_0 - b_{13} \cdot \cos \delta)$$

Trong đó:

- Khoảng cách từ mặt mút chi tiết quay đến thành trong của hộp

$$k_1 = 8...15 \text{ chọn } k_1 = 10$$

- Khoảng cách từ mặt mút của ổ đến thành trong của hộp

$$k_2 = 5...15 \text{ chọn } k_2 = 10$$

- Ta có: $b_{13} = b = 35$

Trong đó: b là chiều rộng vành răng

5. Tính gần đúng trục

Xác định lực và mô men tác dụng trên trục y

$$\sum F_y = 0 \Rightarrow F_y + Y_A + Y_B + F_t$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_y \cdot 60 - Y_B \cdot 70 - 120 \cdot F_t = 0$$

$$Y_B = \frac{60F_y - 80h}{70}$$

$$Y_H = \frac{60.236 - 120.1075}{70}$$

$$Y_B = -1640(N)$$

$$\Rightarrow Y_A = +331(N)$$

Trong đó $M_o = \frac{61,25 \cdot 100}{2} = 3050(Nmm)$

Xét MC(1-1)

$$M_1 = F_Y \cdot Z_1; 0 \leq Z_1 \leq 60 \Rightarrow Z_1 = 0 \Rightarrow M_1 = 0$$

$$Z_1 = 60 \Rightarrow M_1 = 14160 (Nmm)$$

Xét MC(2-2)

$$M_2 = F_Y \cdot Z_2 + Y_A(Z_2 - 60) \quad 60 \leq Z_2 \leq 130$$

$$Z_1 = 60 \Rightarrow M_1 = 14160 (Nmm)$$

$$Z_2 = 130 \Rightarrow M_2 = 53750 (Nmm)$$

Xét MC(3-3)

$$M_3 = P_r \cdot Z_3 \text{ với } 0 \leq Z_3 \leq 50$$

$$Z_3 = 0 \Rightarrow M_3 = 0$$

$$Z_3 = 50 \Rightarrow M_3 = 53750 (Nmm)$$

- Lực và mô men trên mặt phẳng ngang (xOz)

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow F_x + x_A + x_B + P_r = 0$$

$$\sum M_A = F_x \cdot 60 - x_B \cdot 70 - P_r \cdot 120 + \frac{61,25}{2} \cdot 100 = 0$$

$$x_B = \frac{F_x \cdot 60 - P_r \cdot 120 - 3062,5}{70}$$

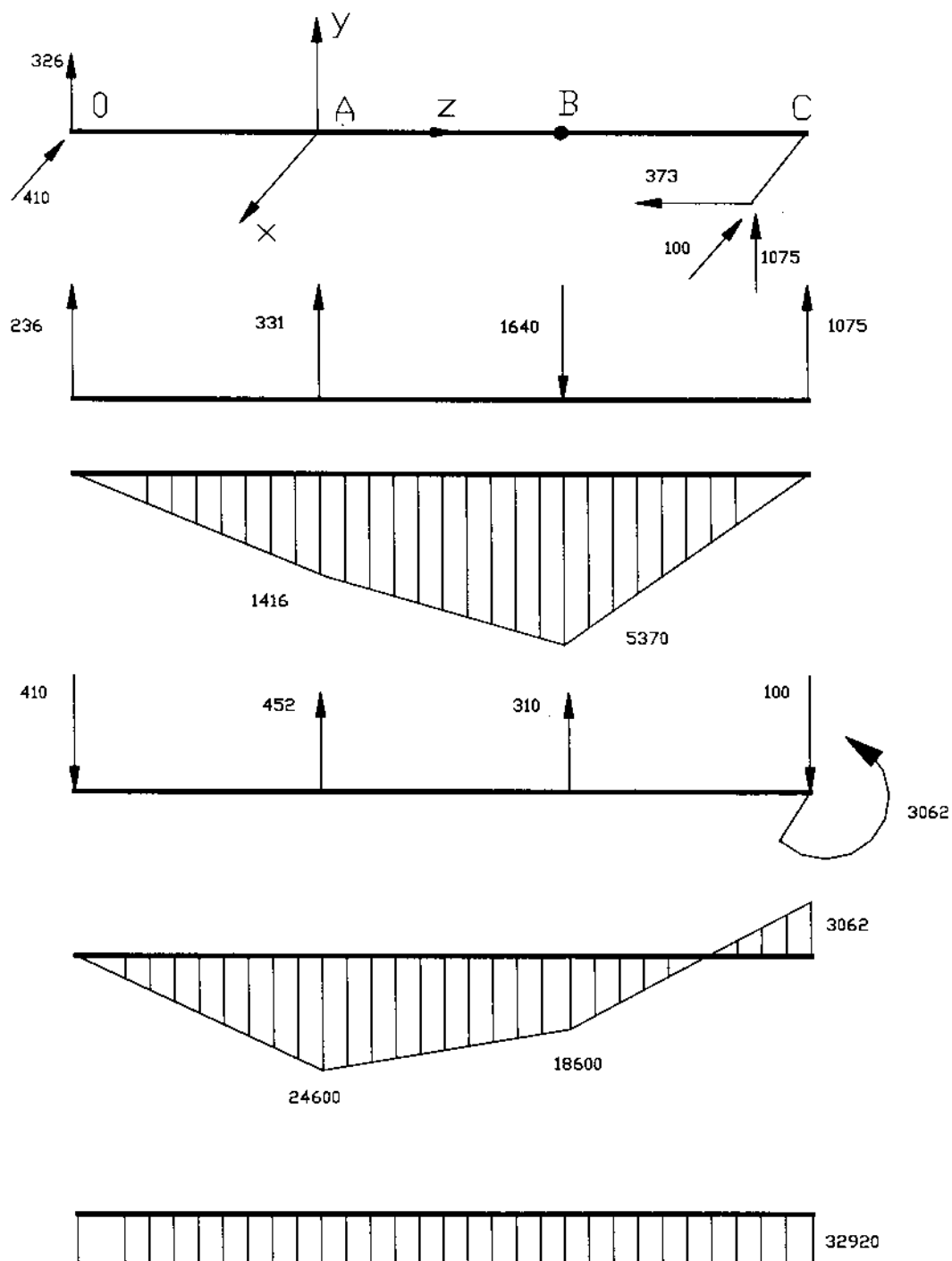
$$x_B = \frac{410 \cdot 60 - 372 \cdot 120 - 3062,5}{70}$$

$$x_B = -330(Nmm)$$

$$x_A = -452(Nmm)$$

Xét mặt cắt (1-1)

$$M_1 = F_x \cdot Z_1 \quad 0 \leq Z_1 \leq 60$$



$$Z_1=0 \Rightarrow M_1=0$$

$$Z_1=60 \Rightarrow M_1=24600 \text{ (Nmm)}$$

- Xét mặt cắt(2-2)

$$M_2=F_x.Z_2 + x_A(Z_2-60) \text{ với } 60 \leq Z_2 \leq 130$$

$$Z_2=60 \Rightarrow M_2=24600 \text{ (Nmm)}$$

$$Z_2=130 \Rightarrow M_2=18600 \text{ (Nmm)}$$

- Xét MC(3-3)

$$M_3=Z_3.P_r \text{ với } Z_3 = 0 \Rightarrow M_3=0$$

$$Z_3 = 50 \Rightarrow M_3=18600 \text{ (Nmm)}$$

- Mô men uốn tổng tại các tiết diện

$$M_J = \sqrt{M_{y_j}^2 + M_{x_j}^2}$$

$$\Rightarrow M_0 = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0$$

$$M_A = \sqrt{24600^2 + 14160^2} = 28384 \text{ (Nmm)}$$

$$M_B = \sqrt{18600^2 + 53750^2} = 56877 \text{ (Nmm)}$$

$$M_C = \sqrt{0^2 + 3062,5^2} = 3062,5 \text{ (Nmm)}$$

- $\Rightarrow$ Mô men tương đương tại các điểm

$$M_{tdj} = \sqrt{M_j + M_i^2 0,75}$$

$$M_{td0} = \sqrt{0^2 + 0,75.32920^2} = 28690 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{tdA} = \sqrt{28384^2 + 0,75.32920^2} = 40230 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{tdB} = \sqrt{56877^2 + 0,75.32920^2} = 63622 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{tdC} = \sqrt{3062,5^2 + 0,75.32920^2} = 28674 \text{ (Nmm)}$$

$$d_j = \sqrt[3]{M_{tdj} / (0, [\tau])}$$

Theo bảng chọn $[\tau] = 63 \text{ MPa}$

$$d_0 = \sqrt[3]{28509 / 0,1.63} = 16,5$$

$$d_B = \sqrt[3]{63622 / 0,1.63} = 21,6 \leq 25$$

$$d_C = \sqrt[3]{28674 / 0,1.63} = 16,6$$

Các kích thước đã chọn trong phần thiết kế sơ bộ là hợp lý.

