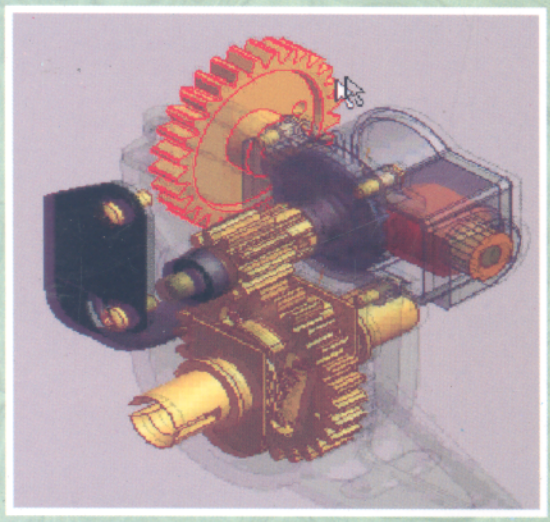
PGS. TS. NGÔ VĂN QUYẾT

ĐỒ ÁN MÔN HỌC CHI TIẾT MÁY



NHÀ XUẤT BẢN HẢI PHÒNG

ĐỒ ÁN
MÔN HỌC
CHI TIẾT MÁY

PGS.TS. NGÔ VĂN QUYẾT

ĐỒ ÁN MÔN HỌC CHI TIẾT MÁY

Theo Chương trình và Sách giáo khoa Chi tiết máy
Dùng cho sinh viên các trường Đại học và Cao đẳng kỹ thuật

In lần thứ nhất

NHÀ XUẤT BẢN HẢI PHÒNG - 2007

LỜI NÓI ĐẦU

Đối tượng phục vụ của sách này là sinh viên các trường đại học kỹ thuật và cao đẳng kỹ thuật trong cả nước có học tập môn học Chi tiết máy và làm đồ án môn học Chi tiết máy.

Thông thường, khi làm đồ án môn học Chi tiết máy, sinh viên phải:

1. Vẽ: bản vẽ chung; bản vẽ lắp, bản vẽ chế tạo một số chi tiết cụ thể;

2. Viết: thuyết minh, trình bày các kết quả tính toán và các yêu cầu kinh tế, kỹ thuật của máy đã được thiết kế. Hướng dẫn sử dụng sản phẩm đã thiết kế ra.

Đồ án môn học Chi tiết máy là một trong số những đồ án rất quan trọng đối với sinh viên học tập các chuyên ngành có gốc ngành cơ khí. Đây là một dịp sinh viên phải vận dụng đồng thời và hiệu quả các kiến thức của nhiều môn học đã thâu thái được để thiết kế các chi tiết máy có công dụng chung. Thật vậy, các kiến thức về *Cơ học lý thuyết* [30, 48] và *Nguyên lý máy* [31] được vận dụng trong việc xây dựng các lược đồ động, phân tích động học và lực trong hệ thống truyền động. Các kiến thức về *Vật liệu học* [36, 76] được vận dụng để lựa chọn các vật liệu tối ưu khi thiết kế từng chủng loại chi tiết máy chưa được tiêu chuẩn hoá. Các kiến thức về *Sức bền vật liệu* [33] được vận dụng để giải quyết những vấn đề về ứng suất, biến dạng, độ cứng vững và ổn định của hệ thống các chi tiết máy nối động với nhau. Các kiến thức về *Dung sai lắp ghép* [27,39] được vận dụng trong thiết kế chi tiết và lắp ghép giữa các chi tiết trong hệ thống máy, trong cụm máy. Các kiến thức về độ bền tĩnh và độ bền mỏi, độ bền mòn của môn học Chi tiết máy [35, 43, 44, 45, 55, 68, 69, 73] được vận dụng để kiểm bền cho chi tiết máy được thiết kế ra. Ngoài ra, người thiết kế buộc phải tuân thủ các tiêu chuẩn quốc gia (TCVN) [1-28] và các tiêu chuẩn quốc tế (ISO) [29, 74] về ngành cơ khí, biết sử dụng các biểu đồ, các đồ thị, các toán đồ đã quy chuẩn [45, 56, 63, 64, 66, 68, 70], phải biết sử dụng các bảng biểu, các số liệu (đặc biệt phải biết cách nội suy)... để tiến hành hàng loạt các phép tính toán thiết kế cần thiết. Cuối cùng các kiến thức về *Hình học hoạ hình* [37], về *Vẽ kỹ thuật* [40] giúp người thiết kế thể hiện ý đồ thiết kế của mình trên bản vẽ theo một ngôn ngữ kỹ thuật thống nhất.

Thiết kế máy cơ khí là một công việc đòi hỏi sự kế thừa và sự sáng tạo liên tục. Ngày nay, nhờ sự tiến bộ của CNTT, nhiều phần mềm thiết kế cơ khí đã xuất hiện và đã được thương mại hoá rộng rãi trên thế giới [46, 49, 52, 74]. Người thiết kế chi tiết máy phải biết sử dụng những phần mềm đó để tăng năng suất lao động. Nhiều công cụ mạnh được số hoá đã xuất hiện [41, 42, 47, 71, 75], người thiết kế phải biết khai thác, sử dụng chúng. Những phương pháp tính toán mới (như tính toán độ bền theo xác suất phá huỷ) [47], những chỉ tiêu mới về khả năng làm việc của chi tiết máy đã xuất hiện (như độ bền nứt rạn, độ dai phá huỷ K_{IC}, chỉ tiêu đồng dạng phá huỷ mỏi) [32, 35, 61, 68, 69, 73, 79] cần phải được áp dụng để nâng cao các loại độ bền và độ tin cậy của chi tiết máy và máy. Tuỳ vào trình độ của người thiết kế, tuỳ thuộc vào hiện trạng sản xuất, nhiều phương án kết cấu có thể được đưa ra, nhiều giải pháp kỹ thuật có thể xuất hiện trước một yêu cầu sản xuất thực tế [38, 58, 59, 62, 67].

Đặc điểm nổi bật của việc thiết kế chi tiết máy thời nay là tự động hoá tính toán và tự động hoá thiết kế [51,52] và thiết kế tối ưu [60, 66, 70]. Thiết kế điện tử (*I design*) được phát triển trên bình diện toàn cầu [74]. Quá trình thiết kế tự thích nghi và sự chế tạo gần như được thực hiện song song [49, 77] và được chia sẻ sản phẩm trên phạm vi toàn cầu theo luật thương mại của WTO và luật sở hữu trí tuệ. Quá trình thiết kế và quá trình chế tạo phải được xem xét, giải quyết một cách song song, gắn liền với nhau. Tất cả những vấn đề đó đã làm thay đổi tư duy thiết kế máy cơ khí theo những quan điểm truyền thống đã quen thuộc trước đây [34, 77].

Ngày nay, ở Việt Nam cũng như ở nhiều nước trên thế giới đang cố gắng xây dung những trường đại học đẳng cấp quốc tế [78]. Trong các trường đại học đẳng cấp quốc tế thì sách giáo khoa điện tử [77] và những học liệu mở (OCW) các môn học, trong đó có môn học Chi tiết máy đều được coi trọng và được sử dụng là những nguồn tri thức cốt yếu, những tài nguyên trí tuệ để truyền tới người học tại mọi thời gian và ở mọi không gian bằng các dịch vụ truyền thông ngày càng hiện đại và phát triển.

Cuốn sách ***Đồ án môn học chi tiết máy*** được viết ra theo những vấn đề đã trình bày ở trên, nhằm giúp cho sinh viên trước mắt hoàn thành tốt chương trình môn học Chi tiết máy, về lâu dài góp phần hình thành những phẩm chất cần thiết của nhà thiết kế máy cơ khí hiện đại phục vụ tốt cho công cuộc công nghiệp hoá và hiện đại hoá đất nước...

Sách *Đồ án môn học chi tiết máy* bao gồm những phần sau:

Phần thứ nhất: Giới thiệu một số đề *Đồ án môn học chi tiết máy*. Các đề này hàm chứa tất cả những nội dung mà sinh viên đã được nghiên cứu trong phần lý thuyết.

Phần thứ hai: Trình bày hoàn chỉnh việc tính toán thiết kế hai đồ án để làm mẫu. Việc tính toán thiết kế các bộ truyền cơ khí như: truyền động đai, truyền động xích, truyền động bánh răng trụ tròn răng thẳng, răng nghiêng, truyền động bánh răng côn; truyền động trục vít - bánh vít được trình bày cụ thể, tỷ mỉ. Những vấn đề về độ bền mỏi của các chi tiết máy đều đặc biệt chú ý, vì ứng suất trong các chi tiết máy của máy đều biến đổi theo thời gian. Việc tính chọn then, khớp nối, ổ lăn... trình bày rõ ràng mạch lạc giúp cho sinh viên bớt lúng túng khi phải tuân thủ các quy chuẩn của nước nhà (TCVN) hoặc quy chuẩn quốc tế (ISO). Phương pháp trình bày nhất quán: viết các công thức tổng quát (kể cả nguồn tra cứu, áp dụng, nội suy), thay các trị số cụ thể có trong các công thức đó, sau đó là kết quả cuối cùng. Mức độ chính xác của các phép tính: lấy tới hai chữ số sau dấu phẩy động. Khi cần làm tròn, các số lấy theo lý thuyết sai số.

Các bản vẽ lắp và bản vẽ chế tạo thuộc hai đồ án mẫu cũng được giới thiệu đầy đủ theo đúng yêu cầu của đề đồ án trong phần thứ tư.

Phần thứ ba: Giới thiệu một số chương trình tự động hoá tính toán tối ưu trong môi trường *Maple*. Những mô đun chương trình này có thể nâng cấp, phát triển vì chúng được trình bày dưới dạng mã nguồn mở. Chúng vô cùng có ích cho mọi người khi cần tự động hoá tính toán tối ưu vì chỉ việc nhập liệu mới sẽ nhanh chóng thu được các kết quả tính toán. Trên cơ sở đó, người thiết kế sẽ chọn lựa được phương án tối ưu theo một số hàm mục tiêu nào đó.

Phần thứ tư: Giới thiệu một số kết cấu điển hình và một số bản vẽ chế tạo giúp sinh viên có thể mô phỏng vẽ trên PC trong môi trường AutoCAD với các phiên bản khác nhau (từ 14 trở lên).

Để phục vụ việc dạy – học từ xa, sách ***Đồ án môn học chi tiết máy*** còn được xuất bản dưới dạng *e-book*. [77]

Như vậy, sách ***Đồ án môn học chi tiết máy*** phục vụ tất cả những ai quan tâm, tìm hiểu và phải thực thi việc thiết kế, chế tạo các chi tiết máy cơ khí có công dụng chung.

Mặc dù sách được biên soạn với tri thức cùng kinh nghiệm giảng dậy và hướng dẫn *Đồ án môn học chi tiết máy* trong suốt 30 năm qua của tác giả và có sự góp ý quý báu của GS.TS An Hiệp, Chủ nhiệm Bộ môn Thiết kế máy, PGS.TS Trần Vĩnh Hưng thuộc Trung tâm CAD/CAM của Trường Đại học Giao thông vận tải và của PGS.TS Nguyễn Hữu Điển, PGĐ Trung tâm tính toán hiệu năng cao của trường Đại học Khoa học Tự nhiên thuộc Trường Đại học Quốc gia Hà nội, nhưng do trình độ của tác giả có hạn nên chắc chắn không thể tránh được những thiếu sót và hạn chế. Nhân đây, tác giả xin bày tỏ sự cám ơn chân thành tới các đồng nghiệp có tên trên và Nhà Xuất bản Hải Phòng. Tác giả rất mong nhận được những ý kiến đóng góp xây dựng của các bạn đọc.

Mọi ý kiến đóng góp xây dựng đều được hoan nghênh, xin vui lòng gửi về Nhà xuất bản theo địa chỉ: *Nhà xuất bản Hải Phòng, số 5 Nguyễn Khuyến, thành phố Hải Phòng, điện thoại: (031)3.921076*, hoặc liên hệ trực tiếp với tác giả theo địa chỉ: quyetnv@lqdtu.edu.vn Điện thoại: (04) 7.541.575. hay liên hệ với: Trung tâm CHQSFLT, chqsflttnt@yahoo.com.vn, Điện thoại:(0280).866.682.

Xin chân thành cám ơn.

Hà Nội, ngày 26 tháng 3 năm 2007

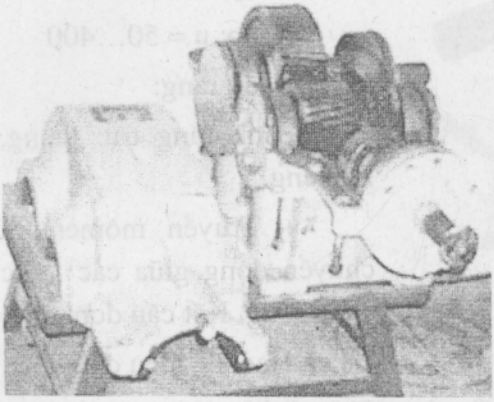
Tác giả

Ngô Văn Quyết

Phần thứ nhất

GIỚI THIỆU MỘT SỐ ĐỀ ĐỒ ÁN MÔN HỌC

ĐỀ SỐ 1



Hộp giảm tốc bánh răng côn-trụ

2 cấp:

u = 8…15; (6,3…27,5)

3 cấp:

u = 25..75.(28,3…182)

Dạng răng:

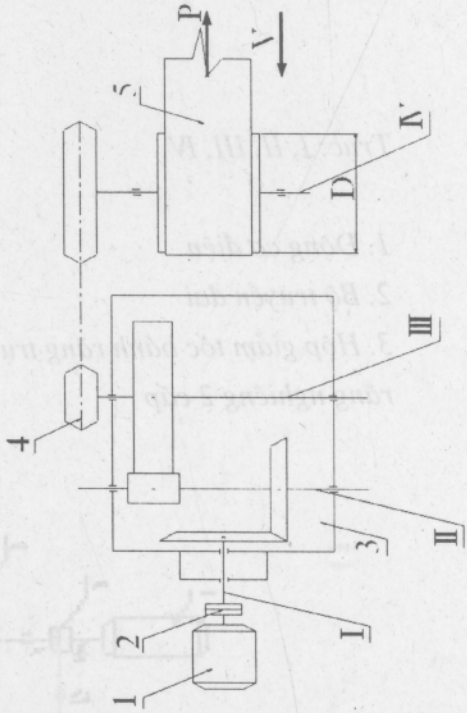
Bánh răng côn: thẳng, nghiêng, xoắn.

Bánh răng trụ: thẳng, nghiêng.

+ Truyền mômen và chuyển động giữa 2 trục chéo nhau, thường là 2 trục giao nhau với góc 900.

- Giá thành chế tạo cao; chế tạo khó; điều chỉnh lắp ráp khó; trọng lượng lớn; kích thước lớn.

TCVN1882-77 và TCVN3690-81:



Hình 1- Lược đồ động
Trục: I, II, III, IV

1. Động cơ điện
2. Khớp nối
3. Hộp giảm tốc côn - trụ 2 cấp
4. Bộ truyền xích
5. Băng tải

ĐỀ SỐ 2

Hộp giảm tốc bánh răng trụ răng nghiêng 2 cấp

2 cấp: u = 8…30;

3 cấp: u = 50…400

Dạng răng:

Bánh răng trụ: thẳng, nghiêng.

+ Truyền mômen và chuyển động giữa các trục song song. Kết cấu đơn giản. Dễ chế tạo, dễ điều chỉnh.

- Bố trí các bánh răng không đối xứng. Phân bố lực không đều dọc theo chiều dài răng, và tại các ổ. Khả năng chạy mòn tương đối kém.

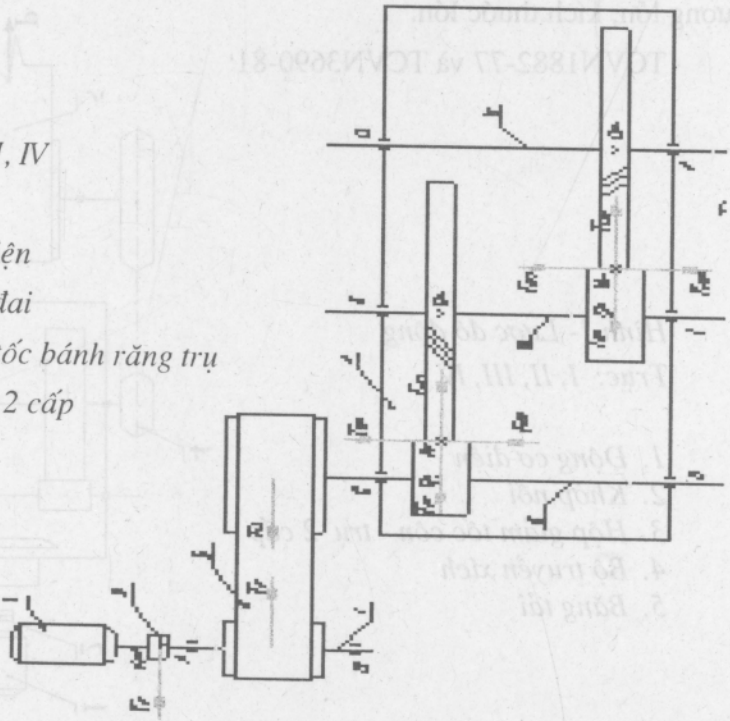
TCVN: 1882-77; TCVN 2285-78,2286-78; TCVN234378-2345-78; TCVN2346-78,2346-78,2340-78.

Trục: I, II, III, IV

1. Động cơ điện

2. Bộ truyền đai

3. Hộp giảm tốc bánh răng trụ răng nghiêng 2 cấp



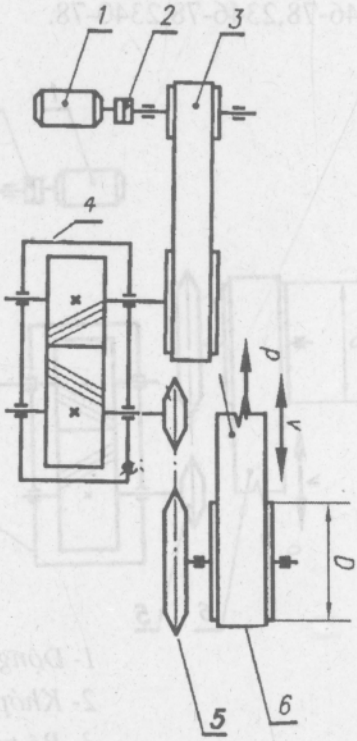
ĐỀ SỐ 3

Hộp giảm tốc bánh răng trụ răng nghiêng 1 cấp; trục vào và trục ra cùng một phía.

Ưu điểm: Truyền được công suất, mô men lớn. Kết cấu chắc chắn.

Nhược điểm: Có lực chiều trục, kết cấu ổ trục phức tạp. Không gian lắp các moay ơ trên đầu trục ra và đầu trục vào hẹp.

- TCVN: 1882-77; TCVN 2285-78,2286-78; TCVN234378-2345-78; TCVN2346-78,2346-78,2340-78.



1. Động cơ điện

2. Khớp nối

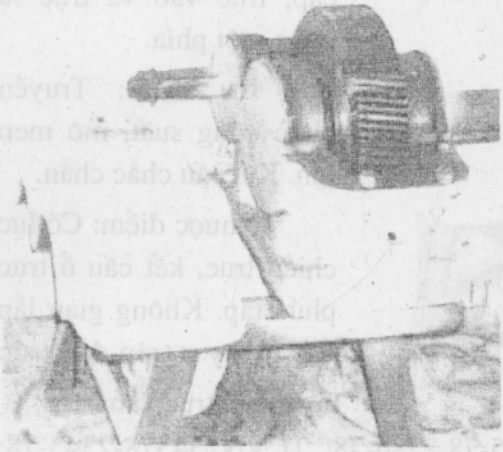
3. Bộ truyền đai

4. Hộp giảm tốc

5. Bộ truyền xịch

6. Băng tải

ĐỀ SỐ 4

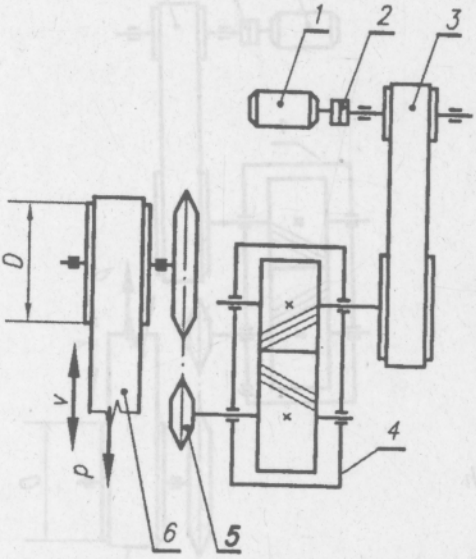


Hộp giảm tốc bánh răng nghiêng trụ răng nghiêng 1 cấp, trục vào một phía, trục ra một phía.

Ưu điểm: Chắc chắn, kết cấu đơn giản, truyền được mô men xoắn lớn. Dễ dàng bố trí, lắp các moay ơ vào đầu trục.

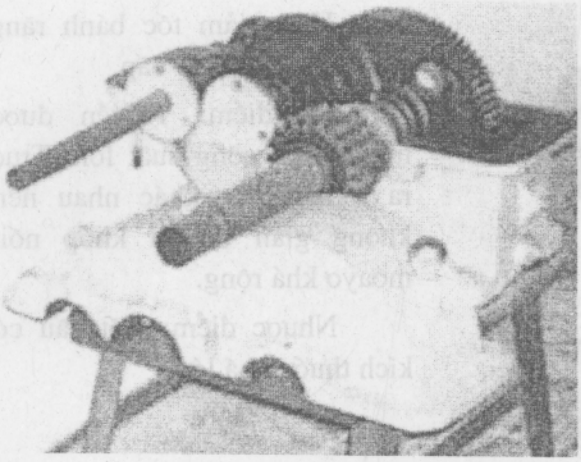
Nhược điểm: Kích thước tương đối lớn; có lực chiều trục, kết cấu ổ phức tạp.

TCVN: 1882-77; TCVN 2285-78,2286-78; TCVN234378-2345-78; TCVN2346-78,2346-78,2340-78.



1- Động cơ điện
2- Khớp nối
3- Bộ truyền đai
4- Hộp giảm tốc
5- Bộ truyền xích
6- Băng tải

ĐỀ SỐ 5

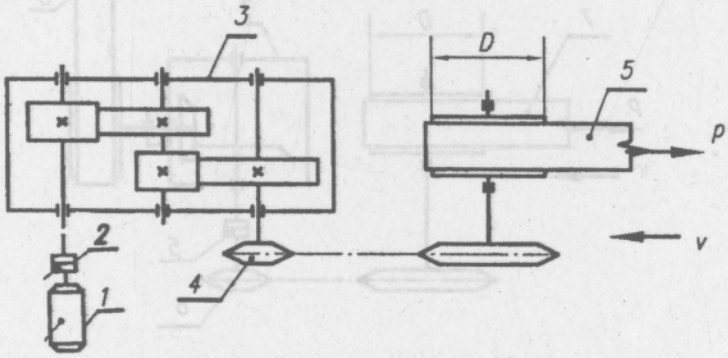


Hộp giảm tốc bánh răng trụ răng thẳng 2 cấp trục vào và trục ra cùng một phía.

Ưu điểm: Chế tạo, lắp ráp, điều chỉnh dễ dàng. Truyền được công suất và mô men trung bình.

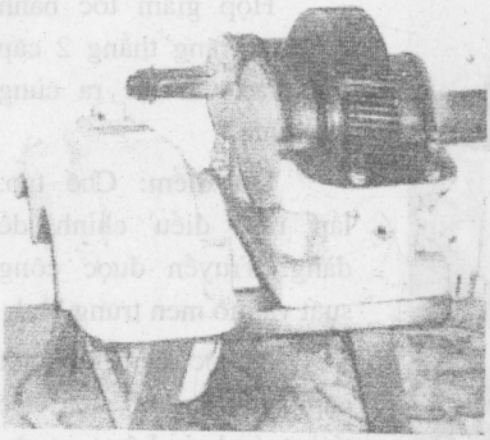
Nhược điểm: Có một cặp bánh răng hở, nên việc tính toán hơi phức tạp, vừa bôi trơn ăn khớp bằng mỡ vừa bôi trơn ăn khớp bằng dầu. Trục vào và trục ra cùng một phía nên không gian bố trí, lắp các moay ơ bị hạn chế.

TCVN: 1882-77; TCVN 2285-78,2286-78; TCVN234378-2345-78; TCVN2346-78,2346-78,2340-



1– Động cơ điện
2– Khớp nối
3– Hộp giảm tốc
4– Bộ truyền xích
5– Băng tải

ĐỀ SỐ 6

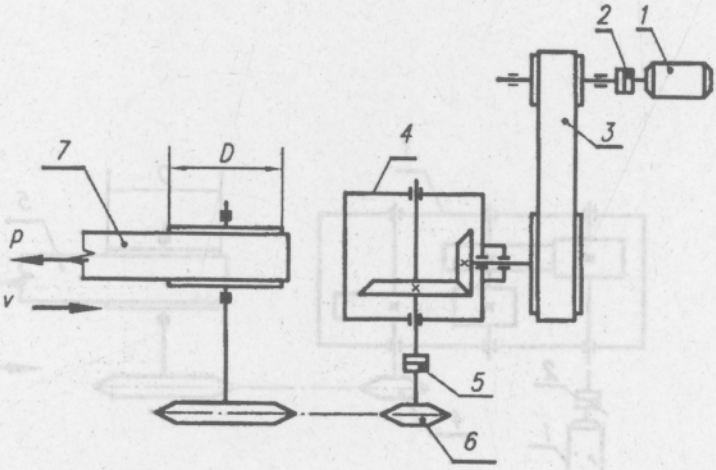


Hộp giảm tốc bánh răng trụ răng nghiêng 1 cấp.

Ưu điểm: Truyền được mômen và công suất lớn. Trục ra ở hai phía khác nhau nên không gian bố trí khớp nối, moayơ khá rộng.

Nhược điểm: Kết cấu có kích thước khá lớn.

TCVN: 1882-77; TCVN 2285-78,2286-78; TCVN234378-2345-78; TCVN2346-78,2346-78,2340-78.



1– Động cơ điện
2– Khớp nối
3– Bộ truyền đai
4– Hộp giảm tốc
5– Khớp nối
6– Bộ truyền xích
7– Băng tải

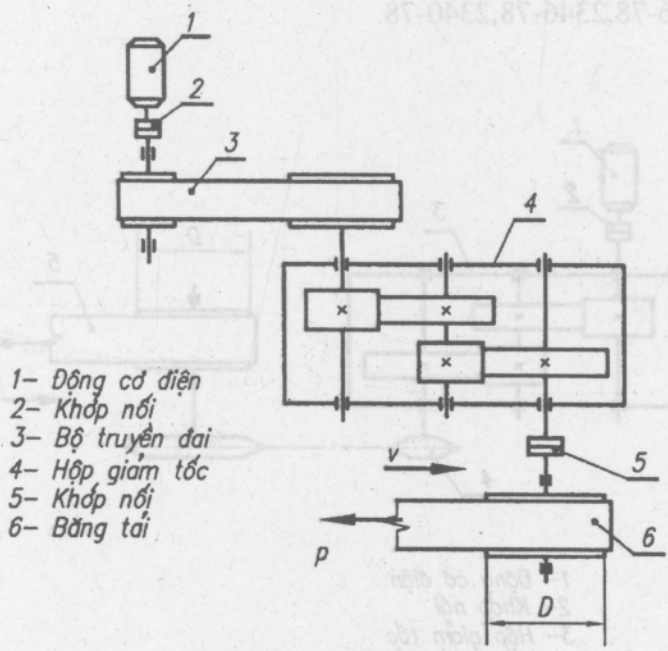
ĐỀ SỐ 7

Hộp giảm tốc bánh răng trụ răng nghiêng 2 cấp.

Ưu điểm: Truyền được công suất lớn, mô men lớn; khoảng cách trục lớn. Khử được lực chiều trục do trục trung gian có hai bánh răng nghiêng ngược chiều nhau.

Nhược điểm: Chế tạo khó, lắp ráp và điều chỉnh khó.

TCVN: 1882-77; TCVN 2285-78,2286-78; TCVN234378-2345-78; TCVN2346-78,2346-78,2340-78.



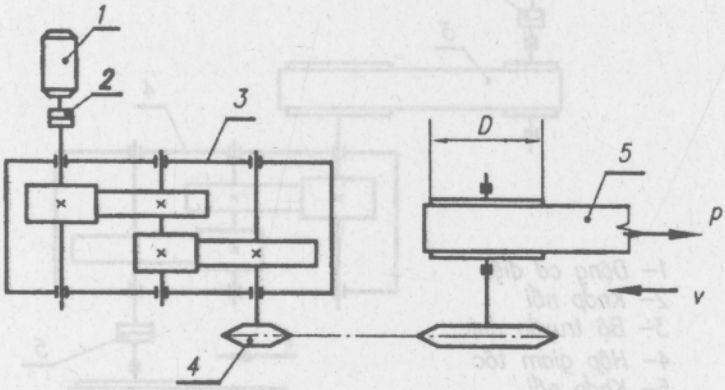
ĐỀ SỐ 8

Hộp giảm tốc bánh răng trụ răng nghiêng 2 cấp.

Ưu điểm: Kết cấu vững chắc, truyền được mô men lớn, khoảng cách trục lớn. Khử được lực chiều trục do trục trung gian có hai bánh răng được chọn theo hai chiều nghiêng ngược nhau.

Nhược điểm: Trục vào và trục ra cùng một phía nên không gian bố trí khớp nối và moay ơ khá hẹp;

TCVN: 1882-77; TCVN 2285-78,2286-78; TCVN234378-2345-78; TCVN2346-78,2346-78,2340-78.



1– Động cơ điện
2– Khớp nối
3– Hộp giảm tốc
4– Bộ truyền xích
5– Băng tải

ĐỀ SỐ 9

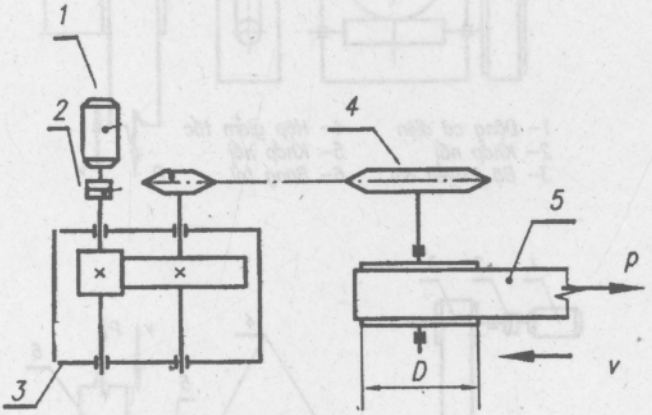
Hộp giảm tốc bánh răng trụ răng thẳng 1 cấp.