6. Kiểm nghiệm về độ bền mỏi

Ta có công thức:

$$S_j = S_{\sigma} \cdot S_{Tj} / \sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{Tj}^2} \geq [S]$$

Trong đó

$$S_{\sigma_j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma_{dj}} \cdot \sigma_{aj} + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_{mj}}; S_{Tj} = \frac{\tau_{-1}}{K_{T_{dj}} \cdot \tau_{aj} + \alpha_T \cdot \tau_{mj}}$$

σ_{-1} là giới hạn uốn

$$\sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma = 0,436 \cdot 750 = 326,8 (MPa)$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 326,8 = 137 (MPa)$$

- Trong đó $\sigma_{aj}, \tau_{aj}, \sigma_{mj}, \tau_{mj}$ biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp.

- Đối với trục quay ứng suất thay đổi theo chu kỳ đối xứng $\sigma_{mB} = 0$; $\sigma_{aB} = \sigma_{maxB} = M_B / W_B$

Dựa vào biểu đồ mô men chọn mô men lớn nhất tại điểm B: $M_{YB} = 53750$ N.mm

$$d_B = 30 \text{ (mm)}$$

- Theo bảng ta có công thức

$$W_B = \pi \cdot d_B^3 / 32 = 3,14 \cdot 30^3 / 32 = 1533$$

$$\sigma_{aB} = \sigma_{maxB} = \frac{53750}{1533} = 35 (MPa)$$

- Khi trục quay 1 chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động do đó $\tau_{mB} = \tau_{aB} = \tau_{maxB} / 2 = T_B / 2 \cdot W_{OB}$

- Chọn hệ số tăng bền $K_Y = 1,6$

$$\tau_{max} = \frac{T_B}{W_{OB}} = \frac{32920}{3066,4} = 10,7$$

$$\Rightarrow \tau_{max} = \tau_{aB} = 5,35$$

- Chọn $\psi_{\sigma} = 0,05$; $\psi_T = 0$

$$K_{\text{odB}} = (\frac{K_{\hat{o}}}{\varepsilon_{\hat{o}}} + K_x - 1) / K_y$$

$$K_{\text{idB}} = (K_i/\varepsilon_i + K_x - 1) / K_y$$

- Chọn tập trung ứng suất $K_x = 1$

- Theo bảng

$$K_{\hat{o}} / \varepsilon_{\hat{o}} = 2,75$$

$$K_i / \varepsilon_i = 2,05$$

$$K_{\text{odB}} = (2,75 + 1 - 1) / 1,6 = 1,34$$

$$K_{\text{idB}} = (2,05 + 1,1 - 1) / 1,6 = 1,34$$

$$S_{\text{odB}} = 326,8 / (2,7.35 + 0,0.0,5) = 3,5$$

$$S_{\text{idB}} = 137 / (1,35.5,35 + 0,3.865) = 19$$

$$S_H = 3,5.19 / \sqrt{3,5^2 + 19^2} = 3,45 > [S]$$

$\Rightarrow$ Trục thiết kế đạt yêu cầu

Chương 5

TÍNH Ổ LĂN

I. ĐIỀU KIỆN CẦN THIẾT ĐỂ TÍNH Ổ

- Trị số chiều quay và đặc tính tác động của tải trọng.
- Tần số vòng quay
- Tuổi thọ cần thiết
- Các yêu cầu khác liên quan đến máy và điều kiện sử dụng
- Giá thành ổ.

Các bước chọn và tính toán ổ:

- Chọn loại ổ
- Chọn cấp chính xác
- Chọn kích thước
- Kiểm tra khả năng quay nhanh.
- Chọn loại ổ lăn

II. TÍNH Ổ

1. Chọn ổ

Với các hộp giảm tốc thông thường ta có thể chọn một trong các loại ổ sau:

- Với cặp bánh răng trụ răng thẳng: ổ bi đỡ một dãy
- Với cặp bánh răng trụ răng nghiêng: căn cứ vào tỷ số F_a/F_r mà có lựa chọn phù hợp. khi $F_a/F_r < 0,3$ chọn ổ bi đỡ một dãy; khi $F_a/F_r > 0,3$ chọn ổ bi đỡ chặn hoặc ổ côn.
- Với cặp bánh răng côn răng thẳng: ổ côn đỡ chặn một dãy.
- Với cặp bánh vít, trục vít: Ổ bi đỡ chặn cho bánh vít và ổ côn cho trục vít.

2. Chọn cấp chính xác

TCVN quy định có 5 cấp chính xác ổ lăn. Tuy nhiên giá thành của chúng rất khác nhau, trong chế tạo máy cấp chính xác thông thường là cấp 0 hoặc 6.

3. Chọn ổ lăn theo tải trọng động

$$C_d = Q \sqrt[m]{L}$$

Trong đó Q tải trọng quy ước (kN)

L tuổi thọ của ổ (triệu vòng)

m bậc của đường cong mỏi: $m = 3$ đối với ổ bi; $m = 10/3$ đối với ổ dũa.

Nếu gọi L_h là tuổi thọ của ổ tính bằng giờ thì:

$$L_h = 106.L/60$$

tuổi thọ nên dùng tùy theo loại ổ và điều kiện sử dụng.

Xác định tải trọng quy ước

Với ổ bi đỡ, ổ bi đỡ chặn và ổ côn

$$Q = (XV F_r + Y F_a) k_r k_d$$

Với ổ bi chặn và ổ chặn đỡ:

$$Q = (X F_r + Y F_a) k_r k_d$$

Trong các công thức trên thì

F_r , F_a tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục tác động lên ổ

Bảng 5.1. Giá thành tương đối của các loại ổ lăn

Loại ổ lăn	Khả năng tương đối	Khả năng quay nhanh tương đối	Giá thành tương đối
ổ bi đỡ một dãy	1	1	1
ổ bi đỡ lòng cầu hai dãy	0,8	0,9	1,15
ổ dũa đỡ lòng cầu hai dãy	1,5	1	1,2
ổ dũa trụ ngắn đỡ	2,5	0,7	3,0
ổ bi đỡ - chặn	1,2	1,0	1,8
ổ dũa côn một dãy	1,7	0,7	1,3
ổ bi chặn	-	0,3	1,1

*Bảng 5.2. Trị số tuổi thọ nên dùng L_b
của ổ lăn sử dụng trong các thiết bị*

Máy thiết bị và điều kiện sử dụng	L_b, giờ
Các máy sử dụng trong những khoảng thời gian ngắn hoặc không liên tục: máy kéo, cần trục xây dựng và lắp ráp, thiết bị sinh hoạt	$(3... 8)10^3$
Như trên nhưng với độ tin cậy cao, máy nâng từng điều kiện, ô tô, máy liên hợp, máy nông nghiệp	$(8... 12)10^3$
Máy làm việc một ca, không sử dụng hết tải, động cơ điện tiêu chuẩn, hộp giảm tốc động cơ máy bay	$(10... 25)10^3$
Như trên nhưng làm việc hết tải: máy cắt kim loại, máy gia công gỗ, máy in, máy dệt, máy quạt gió, cần trục gầu ngoạm	$(20... 30)10^3$
Máy làm việc ba ca: truyền dẫn thiết bị cán, máy nén khí, thang giếng, các thiết bị năng lượng công suất trung bình, đầu máy xe lửa	$(40... 50)10^3$
Máy cán ống, lò quay, truyền dẫn thiết bị tàu thủy, thang máy liên tục	$(60... 100)10^3$
Các máy liên hợp quan trọng nhất được sử dụng suốt ngày đêm: các máy điện lớn, các thiết bị năng lượng, các máy và thiết bị xeo giấy, các thiết bị xenlulôit, máy bơm giếng mỏ và máy quạt gió, ổ trục chính của động cơ tàu thủy	$\sim 10^5$

V - hệ số kể tới ảnh hưởng của vòng quay: khi vòng trong quay $V = 1$; vòng ngoài quay $V = 1,2$

k_t - hệ số kể tới ảnh hưởng của nhiệt độ. $k_t=1$ khi nhiệt độ $<105^\circ$;

$k_t = (0,8 + 0,4\theta)/150$ khi $\theta > 150^\circ$.

k_d - hệ số tính đến đặc tính tải trọng.

X - hệ số tải trọng hướng tâm

Y - hệ số tải trọng dọc trục

Trị số X, Y tra bảng dựa trên điều kiện sơ bộ.

Xác định lực dọc trục F_a tác dụng lên ổ

Ngoài lực dọc trục F_a của bánh răng tác động vào ổ, do kết cấu ổ mà tại ổ còn phát sinh các lực dọc khác nhau do các lực hướng tâm.

Với ổ đĩa côn

$$F_s = 0,85.e.F_r$$

với $e = 1,5 \tan \alpha$

Đối với ổ bi đỡ chặn

$$F_s = e.F_r$$

e là hệ số tra bảng phụ thuộc theo loại ổ.

Bảng 5.3. Trị số của hệ số kể đến ảnh hưởng của đặc tính tải trọng

Đặc tính tải trọng tác dụng lên ổ	K_d
Tải trọng tĩnh, không va đập: hộp giảm tốc công suất nhỏ, con lăn của băng tải	1
Va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn và tới 125% so với tải trọng tính toán: máy cắt kim loại (trừ máy bào và máy xọc), động cơ điện công suất nhỏ và trung bình	1... 1,2
Va đập vừa và rung động, quá tải ngắn hạn và tới 150% so với tải trọng tính toán: hộp giảm tốc các kiểu, hộp tốc độ, máy li tâm, máy điện, máy bào, máy xọc, máy sàng	1,3... 1,8
Va đập mạnh và rung động, quá tải ngắn hạn và tới 200% so với tải trọng tính toán: quạt gió cỡ lớn, trục cán của máy cán cỡ vừa, máy nghiền quặng, nghiền đá	1,8... 2,5
Va đập mạnh, quá tải ngắn hạn và tới 300% so với tải trọng tính toán: máy ren, máy cán thô, dàn cửa gỗ	2,5... 3

Vậy trong công thức tính Q lực dọc trục là tổng hợp của các lực F_a của bánh răng và F_s của ổ.

Bảng 5.4. Trị số của các hệ số tải trọng X, Y và hệ số thực nghiệm e

Góc tiếp xúc α^0	iF_a/C_0	Ổ lăn một dãy				Ổ lăn hai dãy				e
		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$		
		X	Y	X	Y	X	Y	X	Y	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
0	Ổ bi đỡ một dãy									
	0,014				2,30				2,30	0,19
	0,028				1,99				1,99	0,22
	0,056				1,71				1,71	0,26
	0,084				1,55				1,55	0,28
	0,110	1	0	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,3
	0,170				1,31				1,31	0,34
	0,280				1,15				1,15	0,38
	0,420				1,04				1,04	0,42
	0,560				1,00				1,00	0,44
12	Ổ bi đỡ - chặn									
	0,014	1	0	0,45	1,81	1	2,08	0,74	2,94	0,30
	0,028				1,62		1,84		2,63	0,34
	0,057				1,46		1,69		3,37	0,37
	0,085				1,34		1,52		2,18	0,41
	0,110				1,22		1,39		1,98	0,45
	0,170				1,13		1,30		1,84	0,48
	0,290				1,04		1,20		1,69	0,52
	0,430				1,01		1,16		1,64	0,54
	0,570				1,00		1,16		1,62	0,54

18 ; 19; 20	-	1	0	0,43	1,00	1	1,09	0,70	1,63	0,57
24 ; 25 ; 26	-	1	0	0,41	0,87	1	0,92	0,67	1,41	0,68
30	-	1	0	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80,
35 ; 36	-	1	0	0,37	0,66	1	0,66	0,60	1,07	0,95
40	-	1	0	0,35	0,57	1	0,55	0,57	0,93	1,14
Ổ bi đỡ lòng cầu										
						1	$0,42c$ $otg\alpha$	0,65	$0,65cotg\alpha$	$1,5tg\alpha$
Ổ đũa đỡ - chặn (ổ đũa côn)										
		1	0	0,40	$0,4cotg\alpha$	1	$0,45c$ $otg\alpha$	0,67	$0,67cotg\alpha$	$1,5tg\alpha$
Ổ đũa chặn - đỡ										
45				0,66	1	1,18	0,59	0,66	1	1,25
60				0,92	1	1,90	0,54	0,92	1	2,17
75				1,66	1	3,89	0,52	1,66	1	4,67
Ổ đũa chặn - đỡ										
				$tg\alpha$	1	$1,5tg\alpha$	0,67	$tg\alpha$	1	$1,5tg\alpha$
Chú thích: 1. Đối với ổ đũa đỡ - chặn khi $\alpha = 0$ $F_a = 0$, $Y = 1$ 2. Đối với ổ bi chặn đỡ khi $\alpha = 90^0$ $F_r = 0$, $Y = 1$ khi $\alpha = 0$ $F_a = 0$, $X = 1$ 3. Đối với ổ đũa chặn - đỡ khi $\alpha = 90^0$ $F_a = 0$ 4. Góc tiếp xúc đối với ổ bi đỡ - chặn thông dụng như sau: $\alpha = 12^0$ đối với kiểu 36000; $\alpha = 26^0$ đối với kiểu 46000 và $\alpha = 36^0$ đối với kiểu 66000										

Sau khi xác định được F_u tại ổ cần tính tải trọng Q cho từng ổ và tính ổ theo tải trọng Q lớn hơn.

Bảng 5.5. Trị số của vận tốc quy ước

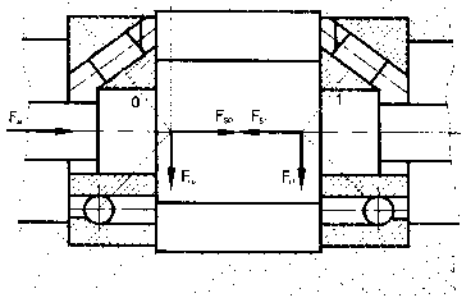
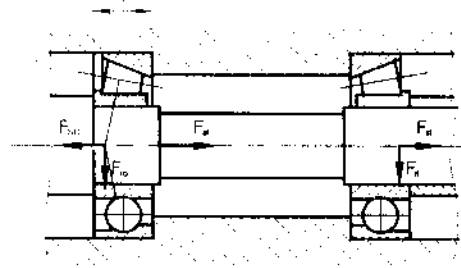
Loại ổ	Vận tốc quy ước $[d_m n]$, mm vg/ph, khi chất bôi trơn là	
	Mỡ dẻo	Dầu
ổ bi đỡ một dãy	$4,5 \cdot 10^5$	$5,5 \cdot 10^5$
ổ bi đỡ một dãy có vòng đệm bảo vệ	$4,0 \cdot 10^5$	-
ổ bi đỡ lồng cầu hai dãy	$4,0 \cdot 10^5$	$5,5 \cdot 10^5$
ổ bi đỡ chặn có góc tiếp xúc α tới 26°	$4,0 \cdot 10^5$	$5,5 \cdot 10^5$
ổ bi chặn một dãy	$1,3 \cdot 10^5$	$1,8 \cdot 10^5$
ổ đĩa côn một dãy	$3,5 \cdot 10^5$	$4,0 \cdot 10^5$
ổ đĩa côn hai dãy	$2,5 \cdot 10^5$	$3,0 \cdot 10^5$
	$2,0 \cdot 10^5$	$2,5 \cdot 10^5$

Thay vào công thức tính C tuổi thọ của ổ. Nếu $C_i < C_b$ ổ đã chọn làm việc tốt. Nếu $C_i > C_b$ cần phải tăng cường ổ, chọn lại loại ổ cần thiết, hoặc tính thời gian phục vụ thực tế của ổ cho tới khi cần thay thế.