Trục vào và trục ra cùng một phía.

Ưu điểm: Kết cấu nhỏ gọn; điều chỉnh, lắp ráp tương đối dễ dàng.

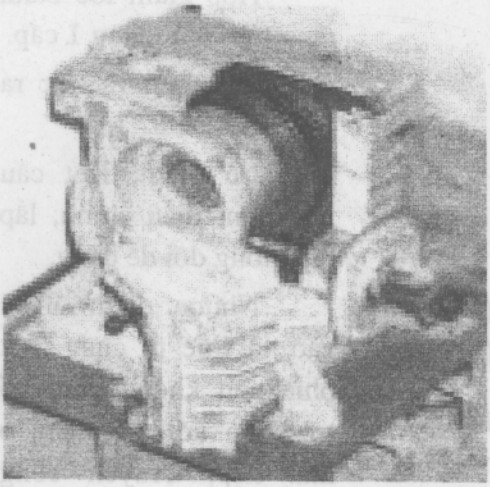
Nhược điểm: Trục vào và trục ra cùng một phía nên không gian bố trí khớp nối và moay ơ khá hẹp; Truyền công suất nhỏ.

TCVN: 1882-77; TCVN 2285-78,2286-78; TCVN234378-2345-78; TCVN2346-78,2346-78,2340-78.



1– Động cơ điện
2– Khớp nối
3– Hộp giảm tốc
4– Bộ truyền xích
5– Băng tải

ĐỀ SỐ 10

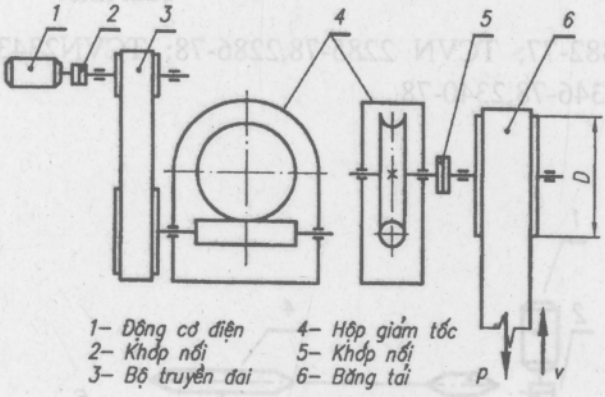


Hộp giảm tốc bánh trục vít - bánh vít.

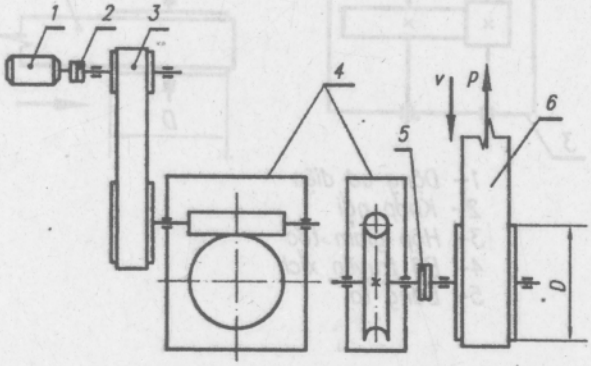
Ưu điểm: Truyền chuyển động giữa hai trục vuông góc với nhau. Kích thước nhỏ gọn. Trục vít nằm ở dưới bánh vít nên bôi trơn dễ dàng.

Nhược điểm: Bộ truyền chóng bị mòn mặt răng, nhất là răng bánh vít. Chế tạo khó, lắp ráp, điều chỉnh khó. Giá thành tương đối lớn.

TCVN: 1882-77; TCVN2845-79;2847-79;3606-81



1– Động cơ điện
2– Khớp nối
3– Bộ truyền đai
4– Hộp giảm tốc
5– Khớp nối
6– Băng tải

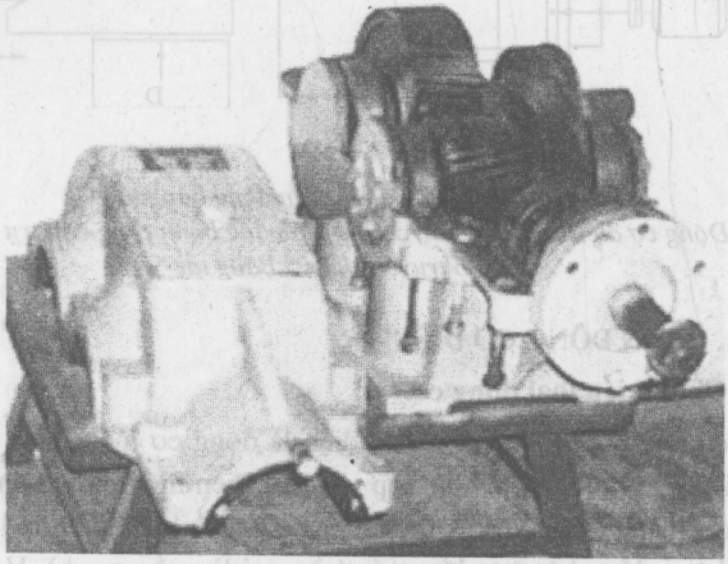


1– Động cơ điện
2– Khớp nối
3– Bộ truyền đai
4– Hộp giảm tốc
5– Khớp nối
6– Băng tải

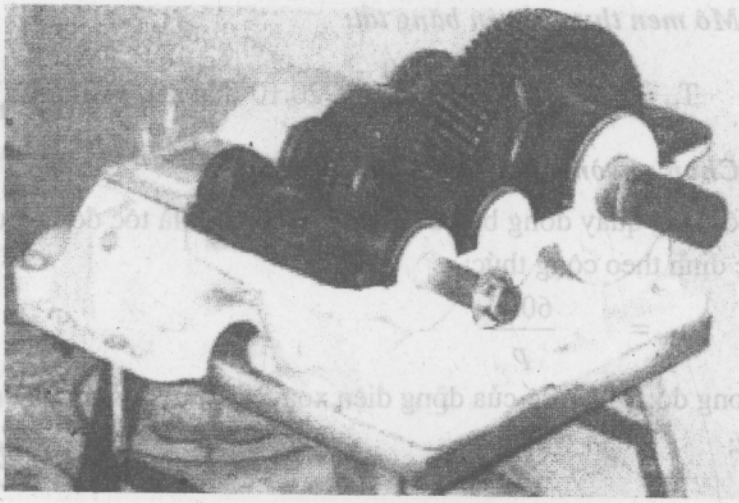
Phần thứ hai

MỘT SỐ ĐỒ ÁN CHI TIẾT MÁY ĐIỂN HÌNH

1. Hệ dẫn động cơ khí động cơ hộp giảm tốc bánh răng côn-trụ 2 cấp

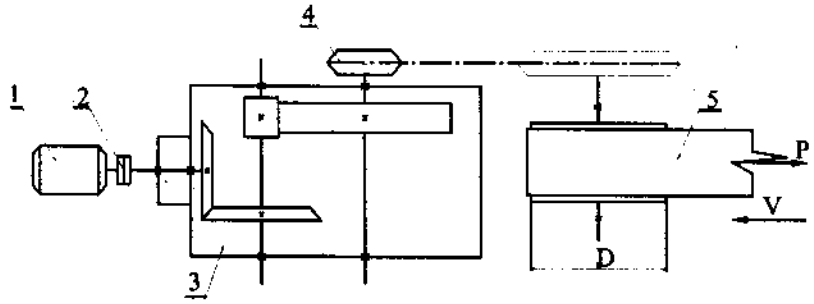


2. Hệ dẫn động cơ khí động cơ hộp giảm tốc bánh răng trụ răng nghiêng 2 cấp



ĐỀ SỐ 1- HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG CÔN-TRỤ HAI CẤP

Phần I: Chọn động cơ và phân phối tỷ số truyền



Hình 1.1 *Lược đồ hệ dẫn động băng tải*
1.Động cơ điện; 2.Khớp nối; 3.Hộp giảm tốc bánh răng côn trụ 2 cấp
4.Bộ truyền xích; 5.Băng tải

I-1. CHỌN ĐỘNG CƠ ĐIỆN

1. Chọn kiểu loại động cơ:

Hiện nay có hai loại động cơ điện là động cơ một chiều và động cơ xoay chiều. Để thuận tiện, phù hợp với lưới điện hiện nay ta chọn động cơ điện xoay chiều. Trong số các loại động cơ xoay chiều ta chọn loại động cơ ba pha không đồng bộ rô to lồng sóc (còn gọi là ngắn mạch). Với những ưu điểm: Kết cấu đơn giản, dễ bảo quản, giá thành thấp, làm việc tin cậy, có thể mắc trực tiếp vào lưới điện ba pha không cần biến đổi dòng điện.

2. Các kết quả tính toán trên băng tải:

1) Mô men thực tế trên băng tải:

$$T_{bt} = \frac{P.D}{2} = \frac{4500.320}{2} = 720.10^3(\text{Nmm}) = 720(\text{Nm})$$

2) Chọn số vòng quay đồng bộ của động cơ:

- Số vòng quay đồng bộ của động cơ (còn gọi là tốc độ từ trường quay) được xác định theo công thức:

$$n_{db} = \frac{60.f}{p} \qquad (1.1)$$

Trong đó: f - tần số của dòng điện xoay chiều; với mạng điện ở nước ta f = 50Hz;

p - số đôi cực từ (chọn p = 2).

$$\Rightarrow n_{db} = \frac{60.50}{2} = 1500(vg/ph)$$

- Căn cứ vào vận tốc vòng của băng tải, chọn số vòng quay của băng tải là:

$$n_{bt} = \frac{60.10^3.v}{\pi.D}(vg/ph) \qquad (1.2)$$

Với: v - vận tốc vòng băng tải (v = 0,95m/s);

D - đường kính tay quay (D = 320mm).

$$\Rightarrow n_{bt} = \frac{60.10^3.0.95}{3.14.320} = 56.7(vg/ph)$$

3) Xác định hiệu suất toàn bộ hệ thống:

Gọi η_{ht} là hiệu suất của toàn bộ hệ thống được xác định theo công thức:

$$\eta_{ht} = \eta_{Brcôn}.\ \eta_{Brtrụ}.\ \eta_{ổ}^4.\ \eta_{xích} \qquad (1.3)$$

Với: $\eta_{Brcôn}$ - hiệu suất truyền động của bộ truyền bánh răng côn;

$\eta_{Brtrụ}$ - hiệu suất truyền động của bộ truyền bánh răng trụ;

$\eta_{ổ}$ - hiệu suất truyền động của cặp ổ lăn;

$\eta_{xích}$ - hiệu suất truyền động của bộ truyền xích;

Theo bảng 2.3 [43, 57, 58, 59], tập1, có được:

$\eta_{Brtrụ} = 0,97$; $\eta_{Brcôn} = 0,96$; $\eta_{ổ} = 0,99$; $\eta_{xích} = 0,92$

Thay các trị số trên vào (1.3) ta được:

$\eta_{ht} = 0,97 . 0,96. (0,99)^4 . 0,92 = 0,82$

3. Chọn động cơ điện theo công suất:

1) Mô men đẳng trị: $$T_{đtbt} = \sqrt{\frac{\sum_{k=1}^{n} T_k^2 t_k}{\sum_{k=1}^{n} t_k}} \qquad (1.4)$$

Trong đó: T_k - Là mô men thứ k của phổ tải trọng tác động lên băng tải;

t_k - Thời gian tác động của mô men thứ k.

Từ đề bài có kết quả: $T_1 = T$; $t_1 = 50\%t = 0,5t$

$T_2 = 0,8T$; $t_2 = 50\%t = 0,5t$

Vậy có kết quả:

$$T_{dtbt} = \sqrt{\frac{T^2.0,5t + (0,8T)^2.0,5t}{t}} = \sqrt{T^2.0,5 + (0,8T)^2.0,5}$$

$$= \sqrt{0,5 + 0,5.0,64}\ .\ T_{bt} = 0,9.720 = 648(Nm)$$

2) Công suất đẳng trị trên băng tải:

$$P_{dtbt} = \frac{T_{dtbt}.n_{bt}}{9550} = \frac{648.56,7}{9550} = 3,847(kw)$$

3) Công suất đẳng trị cần có trên động cơ:

$$P_{dtdc} = \frac{P_{dtbt}}{\eta_{ht}} = \frac{3,847}{0.82} = 4.7(kw)$$

Từ các thông số đã tính toán, có thể chọn loại động cơ K mang nhãn hiệu K132M4 kiểu có bích, có các thông số kỹ thuật như sau. Theo bảng P1.1 trang 234 [43, 57, 58, 59], Tập1, có bảng số liệu sau:

Bảng 1.1. Bảng đặc trưng cơ - điện của động cơ

Kiểu động cơ	Công suất		Vận tốc quay vg/ph		η%	Cosφ	$\frac{I_K}{I_{dn}}$	$\frac{T_K}{T_{dn}}$	Khối lượng	φd mm
	Kw	Mã lực	50Hz	60Hz					kg	
K132M4	5,5	7,5	1445	1730	86,0	0,86	5,9	2,0	7,2	32

* Đặc điểm của động cơ điện K:

- Về phạm vi công suất: Với cùng số vòng quay đồng bộ (n_{dh}) 1500vg/ph động cơ K có phạm vi công suất 0,75 ÷ 30 kW lớn hơn của động cơ DK, nhỏ hơn của động cơ 4A.

- Động cơ K có khối lượng nhỏ hơn so với động cơ DK và đặc biệt có mô men khởi động cao hơn 4A và DK.

4) Kiểm tra điều kiện mở máy, điều kiện quá tải cho động cơ đã chọn:

a) Kiểm tra điều kiện mở máy:

Khi mở máy mômen tải không được vượt quá mômen khởi động của động cơ ($T < T_k$) nếu không động cơ sẽ không chạy. Trong các catalog của

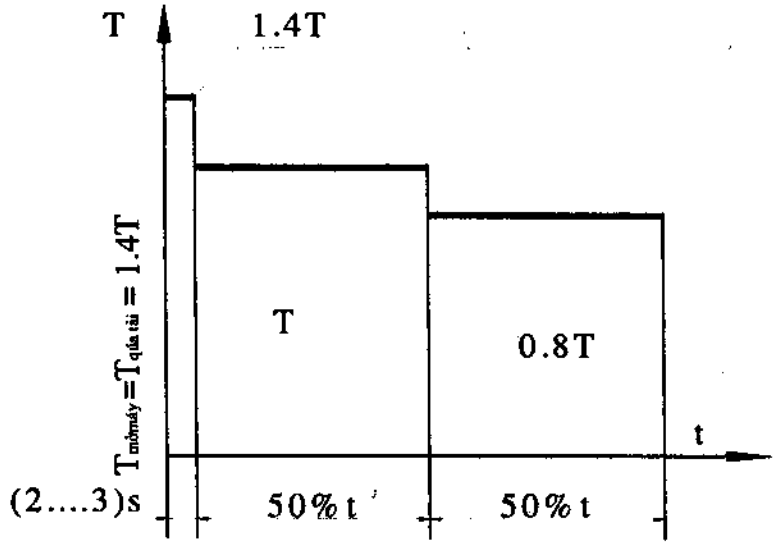
động cơ đều cho tỷ số T_k / T_{dn} , đó cũng là một số liệu cần để tham khảo khi chọn nhãn hiệu động cơ, với điều kiện:

$$T_{mm} / T \leq T_k / T_{dn}$$

Trong đó: T_{mm} – Mômen mở máy của thiết bị cần dẫn động.

T_k / T_{dn} = 2,0 (Theo bảng1.1. ở trên)

Theo lược đồ phổ tải trọng tác động như đã cho trong đề bài:



Hình 1.2. Lược đồ tải trọng tác động lên trục băng tải

$$\frac{T_{mm}}{T} = \frac{1,4T}{T} = 1,4$$

Vậy động cơ thoả mãn điều kiện mở máy.

b) Kiểm nghiệm động cơ theo các điều kiện làm việc:

$$T_{maxqtdc} \leq [T_{dc}] \; ; \; [T_{dc}] = \eta_{ht} .2 . T$$

$$T = \frac{9550}{1445}.5,5 = 36,3 \text{ (Nm)} \; ; \rightarrow [T_{dc}] = 0,82 . 2 .36,3 = 59,50 \text{ (Nm)}$$

Có kết quả: $T_{maxqtdc} = K_{qt} . T_{cản} = \dfrac{9550.P_{bt}}{n_{dc}.\eta_{ht}}.1,4$

$$T_{maxqtdc} = \frac{9550.3,847}{1445.0,82}1,4 = 43,4 \text{ (Nm)};$$

Theo số liệu động cơ đã chọn, có $[T_{dc}] = 59,5$(Nm)

So sánh kết quả: Vậy $[T_{dc}] = 59,5 > T_{maxqtdc} = 43,4$.

I.2- PHÂN PHỐI TỈ SỐ TRUYỀN

Để phân phối tỉ số truyền cho các bộ truyền, phải tính tỉ số truyền cho toàn bộ hệ thống.

$$u_{\Sigma} = \frac{n_{dc}}{n_{bt}} = \frac{1445}{56,7} = 25,48 \qquad (1.5)$$

mà $u_{\Sigma} = u_h \cdot u_{ng}$ (1.6)

với u_h - tỉ số truyền của hộp giảm tốc;

u_{ng} - tỉ số truyền ngoài hộp;

$u_{ng} = u_{KN} \cdot u_{xích}$

u_{KN} - tỉ số truyền của khớp nối ($u_{KN} = 1$);

$\Rightarrow u_{ng} = u_{xích}$

$u_{xích}$ - tỉ số truyền của bộ truyền xích.

Theo bảng 2.4 [43, 57, 58, 59], Tập 1, có $u_{xích} = 2...5$

$\Rightarrow u_{ng} = u_{xích} = 2$, Chọn $u_{ng} = 2$, có:

$$u_h = \frac{u_{\Sigma}}{u_{ng}} = \frac{25,48}{2} = 12,74$$

* Tỉ số truyền của bộ truyền trong hộp:

$$u_h = u_1 \cdot u_2 \qquad (1.7)$$

u_1 - tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng côn;

u_2 - tỉ số truyền của bộ truyền bánh răng trụ.

Với hộp giảm tốc bánh răng côn - trụ 2 cấp, nếu hàm mục tiêu là kích thước của hộp giảm tốc nhỏ nhất, nên chọn tỉ số truyền cấp chậm (u_2) tính theo công thức thực nghiệm trong tài liệu [43, 57, 58, 59],

Tập 1: lấy $u_2 \approx 1,32 \cdot \sqrt[3]{u_h}$, thay số vào thu được:

$$u_2 = 1,32 \cdot \sqrt[3]{12,74} = 3,08;$$

từ (1.7) $\Rightarrow u_1 = \dfrac{u_h}{u_2} = \dfrac{12,74}{3,08} = 4,13$

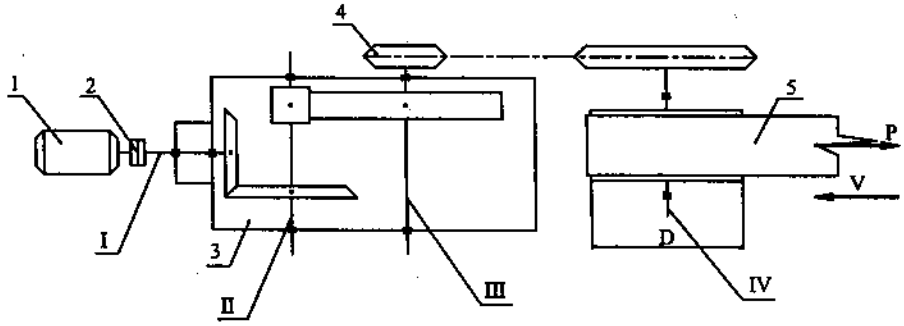
Vậy có kết quả về tỉ số truyền của các bộ truyền trong hệ thống là:

Bộ truyền xích : $u_{xích} = 2$;

Bộ truyền bánh răng côn : $u_1 = 4,13$;

Bộ truyền bánh răng trụ : $u_2 = 3,08$.

I. 3. XÁC ĐỊNH CÁC THÔNG SỐ ĐỘNG HỌC VÀ LỰC CỦA CÁC TRỤC



Hình 1.3. Ký hiệu các trục trong hệ thống dẫn động băng tải

1. Tính toán tốc độ quay của các trục

- Trục động cơ: $n_{dc} = 1445$ vg/ph;

- Trục I: $n_I = \dfrac{n_{dc}}{u_{KN}} = \dfrac{1445}{1} = 1445$ (vg/ph);

- Trục II: $n_{II} = \dfrac{n_I}{u_1} = \dfrac{1445}{4,13} = 349,87$ (vg/ph);

- Trục III: $n_{III} = \dfrac{n_{II}}{u_2} = \dfrac{349,87}{3,08} = 113,59$ (vg/ph);

- Trục IV: $n_{IV} = \dfrac{n_{III}}{u_{xich}} = \dfrac{113,59}{2} = 56,79$ (vg/ph).

2. Tính công suất trên các trục

Gọi công suất trên các trục I, II, III, IV lần lượt là P_I, P_{II}, P_{III}, P_{IV} có kết quả:

- Công suất danh nghĩa trên trục động cơ:

$P_{đc} = P_{lv}^{đc} = 4,7(kW)$

- Công suất danh nghĩa trên trục I:

$P_I = P_{đc} . \eta_{KN} . \eta_ổ = 4,7 . 1 . 0,99 = 4,653(kW)$

- Công suất danh nghĩa trên trục II:

$P_{II} = P_I . \eta_{Brcôn} . \eta_ổ = 4,653 . 0,96 . 0,99 = 4,422(kW)$

- Công suất danh nghĩa trên trục III:

$P_{III} = P_{II} . \eta_{Brtrụ} . \eta_ổ = 4,422 . 0,97 . 0,99 = 4,246(kW)$

- Công suất danh nghĩa trên trục IV:

$P_{IV} = P_{III} . \eta_{xích} . \eta_ổ = 4,246 . 0,92 . 0,99 = 3,867(kW)$

3. Tính mô men xoắn trên các trục

Gọi mô men xoắn trên các trục I, II, III, IV là T_I, T_{II}, T_{III}, T_{IV} có kết quả:

- Trục động cơ:

$$T_{đc} = 9,55 . \frac{10^6.P_{lv}^{đc}}{n_{đc}} = 9,55.\frac{10^6.4,7}{1445} = 31062 \text{ (Nmm)}$$

- Trục I: $$T_I = 9,55.\frac{10^6.P_I}{n_I} = 9,55.\frac{10^6.4,653}{1445} = 30752 \text{ (Nmm)}$$

- Trục II: $$T_{II} = 9,55.\frac{10^6.P_{II}}{n_{II}} = 9,55.\frac{10^6.4,422}{349,87} = 120702 \text{ (Nmm)}$$

- Trục III: $$T_{III} = 9,55.\frac{10^6.P_{III}}{n_{III}} = 9,55.\frac{10^6.4,246}{113,59} = 356979 \text{ (Nmm)}$$

- Trục IV: $$T_{IV} = 9,55.\frac{10^6.P_{IV}}{n_{IV}} = 9,55.\frac{10^6.3,867}{56,79} = 650288 \text{ (Nmm)}$$

Bảng 1.2. Bảng số liệu động học và động lực học trên các trục của hệ thống dẫn động

Thông số / Trục	Tỉ số truyền	Tốc độ quay (vg/ph)	Công suất (kW)	Mô men xoắn (Nmm)
Trục động cơ	1	1445	4,7	31062
Trục I	4,13	1445	4,653	30752
Trục II	3,08	349,87	4,422	120702
Trục III	2	113,59	4,246	356979
Trục IV		56,79	3,867	650288

Phần II: Tính toán thiết kế các bộ truyền

II.I . THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

II.I.1- Bộ truyền bánh răng côn - răng thẳng cấp nhanh

1. Chọn vật liệu:

Chọn loại vật liệu nào là tuỳ thuộc vào yêu cầu cụ thể: tải trọng lớn hay nhỏ, khả năng công nghệ và thiết bị chế tạo cũng như vật tư được cung cấp, có yêu cầu kích thước phải nhỏ gọn hay không?... Đối với hộp giảm tốc côn - trụ 2 cấp chịu công suất nhỏ $\left(P_{dm}^{dc} = 5.5Kw\right)$, chỉ cần chọn vật liệu nhóm I. Vì nhóm I có độ răng HB ≤ 350, bánh răng được thường hoá hoặc tôi cải thiện. Nhờ có độ rắn thấp nên có thể cắt răng chính xác sau khi nhiệt luyện, đồng thời bộ truyền có khả năng chạy mòn. Cụ thể Theo bảng [43, 57, 58, 59] (6.1), trang 92 [43, 57, 58, 59] , Tập 1, chọn:

* *Bánh nhỏ (bánh 1):*

+ Thép 45 tôi cải thiện;

+ Đạt tới độ rắn HB = (241...285);

+ Giới hạn bền σ_{b1} = 850MPa

+ Giới hạn chảy σ_{ch1} = 580MPa;

Chọn độ rắn bánh nhỏ HB_1 = 250.

* *Bánh lớn (bánh 2):*

+ Thép 45 tôi cải thiện;

+ Đạt tới độ rắn HB = (192...240);

+ Giới hạn bền σ_{b2} = 750MPa;

+ Giới hạn chảy σ_{ch2} = 450MPa;

Chọn độ rắn bánh lớn HB_2 = 240.

2. Xác định ứng suất cho phép

Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ và ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$ được xác định theo công thức:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^o_{H\lim}}{S_H}.Z_R.Z_v.K_{xH}.K_{HL} \qquad (2.1)$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^o_{F\lim}}{S_F}.Y_R.Y_s.K_{xF}.K_{FC}.K_{FL} \qquad (2.2)$$

Trong đó:

Z_R- hệ số xét đến độ nhám của mặt bánh răng làm việc;

Z_v- hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng;

K_{xH}- hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng;

Y_R- hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám mặt lượn chân răng;

Y_s- hệ số xét đến độ nhạy của vật liệu đối với tập trung ứng suất;

K_{xF}- hệ số xét đến kích thước bánh răng ảnh hưởng đến độ bền uốn;

Trong thiết kế sơ bộ lấy: $Z_R Z_v K_{xH} = 1$ và $Y_R Y_s K_{xF} = 1$, do đó các công thức (2.1) và (2.2) trở thành:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^o_{H\lim}.K_{HL}}{S_H} \qquad (2.1a)$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^o_{F\lim}.K_{FC}.K_{FL}}{S_F} \qquad (2.2a)$$

Trong đó:

$\sigma^o_{H\lim}$ và $\sigma^o_{F\lim}$ lần lượt là ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép ứng với số chu kỳ cơ sở, trị số của chúng Theo bảng (2.2) [43, 57, 58, 59];

Theo bảng (6.2),[43, 57, 58, 59],Tập 1 , với thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn HB = (180 ... 350)

$\sigma^o_{H\lim} = 2HB + 70$; $S_H = 1,1$;

$\sigma^o_{F\lim} = 1,8HB$; $S_F = 1,75$;

S_H, S_F- hệ số án toàn khi tính về tiếp xúc và uốn;

Thay số vào có kết quả:

$\sigma^o_{H\lim 1} = 2HB_1 + 70 = 2 . 250 + 70 = 570$ MPa;

$\sigma^o_{H\lim 2} = 2HB_2 + 70 = 2 . 240 + 70 = 550$ MPa;

$\sigma^o_{F\lim 1} = 1,8 . HB_1 = 1,8 . 250 = 450$ MPa;

$\sigma^o_{F\lim 2} = 1,8 . HB_2 = 1,8 . 240 = 432$ MPa;

K_{FC}- hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải, $K_{FC} = 1$ khi đặt tải một phía (bộ truyền quay một chiều);

K_{HL}, K_{FL}- hệ số tuổi thọ, xét đến ảnh hưởng của thời hạn phục vụ và chế độ tải trọng của bộ truyền, được xác định theo các công thức sau:

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \quad (2.3)$$

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad (2.4)$$

Ở đây:

m_H, m_F - bậc của đường cong mỏi khi thử về tiếp xúc và uốn;

$m_H = m_F = 6$ khi độ rắn mặt răng HB ≤ 350;

N_{HO}- số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc;

$$N_{HO} = 30H_{HB}^{2,4} \quad (2.5)$$

$\Rightarrow$ $N_{HO1} = 30 . 250^{2,4} = 17067789$

$N_{HO2} = 30 . 240^{2,4} = 15474913$

N_{FO}- số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về uốn;

$N_{FO} = 4 . 10^6$ đối với tất cả các loại thép;

N_{HE}, N_{FE} - số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương. Khi bộ truyền chịu tải trọng tĩnh:

$$N_{HE} = N_{FE} = N = 60 . C . n_i . t_\Sigma \quad (2.6)$$

C - số lần ăn khớp trong một vòng, C = 1;

n_i - số vòng quay bánh răng trong một phút

t_Σ - tổng số giờ làm việc của bánh răng đang xét;

t_Σ = 14năm.12tháng.26ngày.7giờ.3ca = 91728(giờ)

Thay số vào có kết quả:

$N_{HE} = N_{FE} = N = 60 . 1 . 1450 . 91728 = 7980336000$ (giờ)

$\Rightarrow$ $N_{HE1} > N_{HO1}$; $N_{FE1} > N_{FO1}$

Tính toán tương tự có kết quả:

$N_{HE2} > N_{HO2}$; $N_{FE2} > N_{FO2}$

Ta lấy $N_{HE} = N_{HO}$ và $N_{FE} = N_{FO}$ khi đó có kết quả $K_{HL} = 1$ và $K_{FL} = 1$ (đường cong mỏi gần đúng là đường thẳng song song với trục hoành; tức là trên khoảng này giới hạn mỏi tiếp xúc và giới hạn uốn không thay đổi).

Từ công thức (2.1a) và (2.2a) có kết quả:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{570.1}{1,1} = 518,181 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{550.1}{1,1} = 500 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{F1}] = \frac{450.1.1}{1,75} = 257,14 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{F2}] = \frac{432.1.1}{1,75} = 246,857 \text{ MPa};$$

Với bộ truyền động bánh răng côn - răng thẳng, ứng suất tiếp xúc cho phép là giá trị nhỏ hơn trong 2 giá trị của $[\sigma_{H1}]$ và $[\sigma_{H2}]$. Tức là $[\sigma_H] = 500$ MPa.

* Ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_H]_{max} = 2,8\sigma_{ch} \quad (2.7)$$

$$[\sigma_F]_{max} = 0,8\sigma_{ch} \quad (2.8)$$

$$\Rightarrow [\sigma_{H1}]_{max} = 2,8.580 = 1624 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{H2}]_{max} = 2,8.450 = 1260 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{F1}]_{max} = 0,8.580 = 464 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{F2}]_{max} = 0,8.450 = 360 \text{ MPa};$$

3. Tính bộ truyền bánh răng côn

Với tỷ số truyền u = 4,13 nên chọn bánh răng côn - răng thẳng để thuận lợi cho việc chế tạo sau này.

a) Xác định chiều dài côn ngoài:

Chiều dài côn ngoài của bánh răng côn chủ động được xác định theo độ bền tiếp xúc. Công thức thiết kế có dạng:

$$R_e \geq K_R\sqrt{u^2+1}.\sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{(1-K_{be})K_{be}.u.[\sigma_H]^2}} \quad (2.9)$$

Trong đó:

$K_R = 0,5K_d$- hệ số phụ thuộc vào vật liệu bánh răng và loại răng. Với truyền động bánh răng côn - răng thẳng bằng thép:

$K_d = 100$ MPa$^{1/3}$ $\Rightarrow K_R = 0,5 . 100 = 50$ MPa$^{1/3}$

$K_{H\beta}$- hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng bánh răng côn, Theo bảng (6.21);

K_{be}- hệ số chiều rộng vành răng;

$$K_{be} = \frac{b}{R_e} = 0,25...0,3$$

Chọn $K_{be} = 0,25$ vì $u_1 = 4,13 > 3$.

Theo bảng (6.21) [43, 57, 58, 59], Tập 1

$$\Rightarrow \frac{K_{be}.u_1}{2 - K_{be}} = \frac{0,25.4,13}{2 - 0,25} = 0,59$$

Theo bảng (6.21) [43, 57, 58, 59], Tập 1, chọn $K_{H\beta} = 1,13$ do trục bánh răng côn lắp trên ổ đũa, sơ đồ I, HB ≤ 350.

T_I- mô men xoắn trên trục bánh chủ động, $T_I = 30752$ Nmm;

$[\sigma_H]$- ứng suất tiếp xúc cho phép, $[\sigma_H] = 500$ MPa;

Vậy có kết quả:

$$R_e = 50.\sqrt{4,13^2 + 1}.\sqrt[3]{\frac{30752.1,13}{(1 - 0,25).0,25.4,13.500^2}} = 119,85 \text{ (mm)}$$

b) Xác định thông số ăn khớp:

* Số răng bánh nhỏ:

$$d_{e1} = \frac{2R_e}{\sqrt{1 + u_1^2}} = \frac{2.119,85}{\sqrt{1 + 4,13^2}} = 56,4;$$

do đó Theo bảng (6.22) [43, 57, 58, 59], tìm được z1p = 16 với HB ≤ 350; z1 = 1,6 . z1p = 1,6 . 16 = 25,6. Chọn z1 = 25 (răng).

* Đường kính trung bình và mô đun trung bình:

$$d_{m1} = (1 - 0,5K_{be})d_{e1} = (1 - 0,5 . 0,25) . 56,4 = 49,35 \text{ (mm)} \quad (2.10)$$

$$m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{49,35}{25} = 1,974 \text{ (mm)} \quad (2.11)$$

* Xác định mô đun:

Với bánh răng côn - răng thẳng mô đun vòng ngoài được xác định theo công thức:

$$m_{te} = F_{nC} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{2462,43^2 + 7856,6^2} = 8233,45 \quad (2.12)$$

$$\Rightarrow m_{te} = \frac{1,974}{(1 - 0,5.0,25)} = 2,25 \text{ (mm)}$$

$m_{te} = 2,25$ (mm), từ m_{te} tiêu chuẩn tính lại d_{m1} và m_{tm}:

$m_{tm} = m_{te}(1 - 0,5K_{be}) = 2,25 . (1 - 0,5 . 0,25) = 1,968$ (mm)

$d_{m1} = m_{tm} . z_1 = 1,968 . 25 = 49.2$ (mm)

* Xác định số răng bánh lớn z_2:

$z_2 = u_1 . z_1 = 4,13 . 25 = 103,25$ (răng); chọn $z_2 = 103$ (răng), do đó tỷ số truyền thực tế:

$$u_m = \frac{z_2}{z_1} = \frac{103}{25} = 4,12$$

* Tính góc côn chia:

$$\delta_1 = \text{arctg}\left(\frac{z_1}{z_2}\right) = arctg\left(\frac{25}{103}\right) = 13,64^o = 13^o38'34"$$

$$\delta_2 = 90^o - \delta_1 = 90^o - 13,64^o = 76,36^o = 76^o21'36"$$

- Chiều dài côn ngoài thực:

$$R_e = 0,5m_{te} . \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 0,5.2,25.\sqrt{25^2 + 103^2} = 119,23 \text{ (mm)}$$

c) Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:

Ứng suất tiếp xúc xuất hiện trên bề mặt răng côn phải thoả mãn điều kiện:

$$\sigma_H = Z_M.Z_H.Z_\varepsilon.\sqrt{\frac{2T_1K_H.\sqrt{u^2+1}}{0,85.b.d_{m1}^2.u}} \le [\sigma_H] \qquad (2.13)$$

Trong đó:

Z_M - hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp, Theo bảng (6.5) [43, 57, 58, 59] , Tập 1, tìm được $Z_M = 274$ MPa$^{1/3}$.

Z_H - hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc, Theo bảng (6.12) [43, 57, 58, 59] , Tập 1 với

$$x_t = x_1 + x_2 = 0 \Rightarrow Z_H = 1,76$$

Z_ε - hệ số kể đến sự trùng khớp của răng với bánh côn răng thẳng

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4-\varepsilon_\alpha)}{3}} \qquad (2.14)$$

Ở đây ε_α - hệ số trùng khớp ngang, tính theo công thức:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2\left(\frac{1}{25} + \frac{1}{103}\right)\right].1 = 1,720$$

Thay số vào (2.59a) có kết quả: $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4-1,720)}{3}} = 0,87$

K_H - hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc;

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{Hv} \qquad (2.15)$$

với $K_{H\beta}$ - hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng, Theo bảng (6.21) chọn $K_{H\beta} = 1,13$.

$K_{H\alpha}$- hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng ăn khớp đồng thời, với bánh răng côn - răng thẳng $K_{H\alpha} = 1$.

K_{Hv}- hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp, tính theo công thức:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H.b.d_{m1}}{2.T_1.K_{H\beta}.K_{H\alpha}} \qquad (2.16)$$

Trong đó: $v_H = \delta_H.g_0.v.\sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{u}}$ (2.17)

d_{m1}- đường kính trung bình bánh côn nhỏ, $d_{m1} = 49,2$ (mm);

v - vận tốc vòng, tính theo công thức:

$$v = \frac{\pi.d_{m1}.n_1}{60.10^3} = \frac{3,14.49,2.1445}{60.10^3} = 3,720 \text{ (m/s)} \qquad (2.18)$$

Theo bảng (6.13) [43, 57, 58, 59] dùng cấp chính xác 8, theo (2.17):

$$v_H = 0,006.56.3,720.\sqrt{\frac{49,2.(4,12+1)}{4,12}} = 9,77(m/s)$$

Trong đó: Theo bảng (6.15), [43, 57, 58, 59] chọn $\delta_H = 0,006$;

Theo bảng (6.16) [43, 57, 58, 59] chọn $g_0 = 56$;

T_1 - mô men xoắn trên trục bánh chủ động, $T_1 = 30752$ (Nmm);

b - chiều rộng vành răng, $b = K_{be} . R_e = 0,25 . 119,23 = 29,8$ (mm);

Lấy b = 30 (mm).

Theo (2.16):

$$K_{Hv} = 1 + \frac{9,77.29,8.49,2}{2.30752.1,13.1} = 1,2$$

Do đó (2. 15) sẽ là:

$K_H = 1,13 \,.\, 1 \,.\, 1,2 = 1,356$

$[\sigma_H]$ - ứng suất tiếp xúc cho phép, $[\sigma_H] = 500$ MPa;

Thay các giá trị vừa tính được vào (2.13):

$$\sigma_H = 274 \,.\, 1,76 \,.\, 0,87 \,.\, \sqrt{\frac{2.30752.1,356.\sqrt{(4,12^2+1)}}{0,85.29,8.49,2^2.4,12}} = 496,35 \text{ MPa}$$

Theo (2.1) và (2.1a), $[\sigma_H] = Z_v \,.\, Z_R \,.\, K_{xH}$

Trong đó: $v < 5$ (m/s) → lấy $Z_v = 1$; với $R_a = 1,25\mu m \ldots 0,63\mu m \rightarrow Z_R = 1$; $d_a < 700$ mm → $K_{xH} = 1$.

$\Rightarrow [\sigma_H] = 500 \,.\, 1 \,.\, 1 \,.\, 1 = 500$ MPa

Vậy $\sigma_H < [\sigma_H] \Rightarrow$ thoả mãn điều kiện độ bền mỏi tiếp xúc

d) Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn:

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

$$\sigma_{F1} = \frac{2.T_1.K_F.Y_\varepsilon.Y_\beta.Y_{F1}}{0,85.b.m_{nm}.d_{m1}} \le [\sigma_{F1}] \qquad (2.19)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{\sigma_{F1}.Y_{F2}}{Y_{F1}} \le [\sigma_{F2}] \qquad (2.20)$$

Trong đó:

T_1- mô men xoắn trên bánh chủ động, $T_1 = 30752$Nmm;

m_{nm}- mô đun pháp trung bình, với bánh côn răng thẳng

$m_{nm} = m_{tm} = 1,974$ (mm)

b - chiều rộng vành răng, b = 30 (mm);

d_{m1}- đường kính trung bình của bánh chủ động, $d_{m1} = 49,2$ (mm);

$Y_\beta = 1\frac{\beta_n^o}{140}$ - hệ số kể đến độ nghiêng của răng, với răng thẳng ($\beta = 0$) $Y_\beta = 1$;

Y_{F1}, Y_{F2} - hệ số dạng răng của bánh 1 và bánh 2, tính theo công thức sau:

$$z_{vn1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} = \frac{25}{\cos(13,64)} = 25,725$$

$$z_{vn2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2} = \frac{103}{\cos(76,36)} = 436,77$$

Ở đây δ_1, δ_2 - lần lượt là góc côn chia của bánh 1 và bánh 2 (đã tính ở trên), chọn bánh răng không dịch chỉnh, Theo bảng (6.18) [43, 57, 58, 59] , Tập 1, tìm được $Y_{F1} = 3,90$; $Y_{F2} = 3,60$;

$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$ - hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, với ε_α là hệ số trùng khớp ngang , có $\varepsilon_\alpha = 1,720$; $\Rightarrow Y_\varepsilon = \frac{1}{1,720} = 0,581$;

K_F - hệ số tải trọng khi tính về uốn;

$$K_F = K_{F\beta} . K_{F\alpha} . K_{Fv} \qquad (2.21)$$

với $K_{F\beta}$ - hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên vành răng, Theo bảng (6.21) [43, 57, 58, 59], tập 1 chọn $K_{F\beta} = 1,25$;

$K_{F\alpha}$ - hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp, với bánh côn răng thẳng $K_{F\alpha} = 1$;

K_{Fv} - hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp, tính theo công thức (tương tự như khi tính về tiếp xúc):

$$K_{Fv} = 1 + \frac{\nu_F . b . d_{m1}}{2.T_1 . K_{F\beta} . K_{F\alpha}} \qquad (2.22)$$

với $$\nu_F = \delta_F . g_0 . v . \sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{u}} \qquad (2.23)$$

δ_F - hệ số kể đến ảnh hưởng của sai số ăn khớp, theo bảng (6.15) [43, 57, 58, 59] , Tập 1, chọn $\delta_F = 0,016$;

g_o - hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch bước răng, Theo bảng (6.16) [43, 57, 58, 59] với cấp chính xác 8, có mô đun < 3,55 nên chọn $g_o = 56$;

v - vận tốc vòng (như đã tính về tiếp xúc), v = 3,720 (m/s);

d_{m1} - đường kính trung bình bánh răng côn nhỏ, $d_{m1} = 49,2$ (mm)

u- tỷ số truyền, u = 4,12;

b- chiều rộng vành răng, b = 30 (mm);

T_1 - mô men xoắn trên bánh chủ động, $T_1 = 30752$ (Nmm);

$$\Rightarrow \nu_F = 0,016 . 56 . 3,720 . \sqrt{\frac{49,2.(4,12+1)}{4,12}} = 26$$

Theo (2.22) có kết quả:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{26.30.49,2}{2.30752.1,25.1} = 1,499$$

Thay số vào (2.22) ta được: $K_F = 1,25 \,.\, 1 \,.\, 1,499 = 1,873$

Thay các giá trị vừa tính được vào (2.19) và (2.20):

$$\sigma_{F1} = \frac{2.30752.1,873.0,581.1.3,90}{0,85.30.1,974.49,2} = 105,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{105,4.3,60}{3,90} = 97,3 \text{ MPa}$$

ta thấy: σ_{F1} = 105,4 MPa < $[\sigma_{F1}]$ = 257,14 MPa ; σ_{F2} = 97,3 MPa < $[\sigma_{F2}]$ = 246,857 MPa

Vậy điều kiện bền mỏi uốn được đảm bảo.

e) Kiểm nghiệm răng về độ bền quá tải:

Khi làm việc răng có thể bị quá tải (lúc mở máy và hãm máy...) với hệ số quá tải: $K_{qt} = \frac{T_{max}}{T}$ Có thể lấy $K_{qt} = 1,4$

Trong đó: T - mô men xoắn danh nghĩa;

T_{max}- mô men xoắn quá tải;

Vì vậy, khi cần kiểm nghiệm răng về quá tải dựa vào ứng suất tiếp xúc cực đại (σ_{Hmax}) và ứng suất uốn cực đại (σ_{Fmax}).

Để tránh biến dạng dư hoặc gẫy dòn lớp bề mặt, hay phá hỏng tĩnh mặt lượn chân răng. Ta sử dụng công thức sau:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \,.\, \frac{207,68}{2} - 10 = 93,84 \le [\sigma_H]_{max} \qquad (2.24)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \,.\, K_{qt} \le [\sigma_F]_{max} \qquad (2.25)$$

Trong đó:

σ_H - ứng suất tiếp xúc, σ_H = 496,35MPa (đã được tính theo công thức (2.58) ở ý c);

σ_F - ứng suất uốn, theo công thức (2.65) và (2.66) (đã được tính ở ý d)

với σ_{F1} = 105,4MPa; σ_{F2} = 97,3 MPa;

$[\sigma_H]_{max}$ - ứng suất tiếp xúc cực đại cho phép (đã được tính theo công thức (2.7), với: $[\sigma_{H1}]_{max}$ = 1624 MPa; $[\sigma_{H2}]_{max}$ = 1260 MPa;

$[\sigma_F]_{max}$- ứng suất uốn cực đại cho phép (đã được tính theo công thức (2.13) ở mục 2), với: $[\sigma_{F1}]_{max} = 464$ MPa; $[\sigma_{F2}]_{max} = 360$ MPa;

Thay các giá trị vào (2.48) và (2.49) ta được:

$\sigma_{Hmax} = 496,35.\sqrt{1,4} = 587,28$ MPa;

$\sigma_{F1max} = 105,4.\ 1,4 = 147,56$ MPa;

$\sigma_{F2max} = 97,3\ .\ 1,4 = 136,22$MPa;

$\Rightarrow$ $\sigma_{Hmax} = 587,28$ MPa $< [\sigma_{H1}]_{max} = 1624$ MPa;

$\sigma_{Hmax} = 587,28$ MPa $< [\sigma_{H2}]_{max} = 1260$ MPa;

$\sigma_{F1max} = 147,56$MPa $< [\sigma_{F1}]_{max} = 464$ MPa;

$\sigma_{F2max} = 136,22 < [\sigma_{F2}]_{max} = 360$ MPa;

Vậy răng đảm bảo độ bền uốn và độ bền tiếp xúc khi quá tải.

f) Các thông số và kích thước bộ truyền bánh răng côn:

- Chiều dài côn ngoài: $R_e = 119,23$(mm)
- Mô đun vòng ngoài: $m_{te} = 2,25$ (mm)
- Chiều rộng vành răng: $b = 30$ (mm)
- Tỷ số truyền u_m: $u_m = 4,12$
- Góc nghiêng của răng: $\beta = 0$
- Số răng của bánh răng: $z_1 = 25$ (răng)

  $z_2 = 103$ (răng)
- Hệ số dịch chỉnh: $x_1 = x_2 = 0$

* Theo công thức ở bảng (6.19) ta tính được:

- Đường kính chia ngoài:

$d_{e1} = m_{te}\ .\ z_1 = 2,25\ .\ 25 = 56,25$ (mm)

$d_{e2} = m_{te}\ .\ z_2 = 2,25\ .\ 103 = 231,75$ (mm)

- Góc côn chia:

$\delta_1 = 13,64^o = 13^o38'34''$

$\delta_2 = 76,36^o = 76^o21'36''$

- Chiều cao răng ngoài: $h_e = 2h_{te}\ .\ m_{te} + c$

với $h_{te} = \cos\beta = \cos(0)$; $c = 0,2\ .\ m_{te}$

$h_e = (2.1).\ 2,25 + (0,2.2) = 4,9$ (mm)

- Đường kính trung bình: $d_{m1} = 49,2$

$$d_{m2} = \left(1 - \frac{0,5b}{R_e}\right).d_{e2}$$

$$\Rightarrow \left(1 - \frac{0,5.30}{119,23}\right).231,75 = 202,59(mm)$$

- Chiều cao đầu răng ngoài:

- $h_{ae1} = (h_{te} + x_{n1} . \cos\beta) . m_{te}$; $h_{ae2} = 2h_{te} . m_{te} - h_{ae1}$

Trong đó:

$$x_{n1} = 2\left(1 - \frac{1}{u^2}\right).\sqrt{\frac{\cos^3\beta_m}{z_1}} = 2\left(1 - \frac{1}{4,12^2}\right).\sqrt{\frac{1}{25}} = 0,376$$

$\Rightarrow$ $h_{ae1} = (1 + 0,376 . 1) . 2 = 2,752$ (mm)

$h_{ae2} = (2 . 1) . 2 - 2,752 = 1,248$ (mm)

- Chiều cao chân răng ngoài:

$h_{fe1} = h_e - h_{ae1} = 4,9 - 2,752 = 2,148$ (mm)

$h_{fe2} = h_e - h_{ae2} = 4,9 - 1,248 = 3,652$ (mm)

- Đường kính đỉnh răng ngoài:

$d_{ae1} = d_{e1} + 2 . h_{ae1} . \cos\delta_1 = 56,25 + 2 . 2,752 . \cos 13,64^o = 61,6$ (mm)

$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} . \cos\delta_2 = 231,75 + 2 . 1,248 . \cos 76,36^o = 232,3$ (mm)

II.I.2. Bộ truyền bánh răng trụ - răng nghiêng cấp chậm

1. Chọn vật liệu:

* *Bánh nhỏ (bánh 3):*

+ Thép 45 tôi cải thiện;

+ Đạt tới độ rắn HB = (241...285);

+ Giới hạn bền $\sigma_{b3} = 850$MPa

+ Giới hạn chảy $\sigma_{ch3} = 580$MPa;

Chọn độ rắn bánh nhỏ $HB_3 = 250$.

* *Bánh lớn (bánh 4):*

+ Thép 45 tôi cải thiện;

+ Đạt tới độ rắn HB = (192...240);

+ Giới hạn bền $\sigma_{b4} = 750$MPa;

+ Giới hạn chảy σ_{ch4} = 450MPa;

Chọn độ rắn bánh lớn HB_4 = 230 MPa.

2. Xác định ứng suất cho phép

Ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ và ứng suất uốn cho phép $[\sigma_F]$ được xác định theo công thức:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^o_{H\lim}}{S_H}.Z_R.Z_v.K_{xH}.K_{HL}\sqrt{b^2 - 4ac} \qquad (2.26)$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^o_{F\lim}}{S_F}.Y_R.Y_s.K_{xF}.K_{FC}.K_{FL} \qquad (2.27)$$

Trong đó: Z_R- hệ số xét đến độ nhám của mặt bánh răng làm việc;

Z_v- hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng;

K_{xH}- hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng;

Y_R- hệ số xét đến ảnh hưởng của độ nhám mặt lượn chân răng;

Y_s- hệ số xét đến độ nhạy của vật liệu đối với tập trung ứng suất;

K_{xF}- hệ số xét đến kích thước bánh răng ảnh hưởng đến độ bền uốn;

Trong thiết kế sơ bộ lấy: $Z_RZ_vK_{xH} = 1$ và $Y_RY_sK_{xF} = 1$, do đó các công thức (2.1) và (2.2) trở thành:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma^o_{H\lim}.K_{HL}}{S_H} \qquad (2.1a)$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma^o_{F\lim}.K_{FC}.K_{FL}}{S_F} \qquad (2.28)$$

Trong đó, cũng như trong (2.1) và (2.2):

$\sigma^o_{H\lim}$ và $\sigma^o_{F\lim}$ lần lượt là ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép ứng với số chu kỳ cơ sở, trị số của chúng theo bảng [43, 57, 58, 59] (6.2);

Theo bảng [43, 57, 58, 59] (6.2) với thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn HB = (180 ... 350)

$\sigma^o_{H\lim}$ = 2HB + 70 ; S_H = 1,1;

$\sigma^o_{F\lim}$ = 1,8HB ; S_F = 1,75;

S_H, S_F- hệ số an toàn khi tính về tiếp xúc và uốn;

Thay số vào có kết quả:

$\sigma^o_{H\lim 3}$ = $2HB_3$ + 70 = 2 . 250 + 70 = 570 MPa;

$\sigma^o_{H\lim 4} = 2HB_4 + 70 = 2 . 230 + 70 = 530$ MPa;

$\sigma^o_{F\lim 3} = 1,8 . HB_3 = 1,8 . 250 = 450$ MPa;

$\sigma^o_{F\lim 4} = 1,8 . HB_4 = 1,8 . 230 = 414$ MPa;

K_{FC}- hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải, $K_{FC} = 1$ khi đặt tải một phía (bộ truyền quay một chiều);

K_{HL}, K_{FL}- hệ số tuổi thọ, xét đến ảnh hưởng của thời hạn phục vụ và chế độ tải trọng của bộ truyền, được xác định theo các công thức sau:

$$K_{HL} = \sqrt[m_H]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \quad (2.29)$$

$$K_{FL} = \sqrt[m_F]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} \quad (2.30)$$

Ở đây: m_H, m_F - bậc của đường cong mỏi khi thử về tiếp xúc và uốn;

$m_H = m_F = 6$ khi độ rắn mặt răng $HB \leq 350$;

N_{HO}- số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc;

$$N_{HO} = 30H_{HB}^{2,4} \quad (2.31)$$

$\Rightarrow$ $N_{HO3} = 30 . 250^{2,4} = 17067789$; $N_{HO4} = 30 . 230^{2,4} = 13972305$

N_{FO}- số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về uốn;

$N_{FO} = 4 . 10^6$ đối với tất cả các loại thép;

N_{HE}, N_{FE} - số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương. Khi bộ truyền chịu tải trọng tĩnh:

$$N_{HE} = N_{FE} = N = 60 . C . n_{II} . t_{\Sigma} \quad (2.32)$$

C- số lần ăn khớp trong một vòng, C = 1;

n_{II}- số vòng quay trong một phút, $n_{II} = 349,87$ (vg/ph);

t_{Σ} - tổng số giờ làm việc của bánh răng đang xét; $t_{\Sigma} = 91728$(giờ) như trên đã tính.

Thay số vào có kết quả:

$N_{HE3} = N_{FE3} = N = 60 . 1 . 349,87 . 91728 = 1925572521,6$ (giờ)

$\Rightarrow$ $N_{HE3} > N_{HO3}$; $N_{FE3} > N_{FO3}$

Tính toán tương tự có kết quả:

$N_{HE4} > N_{HO4}$; $N_{FE4} > N_{FO4}$

Ta lấy $N_{HE} = N_{HO}$ và $N_{FE} = N_{FO}$ khi đó có kết quả $K_{HL} = 1$ và $K_{FL} = 1$ (đường cong mỏi gần đúng là đường thẳng song song với trục hoành; tức là trên khoảng này giới hạn mỏi tiếp xúc và giới hạn uốn không thay đổi).

Từ công thức (2.1a) và (2.2a) có kết quả:

$$[\sigma_{H3}] = \frac{570.1}{1,1} = 518,181 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{H4}] = \frac{530.1}{1,1} = 481,818 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{F3}] = \frac{450.1.1}{1,75} = 257,14 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{F4}] = \frac{414.1.1}{1,75} = 236,571 \text{ MPa};$$

Với bộ truyền động bánh răng trụ - răng nghiêng, ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H]$ là giá trị trung bình của $[\sigma_{H3}]$ và $[\sigma_{H4}]$ nhưng không vượt quá $1,25[\sigma_H]_{min}$.

Theo (2.12):

$$[\sigma_H] = \frac{[\sigma_{H3}] + [\sigma_{H4}]}{2} = \frac{518,181 + 481,818}{2} = 499,9995 \text{ MPa}.$$

* Kiểm tra sơ bộ ứng suất:

$1,25[\sigma_H]_{min} = 1,25 \,.\, 481,818 = 602,2725$ MPa $> [\sigma_H] = 499,9995$ MPa.

Vậy ứng suất tiếp xúc đảm bảo điều kiện.

* Ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép khi quá tải:

$$[\sigma_H]_{max} = 2,8\sigma_{ch} \qquad (2.33)$$

$$[\sigma_F]_{max} = 0,8\sigma_{ch}\sqrt{b^2 - 4ac} \qquad (2.34)$$

$$\Rightarrow \quad [\sigma_{H3}]_{max} = 2,8.580 = 1624 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{H4}]_{max} = 2,8.450 = 1260 \text{ MPa};$$

$$[\sigma_{F3}]_{max} = 0,8.580 = 464 \text{ MPa}; \quad [\sigma_{F4}]_{max} = 0,8.450 = 360 \text{ MPa};$$

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

a) Xác định khoảng cách trục:

$$a_w \geq K_a(u+1).\sqrt[3]{\frac{T_{II}.K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2 u.\psi_{ba}}} \qquad (2.36)$$

Trong đó:

K_a- hệ số, phụ thuộc vào vật liệu của cặp bánh răng và loại răng, K_a = 43MPa$^{1/3}$ (Theo bảng (6.5) [43, 57, 58, 59];

T_{II} - mô men xoắn trên trục bánh chủ động, T_{II} = 120702 (Nmm);

$[\sigma_H]$ - ứng suất tiếp xúc cho phép, $[\sigma_H]$ = 499,9995 (MPa);

u- tỷ số truyền, u_2 = 3,08;

Chọn Ψ_{ba} = 0,3 (Theo bảng [43, 57, 58, 59] (6.6)

Theo công thức (2.16) có $\Psi_{bd} = 0,53 . \Psi_{ba}(u + 1)$

$\Rightarrow \Psi_{bd} = 0,53 . 0,3 . (3,08 + 1) = 0,648$

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

Theo bảng (6.7) [43, 57, 58, 59] có kết quả: $K_{H\beta}$ = 1,03 - sơ đồ 5.

có kết quả:

$$a_{w34} \geq 43.(3,08+1).\sqrt[3]{\frac{120702.1,03}{(499,9995)^2.3,08.0,3}} = 142,7 \text{ (mm)}$$

Chọn a_w = 140 (mm).

b) Xác định đường kính vòng lăn bánh nhỏ:

$$d_{w3} = K_d.\sqrt[3]{\frac{T_{II}.K_{H\beta}(u+1)}{[\sigma_H]^2.u.\psi_{bd}}} \qquad (2.37)$$

Trong đó:

K_d- hệ số, phụ thuộc vào vật liệu của cặp bánh răng, Theo bảng (6.5) [43, 57, 58, 59] có kết quả K_d = 67,5 MPa$^{1/3}$.

$$\Rightarrow \quad d_{w3} = 67,5.\sqrt[3]{\frac{120702.1,03.(3,08+1)}{(499,9995)^2.3,08.0,648}} = 67.87 \text{ (mm)}$$

4. Xác định các thông số ăn khớp:

a) Xác định mô đun:

Theo công thức (6.17) có m = (0,01 ... 0,02) . a_w

$\Rightarrow m_{34}$ = (0,01 ... 0,02) . 140 = (1,40 ... 2,8).

- Để thống nhất trong thiết kế và dựa Theo bảng (6.8) [43, 57, 58, 59] ta chọn mô đun theo tiêu chuẩn mô đun của bánh răng cấp chậm bằng mô đun của bánh răng cấp nhân, do vậy $m_{34} = 2$.

b) Xác định số răng, góc nghiêng β và hệ số dịch chỉnh x:

+ Tính số răng bánh nhỏ:

$$z_3 = \frac{2.a_w.\cos\beta}{m(u_{34}+1)} \qquad (2.38)$$

Với bộ truyền bánh răng trụ - răng nghiêng $\beta = (8 \ldots 20)^o$

Chọn sơ bộ góc nghiêng $\beta = 10^o$

$$\Rightarrow \quad z_3 = \frac{2.140.\cos 10^o}{2.(3,08+1)} = 33,79 \text{ (răng); Chọn } z_3 = 34 \text{ (răng);}$$

từ $z_3 = 32$ (răng) tính tiếp z_4:

$$z_4 = u_{34}.z_3 = 3,08 . 34 = 104,72 \text{ (răng)}$$

Lấy $z_4 = 104$ (răng).

+ Tính lại góc nghiêng β theo công thức (6.32):

$$\cos\beta = \frac{m.z_t}{2.a_w} \text{ với } z_t = (z_3 + z_4);$$

$$\Rightarrow \quad \cos\beta = \frac{2.(34+104)}{2.140} = 0,9857$$

$$\Rightarrow \quad \beta = 9,70117^o = 9^o42'40''$$

+ Tính lại số răng bánh nhỏ:

$$z_3 = \frac{2.a_w.\cos\beta}{m(u_{34}+1)} = \frac{2.140.\cos 9,70117^o}{2(3,08+1)} = 33,82 \text{ (răng)}$$

Lấy $z_3 = 34$ (răng).

+ Tính lại số răng bánh lớn:

$$z_4 = u_{34} . z_3 = 3,08. 34 = 104,72 \text{ (răng)}$$

Lấy $z_4 = 104$ (răng).

+ Tỷ số truyền thực tế:

$$u_m = \frac{z_4}{z_3} = \frac{104}{34} = 3,06$$

+ Khoảng cách trục thực tế:

$$a_w = \frac{m.(z_3 + z_4)}{2.\cos\beta} \quad (2.39)$$

$$\Rightarrow \quad a_w = \frac{2.(34+104)}{2.\cos 9,70117^o} = 140,002 \text{ (mm)}$$

Lấy a_w = 140 (mm).

5. Kiểm nghiệm răng về độ bền mỏi tiếp xúc:

Ứng suất tiếp xúc xuất hiện trên mặt răng của bộ truyền phải thoả mãn điều kiện sau:

$$\sigma_H = Z_M . Z_H . Z_\varepsilon . \sqrt{\frac{2.T_{II}.K_H(u+1)}{b_w.u.d_{w3}^2}} \le [\sigma_H] \quad (2.40)$$

- Trong đó:

Z_M - hệ số kể đến cơ tính vật liệu của các bánh răng ăn khớp, trị số của Z_M Theo bảng [43, 57, 58, 59] (6.5), có kết quả: $Z_M = 274$ MPa$^{1/3}$.