Bảng 5.6. Trị số của hệ số cỡ ổ k_2

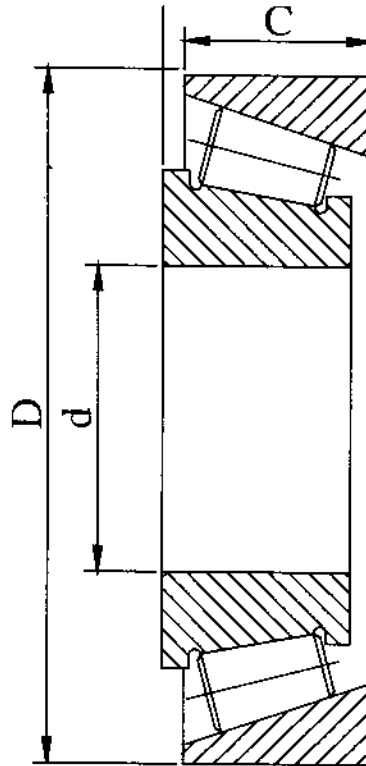
Cỡ ổ	k_2	Cỡ ổ	k_2
Siêu nhẹ	1,2	Trung	0,9
Đặc biệt nhẹ	1,1	Trung rộng	0,85
Nhẹ	1,0	Nặng	0,8
Nhẹ rộng	0,95		

Bảng 5.7. Công thức tính tổng lực dọc trục tác dụng vào các ổ đỡ - chặn

Sơ đồ bố trí ổ	Tổng lực dọc trục ΣF_{a0} tác dụng vào ổ 0 và ΣF_{a1} tác dụng vào ổ 1
	$\Sigma F_{a0} = F_{s1} - F_{a1}$ $\Sigma F_{a1} = F_{s0} + F_{a1}$
	$\Sigma F_{a0} = F_{s1} + F_{a1}$ $\Sigma F_{a1} = F_{s0} - F_{a1}$

Ví dụ: Tính một cặp ổ lắp trên trục dẫn bánh răng côn ở chương 3 và 4.1
 Bước 1: căn cứ vào đặc tính của bộ truyền và hướng dẫn ban đầu chọn ổ đĩa côn đỡ chặn. các thông số của ổ tra được cho trong bảng:

d	D	D ₁	d ₁	B	C ₁	T	r	r ₁	α	C	C ₀
mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	độ	KN	KN
25	62	50,5	43,5	17	15	18,25	2	0,8	13,5	29,6	20,9



3.1. Khả năng tải trọng của ổ theo công thức

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L}$$

- m là bậc của đường cong mỗi: $m=10/3$

- Theo công thức: $L=L_h \cdot 60 \cdot n / 1000000$

Trong đó:

$$n=1053 \text{ (v/p)}$$

$$L_h=18600 \text{ (giờ)}$$

$$\Rightarrow L=1175,15$$

- Tính tải trọng động quy ước

$$Q=(X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_d \cdot K_t$$

V - Hệ số vòng quay chọn $V=1$

K_t - Hệ số ảnh hưởng của nhiệt độ

$T < 105^\circ$ chọn $K_t=1$

- Theo phần 5:

$$\text{Ta có } F_{rA} = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = 560 < N >$$

$$F_{rB} = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} = 1473 < N >$$

Với ổ côn đỡ chặn ta có $F_{sj} = 0,83.e.F_{rj}$

Trong đó $e = 1,5 \tan \alpha$ Chọn $\beta = 13,5^\circ$

$$\Rightarrow e = 0,36$$

$$\Rightarrow F_{SA} = 0,83.0,36.560 = 167,3 < N >$$

$$F_{SB} = 0,83.0,36.1473 = 500 < N >$$

Ta có $F_{at} = -P_a = -100 < N >$

$$\Rightarrow F_{aA} = F_{SB} + F_{at} = 1673 - 100 = 1573 < N >$$

$$F_{aB} = F_{SA} - F_{at} = 560 + 100 = 660 < N >$$

$\Rightarrow$ Theo bảng ta có:

$$F_{aA}/v.F_{rA} = 1573/560 = 2,8 > e$$

Chọn $X = 0,56$; $Y = 1,9$

$$j.F_{aA}/C_o = 560.1/13300 = 0,04$$

$$\Rightarrow Q_A = 0,56.560 + 1,9.1573 = 3302,3 < N >$$

$$Q_A = 3,3 \text{ KN}$$

Ta có $F_{aB}/F_{rB} = 660 / 1473 = 0,39 > e = 0,36$

$$j.F_{aB}/C_o = 1.1473 / 13300 = 0,13 \text{ Chọn } X = 0,56 ; Y = 1,45$$

$$\Rightarrow Q_B = (0,56.1.1473 + 1,4.660).1.1 = 1848 < N >$$

$$Q_B = 1,8 \text{ KN}$$

-Để thuận tiện cho việc lắp ghép và chế tạo ta chọn tải trọng lớn nhất

$$Q = Q_A = 3,3 \text{ KN}$$

$$\Rightarrow C = 3,3 \cdot \sqrt[10]{1175,2} = 27,5 < KN >$$

3.2. Chọn ổ theo khả năng tải trọng

-Theo công thức ta có

$$Q_t = X_o.F_r + Y_o.F_a$$

-Theo bảng ta có hệ số tải trọng hướng tâm và hệ số tải trọng dọc trục:

$$X_o = 0,5 ; Y_o = 0,22 \cotg 13,5^\circ = 4,13$$

$$\Rightarrow Q_t = 0,5.560 + 4,13.1573 = 6792 < N >$$

So sánh với: $Q_t = F_r = 1573 < N >$ Chọn $Q_t = 6792 < N >$.

Chương 6

THIẾT KẾ VỎ HỘP GIẢM TỐC

Bảng 6.1. Quan hệ các kích thước hộp giảm tốc đúc.

Chiều dày: thân hộp	$\delta = 1,2 \cdot \sqrt[3]{T} \geq 8$
Nắp hộp	$\delta_1 = 0,9 \cdot \delta$
Gân: Chiều dày gân	$e = (0,8 \dots 1) \delta$
Chiều cao	$H \leq \delta$
Độ dốc	$\approx 5^\circ$
Đường kính bu lông: Bu lông nền	$d_1 > 1,6 \cdot \sqrt[3]{T} > 12$
Bu lông cạnh ổ	$d_2 = 0,8 d_1$
Bu lông ghép bích nắp -thân	$d_3 = (0,8 \dots 0,9) d_2$
Bu lông ghép nắp ổ	$d_4 = (0,6 \dots 0,7) d_2$
Bu lông ghép nắp cửa thăm	$d_5 = (0,5 \dots 0,6) d_2$
Mặt bích ghép nắp và thân	
Chiều dày bích thân	$S \approx (1,3 \dots 1,5) d_3$
Chiều dày bích nắp	$S_1 \approx (1,2 \dots 1,3) d_3$
Bề rộng	$K \approx 3 \cdot d_2$
Mặt đế: Chiều dày khi	$S_2 \approx (1,3 \dots 1,5) d_1$ Khi không có phần lồi
	$S_2 \approx 1,5 d_1$ khi có phần lồi
Bề rộng	$K_2 \approx 4 d_1; q > k_2 + \delta$
Kích thước chỗ lắp ổ	Xem phụ lục
Khe hở:	
Giữa bánh răng và thành hộp	$\Delta \geq 0,6 \cdot \delta$
Giữa bánh răng với đáy hộp	$\Delta_1 \geq 2,5 \cdot \delta$
Giữa các bánh răng với nhau	$\Delta_2 \geq 0,4 \cdot \delta$

Ví dụ: tính hộp giảm tốc bánh răng côn răng thẳng ở các ví dụ trước.