Z_H - hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc

$$Z_H = \sqrt{\frac{2.\cos\beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}} \quad (2.41)$$

Ở đây: β_b- góc nghiêng của răng trên hình trụ cơ sở

$$tg\beta_b = \cos\alpha_t . tg\beta \quad (2.42)$$

Với bánh răng nghiêng không dịch chỉnh.

$$\alpha_{tw} = \alpha_t = arctg\left(\frac{tg\alpha}{\cos\beta}\right) = arctg\left(\frac{tg20^o}{\cos 9,70117^o}\right) = 20,266^o$$

α - góc nghiêng prôfin gốc, theo TCVN1065: $\alpha = 20^o$

$\Rightarrow tg\beta_b = \cos 20,266^o . tg 9,70117^o = 0,16$

$\Rightarrow \beta_b = 9,1111 = 9^o6'39''$

Do đó theo (2.34):

$$Z_H = \sqrt{\frac{2.\cos\beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}} = \sqrt{\frac{2.\cos 9,1111}{\sin(2.20,266)}} = 1,743$$

Z_ε - hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, với hệ số trùng khớp ngang; Khi tính gần đúng có thể xác định ε_α theo công thức:

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2.\left(\frac{1}{z_3} + \frac{1}{z_4}\right)\right].\cos\beta \qquad (2.43)$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2.\left(\frac{1}{34} + \frac{1}{104}\right)\right].\cos 9,70117^o = 1,73$$

Theo công thức (2.36c) có kết quả hệ số kể đến trùng khớp của răng:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,73}} = 0,76 \qquad \text{khi } \varepsilon_\beta \geq 1$$

Với ε_β - hệ số trùng khớp dọc, được tính như sau:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w.\sin\beta}{m.\pi} \qquad (2.44)$$

Trong đó: $b_w = \Psi_{ba} . a_w = 0,3 . 140 = 42$

$$\Rightarrow \quad \varepsilon_\beta = \frac{42.\sin 9,70117^o}{2.3,14} = 1,126 > 1$$

K_H - hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc;

$$K_H = K_{H\beta} . K_{H\alpha} . K_{Hv} \qquad (2.45)$$

Với $K_{H\beta}$ - hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng, Theo bảng [43, 57, 58, 59] (6.7) có kết quả $K_{H\beta} = 1,03$. Sơ đồ 5.

Theo công thức (2.40), có vận tốc vòng bánh nhỏ:

$$v = \frac{\pi.d_{w3}.n_{II}}{60.10^3} = \frac{3,14.67,87.349,87}{60.10^3} = 1,2426 \text{ (m/s)}$$

Với v = 1,2426 (m/s) Theo bảng (6.13) [43, 57, 58, 59] ta dùng cấp chính xác 9. Theo bảng (6.14) [43, 57, 58, 59] với cấp chính xác 9, v < 2,5 (m/s) thì $K_{H\alpha} = 1,13$. Theo công thức (2.42):

$$v_H = \sigma_H.g_o.v.\sqrt{\frac{a_w}{u_m}}$$

Theo bảng (6.15), [43, 57, 58, 59]: $\sigma_H = 0,002$

Theo bảng (6.16) [43, 57, 58, 59]: $g_o = 73$

$$\Rightarrow \quad v_H = 0,002.73.1,2426.\sqrt{\frac{140}{3,06}} = 1,227$$

Do đó, theo (2.41):

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H.b_w.d_{w3}}{2.T_{II}.K_{H\beta}.K_{H\alpha}} = 1 + \frac{1,227.42.67,87}{2.120702.1,03.1,13} = 1,012$$

Thay số vào (2.39): $K_H = K_{H\beta} . K_{H\alpha} . K_{Hv} = 1,03 . 1,13 . 1,012 = 1,177$

Thay các giá trị vừa tính được vào (2.33) có kết quả:

$$\sigma_H = 274 . 1,743. 0,76 . \sqrt{\frac{2.120702.1,177(3,06+1)}{42.3,06.67,87^2}} = 506,6 \text{ MPa}$$

Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép theo (2.1):

Với v = 1,2426(m/s) < 5 (m/s), lấy $Z_v = 1$; với cấp chính xác động học là 9, vậy chọn cấp chính xác về mức tiếp xúc là 8 khi đó gia công cần đạt độ nhám R_a = 1,25 μm...0,63μm, $Z_R = 1$ với d_a < 700 (mm) ⇒ $K_{xH} = 1$. Vậy theo công thức (2.1) và (2.1a) ta được:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H] . Z_v . Z_R . K_{xH} = 499,9995 . 1 . 1 . 1 = 499,9995 \text{ Mpa} = 500 \text{ MPa}$$

$$\%\Delta[\sigma_H] = \left|\frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{\sigma_H}\right| .100\% = \left|\frac{506,6 - 500}{506,6}\right| .100\% = 1,3\%$$

Ta thấy $\sigma_H > [\sigma_H]$ nhưng sai số giữa ứng suất cho phép và ứng suất sinh ra là $\%\Delta[\sigma_H] = 1,3\% < 4\%$ vì sai số nhỏ lên vẫn thoả mãn điều kiện cho phép

6. Kiểm nghiệm răng về độ bền mỏi uốn:

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

$$\sigma_{F3} = \frac{2.T_{II}.K_F.Y_\varepsilon.Y_\beta.Y_{F3}}{b_w.d_{w3}.m} \le [\sigma_{F3}] \qquad (2.46)$$

$$\sigma_{F4} = \frac{\sigma_{F3}.Y_{F4}}{Y_{F3}} \le [\sigma_{F4}] \qquad (2.47)$$

Trong đó:

T_{II} - mô men xoắn trên trục bánh chủ động, T_{II} = 120702 (Nmm);

m - mô đun pháp, m = 2 (mm);

b_w- chiều rộng vành răng, b_w = 42 (mm);

d_{w3}- đường kính vòng lăn bánh chủ động, d_{w3} = 67,87 (mm);

$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$ - hệ số kể đến sự trùng khớp của răng, với ε_α là hệ số trùng khớp ngang (tính theo công thức (6.38b) ở mục 5).

$$\varepsilon_\alpha = 1,73 \Rightarrow Y_\varepsilon = \frac{1}{1,73} = 0,578$$

$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^o}{140}$ - hệ số kể đến độ nghiêng của răng, với $\beta^o = 9,70117^o$ (đã tính ở mục trên).

$$\Rightarrow \quad Y_\beta = 1 - \frac{9,70117^o}{140} = 0,93$$

Y_{F3} và Y_{F4} - hệ số dạng răng của bánh 3 và 4 phụ thuộc vào số răng tương đương, tính theo công thức:

$$z_{v3} = \frac{z_3}{\cos^3\beta} \quad \text{và} \quad z_{v4} = \frac{z_4}{\cos^3\beta}$$

$$\Rightarrow \quad z_{v3} = \frac{34}{\cos^3 9,70117^o} = 35,5 \qquad \text{Lấy } z_{v3} = 35$$

$$z_{v4} = \frac{104}{\cos^3 9,70117^o} = 108,59 \qquad \text{Lấy } z_{v4} = 108$$

Theo bảng (6.18) [43, 57, 58, 59] , nội suy có kết quả: $Y_{F3} = 3,80$; $Y_{F4} = 3,60$

K_F - hệ số tải trọng khi tính về uốn

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{Fv} \qquad (2.48)$$

với $K_{F\beta}$ - hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về uốn, Theo bảng (6.7) [43, 57, 58, 59]: chọn $K_{F\beta} = 1,08$;

$K_{F\alpha}$ - hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về uốn. Theo bảng [43, 57, 58, 59] (6.14) $K_{F\alpha} = 1,37$;

K_{Fv} - hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp khi tính về uốn;

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F . b_w . d_{w3}}{2.T_{II}.K_{F\beta}.K_{F\alpha}} \qquad (2.49)$$

$$v_F = \delta_F . g_o . v . \sqrt{\frac{a_w}{u}} \qquad (2.50)$$

Theo bảng (6.15) và (6.16) [43, 57, 58, 59], nội suy có kết quả $\delta_F = 0,016$, $g_o = 73$

$$\Rightarrow \quad v_F = 0{,}016 \,.\, 73 \,.\, 1{,}2426 \,.\, \sqrt{\frac{140}{3{,}06}} = 9{,}816$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{9{,}816.42.67{,}87}{2.120702.1{,}08.1{,}37} = 1{,}078$$

$$K_F = 1{,}08 \,.\, 1{,}37 \,.\, 1{,}078 = 1{,}595$$

Thay các giá trị vừa tính được vào (2.43) và (2.44):

$$\sigma_{F3} = \frac{2.120702.1{,}595.0{,}578.0{,}93.3{,}80}{42.67{,}87.2} = 236{,}13 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F4} = \frac{236{,}13.3{,}60}{3{,}80} = 223{,}7 \text{ MPa}$$

$\Rightarrow \quad \sigma_{F3} = 236{,}13$ MPa $< [\sigma_{F3}] = 257{,}14$ MPa ;

$\sigma_{F4} = 223{,}7$ MPa $< [\sigma_{F4}] = 236{,}571$ MPa

Vậy răng đảm bảo độ bền mỏi uốn.

7. Kiểm nghiệm răng về độ bền khi quá tải:

Có thể lấy hệ số quá tải :$K_{qt} = 1{,}4$

Để tránh biến dạng dư hoặc gẫy dòn lớp bề mặt, ứng suất tiếp xúc cực đại σ_{Hmax} không được vượt quá một giá trị cho phép:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \,.\, \sqrt{K_{qt}} \le [\sigma_H]_{max} \qquad (2.51)$$

Đồng thời để đề phòng biến dạng dư hoặc phá hỏng tĩnh mặt lượn chân răng, ứng suất uốn cực đại σ_{Fmax} tại mặt lượn chân răng không được vượt quá một giá trị cho phép:

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F \,.\, K_{qt} \le [\sigma_F]_{max} \qquad (2.52)$$

với σ_H - ứng suất tiếp xúc, $\sigma_H = 506{,}6$ MPa (đã tính ở mục 5);

σ_F - ứng suất uốn, theo công thức (2.43) và (2.44) (đã tính ở mục 6):

$\sigma_{F3} = 236{,}13$ MPa; $\sigma_{F4} = 223{,}7$ MPa;

$[\sigma_H]_{max}$ - ứng suất tiếp xúc cực đại cho phép (được tính theo công thức (2.13) ở mục 2).

$[\sigma_{H3}]_{max} = 1624$ MPa; $[\sigma_{H4}]_{max} = 1260$ MPa;

$[\sigma_F]_{max}$ - ứng suất uốn cực đại cho phép (được tính theo công thức (2.14) ở mục 2).

$[\sigma_{F3}]_{max} = 464$ MPa; $[\sigma_{F4}]_{max} = 360$ MPa;

Thay các giá trị vào (2.48) và (2.49) ta được:

$\sigma_{Hmax} = 506,6 \,.\, \sqrt{1,4} = 599,4$ MPa;

$\sigma_{F3max} = 236,13 \,.\, 1,4 = 330,5$ MPa; $\sigma_{F4max} = 223,7 \,.\, 1,4 = 313,18$ MPa;

Vậy $\sigma_{Hmax} = 599,4$ MPa $< [\sigma_{H3}]_{max} = 1624$ MPa $\sigma_{Hmax} =$

$= 599,4$ MPa $< [\sigma_{H4}]_{max} = 1260$ MPa

$\sigma_{F3max} = 330,5$ MPa $< [\sigma_{F3}]_{max} = 464$ MPa $\sigma_{F4max} =$

$= 313,18$ MPa $< [\sigma_{F4}]_{max} = 360$ MPa

Vậy răng đảm bảo độ bền mỏi tiếp xúc và độ bền mỏi uốn khi quá tải.

8. Các thông số và kích thước bộ truyền bánh răng trụ - răng nghiêng

- Khoảng cách trục: $a_w = 140$ (mm)
- Mô đun pháp: $m = 2$ (mm)
- Chiều rộng vành răng: $b_w = 42$ (mm)
- Tỷ số truyền: $u_m = 3,06$
- Số răng bánh 3 và 4: $z_3 = 34$

  $z_4 = 104$
- Hệ số dịch chỉnh: $x_3 = x_4 = 0$
- Góc nghiêng của răng: $\beta = 9,70117^o$

* Theo các công thức trong bảng (6.11) ta tính được:

$d_3 = d_{w3} = 67,87$ (mm)

$d_4 = d_{w4} = d_{w3} \,.\, u = 67,87.\ 3,06 = 207,68$ (mm)

II.3. THIẾT KẾ TRUYỀN ĐỘNG XÍCH

2.3.1. Chọn loại xích

Xích ống - con lăn gọi tắt là xích con lăn chế tạo đơn giản, giá thành hạ, độ bền mòn cao. Do bộ truyền tải không lớn nên ta chọn loại xích này.

2.3.2. Xác định các thông số của xích và bộ truyền xích

1. Chọn số răng đĩa xích

Theo công thức: $z_1 = 29 - 2 \,.\, u_{xich} \geq 19$

với $u_{xich} = 2$, Thay số vào có kết quả: $z_1 = 29 - 2 \,.\, 2 = 25 > 19$

$z_1 = 25$ là số răng đĩa nhỏ.

Từ số răng đĩa nhỏ z_1 tính ra số răng đĩa lớn z_2:

$$z_2 = u_{xich} \,.\, z_1 \leq z_{max} \qquad (2.53)$$

thay vào: $z_2 = 2 . 25 = 50$

$z_2 = 50 < z_{max} = 120.$

2. Xác định bước xích P

Điều kiện đảm bảo chỉ tiêu về độ bền mòn của bộ truyền xích được viết dưới dạng:

$$P_t = P.k.k. ,k_n \leq [P] \qquad (2.54)$$

Trong đó: P_t - công suất tính toán;

P - công suất cần truyền; P = 4,246 (kW);

Với n_{01}=200v/ph Theo bảng (5.5) [43, 57, 58, 59] có kết quả [P] - công suất cho phép; [P] = 34,8 (kW);

k_z - hệ số răng; $k_z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{25} = 1$;

k_n - hệ số vòng quay; $k_n = \frac{n_{01}}{n_{III}} = \frac{200}{113,59} = 1,76$

Hệ số k được xác định theo công thức:

$$k = k_0 k_a k_{dc} k_{bt} k_d k_c$$

Các hệ số thành phần lấy trong bảng (5.6) [43, 57, 58, 59]:

k_0 - hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền; k_0 = 1(đường nối tâm hai đĩa xích so với đường nằm ngang nhỏ hơn 60°).

k_a - hệ số kể đến khoảng cách trục và chiều dài xích;

k_a = 1. Chọn a = (40p).

k_{dc} - hệ số kể đến ảnh hưởng của việc điều chỉnh lực căng;

k_{dc} = 1,25 (vị trí trục không điều chỉnh được).

k_{bt} - hệ số kể đến ảnh hưởng của bôi trơn;

k_{bt} = 1,3 (môi trường làm việc có bụi; chất lượng bôi trơn bình thường).

k_d - hệ số tải trọng động;

k_d = 1,2 (tải trọng va đập nhẹ).

k_c - hệ số kể đến chế độ làm việc của bộ truyền;

k_c = 1,25 (chế độ làm việc 2 ca).

$\Rightarrow k = 1 . 1 . 1,25 . 1,3 . 1,2 . 1,25 = 2,437$

$\Rightarrow P_t = 4,246 . 2,437 . 1 . 1,76 = 18,2$ (kW)

Theo bảng [43, 57, 58, 59] (5.5) với n_{01} = 200(vg/ph) và điều kiện $P_t \le [P]$, chọn bộ truyền xích một dãy có bước xích p = 38,1mm thoả mãn điều kiện bền mòn:

P_t = 18,2(kW) < [P] = 34,8(kW);

đồng thời Theo bảng (5.8) [43, 57, 58, 59], $P < P_{max}$

- Khoảng cách trục sơ bộ a_{sb} = 40p = 40 . 38,1 = 1524mm;

Theo công thức (2.12) xác định số mắt xích:

$$x = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_2 - z_1)^2 p}{4\pi^2 a}$$

Thay số vào ta được:

$$x = \frac{2.1524}{38,1} + \frac{25+50}{2} + \frac{(50-25)^2.38,1}{4.(3,14)^2.1524} = 117,896$$

Lấy số mắt xích chẵn x_c = 118, tính lại khoảng cách trục theo công thức:

$$a^* = 0,25.p\left\{x_c - 0,5(z_2+z_1) + \sqrt{[x_c - 0,5(z_2+z_1)]^2 - 2\left[\frac{(z_2-z_1)}{\pi}\right]^2}\right\}$$

thay trị số tương ứng vào công thức trên có kết quả:

$$a^* = 0,25.38,1\left\{118 - 0,5(50+25) + \sqrt{[118 - 0,5(50+25)]^2 - 2\left[\frac{(50-25)}{3,14}\right]^2}\right\}$$

a^* = 1525,987 = 1526mm

Để xích không chịu lực căng quá lớn cần giảm khoảng cách trục đi một lượng Δa = (0,002 . . . 0,004)a:

Δa = 0,003 . a ≈ 5mm

⇒ a = a* - Δa = 1526 – 5 = 1521mm

Số lần va đập của bản lề xích trong một giây:

$$i = \frac{z_1.n_{III}}{15.x_c} \le [i] \qquad (2.55)$$

$$\Rightarrow \quad i = \frac{25.113,59}{15.118} = 1,6 < [i] = 20$$

(bảng 5.9), [43, 57, 58, 59], sự va đập của các mắt xích vào các răng trên đĩa xích đảm bảo, không gây ra gẫy các răng và đứt má xích.

3. Kiểm nghiệm xích về độ bền

Với các bộ truyền xích bị quá tải lớn khi mở máy hoặc thường xuyên chịu tải trọng va đập trong quá trình làm việc cần tiến hành kiểm nghiệm về quá tải theo hệ số an toàn:

$$s = \frac{Q}{k_d.F_t + F_0 + F_v} \geq [s] \qquad (2.56)$$

Trong đó: Q - tải trọng phá hỏng, Q = 127,0kN = 127000N (bảng 5.2) [43, 57, 58, 59]

q - khối lượng 1 mét xích, q = 5,5kg (bảng 5.2) [43, 57, 58, 59]

k_d - hệ số tải trọng động, với tải trọng va đập nhẹ chọn k_d = 1,2 (bảng 5.6) [43, 57, 58, 59].

v - vận tốc trên vành đĩa dẫn;

$$v = 1 + \frac{9,816.42.67,87}{2.120702.1,08.1,37} = 1,078$$

F_t - lực vòng trên đĩa xích;

$$\Rightarrow \quad F_t = \frac{1000.p}{v} = \frac{1000.4,246}{1,8} = 2358,8(N)$$

p - công suất trên trục đĩa dẫn, p = 4,246(kw)

F_v - lực căng do lực li tâm sinh ra khi làm việc;

$$F_v = q \,.\, v^2 = 5,5 \,.\, 1,8^2 = 17,82 \text{ (N)}$$

F_o - lực căng do nhánh xích bị động sinh ra;

$$F_o = 9,81.k_f.q.a \qquad (2.16)$$

k_f - hệ số phụ thuộc độ võng f của xích và vị trí bộ truyền;

$$f = (0,01 \ldots 0,02) \,.\, a = (0,01 \ldots 0,02) \,.\, 1521$$

Chọn k_f = 4 (theo chỉ dẫn [43, 57, 58, 59], Tập 1, trang 85 đối với bộ truyền nghiêng một góc dưới 40° so với phương ngang).

$$\Rightarrow \quad F_0 = 9,81 \,.\, 4 \,.\, 5,5 \,.\, 1,521 = 328,26(N);$$

Do đó: $s = \dfrac{127000}{1,2.2025,64 + 328,26 + 13,38} = 40$

Theo bảng (5.10) [43, 57, 58, 59] với n = 200vg/ph, [s] = 8,5. Vậy s > [s]: bộ truyền xích đảm bảo đủ bền.

4. Đường kính đĩa xích:

Theo công thức (2.17) và bảng 14 - 4b:

+ Đường kính vòng chia d_1 và d_2:

$$d_1 = \frac{p}{\sin(\pi/z_1)} = \frac{38,1}{\sin(180/25)} = 303,989 \quad \text{Lấy } d_1 = 304\text{mm}$$

$$d_2 = \frac{p}{\sin(\pi/z_2)} = \frac{38,1}{\sin(180/50)} = 606,779 \quad \text{Lấy } d_2 = 606\text{mm}$$

+ Đường kính vòng đỉnh d_{a1} và d_{a2}:

$$d_{a1} = \sqrt{\frac{140}{3,06}}$$

Lấy d_{a1} = 320mm

$$d_{a2} = p.\left[0,5 + \cot g\left(\frac{\pi}{z_2}\right)\right] = 3,81.\left[0,5 + \cot g\left(\frac{180}{50}\right)\right] = 624,63$$

Lấy d_{a2} = 624mm

+ Đường kính vòng chân: d_{f1} và d_{f2}

$$d_{f1} = d_1 - 2r$$

với r = 0,5025 . d_1 + 0,05. Theo bảng (5.2) và (14-4b) [43, 57, 58, 59] được d_1 = 22,23mm

$\Rightarrow$ r = 0,5025 . 22,23 + 0,05 = 11,12mm

do đó: d_{f1} = 304 - 2 . 11,12 = 281,76mm

Lấy d_{f1} = 282mm

$$d_{f2} = d_2 - 2 . r = 606 - 2 . 11,12 = 583,76$$

Lấy d_{f2} = 584mm.

* Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích:

$$\sigma_H = 0,47\sqrt{\frac{k_r(F_tK_d + F_{vd}).E}{Ak_d}} \le [\sigma_H] \qquad (2.18)$$

Trong đó: $[\sigma_H]$ - ứng suất tiếp xúc cho phép; theo bảng (5.11) [43, 57, 58, 59];

F_t - lực vòng băng tải; F_t = 4500(N);

F_{vd} - lực va đập trên m dãy xích (ở đây m = 1); tính theo công thức:

$$F_{vd} = 13 . 10^{-7} . n_{III} . p^3 . m \qquad (2.19)$$

$\Rightarrow$ $F_{vd} = 13 . 10^{-7} . 113,59 . (38,1)^3 . 1 = 8,167$(N)

k_d - hệ số phân bố không đều tải trọng cho các dãy;

$k_d = 1$(xích 1 dãy)

K_d - hệ số tải trọng động, bảng (5.6);

$K_d = 1,2$ (tải trọng va đập nhẹ)

k_r - hệ số kể đến ảnh hưởng của số răng đĩa xích; phụ thuộc z:

Bảng 2.1 Hệ số ảnh hưởng của số răng đĩa xích

Z	15	20	30	40	50	60
k_r	0,59	0,48	0,36	0,29	0,24	0,22

Với $z_1 = 25 \Rightarrow k_r = 0,42$;

$E = \dfrac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$ - mô đun đàn hồi, với E_1, E_2 lần lượt là mô đun đàn hồi của vật liệu con lăn và răng đĩa; lấy $E = 2,1 \cdot 10^5$ MPa;

A - diện tích chiếu của bản lề, Theo bảng [43, 57, 58, 59](5.12);

$A = 395mm^2$

từ (2.18) thay số vào có kết quả:

$$\sigma_{H1} = 0,47\sqrt{\frac{0,42(4500.1,2 + 8,167).2,1.10^5}{395.1}} = 516,48 \text{ MPa}$$

$\sigma_{H1} = 435,61MPa < [\sigma_H] = 600MPa$;

Như vậy có kết quả thể dùng thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn HB = 210 sẽ đạt được ứng suất tiếp xúc cho phép $[\sigma_H] = 600MPa$ đảm bảo được độ bền tiếp xúc cho răng đĩa 1.

- Kiểm nghiệm độ bền của đĩa xích 2:

$$\sigma_{H2} = 0,47\sqrt{\frac{k_{r2}(F_tK_d + F_{vd2}).E}{Ak_d}} \le [\sigma_H]$$

Trong đó: $k_{r2} = 0,24$ do z = 50;

$F_{vd2} = 13 \cdot 10^{-7} \cdot n_{IV} \cdot p^3 \cdot m = 13 \cdot 10^{-7} \cdot 56,79 \cdot (38,1)^3 = 4,083(N)$

$$\Rightarrow \quad \sigma_{H2} = 0,47\sqrt{\frac{0,24(4500.1,2 + 4,083).2,1.10^5}{395.1}} = 390,27 \text{ MPa}$$

$\sigma_{H2} = 390,27MPa < [\sigma_H] = 600MPa$

Như vậy dùng thép 45 tôi cải thiện đạt độ rắn là HB = 210 sẽ đạt được ứng suất tiếp xúc cho phép.

Kết luận: Với $\sigma_{H1} < [\sigma_H]$ và $\sigma_{H2} < [\sigma_H] \Rightarrow$ vậy cả 2 đĩa xích đều đảm bảo thoả mãn độ bền tiếp xúc.

5. Xác định lực tác dụng lên trục

Lực căng trên bánh chủ động F_1 và trên nhánh bị động F_2:

$$F_1 = F_T + F_2 \; ; \; F_2 = F_0 + F_v$$

Trong tính toán thực tế có thể bỏ qua F_0 và F_v nên $F_1 = F_t$. Vì vậy lực tác dụng lên trục được tính theo công thức:

$$F_r = k_x \, . \, F_t \qquad (2.20)$$

Trong đó: k_x - hệ số kể đến trọng lượng xích; $k_x = 1,15$ khi bộ truyền nằm ngang hoặc nghiêng một góc <40°;

F_t - lực vòng băng tải; $F_t = 4500$(N);

$\Rightarrow \quad F_r = 1,15 \, . \, 4500 = 5175$(N);

Bảng 2.2. Các thông số bộ truyền xích

Các đại lượng	Thông số
Khoảng cách trục	a = 1521mm
Số răng đĩa chủ động	$z_1 = 25$
Số răng đĩa bị động	$z_2 = 50$
Tỉ số truyền	$u_{xích} = 2$
Số mắt của dây xích	x = 118
Đường kính vòng chia của đĩa xích:	
	- Chủ động: $d_1 = 304$mm
	- Bị động: $d_2 = 606$mm
Đường kính vòng đỉnh của đĩa xích:	
	- Chủ động: $d_{a1} = 320$mm
	- Bị động: $d_{a2} = 624$mm
Đường kính vòng chân răng đĩa xích:	
	- Chủ động: $d_{f1} = 282$mm
	- Bị động: $d_{f2} = 584$mm
Bước xích:	p = 38,1mm

Phần III: Chọn khớp nối

- Chọn khớp nối vòng đàn hồi vì loại này dễ chế tạo, thay thế, làm việc tin cậy và được sử dụng rộng rãi.

Với công thức là: $T_t = k.T \leq [T]$ với k là hệ số chế độ làm việc Theo bảng (16-1) [43, 57, 58, 59] có kết quả k = 1,5...2 chọn k = 1.5.

Với mô men xoắn T = 30752 (Nmm) ⇒ T = 30,752 (Nm), Theo bảng (16.10a) [43, 57, 58, 59] , chọn được kích thước khớp nối:

Bảng 3.1. Các thông kích thước của khớp nối vòng đàn hồi

T Nm	D	D	d_m	L	l	d_1	D_0	Z	n_{max}	B	B_1	l_1	D_3	l_2
63,0	25	100	50	124	60	45	71	6	5700	4	28	21	20	20

Theo bảng(16.10b) [43, 57, 58, 59] có kết quả kích thước vòng đàn hồi:

Bảng 3.2. Các thông kích thước củai vòng đàn hồi

T Nm	d_0	d_1	D_2	l	l_1	l_2	l_3	h
63	10	M8	15	42	20	10	15	1,5

* Kiểm nghiệm điều kiện bền dập của vòng đàn hồi theo công thức:

$$\sigma d = \frac{2.k.T}{Z.D_o.d_0.l_3} \leq [\sigma_d] \qquad (3.1)$$

Trong đó: [σd] - ứng suất dập cho phép của vòng cao su, [σd] = (2 ... 4) MPa;

$$\Rightarrow \quad \sigma d = \frac{2.1,5.30752}{6.71,10.15} = 1,44 \text{ (MPa)}$$

Vậy σd = 1,44(MPa) < [σ] = (2 ... 4)MPa nên thoả mãn điều kiện bền dập.

* Kiểm nghiệm điều kiện bền của chốt

$$\sigma u = \frac{k.T.l_0}{0,1.d_0^3.D_0.Z} \leq [\sigma_u] \qquad (3.2)$$

Trong đó: $l0 = l1 + \frac{l_3}{2}$; [σu]- ứng suất uốn cho phép, [σu] = (60 ... 80) MPa;

$$\Rightarrow \quad [\sigma u] = \frac{1,5.30752.\left(20 + \frac{15}{2}\right)}{0,1.10^3.71.6} = 29,78 \text{ (MPa)}$$

σu = 29,78 (MPa) < [σu] = (60 ... 80) MPa

Vậy điều kiện bền uốn của chốt được đảm bảo. Chọn khớp nối vòng đàn hồi có các thông số nêu trên chấp nhận được.

Phần IV: Tính toán thiết kế trục

IV.I. CHỌN VẬT LIỆU:

Với hộp giảm tốc chịu tải trọng nhỏ và trung bình (F_t = 4500N), vận tốc vòng băng tải nhỏ (v = 0,95 m/s), vật liệu được chọn là thép 45 thường hoá để chế tạo. Theo bảng (6.1) [43, 57, 58, 59], tập 1, có các thông số sau:

Độ rắn HB = (170 ... 217);

Giới hạn bền: σ_b = 600 MPa;

Giới hạn chảy: σ_{ch} = 340 MPa;

IV.II. TÍNH TOÁN, THIẾT KẾ TRỤC:

1. Xác định sơ bộ đường kính trục:

Đường kính các trục thứ *k* trong hộp giảm tốc (k = 1 ÷ 3) , có thể chọn gần đúng theo công thức (10.6), [43, 57, 58, 59], tập 1, như sau:

$$d_k^{sb} = \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2[\tau]}} \qquad (4.1)$$

Với T_k - mô men xoắn của trục thứ k; cụ thể:T_I = 30752 Nmm; T_{II} = 120702Nmm;

T_{III} = 356979 Nmm;

[τ] - ứng suất xoắn cho phép ứng với vật liệu là thép 45, có kết quả:

[τ] = (15 ... 30)MPa. Chọn [τ] = 15 MPa.