1. Chiều dày thân hộp $\delta = 8 \text{ mm}$

chiều dày thân hộp $\delta_1 = 0,9 \times 8 = 7,2 \text{ mm}$

2. Gân tăng cứng:

chiều dày $e = (0,8 \div 1) \times \delta$

chọn $e = 0,9 \times 8 = 7,2$

chiều cao $h < 58 \text{ (mm)}$

độ dốc khoảng 2°

3. Đường kính:

- Bu lông nền $d_1 > 12 \text{ (mm)}$ chọn $d = 14 \text{ (mm)}$

- Bu lông cạnh ổ $d_2 = (0,7 \div 0,8) \times d_1$

chọn $d_2 = 0,75 \times 14 = 10 \text{ (mm)}$

- Bu lông ghép nắp và thân

$d_3 = (0,8 \div 0,9) \times d_2$ chọn $d_3 = 0,8 \times 10,5 = 8 \text{ (mm)}$

- Vít ghép lắp ổ:

$d_4 = 8 \text{ (mm)}$

- Vít lắp ghép cửa thăm

$d_5 = 8 \text{ (mm)}$

4. Mặt bích ghép nắp và thân:

- Chiều dày bích thân hộp $S_3 = (1,4 \div 1,8) \times d_3$

$S_3 = 1,4 \times 8 = 11,2 \text{ (mm)}$

- Chiều dày bích thân hộp $S_4 = (1,4 \div 1,8) \times S_3$

$S_4 = 1,5 \times 11,2 = 16,8 \text{ (mm)}$

5. Kích thước khối trục

- Đường kính ngoài và tâm lỗ vít:

D_3, D_2 theo chiều dày hộp chọn

$D_3 = 8 \text{ mm}, D_2 = 7 \text{ mm}$

- Bề rộng mặt ghép bu lông cạnh ổ

$K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5)$

- Trong đó tâm lỗ bu lông cạnh ổ

$E_2 = 1,6 \times d_2 = 1,6 \times 10,5$

$$E_2 = 16,8$$

- Khoảng cách từ tâm bu lông đến mép lỗ

$$R_2 = 1,3 \times d_2 = 1,3 \times 10,5 = 13,65 \text{ (mm)}$$

$$K_2 = 16,8 + 13,65 + 4 = 34,45 \text{ (mm)} \text{ Đảm bảo điều kiện } K \approx 1,2 \times d_2 = 12,6 \text{ mm}$$

- Chiều cao h, h được xác định theo kết cấu phụ thuộc

6. Mặt đế hộp:

Chiều dày khi không có phần lồi

$$S_1 = (1,3 \div 1,5) \times d_1$$

- Chọn $S_1 = 1,4 \times 1,4 = 1,96 \text{ (mm)}$

- Khi có phần lồi:

D_d được xác định theo đường kính dao khoét:

$$S_1 = (1,4 \div 1,7) \times d_1 \text{ chọn } S_1 = 1,6 \times 1,4 = 2,24 \text{ (mm)}$$

$$S_2 = (1 \div 1,1) \times d_1 \text{ chọn } S_2 = 1,1 \times 1,4 = 154 \text{ (mm)}$$

bề rộng mặt đế hộp

$$K_1 \approx 3 \times d_1 = 3 \times 1,4 = 4,2 \text{ (mm)}$$

$$\text{và } q > K_1 + 2,5 \Leftrightarrow q > 4,2 + 15$$

$$q > 20,2 \text{ chọn } q = 24 \text{ (mm)}$$

7. Khe hở giữa các chi tiết

- + Giữa bánh răng với thành trong hộp

$$\Delta \approx (1 \div 1,2) \times \delta = 1,2 \times 8$$

$$\Delta \approx 9,6 \text{ (mm)} \text{ chọn } \Delta = 15 \text{ mm}$$

- + Giữa đỉnh răng với thành trong hộp

$$\Delta \approx (3 \div 5) \times \delta = 24 \text{ (mm)} \text{ phụ thuộc vào lượng dầu bôi trơn}$$

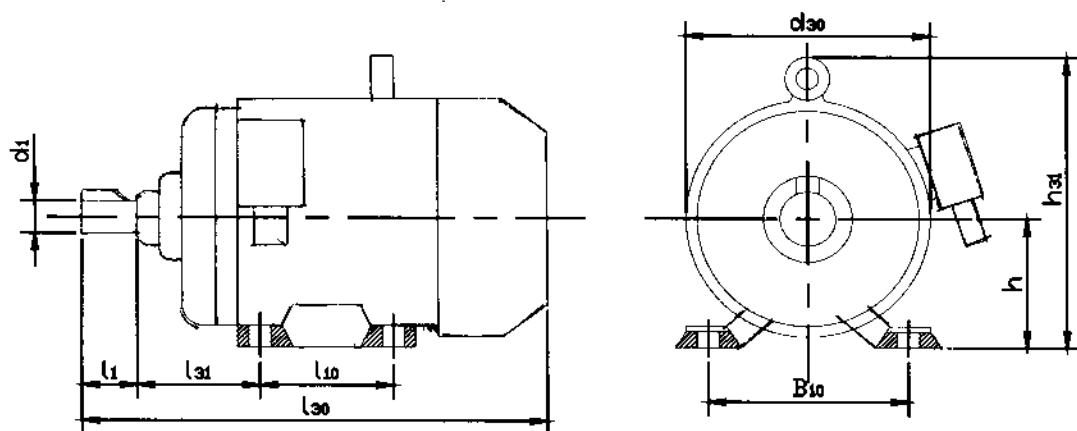
- + Giữa các bề mặt một bánh răng với nhau:

$$\Delta \approx \delta = 8 \text{ (mm)}$$

Các chi tiết khác và dầu bôi trơn tham khảo phần phụ lục và các atlas thiết kế.

PHỤ LỤC

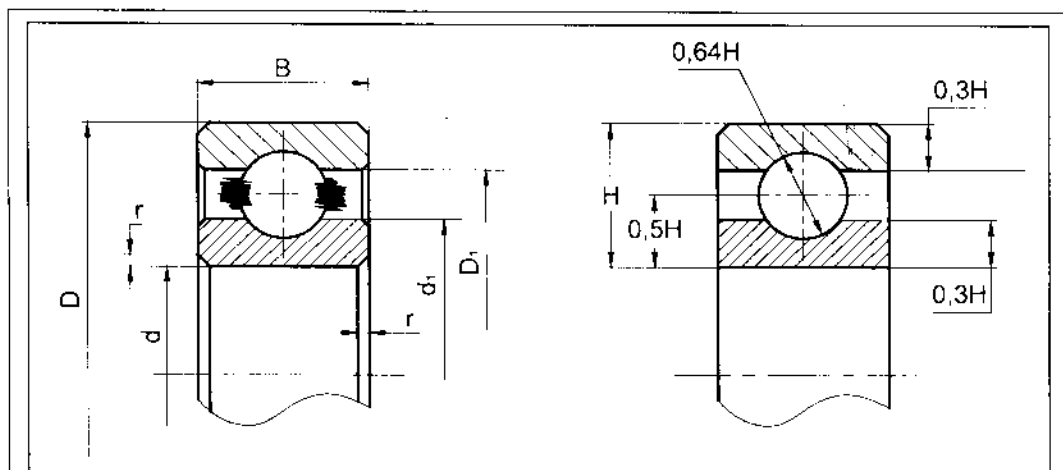
ĐỘNG CƠ ĐIỆN 3 PHA LOẠI 4A



Ký hiệu	N, kW	cosφ	$\frac{T_{max}}{T_{dm}}$	$\frac{T_{kd}}{T_{dm}}$
Loại 3000v/ph				
4A80A2Y3	1,5	0,87	2,2	2,0
4A80B2Y3	2,20	0,87	2,2	2,0
4A90L2Y3	3,0	0,88	2,2	2,0
4A100S2Y3	4,00	0,89	2,2	2,0
4A100L2Y3	5,50	0,91	2,2	2,0
4A112M2Y3	7,5	0,88	2,2	2,0
Loại 1500v/ph				
4A80B4Y3	1,5	0,83	2,2	2,0
4AX90L4Y3	2,20	0,83	2,2	2,0
4A100S4Y3	3,0	0,83	2,2	2,0