Có kết quả:

$$d_I^{sb} = \sqrt[3]{\frac{T_I}{0,2.[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{30752}{0,2.15}} = 21,72 \text{ (mm); Lấy } d_I^{sb} = 25 \text{ (mm)}$$

$$d_{II}^{sb} = \sqrt[3]{\frac{T_{II}}{0,2.[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{120702}{0,2.15}} = 34,26 \text{ (mm); Lấy } d_{II}^{sb} = 35 \text{ (mm)}$$

$$d_{III}^{sb} = \sqrt[3]{\frac{T_{III}}{0,2.[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{356979}{0,2.15}} = 49,18 \text{ (mm); Lấy } d_{III}^{sb} = 50 \text{ (mm)}$$

$$d_{IV}^{sb} = \sqrt[3]{\frac{T_{VI}}{0,2.[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{65288}{0,2.15}} = 60 \text{ (mm)};$$

Vậy có kết quả:

- Đường kính sơ bộ trục I: $d_I^{sb} = 25$ (mm)

- Đường kính sơ bộ trục II: $d_{II}^{sb} = 35$ (mm)

- Đường kính sơ bộ trục III: $d_{III}^{sb} = 50$ (mm)

- Đường kính sơ bộ trục IV: $d_{VI}^{sb} = 60$ (mm)

Từ đường kính sơ bộ trục vừa tính được, Theo bảng (10.2) [43, 57, 58, 59] ta xác định được chiều rộng gần đúng của ổ lăn.

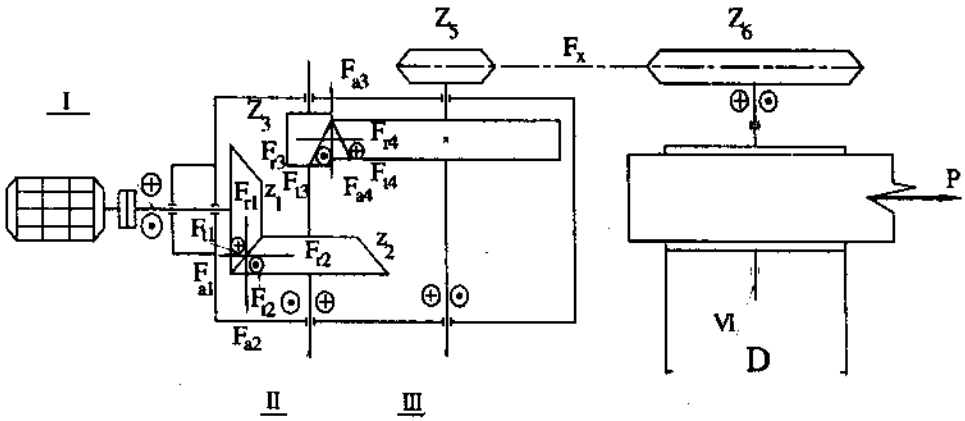
Với $\sqrt{K_{qt}} \le [\sigma_H]_{max}$ (mm) $\Rightarrow b_{01} = 17$ (mm)

$d_{II}^{sb} = 35$ (mm) $\Rightarrow b_{02} = 21$ (mm)

$d_{III}^{sb} = 50$ (mm) $\Rightarrow b_{03} = 27$ (mm)

$d_{VI}^{sb} = 60$ (mm) $\Rightarrow b_{04} = 31$ (mm)

2. Phân tích lực tác dụng lên bộ truyền và chọn chiều nghiêng cho cặp bánh răng trụ - răng nghiêng:



Hình 4.1. Phân tích lực ăn khớp để tính toán trục

* Xác định chiều dài mayơ đĩa xích, mayơ bánh răng trụ được xác định theo công thức (10.10) [43, 57, 58, 59], Tập 1: $l_m = (1,2 \ldots 1,5)\,d$

Với d là đường kính trục lăn đĩa xích bánh răng.

- Chiều dài mayơ đĩa xích (z_5):

$$l_{m32} = (1,2 \ldots 1,5)d_{III} = (1,2 \ldots 1,5)50 = (60 \ldots 75) \text{ mm}$$

Lấy $l_{m32} = 60$ (mm)

- Chiều dài mayơ bánh răng trụ:

+ Với bánh răng trụ nhỏ (z_3):

$l_{m22} = (1,2 \ldots 1,5)d_{II} = (1,2 \ldots 1,5)35 = (42 \ldots 52,5)$ mm

Lấy $l_{m22} = 50$ (mm)

+ Với bánh răng trụ lớn (z_4):

$l_{m33} = (1,2 \ldots 1,5)d_{III} = (1,2 \ldots 1,5)50 = (60 \ldots 75)$ mm

Lấy $l_{m33} = 60$ (mm)

- Xác định chiều dài mayơ bánh răng côn:

+ Với bánh răng côn nhỏ (z_1):

$l_{m13} = (1,2 \ldots 1,4)d_1 = (1,2 \ldots 1,4)25 = (30 \ldots 35)$ mm

Lấy $l_{m13} = 30$ (mm)

+ Với bánh răng côn lớn (z_2):

$l_{m23} = (1,2 \ldots 1,4)d_{II} = (1,2 \ldots 1,4)35 = (42 \ldots 49)$mm

Lấy $l_{m23} = 49$(mm)

- Xác định chiều dài mayơ nửa khớp nối:

Chọn khớp nối trục vòng đàn hồi nên theo CT (10.13) [43, 57, 58, 59], Tập 1 có:

$l_{m12} = (1,4 \ldots 2,5)d_1 = (1,4 \ldots 2,5)25 = (35 \ldots 62,5)$mm

Lấy $l_{m12} = 50$ (mm)

- Các khoảng cách khác được chọn trong bảng (10.3) [43, 57, 58, 59], Tập 1:

+ Khoảng cách từ mặt cạnh của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay

$k_1 = (8 \ldots 15)$mm ; Lấy $k_1 = 15$(mm)

+ Khoảng cách từ mặt cạnh của ổ đến thành trong của hộp

$k_2 = (5 \ldots 15)$mm; Lấy $k_2 = 15$(mm)

+ Khoảng cách từ mặt cạnh chi tiết quay đến nắp ổ

$k_3 = (10 \ldots 20)$mm; Lấy $k_3 = 15$(mm)

+ Chiều cao nắp ổ và đầu bu lông:

$h_n = (15 \ldots 20)$mm; Lấy $h_n = 20$ (mm)

- Xác định chiều dài các đoạn trục, Theo bảng (10.4) [43,57,58,59]:

Xét đối với hộp giảm tốc bánh răng côn - trụ, có kết quả:

+ Đối với trục I: $l_{12} = -l_{c12} = 0,5(l_{m12} + b_{01}) + k_3 + h_n$

$\Rightarrow \quad l_{12} = 0,5(50 + 17) + 15 + 20 = 68,5$ (mm)

$l_{11} = (2,5 \ldots 3)d_1 = (2,5 \ldots 3)25 = (62,5 \ldots 75)$mm

Lấy $l_{11} = 70$ (mm)

$l_{13} = l_{11} + k_1 + k_2 + l_{m13} + 0,5\,(b_{01} - b_{13}\cos\delta_1)$

$\Rightarrow \quad l_{13} = 70 + 15 + 15 + 30 + 0,5(17 - 30 \,.\, \cos 13,64^o) = 123,923$(mm)

- Đối với trục II:

$l_{22} = 0,5(l_{m22} + b_{02}) + k_1 + k_2 = 0,5(50 + 21) + 15 + 15 = 65,5$(mm)

$l_{23} = l_{22} + 0,5(l_{m22} + b_{13} \,.\, \cos\delta_2) + k_1$

$\Rightarrow \quad l_{23} = 65,5 + 0,5(50 + 30 \,.\, \cos 77,525^o) + 15 = 109,037$(mm)

$l_{m21} = l_{m22} + l_{m23} + b_{02} + 3 \,.\, k_1 + 2 \,.\, k_2$

$\Rightarrow \quad l_{m21} = 50 + 49 + 21 + 3 \,.\, 15 + 2 \,.\, 15 = 195$(mm)

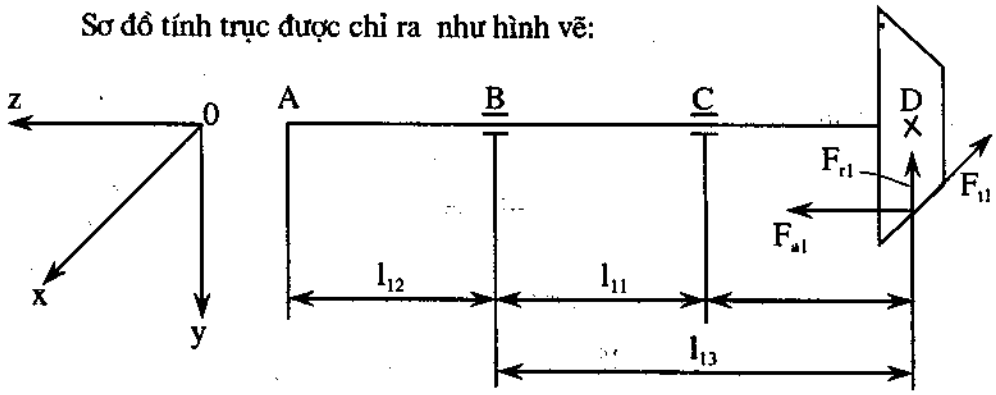
- Đối với trục III:

$l_{m32} = 0,5(l_{m32} + b_{03}) + k_3 + h_n = 0,5(60 + 27) + 15 + 20 = 78,5$(mm)

3. Xác định đường kính và chiều dài các đoạn trục:

3.1. Tính cho trục I:

Sơ đồ tính trục được chỉ ra như hình vẽ:



***Hình 4.2** Lược đồ tính trục I*

a) Xác định lực tác dụng lên trục:

Các lực tác dụng lên trục I gồm có:

- Mômen xoắn từ động cơ truyền cho trục I; $T_1 = 30752$Nmm

- Lực vòng $F_{t1} = \dfrac{2.T_1}{d_{m1}}$

Với d_{m1}- đường kính trung bình của bánh răng côn nhỏ, $d_{m1} = 49,2$ (mm);

$$\Rightarrow \quad F_{t1} = \frac{2.30752}{49,2} = 1250 \text{ (N)}$$

- Lực dọc trục F_{a1}:

$F_{a1} = F_{t1} . tg\alpha . \sin\delta_1$ Với $\alpha = 20°$; $\delta_1 = 13,64°$

$\Rightarrow \quad F_{a1} = 1250 . tg20° . \sin13,64° = 107,28$(N)

- Lực hướng kính F_{r1}:

$F_{r1} = Ft_1 . tg\alpha . \cos\delta_1 = 1250 . tg20° . \cos13,64° = 442,12$(N)

* Tính phản lực tại các gối B và C:

Giả sử chiều của phản lực tại gối B và C theo phương x và y như hình vẽ có kết quả: - Phản lực theo phương trục y:

$$\sum M_{(B)} = R_{Cy} . l_{11} - F_{r1} . l_{13} + M_{a1} = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{Cy} = \frac{F_{r1} l_{13} - M_{a1}}{l_{11}} = \frac{442,12.123,923 - 2639}{70} = 744,99 \text{ (N)}$$

$$\sum F_{(y)} = R_{By} + R_{Cy} - F_{r1} = 0;$$

$\Rightarrow \quad R_{By} = F_{r1} - R_{Cy} = 372,564 - 744,99 = -372,426$ (N)

Vậy R_{By} có chiều ngược lại với giả thiết.

- Phản lực theo phương trục x: $\sum M_{(B)} = R_{Cx} . l_{11} - F_{r1} . l_{13} = 0$

$$\Rightarrow \quad R_{Cx} = \frac{F_{r1} l_{13}}{l_{11}} = \frac{1250.123,923}{70} = 2212,9 \text{ (N)}$$

$$\sum F_{(x)} = R_{Bx} + R_{Cx} - F_{r1} = 0 ;$$

$\Rightarrow \quad R_{Bx} = F_{r1} - R_{Cx} = 1250 - 2212,9 = -962,9$ (N)

Vậy R_{Bx} có chiều ngược lại với giả thiết.

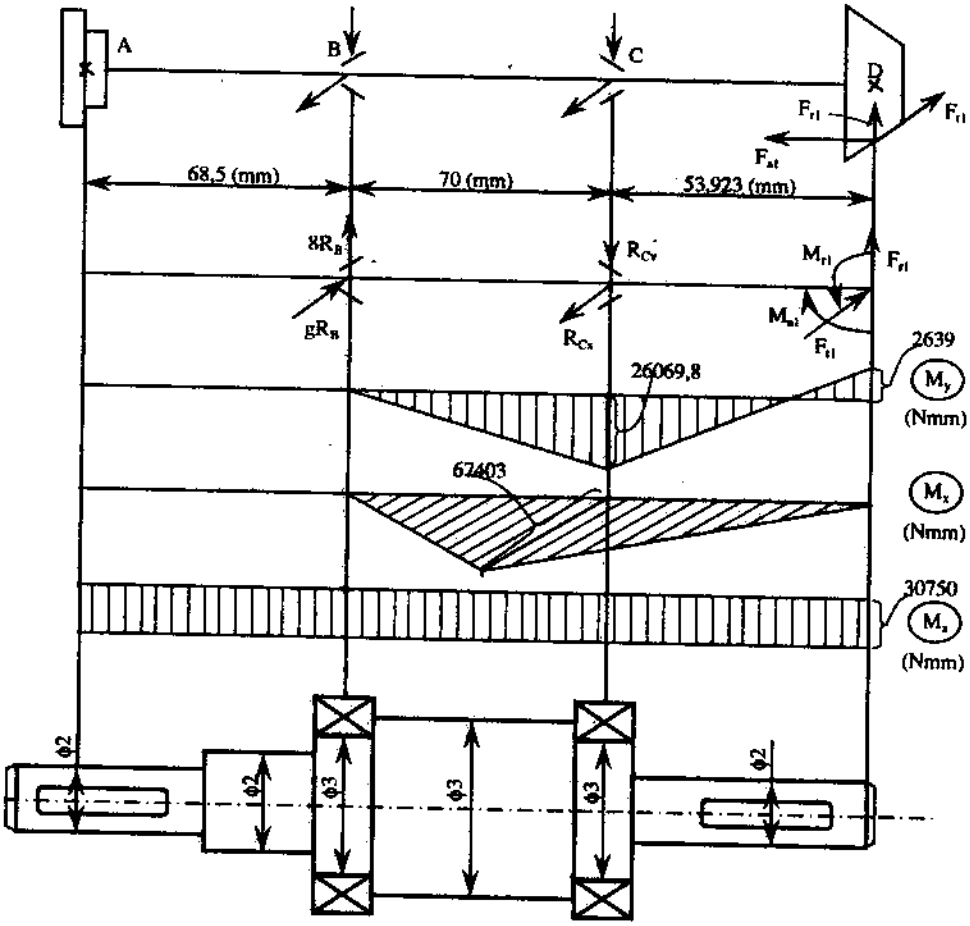
- Khi dời lực F_{a1} về tâm trục ta được mô men xoắn M_{t1}

$$M_{a1} = F_{a1} . \frac{d_{m1}}{2} = 107,28 . \frac{49,2}{2} = 2639 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{t1} = F_{t1} . \frac{d_{m1}}{2} = 1250 . \frac{49,2}{2} = 30750 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{By} = R_{By} . l_{11} = -372,426 . 70 = -26069,8 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{Bx} = R_{Bx} . l_{11} = -962,9 . 70 = -67403 \text{ (Nmm)}$$



Hình 4.3. Biểu đồ nội lực và bản vẽ phác trục 1

b) Tính đường kính trục:

Với $d_l^{th} = 25$, vật liệu là thép 45, có $\sigma \geq 600$. Theo bảng (10.5) [43, 57, 58, 59] có kết quả ứng suất cho phép $[\sigma] = 63$ MPa.

Đường kính tại các mặt cắt được tính theo công thức:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1[\sigma]}} \qquad (4.2)$$

Trong đó: M_{td} - mô men tương đương trên các mặt cắt. Được tính theo công thức:

$$M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2}$$

Xét mặt cắt trục tại điểm A (điểm lắp khớp nối), từ biểu đồ mô men ta thấy:

$M_x = 0$; $M_y = 0$; $M_z = 30752$ (Nmm)

$$\Rightarrow \quad M_{td}^{A} = \sqrt{0^2 + 0^2 + 0,75.30752^2} = 26632 \text{ (Nmm)}$$

thay vào (4.2) có kết quả: $d^A = \sqrt[3]{\dfrac{26632}{0,1.63}} = 16,16$ (mm)

- Tại chỗ lắp khớp nối có đường kính trục bằng 0,8 đường kính trục động cơ, với $d_{dc} = 32$(mm) $\Rightarrow d^A = 0,8 \,.\, 32 = 25,6$; Lấy $d^A = 25$ (mm).

- Xét tại điểm B (điểm lắp ổ lăn):

.Dễ thấy $M_{td}^{B} = M_{td}^{A} \Rightarrow d^B = 16,16$ (mm)

- Xét mặt cắt tại điểm C (điểm lắp ổ lăn):

$M_x = 67403$(Nmm); $M_y = 26069,9$ (Nmm); $M_z = 30750$ (Nmm)

$$\Rightarrow M_{td}^{C} = \sqrt{67403^2 + 26069,9^2 + 0,75.30750^2} = 77019,28 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.2) ta được:

$$d^C = \sqrt[3]{\frac{77019,28}{0,1.63}} = 23 \text{ (mm)}$$

- Xét mặt cắt tại D (điểm lắp bánh răng):

$M_x = 0$; $M_y = \sqrt{26392^2 + 307502^2 \,.\, 0,75} = 26760,7$ (Nmm)

Thay vào (4.2) ta được:

$$d^D = \sqrt[3]{\frac{26760,7}{0,1.63}} = 16,195 \text{ (mm)}$$

Do tại vị trí D có lắp rãnh then nên đường kính trục lấy tăng lên 4%

$$d^D = 16,195 + \left(16,195.\frac{4}{100}\right) = 16,84 \text{ (mm)}$$

Từ yêu cầu về độ bền, lắp ghép (dễ tháo lắp và cố định các chi tiết trên trục), khả năng công nghệ ta chọn đường kính các đoạn trục như sau:

$d^A = 25$(mm);

$d^B = d^C = 30$(mm);

$d^D = 20$(mm)

c) Kiểm tra điều kiện bánh răng liền trục (xét tại điểm D):

Khi đường kính bánh răng gần với đường kính trục thì bánh răng được làm liền với trục. Bánh răng làm liền với trục thì khoảng cách từ chân răng tới rãnh then phải thoả mãn điều kiện:

$X \leq 1,8 \,.\, m_{te}$ đối với bánh răng côn.

Trong đó: m_{te} - mô đun mút ngoài, $m_{te} = 2,25$;

có kết quả: $\theta_f = \dfrac{arctg(h_e)}{R_e}$

với h_e - chiều cao răng ngoài, $h_e = 4,9$(mm);

R_e - chiều dài côn ngoài, $R_e = 119,23$(mm);

$$\Rightarrow \quad \theta_f = \frac{arctg(4,9)}{119,23} = 0,658^o$$

$$\sigma_F = \delta_1 - \theta_f = 13,64^o - 0,658^o = 12,982^o$$

- Đường kính đáy răng mặt mút nhỏ:

$$d = 2(R_e - b)\sin\sigma_F$$

Với b - chiều rộng vành răng, b = 30(mm);

$$\Rightarrow \quad d = 2(119,23 - 30)\sin 12,982^o = 40(mm);$$

$$\Rightarrow \quad X = \frac{d}{2}\left(\frac{d_{trục}}{2} + t_2\right).$$

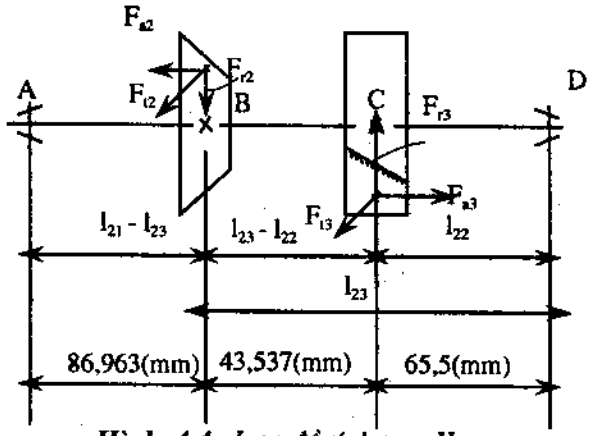
Với $t_2 = 2,8$ là chiều sâu trên lỗ, Theo bảng (9.1a) [43, 57, 58, 59] ứng với d = 20(mm) $\Rightarrow \sqrt{1,4}$ (mm)

X = 7,2 (mm) > 1,8 . 2,25 = 4,05 (mm)

Vậy bánh răng côn nhỏ không thoả mãn điều kiện liền trục.

3.2. Tính cho trục II:

Sơ đồ tính toán trục II như hình vẽ:



Hình 4.4 *Lượcđồ tính trục II*

$l_{22} = 65,5$(mm);

$l_{23} = 109,037$(mm);

$l_{21} = 195$(mm)

a) Xác định các lực tác dụng lên trục:

Các lực tác dụng lên trục II gồm có:

- Mô men xoắn từ trục I truyền cho trục II, T_{II} =120702(Nmm);
- Lực vòng $F_{t2} = F_{t1} = 1250$(N);
- Lực vòng $F_{t3} = \dfrac{2.T_{II}}{d_{w3}} = \dfrac{2.120702}{67,87} = 3556,85$ (N)

d_{w3}- đường kính vòng lăn bánh răng z_3, $d_{w3} = 67,87$(mm);

- Lực hướng trục:

$F_{a2} = F_{t1} = 442,12$ (N)

$F_{a3} = F_{t3} . tg\beta$ (4.3)

Trong đó: β- góc nghiêng của răng, $\beta = 9,70117'^{o}$

$\Rightarrow$ $F_{a3} = 3556,85. tg9,70117^{o} = 608$(N)

- Lực hướng kính:

$F_{r2} = F_{a1} = 107,28$(N)

$$F_{r3} = F_{t3} . \frac{tg\alpha_{tw}}{\cos\beta}$$

Trong đó: α_{tw} - góc ăn khớp, $\alpha_{tw} = 20,260^{o}$

$$\Rightarrow \quad F_{r3} = 3556,85.\frac{tg20,260^{o}}{\cos 9,70117^{o}} = 1331,94 \text{ (N)}$$

- Khi dời các lực về tâm trục ta được các mô men uốn M_{a2} và M_{a3} và mô men xoắn M_{t2} và M_{t3}.

$$M_{a2} = F_{a2}.\frac{d_{m2}}{2} = 442,12.\frac{202,59}{2} = 44784,5 \text{ (Nmm)}$$

Với $d_{m2} = 202,59$- đường kính trung bình bánh răng z_2;

$$M_{a3} = F_{a3}.\frac{d_{w3}}{2} = 608.\frac{67,87}{2} = 20632,48 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{t2} = F_{t2}.\frac{d_{m2}}{2} = 1250.\frac{202,59}{2} = 126618,75 \text{ (Nmm)}$$

$$M_{t3} = F_{t3}.\frac{d_{w3}}{2} = 3556,85.\frac{67,87}{2} = 120701,7 \text{ (Nmm)}$$

Vậy các lực tác dụng lên trục gồm:

$F_{t2} = 1250(N)$; $F_{t3} = 3556,85(N)$

$F_{a2} = 442,12(N)$; $F_{a3} = 608(N)$

$F_{r2} = 107,28(N)$; $F_{r3} = 1331,94(N)$

$M_{a2} = 44784,5(Nmm)$; $M_{a3} = 20632,48(Nmm)$

$M_{t2} = 126618,75(Nmm)$; $M_{t3} = 120701,7(Nmm)$

* Tính phản lực tại 2 gối A và D:

Giả sử chiều của phản lực theo 2 phương x và y như hình vẽ có kết quả:

- Phản lực theo phương trục y:

$$\sum M_A^y = R_{Dy}.195 + F_{r2}.86,963 - F_{r3}.129,5 - M_{a2} - M_{a3} = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{Dy} = \frac{-F_{r2}.86,963 + F_{r3}.129,5 + M_{a2} + M_{a3}}{195}$$

$$R_{Dy} = \frac{-107,28.86,963 + 1331,94.129,5 + 44784,5 + 20632,48}{195}$$

$R_{Dy} = 1172,17(N)$

$\sum F_y = R_{Ay} + R_{Dy} + F_{r2} - F_{r3} = 0$

$\Rightarrow \quad R_{Ay} = F_{r3} - R_{Dy} - F_{r2} = 1250 - 1172,17 - 107,28 = -185,11(N)$

Vậy R_{Ay} có chiều ngược với giả thiết.

- Phản lực theo phương trục x:

$$\sum M_A^x = R_{Dx}.195 + F_{t3}.129,5 + F_{t2}.86,963 = 0$$

$$\Rightarrow R_{Dx} = \frac{-F_{t3}.129,5 - F_{t2}.86,963}{195} = \frac{-3556,85.129,5 - 1250.86,963}{195}$$

$R_{Dx} = -2919,56(N)$

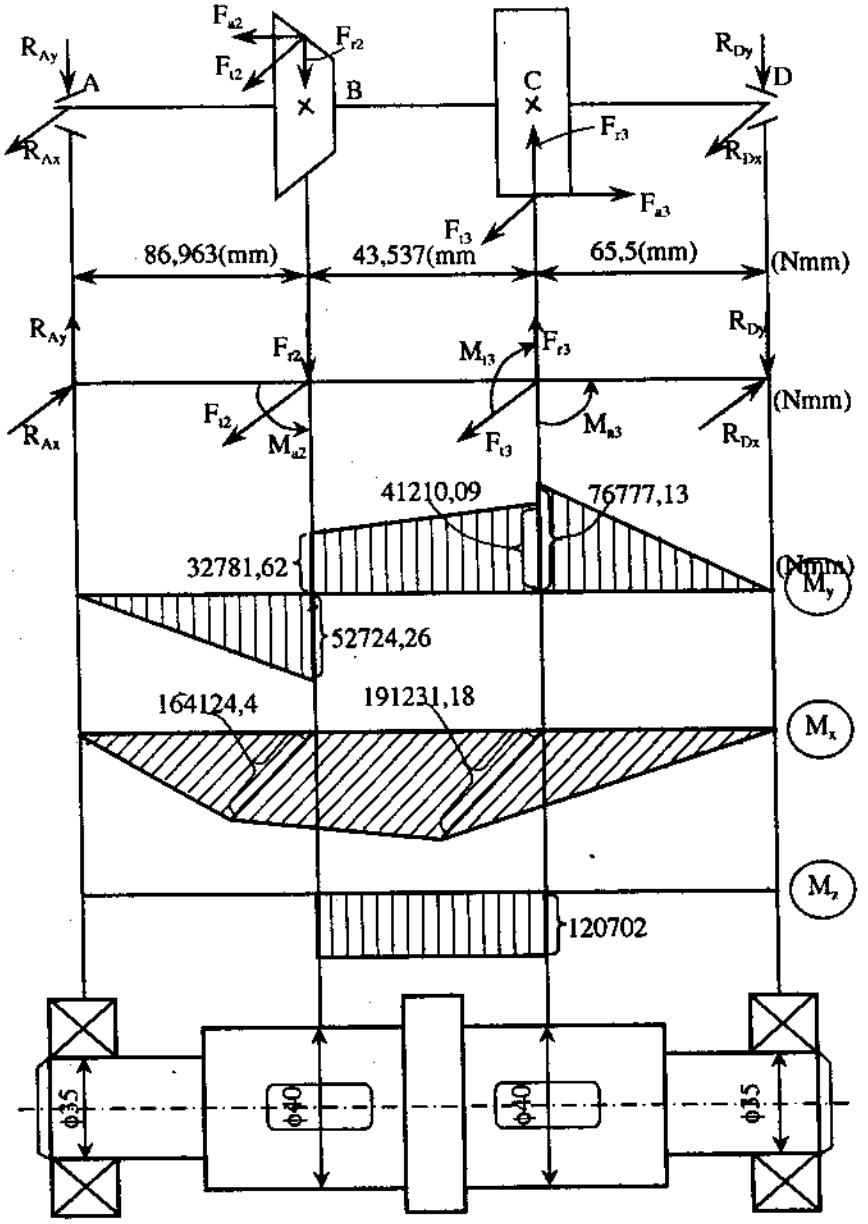
Vậy R_{Dx} có chiều ngược với giả thiết.

$\sum F_x = R_{Ax} - R_{Dx} + F_{t2} + F_{t3} = 0$

$\Rightarrow \quad R_{Ax} = R_{Dx} - F_{t2} - F_{t3} = 2919,56 - 1250 - 3556,85 = -1887,29(N)$

Vậy R_{Ax} có chiều ngược lại với giả thiết.

Đặt các lực tác dụng lên trục ta vẽ được biểu đồ mô men như hình vẽ:



Hình 4.5. *Biểu đồ nội lực và bản vẽ phác trục II*

b) Xác định đường kính các đoạn trục:

Tại các mặt cắt A, B, C, D:

Với $d_{II}^{sb} = 35$ (mm), Theo bảng (10.5) [43,57,58,59] có kết quả ứng suất cho phép $[\sigma] = 63$MPa

Đường kính tại các mặt cắt được tính theo công thức (4.1):

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1.[\sigma]}}$$

Trong đó:

$$M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75.M_z^2}$$

* Xét mặt cắt trục tại điểm B (điểm lắp bánh răng côn lớn z_2):

Từ biểu đồ mô men ta thấy:

+ Với mặt cắt bên trái điểm B có:

$M_x = 164124,4$(Nmm); $M_y = 52724,26$(Nmm); $M_z = 0$

$$\Rightarrow M_{td}^T = \sqrt{164124,4^2 + 52724,26^2 + 0,75.0^2} = 172384,8 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.3) có kết quả:

$$d_B^T = \sqrt[3]{\frac{172384,8}{0,1.63}} = 30,13 \text{ (mm)}$$

+ Với mặt cắt bên phải điểm B có:

$M_x = 164124,4$(Nmm); $M_y = 32781,623$(Nmm); $M_z = 120702$(Nmm)

$$\Rightarrow M_{td}^P = \sqrt{164124,4^2 + 32781,623^2 + 0,75.120702^2} = 197327,6 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.3) có kết quả:

$$d_B^P = \sqrt[3]{\frac{197327,6}{0,1.63}} = 31,5 \text{ (mm)}$$

- Tại vị trí lắp bánh răng nên đường kính phải tăng lên 4%

$$\Rightarrow \quad d_B = 31,5 + \left(31,5.\frac{4}{100}\right) = 32,76 \text{ (mm)}$$

* Xét mặt cắt trục tại C (điểm lắp bánh răng trụ nhỏ z_3):

Từ biểu đồ mô men có kết quả:

+ Xét mặt cắt bên trái điểm C có:

$M_x = 191231,18$(Nmm); $M_y = 41210,09$(Nmm); $M_z = 120702$(Nmm)

$$\Rightarrow M_{td}^T = \sqrt{191231,18^2 + 41210,09^2 + 0,75.120702^2} = 221798\sqrt{a^2 + b^2} \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.1) ta được:

$$d_C^T = \sqrt[3]{\frac{221798}{0,1.63}} = 32,77 \text{ (mm)}$$

+ Xét mặt cắt bên phải điểm C có:

$M_x = 191231,18$(Nmm); $M_y = 76777,135$(Nmm); $M_z = 0$

$$\Rightarrow M_{td}^P = \sqrt{191231,18^2 + 76777,135^2 + 0,75.0^2} = 191385,2 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.3) ta được:

$$d_C^P = \sqrt[3]{\frac{191385,2}{0,1.63}} = 31,2 \text{ (Nmm)}$$

- Tại vị trí lắp bánh răng nên đường kính phải tăng lên 4%

$$d_C = 32,77 + \left(32,77.\frac{4}{100}\right) = 34,08 \text{ (mm)}$$

* Các mặt cắt trục vừa tính được:

$d_B^T = 30,13$ (mm);

$d_B^P = 31,5$ (mm) ;

$d_C^T = 32,77$ (mm);

$d_C^P = 31,2$ (mm)

Xuất phát từ yêu cầu về độ bền, lắp ghép (dễ tháo lắp và cố định các chi tiết trên trục), khả năng công nghệ ta chọn đường kính các đoạn trục dựa theo dãy tiêu chuẩn như sau:

$d_B = d_C = 40$(mm)

Hai vị trí lắp ổ lăn:

$d_A = d_D = 35$(mm)

c) Kết cấu trục: Dựa theo các kích thước mặt cắt trục vừa chọn ở trên ta xác định được kết cấu trục như hình vẽ.