4A100L4Y3	4,0	0,84	2,2	2,0
4A112M4Y3	5,5	0,85	2,2	2,0
4A132S4Y3	7,5	0,86	2,2	2,0
4A132M4Y3	11	0,87	2,2	2,0
Loại 1000v/ph				
4A90L6Y3	1,5	0,74	2,2	2,0
4A100L6Y3	2,2	0,73	2,2	2,0
4A112MA6 Y3	3,0	0,76	2,2	2,0
4A112MB6Y 3	4,0	0,81	2,2	2,0
4A132S6Y3	5,5	0,80	2,2	2,0
4A132M6Y3	7,5	0,81	2,1	2,0
4A160M6Y3	11	0,86	2,0	1,2
Loại 750v/ph				
4A100L8Y3	1,5	0,65	1,7	1,6
4A112MA8 Y3	2,2	0,71	2,2	1,8
4A112MB8Y 3	3,0	0,74	2,2	1,8
4A132S8Y3	4,0	0,70	2,2	1,8
4A132M8Y3	5,5	0,74	2,2	1,8
4A160S8Y3	7,5	0,75	2,2	1,4
4A160M8Y3	11	0,75	2,2	1,4

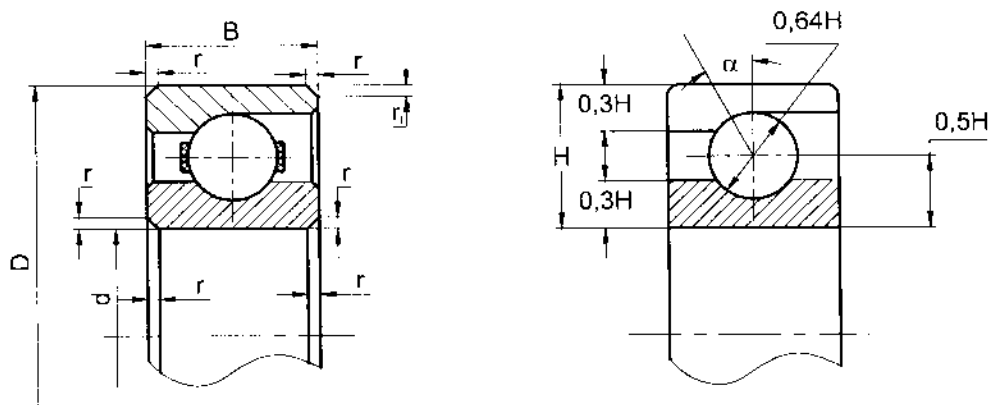
Ổ BI ĐỖ 1 DÂY



Ký hiệu	d , mm	D , mm	B , mm	r , mm	C , kN	C_0 , kN
Loại đặc biệt nhẹ						
1000099	9	20	6	0,5	2,10	1,07
1000900	10	22	6	0,5	2,62	1,38
1000901	12	24	6	0,5	2,66	1,38
1000902	15	28	7	0,5	2,53	1,51
1000903	17	30	7	0,5	2,85	1,68
1000904	20	37	9	0,5	5,14	3,12
1000905	25	42	9	0,5	5,74	3,75
1000906	30	47	9	1,0	5,95	4,06
1000907	35	55	10	1,0	8,16	5,76
1000908	40	62	12	1,0	9,54	7,06
1000909	45	68	12	1,5	12,30	8,29
1000911	55	80	13	1,5	12,50	10,20
1000912	60	85	13	1,5	12,30	10,80
1000915	75	105	16	1,5	19,10	17,20

Loại nhẹ						
204	20	47	17	1,5	10,00	6,30
205	25	52	18	1,5	11,0	7,08
206	30	62	19	1,5	15,30	10,20
207	35	72	20	2,0	20,10	13,90
208	40	80	21	2,0	25,60	18,10
209	45	85	22	2,0	25,70	18,10
210	50	90	23	2,0	27,80	20,20
211	55	100	24	2,5	34,00	25,60
212	60	110	25	2,5	51,00	31,50
213	65	120	26	2,5	44,90	34,70
Loại trung						
304	20	52	15	2,0	12,50	7,94
305	25	62	17	2,0	17,60	11,60
306	30	72	19	2,0	22,00	15,10
307	35	80	21	2,5	26,20	17,90
308	40	90	23	2,5	31,90	11,70
309	45	100	25	2,5	37,80	26,70
310	50	110	27	3,0	48,50	36,30
311	55	120	29	3,0	56,00	42,60
312	60	130	31	3,5	64,10	49,40
313	65	140	33	3,5	72,40	56,70

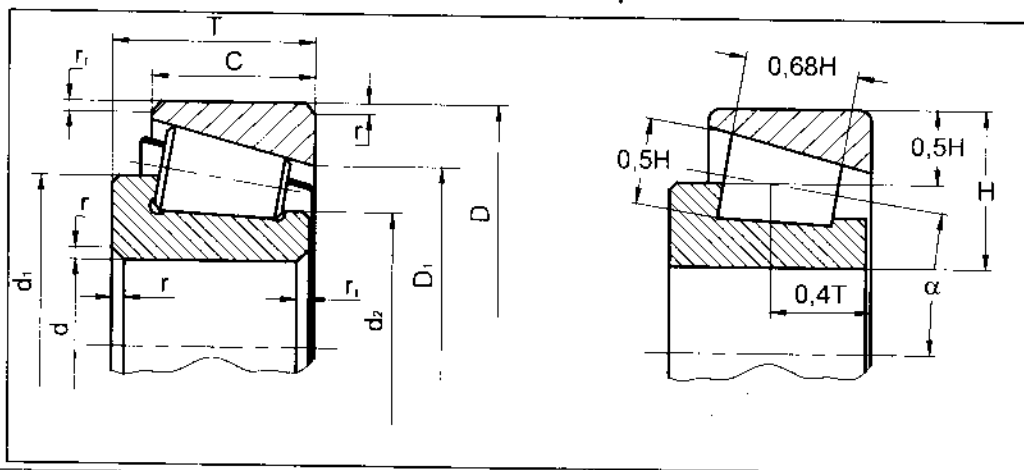
Ổ BI ĐỒ CHẶN 1 DÂY



Ký hiệu		d, mm	D, mm	B, mm	r, mm	r ₁ , mm	C, kN		C ₀ , kN	
36000	46000						36000	46000	36000	46000
Loại nhẹ										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	12,30	11,60	8,47	7,79
36205	46205	25	52	15			13,10	12,40	9,24	8,50
36206	46206	30	62	16			18,20	17,20	13,30	12,20
36207	46207	35	72	17			24,00	22,70	18,10	16,60
36208	46208	40	80	18			30,60	28,90	23,70	21,10
36209	46209	45	85	19	2,0	1,0	32,30	30,40	25,00	23,60
36210	46210	50	90	20			33,90	31,80	27,60	25,40
36211	46211	55	100	21			39,40	34,90	34,90	32,10
36212	46212	60	110	22			48,2	45,40	40,00	36,80
36213	46213	65	120	23			—	54,40		46,80

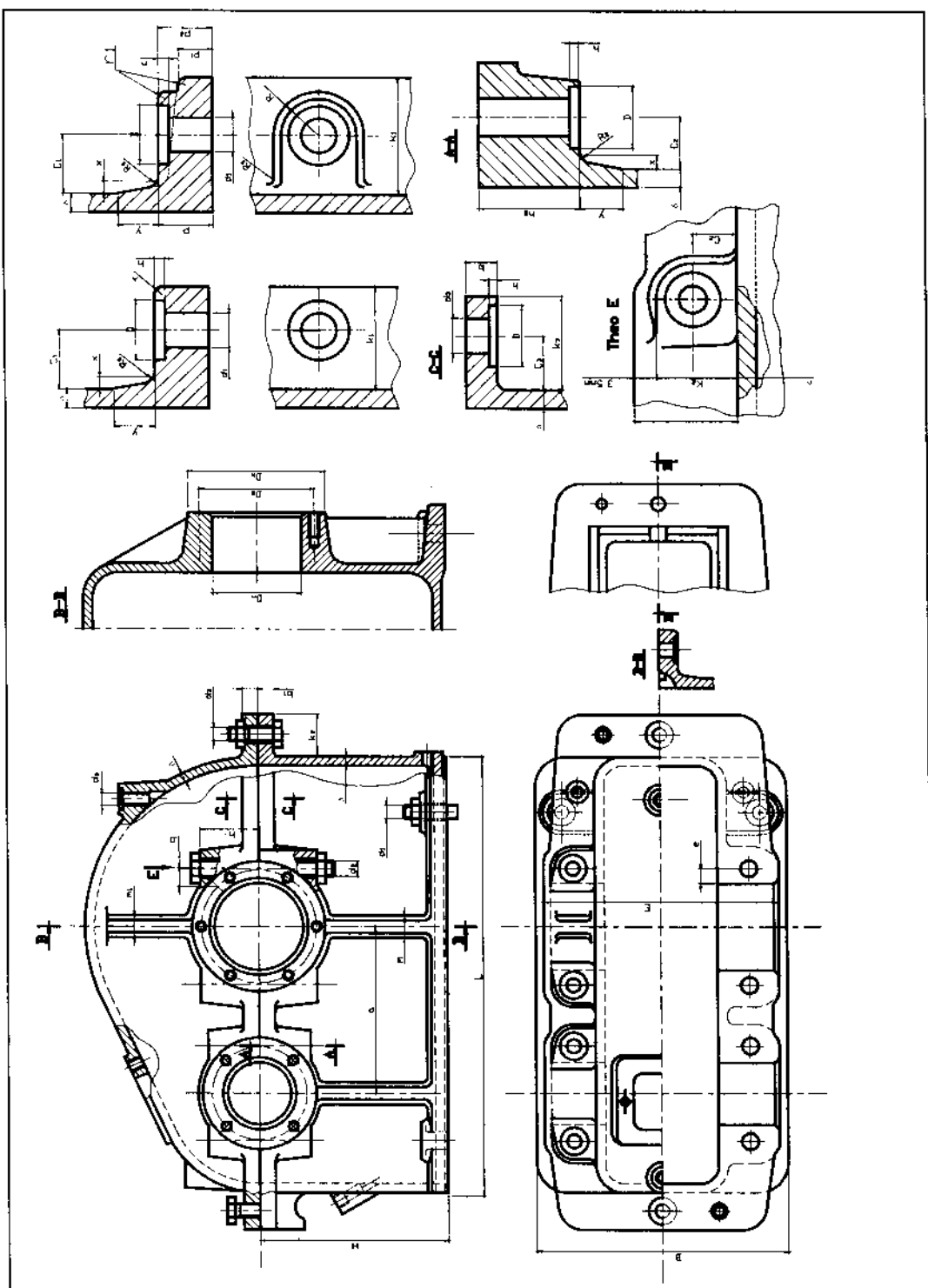
Loại trung											
	46305	25	62	17	2,0	1,0		21,10			14,90
	46306	30	72	19				25,60			18,17
	46307	35	80	21				33,40			25,20
	46308	40	90	23	2,5	1,2		39,20			30,70
	46309	45	100	25				47,70			40,00
	46310	50	110	27	3,0	1,5		56,03			44,80
	46312	60	130	31	3,5			78,80			66,60
	46313	65	140	33				89,00			76,40
	46314	70	150	35				93,30			78,30

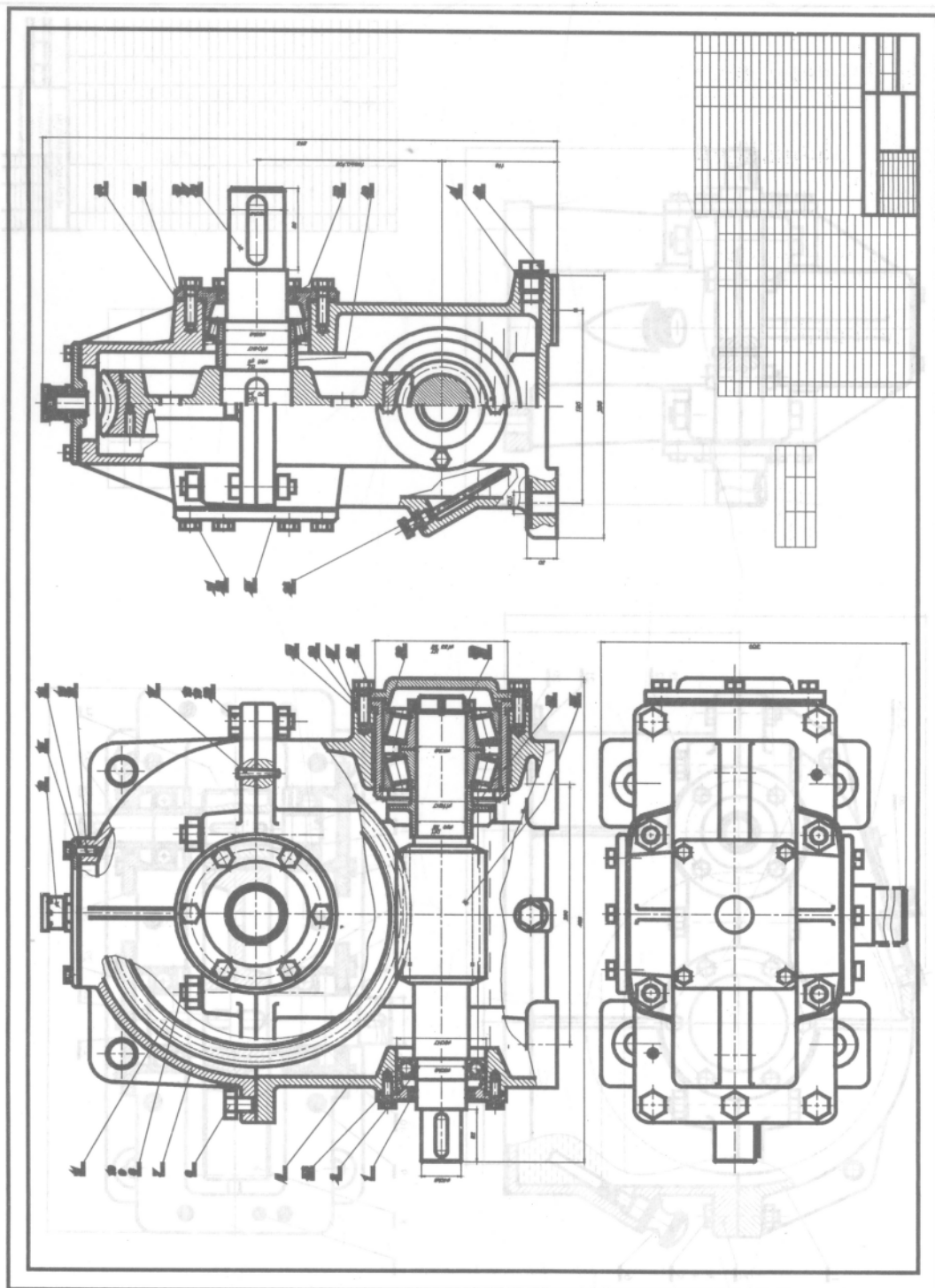
Ổ CÔN ĐỖ CHẶN

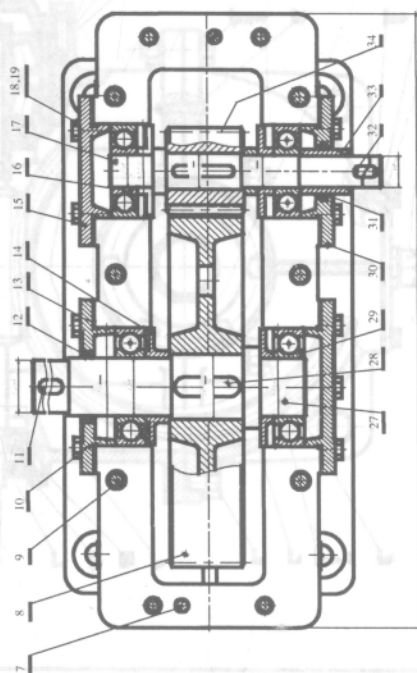
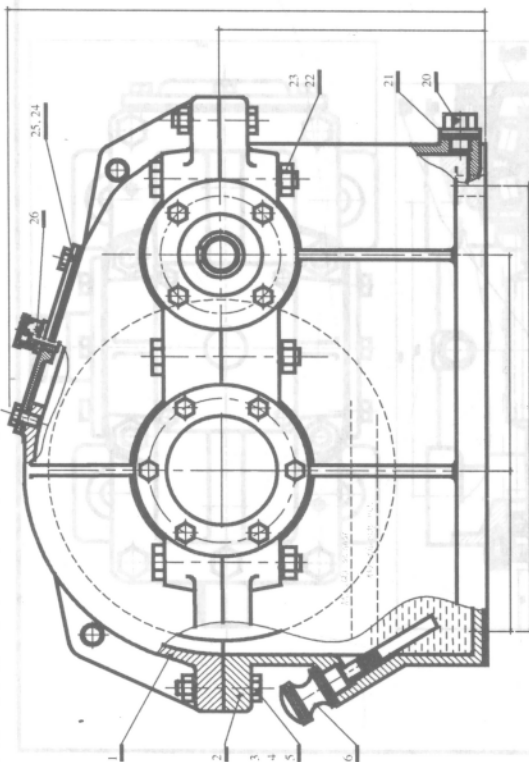