3.3. Tính cho trục III:

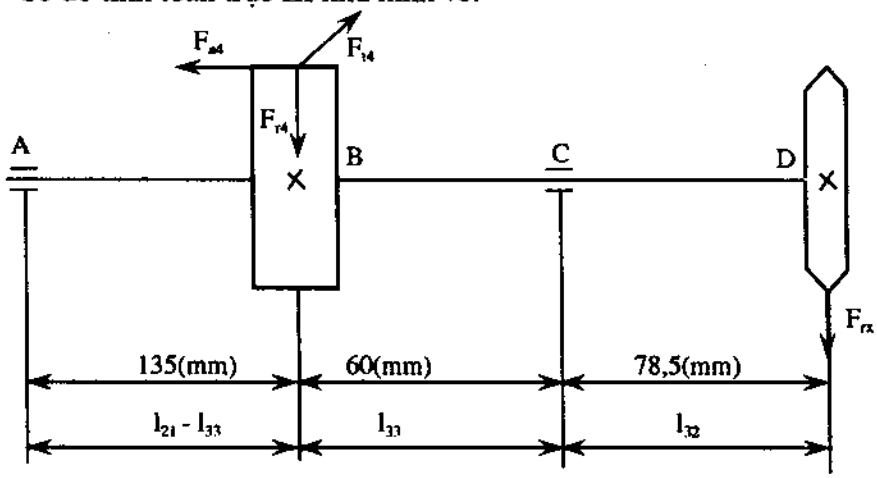
Với $l_{32} = 78,5$(mm);

$l_{33} = 60$(mm);

$l_{22} = 65,5$(mm);

$l_{21} = 195$(mm) $\Rightarrow l_{21} - l_{33} = 195 - 65,5 = 135$(mm)

Sơ đồ tính toán trục III như hình vẽ:



Hình 4.6. *Lược đồ tính trục III*

a) Xác định các lực tác dụng lên trục:

Các lực tác dụng lên trục III gồm có:

- Mô men xoắn từ trục II truyền cho trục III

T_{III} = 356979(Nmm);

F_{rx}- lực của bộ truyền xích, F_{rx} = 5175(N)

- Lực vòng $F_{t4} = F_{t3}$ = 3556,85(N)

- Lực hướng kính $F_{r4} = F_{r3}$ = 1331,94(N)

- Lực hướng trục $F_{a4} = F_{a3}$ = 608(N)

Khi dời các lực về tâm trục ta được các lực tương ứng và các mô men uốn M_{a4} và mô men xoắn M_{t4}.

$$M_{a4} = F_{a4} \cdot \frac{d_{w4}}{2} = 608.\frac{207,68}{2} = 63134,72 \text{ (N)}$$

* Tính phản lực tại các gối A và C:

Giả sử phản lực tại hai gối A và C theo phương x và y có chiều như hình vẽ, có kết quả:

- Phản lực theo phương trục y:

$$\sum M_A^y = R_{Cy}.195 + F_{r4}.135 + F_{rx}.273,5 - M_{a4} = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{Cy} = \frac{M_{a4} - F_{r4}.135 - F_{rx}.273,5}{195}$$

$$R_{Cy} = \frac{63134,72 - 1331,94.135 - 5175.273,5}{195} = -7856,6 \text{ (N)}$$

Vậy R_{Cy} ngược chiều với giả thiết.

$$\sum F_y = R_{Ay} + F_{rx} + F_{r4} - R_{Cy} = 0$$

$\Rightarrow$ $R_{Ay} = R_{Cy} - F_{rx} - F_{r4} = 7856,6 - 5175 - 1331,94 = 1349,6$(N)

- Phản lực theo phương trục x:

$$\sum M_A^x = R_{Cx}.195 + F_{t4}.135 = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{Cx} = \frac{F_{t4}.135}{195} = \frac{3556,85.135}{195} = 2462,43 \text{ (N)}$$

$$\sum F_x = R_{Ax} + R_{Cx} - F_{t4} = 0$$

$\Rightarrow$ $R_{Ax} = F_{t4} - R_{Cx} = 3556,85 - 2462,4 = 1094,42$(N)

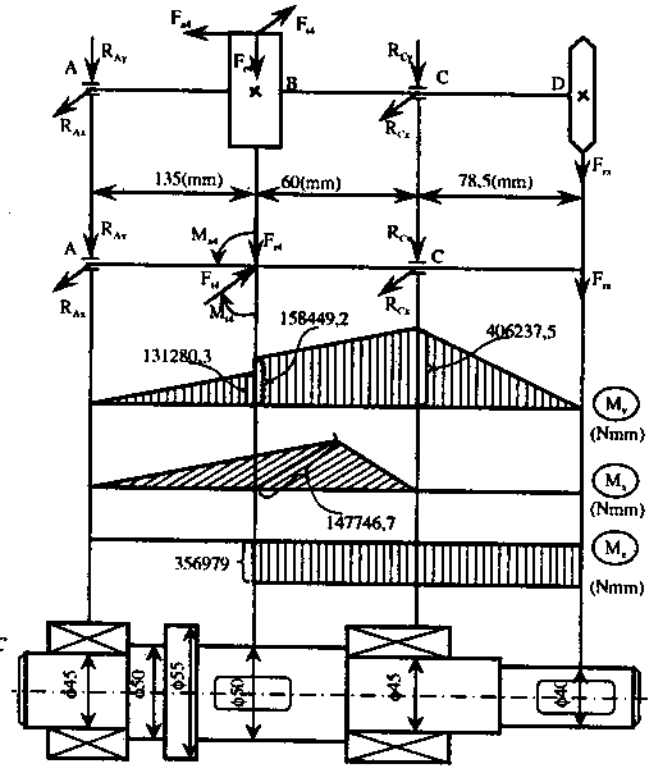
* Vậy các lực tác dụng lên trục gồm:

$F_{t4} = 3556,85$(N) ; $F_{r4} = 1331,94$(N) ;

$F_{a4} = 608$(N) ; $M_{a4} = 63134,72$(N)

Các phản lực: $R_{Ay} = 1349,6$(N) ; $R_{Cy} = -7856,6$(N) ;

$R_{Ax} = 1094,42$(N) ; $R_{Cx} = 2462,43$(N)



Hình.4.7. Biểu đồ nội lực và bản vẽ phác trục III

b) Xác định đường kính các đoạn trục, đặt các lực tác dụng lên trục và vẽ biểu đồ mô men:

Từ biểu đồ mô men ở hình trên ta đi xác định đường kính các mặt cắt tại các điểm A, B, C, D theo công thức:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1.[\sigma]}} \qquad (4.3)$$

Trong đó:

$$M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75.M_z^2}$$

Với $d_{III}^{sb} = 50$(mm), Theo bảng (10.5) [43, 57, 58, 59] có kết quả:

$[\sigma] = 50$MPa.

* Xét mặt cắt trục tại điểm B (điểm lắp bánh răng trụ):

Từ biểu đồ mô men ta thấy:

+ Với mặt cắt bên trái điểm B có:

$M_x = 147746,7$(Nmm); $M_y = 131280,5$(Nmm); $M_z = 0$

$$\Rightarrow \quad M_{td}^T = \sqrt{147746,7^2 + 131280,5^2 + 0,75.0^2} = 197645,28 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.3) ta được:

$$d_B^T = \sqrt[3]{\frac{M_{td}^T}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{197645,28}{0,1.50}} = 34,06 \text{ (mm)}$$

+ Với mặt cắt bên phải điểm B có:

$M_x = 137683,358$(Nmm); $M_y = 158449,2$(Nmm); $M_z = 356979$(Nmm)

$$\Rightarrow M_{td}^P = \sqrt{137683,358^2 + 158449,2^2 + 0,75.356979^2} = 373682,16 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.3) ta được:

$$d_B^P = \sqrt[3]{\frac{M_{td}^P}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{373682,16}{0,1.50}} = 42,122 \text{ (mm)}$$

- Tại vị trí lắp bánh răng nên đường kính phải tăng lên 4%

$$\Rightarrow \quad d_B = 42,122 + \left(42,122.\frac{4}{100}\right) = 43,8 \text{ (mm)}$$

* Xét mặt cắt trục tại điểm C (điểm lắp ổ lăn) có:

$M_x = 0$(Nmm); $M_y = 406237,5$(Nmm); $M_z = 356979$(Nmm)

$$\Rightarrow \quad M_{td}^{T} = \sqrt{0^2 + 406237,5^2 + 0,75.356979^2} = 510494,28 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.3) ta được:

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{M_{td}^{C}}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{510494,28}{0,1.50}} = 46,7 \text{ (mm)}$$

* Xét mặt cắt bên phải điểm D (điểm lắp đĩa xích nhỏ) có:

$M_x = 0$(Nmm); $M_y = 0$(Nmm); $M_z = 356979$(Nmm)

$$\Rightarrow \quad M_{td}^{T} = \sqrt{0^2 + 0^2 + 0,75.356979^2} = 309152,8 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.3) ta được:

$$d_D^P = \sqrt[3]{\frac{M_{td}^{D}}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{309152,8}{0,1.50}} = 39,5 \text{ (mm)}$$

- Tại vị trí lắp đĩa xích nên đường kính phải tăng lên 4%

$$d_D = 39,5 + \left(39,5.\frac{4}{100}\right) = 41,08 \text{ (mm)}$$

* Vậy có kết quả các đường kính trục sơ bộ là:

$d_B = 50$(mm);

$d_A = d_C = 45$(mm)

$d_D = 40$(mm)

c) Định kết cấu trục: Dựa theo các kích thước mặt cắt trục vừa chọn ở trên ta xác định được kết cấu trục như hình vẽ.

3. 4. Tính cho trục IV:

Chiều dài may ơ xích: $l_{mx} = (1,2...1,5)d = 60.(1,2..1,5)$(mm)

$l_{mx} = (72...90)$(mm) lấy $l_{mx} = 80$(mm)

với $k_1 = k_2 = 15$ (mm)

Chiều dài tang quay:

$l_{nt} = 250$(mm) (do D = 320mm)

$l_{41} = 0,5.(b_{04} + l_{nt}) + 2k_1 + k_2 = 0,5.(250 + 31) + 45 = 185,5$(mm)

$l_{42} = 0,5.(l_{nt} + l_{mx}) + k_1 + k_2 + b_{04} =$

$= 0,5.(80 + 80) + 30 + 31 = 411,5$(mm)

a) Các lực tác dụng lên trục IV gồm có: $F_{rx} = 5175(N)$

Lực vòng trên băng tải :$F_r = 4500(N)$

Mô men xoắn trên trục IV là $T_{IV} = 650288(Nmm)$

* Tính trục tại hai gối A và C

- Phản lực theo trục y:

$$\sum F^y = R_{Ay} + R_{Cy} + F_r - F_{rx} = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{Ay} + R_{Cy} = F_{rx} - F_r = 5175 - 4500 = 675(N). \qquad (*)$$

$$\sum M_A^y = R_{Cy}.346 + F_r.185,5 - F_{rx}.411,5 = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{Cy} = \frac{F_{rx}.411,5 - F_r.185,5}{346}$$

$$= \frac{5175.411,5 - 4500.185,5}{346} = 3742(N)$$

Thay R_{Cy} vào (*) có kết quả $R_{Ay} = 675 - 3742 = -3067(N)$

Vậy R_{Ay} ngược chiều so với giả thiết

- Phản lực theo trục x: $R_{Ay} = R_{Cy} = 0$

* Tính mô men trên trục:

+ Trục y: $M_1 = -R_{Ay}.185,5 = -3067.185,5 = -568928,5$ (Nmm)

$M_2 = -R_{Ay}.364 + F_r.160,5 = -3067.346 + 4500.160,5$

$= -339278$ (Nmm)

+ Trục x: không có mô men

Vậy các lực tác dụng lên trục gồm:

$F_{rx} = 5175(N)$;

$R_{Ay} = -3067(N)$;

$F_r = 4500(N)$;

$R_{Cy} = 3742(N)$;

Mô men trên trục :

$M_1 = -568928,5(Nmm)$

$M_2 = -339278(Nmm)$

b) Xác định đường kính các đoạn trục:

Từ biểu đồ mô men ở hình trên ta đi xác định đường kính các mặt cắt tại các điểm A, B, C, D theo công thức (4.3):

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0,1.[\sigma]}}$$

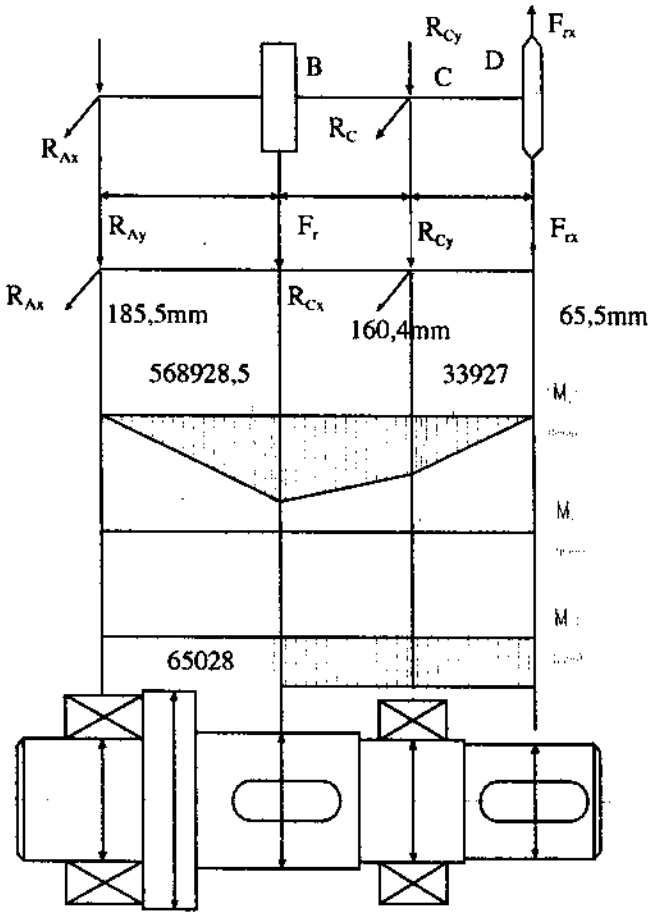
Trong đó:

$$M_{td} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2}$$

Với d_{IV}^{sb} = 60(mm), Theo bảng (10.5) [43, 57, 58, 59] có kết quả:

$[\sigma]$ = 50MPa.

* Xét mặt cắt trục tại điểm B (điểm lắp bãng tải):



Hình 4.8. *Biểu đồ nội lực và bản vẽ phác trục IV*

Từ biểu đồ mô men ta thấy:

+ Với mặt cắt bên trái điểm B có:

$M_x = 0$(Nmm); $M_y = 568928,5$(Nmm); $M_z = 0$

$$\Rightarrow \quad M_{td}^T = \sqrt{568928,5^2} = 568928,5 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.3) ta được:

$$d_B^T = \sqrt[3]{\frac{M_{td}^T}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{568928,5}{0,1.50}} = 48,4 \text{ (mm)}$$

+ Với mặt cắt bên phải điểm B có:

$M_x = 0$(Nmm); $M_y = 568928,5$(Nmm); $M_z = 650288$(Nmm)

$$\Rightarrow \quad M_{td}^P = \sqrt{568928,52^2 + 0,75.650288^2} = 800522 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.3) ta được:

$$d_B^P = \sqrt[3]{\frac{M_{td}^P}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{800522}{0,1.50}} = 54,3 \text{ (mm)}$$

- Tại vị trí lắp băng tải nên đường kính phải tăng lên 4%

$$d_D = 54,3 + \left(54,3.\frac{4}{100}\right) = 56,472 \text{ (mm)}$$

* Xét mặt cắt trục tại điểm C (điểm lắp ổ lăn) có:

$M_x = 0$(Nmm); $M_y = 339278$(Nmm); $M_z = 650288$ (Nmm)

$$\Rightarrow \quad M_{td}^T = \sqrt{0^2 + 339278^2 + 0,75.650288^2} = 657468,9 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.3) ta được:

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{M_{td}^C}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{657468,9}{0,1.50}} = 50,8 \text{ (mm)}$$

* Xét mặt cắt bên phải điểm D (điểm lắp đĩa xích nhỏ) có:

$M_x = 0$(Nmm); $M_y = 0$(Nmm); $M_z = 650288$ (Nmm)

$$\Rightarrow \quad M_{td}^T = \sqrt{0^2 + 0^2 + 0,75.650288^2} = 563165,9 \text{ (Nmm)}$$

Thay vào (4.3) ta được:

$$d_D^P = \sqrt[3]{\frac{M_{td}^D}{0,1.[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{563165,9}{0,1.50}} = 48,2 \text{ (mm)}$$

- Tại vị trí lắp đĩa xích nên đường kính phải tăng lên 4%

$$d_D = 48.2 + \left(48,2.\frac{4}{100}\right) = 50,128 \text{ (mm)}$$

* Vậy có kết quả các đường kính trục sơ bộ là:

$d_B = 60(\text{mm})$; $d_A = d_C = 52(\text{mm})$; $d_D = 50(\text{mm})$

c) Định kết cấu trục: Dựa theo các kích thước mặt cắt trục vừa chọn ở trên ta xác định được kết cấu trục như hình vẽ.

4. Tính kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi (Chỉ xét trường hợp k_τ/k_σ=1,00)

Khi xác định đường kính trục theo (4.3) chưa xét tới các ảnh hưởng về độ bền mỏi của trục: đặc tính thay đổi của chu kỳ ứng suất; yếu tố kích thước và chất lượng bề mặt... Vì vậy cần tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi có kể đến các yếu tố trên.

Kết cấu trục vừa thiết kế muốn đảm bảo được bền mỏi nếu hệ số an toàn tại các mặt cắt nguy hiểm thoả mãn điều kiện:

$$s_j = \frac{s_{\sigma j}.s_{\tau j}}{\sqrt{s_{\sigma j}^2 + s_{\tau j}^2}} \geq [s] \qquad (4.4)$$

Trong đó:

[s] - hệ số an toàn cho phép, [s] = (1,5 ... 2,5); Lấy [s] = 2

$s_{\sigma j}$, $s_{\tau j}$ - hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp tại mặt cắt j.

$$s_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma dj}\sigma_{aj} + \psi_\sigma \sigma_{mj}} \qquad (4.5)$$

$$s_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau dj}\tau_{aj} + \psi_\tau \tau_{mj}} \qquad (4.6)$$

Với σ_{-1}, τ_{-1} - giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng, với thép 45 có σ_b = 600MPa

$\Rightarrow$ $\sigma_{-1} = 0,436\sigma_b = 0,436 . 600 = 261,6$MPa

$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 . 261,6 = 151,728$MPa

ψ_σ, ψ_τ - hệ số kể tới ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, Theo bảng (10.7) [43, 57, 58, 59] với σ_b = 600MPa có kết quả:

$\psi_\sigma = 0,05$; $\psi_\tau = 0$

- Đối với trục quay ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng nên:

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

- σ_a, τ_a, σ_m là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và tiếp tại mặt cắt ta đang xét. Khi trục quay một chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động, do vậy:

$$\tau_{mj} = \tau_{aj} = \frac{\tau_{max\,j}}{2} = \frac{T_j}{2W_{oj}} \qquad (4.7)$$

Với W_j, W_{oj} - mô men cản uốn và mô men cản xoắn tại mặt cắt đang xét.

Tại 2 mặt cắt lắp bánh răng trên trục II, nhìn trên biểu đồ mô men ta thấy M_u^C bên phải là mặt cắt nguy hiểm nhất nên ta kiểm nghiệm cho mặt cắt tại C.

Từ công thức:

$$\sigma_{aj} = \frac{M_u}{W} \text{ với } M_u = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{191231,26^2 + 76777,135^2}$$

$\Rightarrow$ $M_u = 206068,249$(Nmm)

$W = \dfrac{\pi.d^3}{32} - \dfrac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$ Theo bảng (10.6) [43, 57, 58, 59], trục có một rãnh then.

Trong đó: b, t_1 - bề rộng rãnh then và chiều sâu rãnh then trên trục, Theo bảng (9.1a) [43, 57, 58, 59]

có: b = 12(mm); t_1 = 5(mm); ứng với d = 40(mm)

$$\Rightarrow \quad W = \frac{3,14.40^3}{32} - \frac{12.5(40-5)^2}{2.40} = 5361,25$$

Vậy $\sigma_{aj} = \dfrac{206068,249}{5361,25} = 38,436$

Trong công thức (10.23) có:

$T = T_{II} = 120702$(Nmm)

$$W_o = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{3,14.40^3}{16} - \frac{12.5(40-5^2)}{2.40} = 11641,25$$

Thay vào (10.23) ta được:

$$\tau_{aj} = \tau_{mj} = \frac{T}{2W_o} = \frac{120702}{2.11641,25} = 5,184$$

$$K_{\sigma dj} = \frac{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + K_x - 1}{K_y} \quad (4.8)$$

$$K_{\tau dj} = \frac{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_x - 1}{K_y} \quad (4.9)$$

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, Theo bảng (10.8) [43, 57, 58, 59] được:

$K_x = 1,06$ (với $\sigma_b = 600MPa$, Tiện R_a 2,5 ... 0,63)

K_y - hệ số tăng bền bề mặt trục, cho trong bảng (10.9) [43, 57, 58, 59] với phương pháp gia công tăng bền bề mặt tôi bằng dòng điện tần số cao, có $K_y = 1,6$.

ε_σ, ε_τ - hệ số kể đến ảnh hưởng kích thước mặt cắt trục, đối với trục có d = 40(mm), Theo bảng (10.10) [43, 57, 58, 59] với thép Các bon được: $\varepsilon_\sigma = 0,85$; $\varepsilon_\tau = 0,78$

K_σ, K_τ - trị số của hệ số tập trung ứng suất thực tế trên bề mặt trục đối với trục có rãnh then và gia công bằng dao phay ngón, Theo bảng (10.12) [43, 57, 58, 59] có:

$K_\sigma = 1,76$; $K_\tau = 1,54$

Thay vào (4.8 và (4.9) ta được:

$$K_{\sigma dj} = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{25} = 1 \; ; \qquad K_{\tau dj} = \frac{\left(\frac{1,54}{0,78} + 1,06 - 1\right)}{1,6} = 1,271$$

Thay các trị số vừa tính được vào (4.5) và (4.6) ta được:

$$s_{\sigma j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma dj}\sigma_{aj} + \psi_\sigma \sigma_{mj}} = \frac{261,6}{1,331.38,436 + 0,05.0} = 5,1135$$

$$s_{\tau j} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau dj}\tau_{aj} + \psi_\tau \tau_{mj}} = \frac{151,728}{1,271.5,184 + 4,249.0} = 23,028$$

Thay vào (4.4) ta được:

$$s = \frac{5,1135.23,028}{\sqrt{5,1135^2 + 23,028^2}} = 4,99 > [s] = 2$$

Vậy trục II đảm bảo điều kiện bền mỏi.

5. Kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh:

Để tránh biến dạng dẻo quá lớn hoặc phá hỏng trục do quá tải đột ngột cần tiến hành kiểm nghiệm trục về độ bền tĩnh theo công thức:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \le [\sigma] \qquad (4.10)$$

Trong đó: $\sigma = \dfrac{M_{max}}{0,1.d^3}$ (4.11)

$$\tau = \frac{T_{max}}{0,2.d^3} \qquad (4.12)$$

- M_{max}, T_{max}- mô men uốn lớn nhất và mô men xoắn lớn nhất tại mặt cắt nguy hiểm lúc quá tải.

$M_{max} = M_u . K_{qt}$; $T_{max} = T . K_{qt}$

Lấy $K_{qt} = K_{bd} = 1,4$

$[\sigma] = 0,8 . \sigma_{ch}$ (4.13)

Với thép 45 thường hoá có σ_{ch} = 340MPa

$\Rightarrow$ $[\sigma] = 0,8 . 340 = 272$MPa.

a) Kiểm nghiệm cho trục I:

Từ biểu đồ mô men ta thấy mặt cắt nguy hiểm của trục I là vị trí C có:

$M_x = 67403$(Nmm); $M_y = 260628$(Nmm)

$\Rightarrow$ $M_{max} = M_u^C.K_{qt} = \sqrt{67403^2 + 260628^2}.1,4 = 101172,97$ (Nmm)

Với d_C = 30(mm), thay vào (4.11) được:

$$\sigma = \frac{101172,97}{0,1.30^3} = 37,47 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$T_{max} = T . K_{qt} = 30750 . 1,4 = 43050$(Nmm)

thay vào (4.12) được:

$$\tau = \frac{43050}{0,2.30^3} = 7,972 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

thay vào (4.10) ta được:

$$\sigma_{td} = \sqrt{37,47^2 + 3.7,972^2} = 39,93 \text{ MPa} < [\sigma] = 272\text{MPa}.$$

Vậy trục đảm bảo điều kiện bền tĩnh.

b) Kiểm nghiệm cho trục II:

Mặt cắt nguy hiểm tại vị trí C bên phải:

$$M_u^C = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{191231,18^2 + 7677,135^2} = 191385,22 \text{ (Nmm)}$$

$\Rightarrow$ $M_{max} = M_u^C . K_{qt} = 191385,22 . 1,4 = 267939,3$(Nmm)

Với $D_C = 40$(mm); thay vào (4.11) được:

$$\sigma = \frac{267939,3}{0,1.40^3} = 41.86 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$T_{max} = T . K_{qt} = 120702 . 1,4 = 168982,8$(Nmm)

thay vào (412) được:

$$\tau = \frac{168982,8}{0,2.40^3} = 13,2 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

thay vào (4.10) ta được:

$$\sigma_{td} = \sqrt{41,86^2 + 3.13,2^2} = 47,696 \text{ (MPa)}$$

$\sigma_{td} = 47,696$MPa $< [\sigma] = 272$MPa

Vậy trục II đảm bảo điều kiện bền tĩnh.

c) Kiểm nghiệm cho trục III:

Mặt cắt nguy hiểm trên trục III tại C:

$$M_u^C = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{0^2 + 406237,5^2} = 406237,5 \text{ (Nmm)}$$

$\Rightarrow$ $M_{max} = M_u^C . K_{qt} = 406237,5 . 1,4 = 568732,5$(Nmm)

Với $d_C = 45$(mm), thay vào (4.11) được:

$$\frac{n_{01}}{n_{III}} = \frac{200}{113,59} = 1,76 \text{ (N/mm}^2\text{)}$$

$T_{max} = T . K_{qt} = 356979 . 1,4 = 499770,6$(Nmm)

thay vào (4.12) được: $\tau = \dfrac{499770,6}{0,2.45^3} = 27,42$ (N/mm^2)

thay vào (4.10) ta được: $\sigma_{td} = \sqrt{62,42^2 + 3.27,42^2} = 78,4$ (MPa)

$\sigma_{td} = 78,4$MPa $< [\sigma] = 272$MPa

Vậy trục III đảm bảo điều kiện bền tĩnh.

Trường hợp $\frac{k_\tau}{k_\sigma} \neq 1 \left(\frac{k_\tau}{k_\sigma} < 1\right)$, việc tính toán cụ thể, xin xem tài liệu [51]. Trường hợp này việc tính toán độ bền mỏi của trục chưa được trình bày trong các sách giáo khoa và sách hướng dẫn thiết kế chi tiết máy [44, 50, 64, 65]. Hệ số an toàn mỏi được tính theo công thức dưới đây:

$$s = \frac{s_\tau s_\sigma}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2\left[1 + 2\left(1 - \frac{k_\tau}{k_\sigma}\right)(s_\sigma - 1)\right]}} \geq [s], \qquad (4.14)$$

6. Tính kiểm nghiệm trục về độ cứng vững

6.1. 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 ổ, do vậy điều kiện đảm bảo độ cứng uốn sẽ là:

$$f \leq [f] \quad ; \quad \theta \leq [\theta] \qquad (4.15)$$

Trong đó: [f] - độ võng cho phép;

- Đối với trục lắp bánh răng trụ: [f] = 0,01 . m

với m = 2(mm) là mô đun bánh răng trên trục

⇒ [f] = 0,01 . 2,25 = 0,0225(mm)

- Đối với trục lắp bánh răng côn: [f] = 0,005 . 2,25 = 0,01125(mm)

[θ] - góc xoay cho phép, đối với ổ bi đỡ: [θ] = 0,005(Rad);

* Kiểm nghiệm trục II:

Nhìn trên biểu đồ mô men của trục II ta thấy mặt cắt nguy hiểm tại C (điểm lắp bánh răng trụ z_3) nên ta kiểm nghiệm độ võng tại vị trí này và góc xoay θ tại vị trí ổ D, ổ gần mặt cắt chịu mô men uốn lớn nhất.