Ký hiệu	d, mm	D, mm	D ₁ , mm	B, mm	C ₁ , mm	T, mm	r, mm	r ₁ , mm	a, mm	C, kN	C ₀ , kN
Loại nhẹ a = 12 ... 16°											
7202	15	35	—	11	9	11,25	1,0	0,3	—	8,78	6,14
7203	17	40	44	12	11	13,25	1,5	0,5	3	13,80	9,30
7204	20	47	51	13	12	15,25			3	19,10	13,30

7205	25	52	57	14	13	16,25			3,5	23,90	17,90
7206	30	62	67	15	14	17,25			3,5	29,80	22,30
7207	35	72	77	16	15	18,25	2,0	0,8	4	35,20	26,30
7208	40	80	85	17	16	19,75				42,40	32,70
7209	45	85	90	18	16	20,75				42,70	33,40
7210	50	90	95	19	17	21,75				52,90	40,60
7211	55	100	106	20	18	22,75	2,5		4,5	57,90	46,10
7212	60	110	116	21	19	23,75				72,20	58,40
Loại trung											
7304	20	52	57	15	13	16,25	2,0	0,8	3,5	25,00	
7305	25	62	67	17	15	18,25			4	29,60	16,60
7306	30	72	77	19	17	20,75			4	40,00	20,90
7307	35	80	85	21	18	22,75	2,5		4,5	61,00	29,90
7308	40	90	95	23	20	25,25			4,5	61,00	46,00
7309	45	100	106	25	22	27,25			5	59,30	46,00
7310	50	110	116	27	23	29,25	3,0	1,0	5	96,00	49,3
7311	55	120	127	29	25	31,50			5,5	102,00	75,90
7312	60	130	137	31	27	33,50	3,5	1,2	5,5	118,00	81,50
7313	65	140	147	33	28	36,00			6	134,00	96,30





[illegible]

— ۱۰ —

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. ***Thiết kế chi tiết máy***, Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lãm - NXB Giáo dục, 2001.
2. ***Chi tiết máy***, Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lãm, NXB Giáo dục, 2002.
3. ***Cơ sở thiết kế máy và chi tiết máy***, Trịnh Chất, Nguyễn Văn Uyển, NXB Khoa học và kỹ thuật, 2001.
4. ***Thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí***, Trịnh Chất, Nguyễn Văn Uyển, NXB Giáo dục, 1998.
5. ***Tính toán chi tiết máy***, Tremnín I. M., Kuzmin A. V. Iskovic G. M, NXB Vursaia skola, Minsk, 1978.
6. ***Chi tiết máy ví dụ và bài tập***, Nitrinortrica S. N, NXB Vursaia Skola, Minsk, 1981.
7. ***Cơ sở thiết kế***, Ornov: NXB Masinastroenhe, Matxcova, 1981

MỤC LỤC

<i>Lời giới thiệu</i>	3
<i>Lời nói đầu</i>	5
<i>Nội dung và yêu cầu của đồ án</i>	7
Chương 1. CHỌN ĐỘNG CƠ, XÁC ĐỊNH TỶ SỐ TRUYỀN	15
I. Các thông số cần thiết để chọn động cơ điện.....	15
II. Phân phối tỷ số truyền	17
III. Chọn loại động cơ	18
IV. Ví dụ:	18
Chương 2. TRUYỀN ĐỘNG ĐẠI	21
I. Các bước thiết kế truyền động đại	21
II. Truyền động đai dẹt.....	21
III. Truyền động đai hình thang	30
IV. Ví dụ	38
Chương 3. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	41
I. Các bước tính toán thiết kế truyền động bánh răng	41
II. Bánh răng trụ răng nghiêng	41
III. Bánh răng côn.....	54
IV. Ví dụ	59
Chương 4. THIẾT KẾ TRỤC	65
I. Trình tự các bước thiết kế trục	65
II. Chọn vật liệu.....	65
III. Tính thiết kế trục	66
IV. Ví dụ	86
Chương 5. TÍNH Ổ LĂN	94
I. Điều kiện cần thiết để tính ổ.....	94
II. Tính ổ	94
Chương 6. THIẾT KẾ VỎ HỘP GIẢM TỐC	104
Phụ lục.....	107
Tài liệu tham khảo.....	120

BỘ GIÁO TRÌNH XUẤT BẢN NĂM 2006
KHỐI TRƯỜNG TRUNG HỌC CÔNG NGHIỆP

1. THỰC TẬP QUA BAN HÀN
2. THỰC TẬP QUA BAN NGUỘI
3. THỰC TẬP QUA BAN MÁY
4. AN TOÀN LAO ĐỘNG CHUYÊN NGÀNH SCKTTB
5. AN TOÀN LAO ĐỘNG CHUYÊN NGÀNH ĐIỆN
6. VẬT LIỆU ĐIỆN
7. ĐO LƯỜNG ĐIỆN
8. KỸ THUẬT ĐIỆN
9. ĐIỆN TỬ CÔNG SUẤT
10. MÁY CÔNG CỤ CẮT GỌT
11. ĐỒ GÁ
12. CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO MÁY
13. TỔ CHỨC SẢN XUẤT
14. LẬP TRÌNH TRÊN MÁY CNC
15. CẮT GỌT KIM LOẠI
16. SỬA CHỮA THIẾT BỊ
17. MÁY ĐIỆN
18. TRUYỀN ĐỘNG ĐIỆN
19. KHÍ CỤ ĐIỆN - TRANG BỊ ĐIỆN
20. CUNG CẤP ĐIỆN
21. KỸ THUẬT ĐIỀU KHIỂN LOGIC VÀ ỨNG DỤNG
22. ĐỒ ÁN CÔNG NGHỆ CTM
23. THỰC HÀNH CẮT GỌT KIM LOẠI
24. THỰC HÀNH SỬA CHỮA THIẾT BỊ
25. THÍ NGHIỆM KỸ THUẬT ĐIỆN
26. THÍ NGHIỆM MÁY ĐIỆN - TRUYỀN ĐỘNG ĐIỆN
27. THỰC TẬP ĐIỆN CƠ BẢN
28. TIẾNG ANH CHUYÊN NGÀNH SCKTTB
29. TIẾNG ANH CHUYÊN NGÀNH ĐIỆN
30. QUẢN TRỊ DOANH NGHIỆP
31. ĐỒ ÁN TRANG BỊ ĐIỆN
32. ĐỒ ÁN CUNG CẤP ĐIỆN
33. CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY
34. ĐỒ ÁN THIẾT KẾ MÁY
35. CẤU TRÚC DỮ LIỆU VÀ GIẢI THUẬT
36. LÝ THUYẾT TRUYỀN TIN
37. TRUYỀN SỐ LIỆU
38. ASSEMBLER
39. THỰC TẬP CHUYÊN NGÀNH ĐIỆN
40. THỰC HÀNH PLC
41. NGÔN NGỮ FOXPRO

GT Đồ án thiết kế máy



1011080000053

16,500



Giá: 16.500đ