Theo sức bền vật liệu thì: $f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2}$; $\theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2}$

Trong đó:

f_x, θ_x - chuyển vị và góc xoay theo phương x;

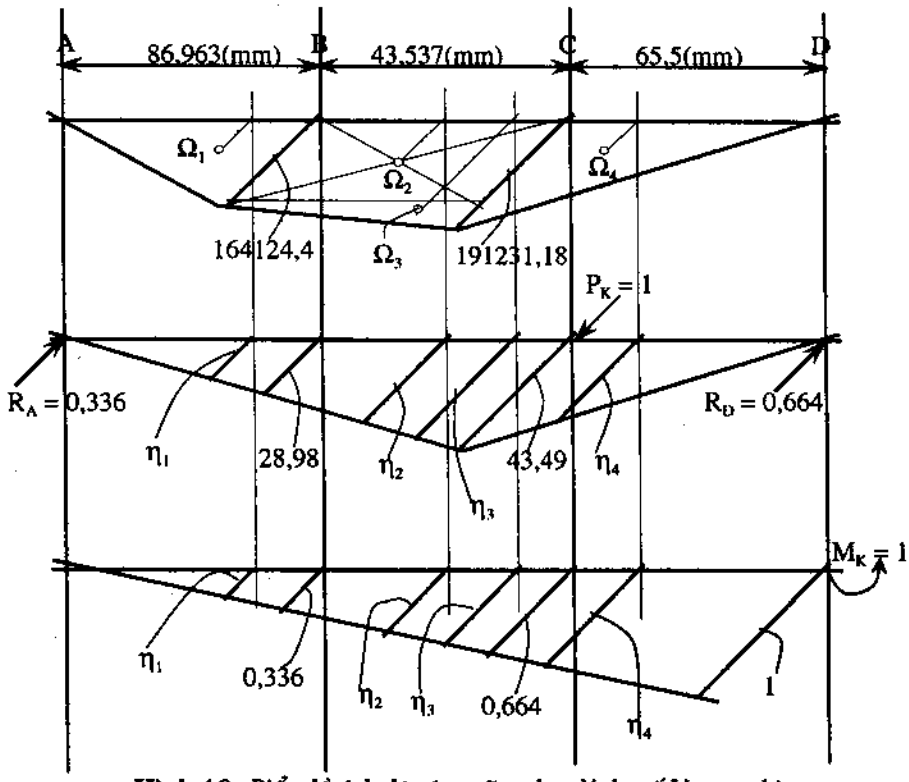
f_y, θ_y - chuyển vị và góc xoay theo phương y;

và được xác định bằng phép nhân biểu đồ Vêrêsaghin.

a) Chuyển vị, góc xoay theo phương x:

+ Chuyển vị theo phương x:

Vẽ biểu đồ $\overline{M_K}$ do $P_K = 1$ đặt tại vị trí lắp bánh răng trụ gây nên rồi thực hiện phép nhân biểu đồ: $f_x = M_x \cdot \overline{M_K} = \frac{1}{EJ}\Omega\eta$



Hình 4.9. *Biểu đồ tính độ cứng vững theo lý thuyết Veresaghin*

Với E - mô đun đàn hồi, E = 2,1 . 10^5MPa;

J - mô men quá tính của mặt cắt;

$$J = \frac{\pi.d_C^4}{64} = 0,05.d_C^4 = 0,05.40^4 = 128000\,(mm^4)$$

$$\Rightarrow \quad f_x = \frac{1}{EJ}(\Omega_1\eta_1 + \Omega_2\eta_2 + \Omega_3\eta_3 + \Omega_4\eta_4)$$

Với $\Omega_1 = \frac{1}{2}$. 86,963 . 164124,4 = 7136375,099(Nmm^2)

Ω_2 = 43,537 . 164124,4 = 7145484(Nmm^2)

$\Omega_3 = \frac{n_{01}}{n_{III}} = \frac{200}{113,59} = 1,76$. 43,537. (191231,18 - 164124,4)

= 59007,94(Nmm^2)

$\Omega_4 = \frac{1}{2}$. 191231,18. 65,5 = 6262821,145(Nmm^2)

$$\eta_1 = \frac{\frac{2}{3}.86,963.43,49}{129,5} = 19,469\ (Nmm^2)$$

$$\eta_2 = \frac{\left(\frac{43,537}{2} + 86,963\right).43,49}{129,5} = 36,515 \text{ (Nmm}^2\text{)}$$

$$\eta_3 = \frac{\left(129,5 - \frac{43,537}{3}\right).43,49}{129,5} = 38,616 \text{ (Nmm}^2\text{)}$$

$$\eta_4 = \frac{2}{3}.43,49 = 28,993 \text{ (Nmm}^2\text{)}$$

thay vào ta được:

$$f_x = \frac{1}{2,1.10^5.128000}(7136375,099.19,469 + 7145484.36,515 +$$
$$+ 590073,94 \,.\, 38,616 + 6262821,145 \,.\, 28,993) = 0,022(\text{mm})$$

$\Rightarrow \quad f_x = 0,022(\text{mm})$

+ Góc xoay theo phương x:

Vẽ biểu đồ $\overline{M_K}$ do $M_K = 1$ đặt tại D gây nên và thực hiện phép nhân biểu đồ.

$$\theta_x = M_x \,.\, \overline{M_K} = \frac{1}{EJ}(\Omega_1 \,.\, \eta_1 + \Omega_2 \,.\, \eta_2 + \Omega_3 \,.\, \eta_3 + \Omega_4 \,.\, \eta_4)$$

Với $\quad J = \frac{\pi.d_D^4}{64} = 0,05.d_D^4 = 0,05 \,.\, 35^4 = 75031,25(\text{mm}^4)$

$\Omega_1, \Omega_2, \Omega_3, \Omega_4$ đã tính ở trên.

$$\eta_1 = \frac{\frac{2}{3}.86,963}{195} = 0,2973 \text{ (Nmm}^2\text{)}$$

$$\eta_2 = \frac{\frac{43,537}{2} + 86,963}{195} = 0,555 \text{ (Nmm}^2\text{)}$$

$$\eta_3 = \frac{129,5 - \frac{43,537}{3}}{195} = 0,5896 \text{ (Nmm}^2\text{)}$$

$$\eta_4 = \frac{129,5 + \frac{65,5}{3}}{195} = 0,776 \text{ (Nmm}^2\text{)}$$

$$\theta_x = \frac{1}{2,1.10^5.75031,25}(7136375,099.0,2973 + 7145484.0,555 +$$

$$+ 590073,94 \,.\, 0,5896 + 6262821,145 \,.\, 0,776);$$

$$\Rightarrow \quad \theta_x = 7,168.\ 10^{-4}(\text{Rad})$$

b) Chuyển vị, góc xoay theo phương y:

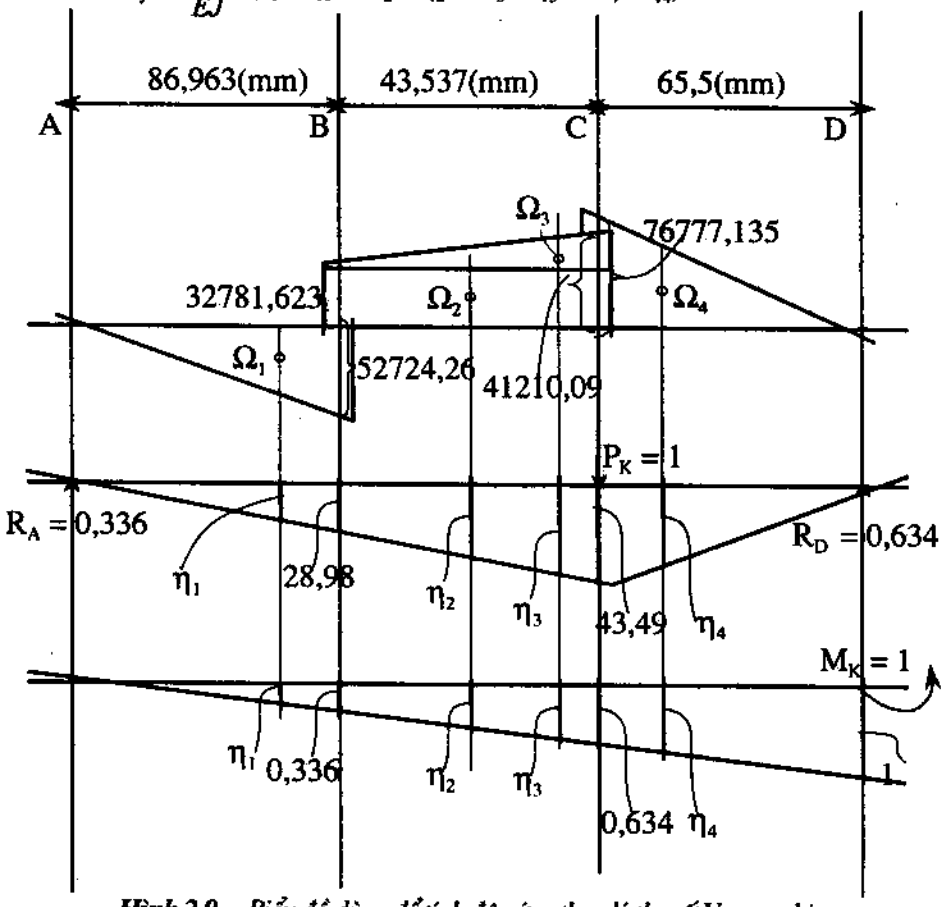
+ Chuyển vị theo phương y:

Vẽ biểu đồ $\overline{M_K}$ do $P_K = 1$ đặt tại C gây nên theo phương y. Sau đó thực hiện phép nhân biểu đồ:

$$f_y = M_y \,.\, \overline{M_K} = \frac{1}{EJ} \,.\, \Omega_i \,.\, n_i$$

Từ biểu đồ mô men có kết quả:

$$f_y = \frac{1}{EJ}(\Omega_1 \,.\, \eta_1 - \Omega_2 \,.\, \eta_2 - \Omega_3 \,.\, \eta_3 - \Omega_4 \,.\, \eta_4)$$



Hình 2.9. *Biểu đồ dùng để tính độ cứng theo lý thuyết Veresaghin*

Trong đó:

$$\Omega_1 = \frac{1}{2}.\,52724{,}26\,.\,86{,}963 = 2292529{,}911(\text{Nmm}^2)$$

$$\Omega_2 = 32781{,}623\,.\,43{,}537 = 142723{,}521(\text{Nmm}^2)$$

$$\Omega_3 = \frac{1}{2}.\,(41210{,}09 - 32781{,}623)\,.\,43{,}537 = 183475(\text{Nmm}^2)$$

$$\Omega_4 = \frac{1}{2}.\,76777{,}135\,.\,65{,}5 = 2514451{,}171(\text{Nmm}^2)$$

$$\eta_1 = \frac{\frac{2}{3}.86{,}963.43{,}49}{129{,}5} = 19{,}469\ (\text{Nmm}^2)$$

$$\eta_2 = \frac{\left(\frac{43{,}537}{3} + 86{,}963\right).43{,}49}{129{,}5} = 34{,}078\ (\text{Nmm}^2)$$

$$\eta_3 = \frac{\left(86{,}963 + \frac{43{,}537}{2}\right).43{,}49}{129{,}5} = 36{,}515\ (\text{Nmm}^2)$$

$$\eta_4 = \frac{2}{3}.43{,}49 = 28{,}993\ (\text{Nmm}^2)$$

Thay vào có kết quả:

$$f_y = \frac{1}{2{,}1.10^5.128000}(2292529{,}911.19{,}469 - 1427213{,}521.34{,}078 -$$

$$- 183475\,.\,36{,}515 - 2514451{,}171\,.\,28{,}993)$$

$\Rightarrow \quad f_y = -2{,}613\,.\,10^{-3}(\text{mm})$

+ Góc xoay theo phương y:

Vẽ biểu đồ $\overline{M_K}$ do $M_K = 1$ đặt tại D gây nên theo phương y rồi thực hiện phép nhân biểu đồ.

$$\theta_y = \frac{1}{EJ}\Omega_i.\eta_i$$

Từ biểu đồ mô men có kết quả:

$$\theta_y = \frac{1}{EJ}(\Omega_1\,.\,\eta_1 - \Omega_2\,.\,\eta_2 - \Omega_3\,.\,\eta_3 - \Omega_4\,.\,\eta_4)$$

Với Ω_1, Ω_2, Ω_3, Ω_4 đã tính ở trên.

$$\eta_1 = \frac{\frac{2}{3}.86,963}{195} = 0,2973 \text{ (Nmm}^2\text{)+-}$$

$$\eta_2 = \frac{\frac{43,537}{3} + 86,963}{195} = 0,520 \text{ (Nmm}^2\text{)}$$

$$\eta_3 = \frac{86,963 + \frac{43,537}{2}}{195} = 0,557 \text{ (Nmm}^2\text{)}$$

$$\eta_4 = \frac{129,5 + \frac{65,5}{3}}{195} = 0,776 \text{ (Nmm}^2\text{)}$$

$$\theta_y = \frac{1}{2,1.10^5.75031,25}(2292529,911.0,2973 - 1427213,521.0,520 -$$

$$- 183475.\ 0,557 - 2514451,171.\ 0,776)$$

$\Rightarrow \quad \theta_y = -1,34\ .\ 10^{-4}$(Rad)

Vậy có kết quả chuyển vị tổng

$$f = \sqrt{f_x^2 + f_y^2} = \sqrt{0,022^2 + 0,002613^2} = 0,02215 \text{ (mm)}$$

Vậy f = 0,02215(mm) < [f] = 0,0225(mm)

$$\theta = \sqrt{\theta_x^2 + \theta_y^2} = \sqrt{\left(7,168^{-4}\right)^2 + \left(1,34.10^{-4}\right)^2} = 7,3.10^{-4} \text{ (Rad)}$$

Vậy trục II đảm bảo độ cứng uốn.

6.2. Tính độ cứng xoắn:

Kiểm nghiệm độ cứng xoắn theo công thức:

$$\varphi = \frac{T_{II}.l.K}{G.J_o} \le [\varphi] \qquad (4.16)$$

Trong đó:

G - mô đun đàn hồi trượt, đối với thép: G = 8 . 10^4MPa.

J_o - mô men quán tính độc cực, với mặt cắt tròn.

$$J_o = \frac{\pi d^4}{32} = \frac{3,14.40^4}{32} = 251200 \text{ (mm}^4\text{)}$$

T_{II} - mô men xoắn trên trục, T_{II} = 120702Nmm;

l - chiều dài đoạn trục chịu xoắn, l = 43,537(mm);

[φ] - góc xoắn cho phép, với trục hộp giảm tốc [φ] = 30'/m.

Ứng với $l = 43,537 \cdot 10^{-3} \Rightarrow [\varphi] = 1,397'$

$$[\varphi] = \frac{1,397.3,14}{60.180} = 0,000406 \text{ (Rad)}$$

K - hệ số: $K = \dfrac{1}{1 - \dfrac{4.\gamma.h}{d}}$

Với d = 40(mm) ⇒ h = 8;

γ = 0,5 với trục có một rãnh then lắp bánh răng côn 2.

Có kết quả: $K = \dfrac{1}{1 - \dfrac{4.0,5.8}{40}} = 1,666$

Thay vào (10.36) được:

$$\varphi = \frac{120702.43,537.1,666}{\left(8.10^4\right).251200} = 0,000382 \text{ (Rad)}$$

$$\Rightarrow \quad \varphi = 0,000382(\text{Rad}) < 0,000406(\text{Rad})$$

Vậy trục đảm bảo cứng xoắn khi làm việc.

Phần V: Tính chọn then

Then dùng để cố định bánh răng trên trục theo phương tiếp tuyến và truyền mô men xoắn từ trục đến các chi tiết lắp trên trục và ngược lại. Thật ra, ứng suất dập và ứng suất cắt cũng biến đổi theo thời gian.

1. Chọn then cho trục I:

Đường kính trục tại điểm lắp bánh răng côn nhỏ d = 20(mm), theo bảng (9.1a) [43, 57, 58, 59] có kết quả kích thước của then:

$b = 6$; $h = 6$; $t_1 = 3,5$; $t_2 = 2,8$

Bán kính góc lượn: + Nhỏ nhất: 0,16

+ Lớn nhất: 0,25

Từ phần trục có kết quả chiều dài mayơ bánh răng côn nhỏ:

$l_{m13} = 30$(mm).

Với $l_{t1} = (0,8 \ldots 0,9) . l_{13} = (0,8 \ldots 0,9) . 30 = (24 \ldots 27)$.

Theo tiêu chuẩn (bảng 9.1a) chọn chiều dài then $l_{t1} = 25$(mm).

a) Kiểm nghiệm sức bền dập cho then:

$$\sigma_d = \frac{2.T_I}{d l_t.(h - t_1)} \le [\sigma_d] \qquad (5.1a)$$

T_I - mô men xoắn trên trục I, $T_I = 30752$Nmm;

l_t - chiều dài then làm việc;

$l_t = l_{t1} - b = 25 - 6 = 19$(mm)

$[\sigma_d]$ - ứng suất dập cho phép, theo bảng [43, 57, 58, 59] (9.5) với dạng răng lắp cố định, vật liệu mayơ là thép, đặc tính tải trọng tĩnh: $[\sigma_d] = 150$MPa;

$$\Rightarrow \sigma_d = \frac{2.30752}{20.19.(6-3,5)} = 64,74 \text{ MPa}$$

$\Rightarrow \sigma_d = 64,74\text{MPa} < [\sigma_d] = 150\text{MPa}$.

Vậy then đảm bảo điều kiện bền dập.

b) Kiểm nghiệm sức bền cắt cho then:

$$\tau_c = \frac{2.T_I}{d l_t.b} \le [\tau_c] \qquad (5.2b)$$

Thay vào có kết quả:

$$\tau_c = \frac{2.30752}{20.19.6} = 26,975 \text{ MPa}$$

$[\tau_c]$ - ứng suất cắt cho phép, $[\tau_c]$ = (60 ... 90)MPa; $[\tau_c]$ = 60MPa

$\Rightarrow \tau_c < [\tau_c]$.

Vậy then đảm bảo điều kiện bền cắt.

2. Chọn then cho trục II:

Tại mặt cắt lắp bánh răng côn và bánh răng trụ có d = 40(mm), theo bảng (9.1a) [43, 57, 58, 59] có kết quả kích thước của then:

b = 12 ; h = 8 ; t_1 = 5 ; t_2 = 3,3

Bán kính góc lượn: + Nhỏ nhất: 0,25

+ Lớn nhất: 0,4

Từ phần trục có kết quả chiều dài mayơ bánh răng:

l_{23} = 49(mm); l_{m22} = 50(mm).

Với l_{t1} = (0,8 ... 0,9) . l_{m22} = (0,8 ... 0,9) . 49 = (39,2 ... 44,1).

Theo tiêu chuẩn (bảng 9.1a) chọn chiều dài then l_{t1} = 40(mm).

a) Kiểm nghiệm sức bền dập cho then:

$$\sigma_d = \frac{2.T_{II}}{d.l_t.(h-t_1)} \le [\sigma_d] \qquad (5.1c)$$

T_{II} - mô men xoắn trên trục II, T_{II} = 120702Nmm;

l_t - chiều dài then làm việc;

$l_t = l_{t1}$ - b = 40 - 12 = 28(mm)

$[\sigma_d]$ - ứng suất dập cho phép, Theo bảng (9.5) [43, 57, 58, 59] với dạng răng lắp cố định, vật liệu mayơ là thép, đặc tính tải trọng tĩnh: $[\sigma_d]$ = 150MPa;

$$\Rightarrow \quad \sigma_d = \frac{2.120702}{40.28.(8-5)} = 71,84 \text{ MPa}$$

$\Rightarrow \quad \sigma_d$ = 71,84MPa < $[\sigma_d]$ = 150MPa

Vậy then đảm bảo điều kiện bền dập.

b) Kiểm nghiệm sức bền cắt cho then:

$$\tau_c = \frac{2.T_{II}}{d.l_t.b} \le [\tau_c] \qquad (5.2d)$$

Thay vào có kết quả:

$$\tau_c = \frac{2.120702}{40.28.12} = 17,96 \text{ MPa}$$

$[\tau_c]$ - ứng suất cắt cho phép, $[\tau_c]$ = (60 ... 90)MPa; $[\tau_c]$ = 60MPa

$\Rightarrow \tau_c < [\tau_c]$.

Vậy then đảm bảo điều kiện bền cắt.

3. Chọn then cho trục III:

Đường kính trục tại vị trí lắp bánh răng trụ lớn có d = 50(mm), do đó Theo bảng (9.1a) [43, 57, 58, 59] có kết quả kích thước của then:

b = 14 ; h = 9 ; t_1 = 5,5 ; t_2 = 3,8

Bán kính góc lượn: + Nhỏ nhất: 0,25

+ Lớn nhất: 0,4

Từ phần trục có kết quả chiều dài mayơ bánh răng trụ lớn: l_{m33} = 60(mm).

Với l_{t1} = (0,8 ... 0,9) . l_{m33} = (0,8 ... 0,9) . 60 = (48 ... 54).

Theo tiêu chuẩn (bảng 9.1a) chọn chiều dài then l_{t1} = 50(mm).

a) Kiểm nghiệm sức bền dập cho then:

$$\sigma_d = \frac{2.T_{III}}{d.l_t.(h-t_1)} \le [\sigma_d] \qquad (5.1e)$$

T_{III} - mô men xoắn trên trục III, T_{III} = 356979Nmm;

l_t - chiều dài then làm việc;

$l_t = l_{t1} - b = 50 - 14 = 36$(mm)

$[\sigma_d]$ - ứng suất dập cho phép, Theo bảng (9.5) [43, 57, 58, 59] với dạng răng lắp cố định, vật liệu mayơ là thép, đặc tính tải trọng tĩnh: $[\sigma_d]$ = 150MPa;

$$\Rightarrow \quad \sigma_d = \frac{2.356979}{50.36.(9-5,5)} = 113,3 \text{ MPa}$$

$\Rightarrow \quad \sigma_d = 113,3\text{MPa} < [\sigma_d] = 150\text{MPa}$

Vậy then đảm bảo điều kiện bền dập.

b) Kiểm nghiệm sức bền cắt cho then:

$$\tau_c = \frac{2.T_{III}}{d.l_t.b} \le [\tau_c] \qquad (5.2f)$$

Thay vào có kết quả:

$$\tau_c = \frac{2.356979}{50.36.14} = 28,33 \text{ MPa}$$

$[\tau_c]$- ứng suất cắt cho phép, $[\tau_c]$ = (60 ... 90)MPa;$\Rightarrow \quad \tau_c < [\tau_c]$.

Vậy then đảm bảo điều kiện bền cắt.

Việc tính toán độ bền mỏi dập và độ bền mỏi cắt có thể tham khảo tài liệu [55].

Phần VI: Tính chọn ổ trục

VI.I. CHỈ DẪN CHUNG VỀ TÍNH CHỌN Ổ LĂN

Có kết quả cấu tạo bộ truyền là bánh răng côn - trụ hai cấp. Do có yêu cầu cao về độ cứng vững của ổ nên ta dùng ổ đũa côn cho cả 3 trục, vì giá thành ổ đắt hơn không nhiều so với ổ bi đỡ và có độ cứng vững cao, đảm bảo được độ chính xác vị trí tương đối giữa các trục lên chi tiết quay trên trục.

Chọn cấp chính xác ổ lăn: 0.

Ổ lăn được chọn theo hai chỉ tiêu:

+ Khả năng tải động nhằm đề phòng tróc rỗ bề mặt làm việc.

+ Khả năng tải tĩnh nhằm đề phòng biến dạng dư.

Do ổ làm việc có số vòng quay khá lớn nên ta chọn ổ theo cả hai khả năng tải động và tải tĩnh.

* Khả năng tải động C_d được tính theo công thức:

$$C_d = Q \cdot \sqrt[m]{L} \qquad (6.1)$$

Trong đó:

Q - tải trọng động quy ước, kN;

L - tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay;

m - bậc của đường cong mỏi khi thử về ổ lăn, đối với ổ đũa m = 10/3;

L_h - tuổi thọ của ổ tính bằng giờ, đối với hộp giảm tốc $L_h = (10 \ldots 25).10^3$giờ.

Xác định tải trọng động quy ước:

$$Q = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot k_t \cdot k_d \qquad (6.2)$$

F_r, F_a - tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục;

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

k_t - hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, $k_t = 1$ khi nhiệt độ $\theta = 105^oC$;

k_d - hệ số kể đến đặc tính của tải trọng, (bảng 11.3) [43] với tải trọng và đập nhẹ $k_d = (1 \ldots 1,2)$, vì hộp giảm tốc công suất nhỏ nên chọn $k_d = 1$;

X, Y - hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục;

* Khả năng tải tĩnh được tính theo công thức:

$$Q_t = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \qquad (6.3)$$

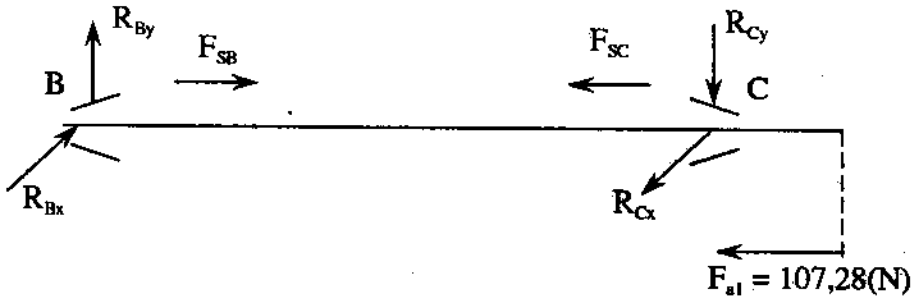
Trong đó:

X_o, Y_o - hệ số tải trọng hướng tâm và hệ số tải trọng dọc trục, cho trong bảng (11.6) [43]: với $X_o = 0,5$ và $Y_o = 0,22\text{cotg}\alpha$;

VI.II. CHỌN Ổ LĂN CHO TỔNG TRỤC

1. Tính chọn ổ cho trục I:

Vì lực của khớp nối vòng đàn hồi tương đối nhỏ so với các lực vòng và lực chiều trục, nên trong phạm vi gần đúng có thể tạm bỏ qua.



Hình 6.1. Lược đồ tính chọn ổ trục I

Các lực tác dụng lên ổ:

- Tại gối B:

$R_{Bx} = 962,9(N)$; $R_{By} = 372,426(N)$

Tổng phản lực tác dụng lên ổ:

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{962,9^2 + 372,426^2} = 1032,4\ (N)$$

- Tại gối C:

$R_{Cx} = 2212,9(N)$; $R_{Cy} = 744,9(N)$

Tổng phản lực tác dụng lên ổ:

$$F_{rC} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{2212,9^2 + 744,9^2} = 2334\ (N)$$

Xác định tỷ số:

$$\frac{F_{a1}}{F_{rB}} = \frac{107,28}{1032,4} = 0,1039$$

Ta thấy lực dọc trục khá nhỏ so với lực hướng tâm, nhưng do trục lắp bánh răng côn cần nâng cao độ cứng vững nên ta chọn ổ côn đũa cỡ nhẹ, có ký hiệu và các thông số sau (bảng P2.11) [43]:

Ký hiệu: 7506

Có: $d = 30(mm)$;

$C = 34,9(kN)$;

$C_o = 27,50(kN)$;

$\alpha = 13,67^o$;

a) Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ:

- Tính lực dọc trục F_S do lực hướng tâm F_r tác dụng lên ổ sinh ra.

$$F_S = 0,83 \,.\, e \,.\, F_r \qquad (6.4)$$

Với $e = 1,5 \,.\, tg\alpha = 1,5 \,.\, tg13,67^o = 0,364$

$\Rightarrow \quad F_{SB} = 0,83 \,.\, 0,364 \,.\, F_{rB} = 0,83 \,.\, 0,364 \,.\, 1032,4 = 311,9(N)$

$\Rightarrow \quad F_{SC} = 0,83 \,.\, 0,364 \,.\, F_{rC} = 0,83 \,.\, 0,364 \,.\, 2334 = 705,14(N)$

Lực dọc trục tác dụng lên ổ:

$$\sum F_{aB} = F_{SC} + F_{a1} = 705,14 + 107,28 = 812,42(N)$$

$$\sum F_{aC} = F_{SB} - F_{a1} = 311,9 - 107,28 = 204,62(N)$$

ta thấy:

$\sum F_{aB} = 812,42(N) > F_{SB} = 311,9(N)$; Lấy $F_{aB} = 812,42(N)$

$\sum F_{aC} = 204,62(N) < F_{SC} = 705,14(N)$; Lấy $F_{aC} = 705,14(N)$

Xác định hệ số X, Y có kết quả:

$$\frac{F_{aB}}{V.F_{rB}} = \frac{812,42}{1.1032,4} = 0,786 > e = 0,364$$

Theo bảng (11.4) [43, 57, 58, 59] ta được:

$X_B = 0,40$

$Y_B = 0,4 \,.\, cotg\alpha = 0,4 \,.\, cotg13,67^o = 1,64$

$$\frac{F_{aC}}{V.F_{rC}} = \frac{204,62}{1.2334} = 0,0876 < e = 0,364$$

Theo bảng (11.4) [43, 57, 58, 59] ta được: $X_C = 1$; $\quad Y_C = 0$

Theo công thức (11.3) có kết quả tải trọng quy ước ổ B và C là:

$$Q_B = (X_B \,.\, V \,.\, F_{rB} + Y_B \,.\, F_{aB}) \,.\, k_t \,.\, k_d;$$

$$Q_C = (X_C \,.\, V \,.\, F_{rC} + Y_C \,.\, F_{aC}) \,.\, k_t \,.\, k_d$$

Thay số:

$$Q_B = (0,40 \,.\, 1 \,.\, 1032,4 + 1,64 \,.\, 812,42) \,.\, 1 \,.\, 1 = 1745,32(N)$$

$$Q_C = (1 . 1 . 2334 + 0 . 204,62) . 1 . 1 = 2334(N)$$

Ta thấy $Q_C > Q_B$ nên chọn Q_C để tính cho ổ C.

Theo (6.1) có kết quả: $Q_C = 2334(N)$

$$C_d = Q_C . \sqrt[1/3]{L}$$

với $L = \dfrac{60.n_I.L_{hi}}{10^6}$

n_I - số vòng quay của trục I, $n_I = 1445$(vg/ph)

L_{hi} - tổng số giờ làm việc (đã được tính ở mục 2 của phần bộ truyền bánh răng trụ - răng nghiêng);

$$L_{hi} = t_\Sigma = 91728(\text{giờ})$$

Thay vào ta được:

$$L = \frac{60.1445.91728}{10^6} = 7952,8$$

$$\Rightarrow \quad C_d = 2334.\sqrt[10/3]{7952,8} = 34534,79\ (N)$$

$$C_d = 34,53(kN) < C = 34,9(kN)$$

Vậy kiểu ổ 7506 đã chọn đảm bảo khả năng chịu tải trọng động.

b) Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh của ổ:

Đối với các ổ lăn không quay hoặc làm việc với số vòng quay n < 1 vg/ph, tiến hành chọn ổ theo khả năng tải tĩnh nhằm đề phòng biến dạng dư theo điều kiện:

$$Q_t \le C_0 \qquad (6.5)$$

Với C_0- khả năng tải tĩnh, cho trong các bảng tiêu chuẩn ổ lăn, phụ thuộc vào loại ổ và cỡ ổ;

Tải trọng tĩnh quy ước được xác định như sau:

$$Q_t = X_0 . F_r + Y_0 . F_a \qquad (6.6)$$

$$\Rightarrow \quad Q_t = 0,5 . 2334 + 0,22\text{cotg}13,67^o . 107,28 = 1264(N)$$

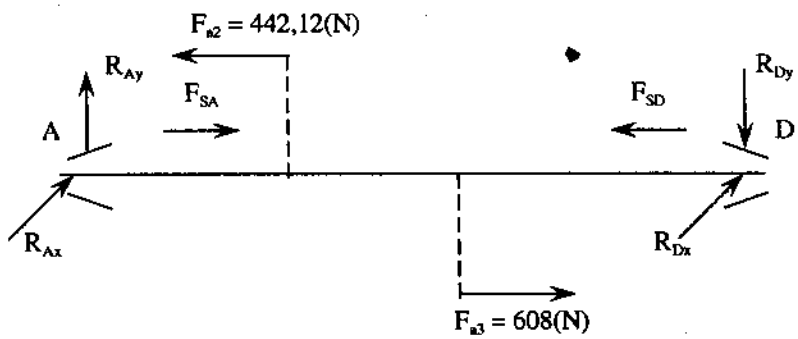
$$Q_t = 1,264(kN) < C_0 = 27,50(kN)$$

Vậy kiểu ổ 7506 đã chọn đảm bảo khả năng chịu tải trọng tĩnh.

- Kích thước ổ:

Kiểu ổ	d (mm)	D (mm)	D_t (mm)	B (mm)	C_t (mm)	T (mm)	r (mm)	r_1 (mm)	α (độ)	C (kN)	C_0 (kN)
7506	30	62	67	20	17	21,25	1,5	0,5	13,67	34,9	27,50

2. Tính chọn ổ cho trục II:



Hình .6.2. Lược đồ tính chọn ổ trục II

Các lực tác dụng lên ổ:

- Tại gối A:

R_{Ay} = 185,11(N) ; R_{Ax} = 1887,29(N)

Tổng phản lực tác dụng lên ổ A:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1887,29^2 + 185,11^2} = 1896,3 \text{ (N)}$$

- Tại gối D:

R_{Dx} = 2919,56(N) ; R_{Dy} = 1172,17(N)

Tổng phản lực tác dụng lên ổ D:

$$F_{rD} = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{2919,56^2 + 1172,17^2} = 3146,07 \text{ (N)}$$

Tổng lực dọc trục:

$F_{at} = F_{a3} - F_{a2}$ = 608 - 442,12 = 165,88(N)

Xác định tỷ số:

$$\frac{F_{at}}{F_{rA}} = \frac{165,88}{1896,3} = 0,087$$

Chọn ổ đũa côn cỡ nhẹ với đường kính ngõng trục d = 35(mm) được ổ ký hiệu 7207 có:

d = 35 (mm) ; α = 13,83o

C = 35,20(kN) ; C_o = 26,30(kN)

a) Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ:

$e = 1,5 \cdot tg\alpha = 1,5 \cdot tg13,83^o = 0,383$

Theo công thức (6.7) [43]:

$F_{SA} = 0,83 . e . F_{rA} = 0,83 . 0,383 . 1896,3 = 602,8(N)$

$F_{SD} = 0,83 . e . F_{rD} = 0,83 . 0,383 . 3146,07 = 1000(N)$

- Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ:

$\Sigma F_{aA} = F_{SD} - F_{at} = 1000 - 165,88 = 834,12(N)$

$\Sigma F_{aD} = F_{SA} + F_{at} = 602,8 + 165,88 = 768,68(N)$

Ta thấy:

$\Sigma F_{aA} = 834,12(N) > F_{SA} = 602,8(N)$; Lấy $F_{aA} = 834,12(N)$

$\Sigma F_{aD} = 768,68(N) < F_{SD} = 1000(N)$; Lấy $F_{aD} = 1000(N)$

* Xác định hệ số X, Y:

- Với ổ A: $\dfrac{F_{aA}}{V.F_{rA}} = \dfrac{834,12}{1.1896,3} = 0,493 > e = 0,383$

Theo bảng (11.4) [43, 57, 58, 59] $\Rightarrow$ $X_A = 0,4$

$Y_A = 0,4\text{cotg}\alpha = 0,4\text{cotg}13,83^o = 1.62$

- Với ổ D: $\dfrac{F_{aD}}{V.F_{rD}} = \dfrac{1000}{1.3146,07} = 0,317 < e = 0,383$

Theo bảng (11.4) [43, 57, 58, 59] $\Rightarrow$ $X_D = 1$; $Y_D = 0$

* Tải trọng quy ước trên ổ A và D là:

$Q_A = (X_A . V . F_{rA} + Y_A . F_{aA}) . k_t . k_d$

$\Rightarrow$ $Q_A = (1 . 1 . 1896,3 + 0 . 602,8) . 1 . 1 = 1896,3$ (N)

$Q_D = (X_D . V . F_{rD} + Y_D . F_{aD}) . k_t . k_d$

$\Rightarrow$ $Q_D = (1 . 1 . 3146,07 + 0 . 1000) . 1 . 1 = 3146,07$ (N)

Dễ thấy $Q_D > Q_A$ ta lấy Q_D để tính.

$C_d = Q_D . \sqrt[10/3]{L}$

Với $L = \dfrac{60.n_{tt}.L_{hi}}{10^6} = \dfrac{60.349,87.91728}{10^6} = 1925,5$

$\Rightarrow$ $C_d = 3146,07. \sqrt[10/3]{1925,5} = 30418,05(N) = 30,418(kN)$

$\Rightarrow$ $C_d = 30,418(kN) < C = 35,20(kN)$

Vậy ổ đảm bảo khả năng chịu tải trọng động.

b) Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh của ổ:

Đối với các ổ lăn không quay hoặc làm việc với số vòng quay n < 1 vg/ph, tiến hành chọn ổ theo khả năng tải tĩnh nhằm đề phòng biến dạng dư theo điều kiện:

$$Q_t \le C_0 \qquad (6.7)$$

Với C_0 - khả năng tải tĩnh, cho trong các bảng tiêu chuẩn ổ lăn, phụ thuộc vào loại ổ và cỡ ổ;

Tải trọng tĩnh quy ước được xác định như sau:

$$Q_t = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a \qquad (6.8)$$

$$\Rightarrow \quad Q_t = 0,5 \cdot 3146,07 + 0,22\text{cotg}13,83^o \cdot 608 = 2096,6(N)$$

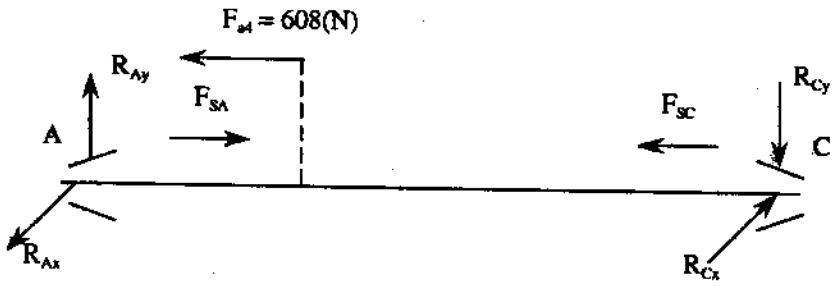
$$Q_t = 2,096(kN) < C_o = 26,30(kN)$$

Vậy ổ đảm bảo khả năng chịu tải trọng tĩnh.

- Kích thước ổ:

Kiểu ổ	d (mm)	D (mm)	D_1 (mm)	d_1 (mm)	B (mm)	C_1 (mm)	T (mm)	r (mm)	r_1 (mm)	α (độ)	C (kN)	C_o (kN)
7207	35	72	59	52,7	17	15	18,25	2,0	0,8	13,83,33	35,20	26,30

3. Tính chọn ổ cho trục III:



Hình 6.3. Lược đồ tính chọn ổ trục III

Các lực tác dụng lên ổ:

- Tại gối A:

$$R_{Ay} = 1349,6(N) \quad ; \quad R_{Ax} = 1094,42(N)$$

Tổng phản lực tác dụng lên ổ A:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1094,42^2 + 1349,6^2} = 1737,5(N)$$

- Tại gối C:

$R_{Cx} = 2462,43(N)$; $R_{Cy} = 7856,6(N)$

Tổng phản lực tác dụng lên ổ C:

$$F_{rC} = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{2462,43^2 + 7856,6^2} = 8233,45 \text{ (N)}$$

Tổng lực dọc trục ngoài: $F_{at} = F_{a4} = 608(N)$

Xác định tỷ số: $\dfrac{F_{at}}{F_{rA}} = \dfrac{608}{1737,5} = 0,3499$

Chọn sơ bộ ổ đũa côn cỡ nhẹ ứng với ngõng trục lắp ổ d = 45 (mm) có:

Ký hiệu: 7209

$d = 45$ (mm) ; $\alpha = 15,33o$

$C = 42,70(kN)$; $C_o = 33,40(kN)$

a) Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ:

$e = 1,5 . tg\alpha = 1,5 . tg15,33^o = 0,41$

Lực dọc trục phụ do lực hướng tâm tác dụng lên ổ sinh ra (theo 6.7) [43]:

$F_{SA} = 0,83 . e . F_{rA} = 0,83 . 0,41 . 1737,5 = 591,27(N)$

$F_{SC} = 0,83 . e . F_{rC} = 0,83 . 0,41 . 8233,45 = 2801,8(N)$

- Tổng lực dọc trục tác dụng lên ổ:

$\sum F_{aA} = F_{SC} + F_{at} = 2801,8 + 608 = 3409,8(N)$

$\sum F_{aC} = F_{SA} - F_{at} = 591,27 - 608 = -16,73(N)$

Dấu (-) chứng tỏ $\sum F_{aC}$ có chiều ngược với F_{SA}.

Dễ thấy: $\sum F_{aA} = 3409,8$ (N) > $F_{SA} = 591,27$ (N); Lấy $F_{aA} = 3409,8$ (N)

$\sum F_{aC} = 16,73$ (N) < $F_{SC} = 2801,8$ (N); Lấy $F_{aC} = 2801,8$ (N)

* Xác định hệ số X, Y:

- Tại gối A: $\dfrac{F_{aA}}{V.F_{rA}} = \dfrac{3409,8}{1.1737,5} = 1,962 > e = 0,41$

Theo bảng (11.4) [43, 57, 58, 59] ⇒ $X_A = 0,40$

$Y_A = 0,4 . cotg\alpha = 0,4 . cotg15,33^o = 1,46$

- Tại gối C: $\dfrac{2a}{p} + \dfrac{z_1 + z_2}{2} + \dfrac{(z_2 - z_1)^2 p}{4\pi^2 a}$

Theo bảng (11.4) [43, 57, 58, 59] ⇒ $X_C = 1$, $Y_C = 0$

* Tải trọng quy ước trên ổ A và D là:

$Q_A = (X_A . V . F_{rA} + Y_A . F_{aA}) . k_t . k_d$

$\Rightarrow \quad Q_A = (0,4 . 1 . 1737,5 + 1,46 . 3409,8) . 1 . 1 = 5673,3(N)$

$Q_C = (X_C . V . F_{rC} + Y_C . F_{aC}) . k_t . k_d$

$\Rightarrow \quad Q_C = (1 . 1 . 8233,45 + 0 . 2801,8) . 1 . 1 = 8233,45\ (N)$

Dễ thấy $Q_C > Q_A$ ta lấy $Q_C = 5233,45$ (N) để tính cho ổ C.

$C_d = Q_C . \sqrt[10/3]{L} \rightarrow$

Với $L = \dfrac{60.n_{III}.L_{hi}}{10^6} = \dfrac{60.113,59.91728}{10^6} = 625,16$

$\Rightarrow \quad C_d = 5233,45. \sqrt[10/3]{625,16} = 36103,7(N) = 36,103(kN)$

$\Rightarrow \quad C_d = 36,103(kN) < C = 42,70(kN).$

Vậy ổ III thoả mãn yêu cầu tải trọng động

b) Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh của ổ:

Đối với các ổ lăn không quay hoặc làm việc với số vòng quay n < 1 vg/ph, tiến hành chọn ổ theo khả năng tải tĩnh nhằm đề phòng biến dạng dư theo điều kiện:

$$Q_t \leq C_0 \qquad (6.9)$$

Với C_0 - khả năng tải tĩnh, cho trong các bảng tiêu chuẩn ổ lăn, phụ thuộc vào loại ổ và cỡ ổ;

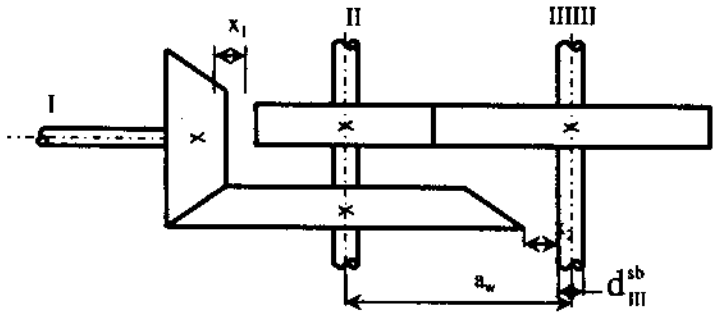
Tải trọng tĩnh quy ước được xác định như sau:

$$Q_t = X_0 . F_r + Y_0 . Fa \qquad (6.10)$$

$\Rightarrow \quad Q_t = 0,5 . 8233,45 + 0,22\text{cotg}15,33^o . 608 = 4604,6(N)$

$Q_t = 4,604(kN) < C_0 = 33,40(kN)$

Vậy ổ III thoả mãn yêu cầu tải trọng tĩnh.



Hình 6.4. *Xác định vị trí tương đối giữa các tiết máy quay trong hộp giảm tốc*

- Kích thước ổ:

Kiểu ổ	d (mm)	D (mm)	D_1 (mm)	d_1 (mm)	B (mm)	C_1 (mm)	T (mm)	r (mm)	r_1 (mm)	α (độ)	C (kN)	C_o (kN)
7209	45	85	70	64,8	19	16	20,75	2,0	0,8	15,33	42,70	33,40

4 - Kiểm tra va chạm trục:

Kiểm tra chạm trục

* Điều kiện: $x_1 = \frac{d_{e2}}{2} - b_w.\cos\delta_1 - \frac{d_{a3}}{2}$ và $x_2 = a_w - \left[\frac{d_{ae2}}{2} + \frac{d_{III}^{sb}}{2}\right]$

Đường kính sơ bộ trục I, II, III

Từ phần tính trục ta đã có $d_{III}^{sb} = 49,18$(mm)

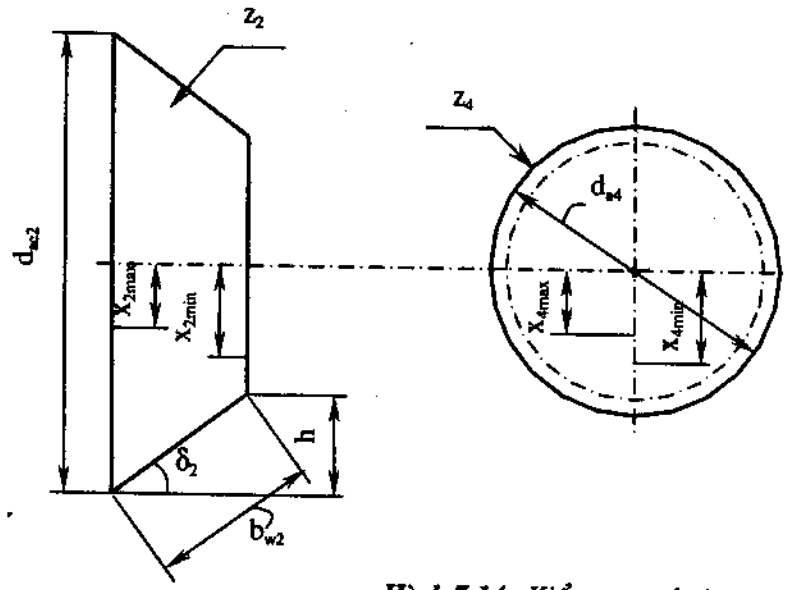
Vậy có kết quả:

$$x_1 = \frac{d_{e2}}{2} - b.\cos\delta_1 - \frac{d_{a3}}{2} = \frac{231,75}{2} - 30.\cos 13,64^o - \frac{70,37}{2} = 51,53 \text{ (mm)}$$

$$x_2 = a_w - \frac{d_{ae2}}{2} - \frac{d_{III}^{sb}}{2} = 140 - \left[\frac{231,75}{2} + \frac{49,18}{2}\right] = -0,465 \text{ (mm)}$$

Thoả mãn điều kiện chạm trục, nghĩa là khi làm việc các trục không bị kích chạm vào các moay ơ lắp trên chúng.

VII.1. BÔI TRƠN ĂN KHỚP



Hình 7.14. *Kiểm tra sự bôi trơn ăn khớp*

Vì vận tốc bánh răng v < 12 (m/s) nên ta chọn bôi trơn bằng phương pháp ngâm dầu.

Với điều kiện bôi trơn trong hộp giảm tốc. Phương pháp bôi trơn ngâm trong dầu có nghĩa là 2 bánh răng lớn z_2 và z_4 đều được ngâm trong dầu có chứa trong hộp giảm tốc, ta chọn loại dầu AK10 hoặc AK15 dầu có độ nhớt $\frac{186}{16}$ ở 50% và $0,25.p\left\{x_c - 0,5(z_2+z_1) + \sqrt{\left[x_c - 0,5(z_2+z_1)\right]^2 - 2\left[\frac{(z_2-z_1)}{\pi}\right]^2}\right\}$ ở 100%.

Gọi x_{2min} là khoảng các từ tâm trục 2 tới mức dầu thấp nhất ngập bánh răng z_2.

x_{2max} là khoảng cách từ tâm trục 2 tới mức dầu cao nhất đối với bánh răng z_2.

x_{4min} là khoảng cách từ tâm trục 3 tới mức dầu thấp nhất đối với bánh răng z_4.

x_{rmax} là khoảng cách từ tâm trục 3 tới mức dầu cao nhất đối với bánh răng z_4.

* Với bánh răng côn cấp nhanh có v = 3,720 (m/s) > 1,5 (m/s) nên có kết quả:

Chiều sâu ngâm dầu H = (0,75 ... 2)h

với $h = b \cdot \sin\delta_2$

b - chiều rộng vành răng bánh z_2, b = 30 (mm);

δ_2 - góc côn chia bánh răng z_2, $\delta_2 = 76,36^o$;

Thay vào có kết quả: $h = 30 \cdot \sin 76,36^o = 29,152$ (mm)

Vậy chiều sâu ngâm dầu H sẽ là:

$$H = (0,75 \ldots 2) \cdot 29,152 = (21,864 \ldots 58,306)$$

Lấy H = 22 (mm)

Vậy có kết quả: $x_{2min} = \frac{d_{ae2}}{2} - H$

$$x_{2max} = x_{2min} - 10$$

Với $d_{ae2} = 231,75$ (mm) là đường kính đỉnh răng ngoài bánh răng z_2;

$$\Rightarrow \quad x_{2min} = \frac{231,75}{2} - 22 = 93,875 \text{ (mm)}$$

$$x_{2max} = x_{2min} - 10 = 93,875 - 10 = 83,875 \text{ (mm)}$$

* Với bánh răng trụ cấp chậm có v = 1,2426 (m/s) <1,5 (m/s) nên có kết quả:

Chiều sâu ngâm dầu H = (0,75 ... 2) . h

Với h - chiều cao răng, h = (f' + f'')m = (1 + 1,5).2,25 = 6,25

$\Rightarrow$ H = (0,75 ... 2)6,25 = (4,6875 ... 12,5); chọn H = 10

$$x_{4min} = \frac{d_{a4}}{2} - H \quad ; \quad x_{4max} = \frac{3}{4} \cdot \frac{d_{a4}}{2}$$

Với d_{a4} - đường kính đỉnh răng bánh z_4, $d_{a4} = 207,68$ (mm)

$$\Rightarrow \quad x_{4min} = \frac{207,68}{2} - 10 = 93,84 \text{ (mm)}$$

$$x_{4max} = \frac{3}{4} \cdot \frac{d_{a4}}{2} = \frac{3.207,68}{8} = 77,88 \text{ (mm)}$$

Nên thay dầu định kỳ 6 tháng 1 lần

- Để hộp giảm tốc đảm bảo bôi trơn thì phải thoả mãn điều kiện:

Ta phải dùng mỡ để bôi trơn : loại mỡ M.

$\Delta x = \min(x_{min}) - \max(x_{max}) > 5 + 10$ (mm)

So sánh kết quả tính được có kết quả:

$\min(x_{min}) = \min(x_{2min}; x_{4min}) = \min(93,875; 93,84) = 93,84$ (mm)

$\max(x_{max}) = \max(x_{2max}; x_{4max}) = \max(83,875; 77,88) = 83,875$ (mm)

Vậy $\Delta x = 93,84 - 83,875 = 9,965$ (mm) > 5 + 10 (mm)

Hộp giảm tốc thoả mãn điều kiện bôi trơn.

3. Kiểm tra sai số vận tốc vòng quay trục công tác:

$$n_{LV}^{thực} = \frac{n_{dc}}{u_{\Sigma}^{thực}}$$

Trong đó:

$$u_{\Sigma}^{thực} = u_x.u_1.u_2$$

Với u_x, u_1, u_2 lần lượt là tỷ số truyền của bộ truyền xích, cặp bánh răng côn cấp nhanh và cặp bánh răng trụ cấp chậm.

$$\Rightarrow \quad u_{\Sigma}^{thực} = \frac{z_2}{z_1}.\frac{z_4}{z_3}.\frac{z_6}{z_5}$$

Với z_1, z_2 là số răng của cặp bánh răng côn (cấp nhanh);

z_3, z_4 là số răng của cặp bánh răng trụ (cấp chậm);

z_5, z_6 là số răng của cặp đĩa xích;

$z_1 = 25$; $z_2 = 103$; $z_3 = 34$;

$z_4 = 104$; $z_5 = 25$; $z_6 = 50$

$$\Rightarrow \quad u_{\Sigma}^{thực} = \frac{103}{25}.\frac{104}{34}.\frac{50}{25} = 25,2$$

$$\Rightarrow \quad u_{LV}^{tc} = \frac{n_{dc}}{u_{\Sigma}^{thực}} = \frac{1445}{25,2} = 57,34 \text{ (vg/ph)}$$

Sai số vòng quay trên trục làm việc:

$$\%\Delta n = 100\% . \left|\frac{n_{LV}^{thực} - n_{ct}}{n_{LV}^{thực}}\right| = 100\%.\left|\frac{57,34 - 56,7}{57,34}\right| = 1,116 < 4\%$$

*** Kết luận:** Qua các bộ truyền vừa tính toán thì số vòng quay trên trục công tác vẫn đảm bảo.

VII.II. BÔI TRƠN Ổ LĂN

Tất cả các ổ lăn đều được bôi trơn bằng mỡ [43, 44]

Định kỳ 3 tháng điều chỉnh độ dơ của ổ và thay mỡ một lần.

Phần VIII: Thiết kế vỏ hộp giảm tốc

VIII.I. THIẾT KẾ VỎ HỘP

1. Chiều dày thân hộp:

$\delta = 0,3 . a + 3 = 0,03 . 140 + 3 = 7,2$ (mm); Lấy $\delta = 8$(mm)

2. Chiều dày nắp bích:

$\delta_1 = 0,9 . \delta = 0,9 . 8 = 7,2$; Lấy $\delta_1 = 7$(mm)

3. Gân tăng cứng:

+ Chiều dày $e = (0,8 ... 1) . \delta = (0,8 . 1) . 8 = (6,4 ... 8)$mm; Lấy $e = 8$(mm).

+ Chiều cao $h < 58$(mm)

+ Độ dốc: 2°

4. Đường kính bu lông:

+ Bu lông nền: $d_1 = 0,04 . a + 10 = 0,04 . 140 + 10 = 15,6$(mm) > 12(mm)

+ Bu lông cạnh ổ: $d_2 = (0,7 ... 0,8)d_1 = (0,7 ... 0,8) .d_1 = (0,7 ... 0,8) .15,6 = (10,92 ...12,48)$; Lấy $d_2 = 12$(mm)

+ Bu lông lắp ghép bích và thân: $d_3 = (0,8 ... 0,9) d_2 = (9,6 ... 10,8)$; Lấy $d_3 = 10$(mm);

+ Bu lông lắp ổ: $d_4 = (0,6 ... 0,7) . d_2 = (7,2 ... 8,4)$; Lấy $d_4 = 8$(mm);

+ Bu lông ghép nắp cửa thăm:

$d_5 = (0,5 . 0,6)_{d2} = (6 ... 7,2)$; lấy $d_5 = 7$(mm)

5. Mặt bích ghép nắp và thân:

- Chiều dày bích thân hộp:

$S_3 = (1,4 ... 1,8) . d_3 = (1,4 ... 1,8) . 10 = (14 ... 18)$mm;

Lấy $S_3 = 18$(mm)

- Chiều dày bích nắp hộp: $S_4 = (0,9 ... 1) . S_3 = (16,2 ... 18)$mm;

Lấy $S_4 = 18$(mm)

- Bề rộng bích nắp và thân:

$k_3 = k_2 - (3 ... 5)$mm $= 39 - (3 ... 5) = (36 ... 34)$mm; Lấy $k_3 = 34$(mm)

6. Kích thước gối trục (bảng 18.2):

- Bề rộng mặt ghép bu lông cạnh ổ:

$k_2 = E_2 + R_2 + (3 ... 5)$mm

Với $E_2 = 1,6 . d_2 = 1,6 . 12 = 19,2(mm)$

$R_2 = 1,3 . d_2 = 1,3 . 12 = 15,6(mm)$

$\Rightarrow$ $k_2 = 19,2 + 15,6 + (3 ... 5) = (37,8 ... 39,8)$; Lấy $k_2 = 39(mm)$

Có kết quả bảng số liệu sau:

Trục	D	D_2	D_3	D_4	h	d_4	z
I	62	75	90	52	8	M6	4
II	80	100	125	75	10	M8	6
III	80	100	125	75	10	M8	6

7. Mặt đế hộp:

- Chiều dày khi không có phần lồi:

$S_1 = (1,3 ... 1,5) . d_1 = (1,3 ... 1,5) . 15,6 = (20,28 ... 23,4)mm$

Lấy $S_1 = 23$ (mm)

- Chiều dày khi có phần lồi:

$S_1 = (1,4 ... 1,7) . d_1 = (21,84 ... 26,52)$; Lấy $S_1 = 26(mm)$

và $S_2 = (1 ... 1,1) . d_1 = (15,6 ... 17,16)$; Lấy $S_2 = 17(mm)$

$k_1 \approx 3 . d_1 = 46,8(mm)$; k_1 - bề rộng mặt đế hộp;

và $q \geq k_1 + 2 .\delta = 46,8 + 2 . 8 = 62,8(mm)$

8. Khe hở giữa các chi tiết:

- Giữa bánh răng với thành trong hộp:

$\Delta \geq (1 ... 1,2) . \delta = (1 ... 1,2) . 8 = (8 ... 9,6)mm$; Lấy 9(mm)

- Giữa đỉnh bánh răng lớn và đáy hộp:

$\Delta_1 \geq (3 ... 5) . \delta = (24 ... 40)$; Lấy 40(mm)

- Giữa hai bánh răng với nhau:

$\Delta_2 \geq 0,4 . \delta = 0,4 . 8 = 3,2(mm)$

9. Bu lông vòng:

Bu lông vòng dùng để nâng và vận chuyển hộp giảm tốc khi gia công hay lắp ghép.

- Theo bảng 18.3b [43 , 57, 58, 59], có kết quả khối lượng gần đúng của hộp giảm tốc là:

Với $R_c = 119,23(mm)$

$a = 140(mm)$

$\Rightarrow Q = 180(kG)$

- Theo bảng (18.3a) [43, 57, 58, 59] có kết quả kích thước bu lông vòng như sau:

Ren d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h	h_1	h_2	l≥	f	b	c	x	r	r_1	r_2
M10	45	25	10	25	15	22	8	6	21	2	12	1,5	3	2	5	4

10. Chốt định vị:

Để đảm bảo vị trí tương đối của nắp và thân trước, thân sau. Khi gia công cũng như lắp ghép (Theo bảng [43, 57, 58, 59]18.4a) có kết quả kích thước chốt định vị như sau:

d = 8(mm) ; c = 1,2(mm) ; l = 50(mm)

11. Cửa thăm

Để đổ dầu vào hộp và quan sát các chi tiết máy trong hộp khi lắp ghép.

Theo bảng (18-5) [43, 57, 58, 59] có kết quả kích thước cửa thăm.

A	B	A_1	B_1	C	C_1	K	R	Vít	Số lượng
150	100	190	140	175	-	120	12	M8×22	4

12. Nút thông hơi

Khi làm việc nhiệt độ trong hộp tăng lên, để giảm áp suất và điều hoà không khí bên trong và bền ngoài hộp nên ta dùng nút thông hơi, kích thước nút Theo bảng (18.6) [43, 57, 58, 59)]:

A	B	C	D	E	G	H	I	K	L	M	N	O	P	Q	R	S
M20×2	15	30	15	45	36	32	6	4	10	8	22	6	32	18	36	32

13. Nút tháo dầu

- Tháo dầu bị bẩn, biến chất để thay dầu mới, Theo bảng (18-7) [43, 57, 58, 59] có kết quả kích thước như sau:

d	b	m	f	L	C	q	D	S	D_o
M20×2	15	9	3	28	2,5	17,8	30	32	25,4

14. Chọn que thăm dầu và dầu bôi trơn:

Để kiểm tra mức dầu trong hộp, đảm bảo tốt công việc bôi trơn cho bộ truyền của hộp giảm tốc với vận tốc vòng 2,5 ÷ 5 m/s. Dùng dầu nhớt ở to = 50°C có độ nhớt là 80: bảng (18.11). Theo bảng (18.3) [43, 57, 58, 59] với

loại dầu CN45. Độ nhớt là 38-52. Khối lượng riêng 9/cm3 ở 20°C là 0,886 ÷ 0,926.

15. Chọn các thông số kích thước còn lại: Có thể tham khảo chỉ dẫn và các công thức kinh nghiệm trong các tài liệu [38, 43, 44, 57, 58, 62, 64, 65, 67].

VIII.II. CÁC ĐẶC TÍNH KỸ THUẬTCHỦ YẾU CỦA HỘP GIẢM TỐC

1. Mô men xoắn trục vào: 30752 Nmm; (30,752Nm)
2. Mô men xoắn trục ra: 650288 Nmm; (650,288 Nm)
3. Tốc độ trục vào: 1500vg/ph
4. Tỷ số truyền: 12,74
5. Trọng lượng: 180 KG
6. Kích thước LxWxH : (Đo trực tiếp trên bản vẽ lắp với TL 1:1)

Phần IX: Bản vẽ lắp và chọn kiểu lắp ghép

IX. I. VẼ BẢN VẼ LẮP

1. Việc trình bày bản vẽ lắp (Bản vẽ A_0) được thực hiện theo [1,2,38];

2. Với đề số 1: xem phụ lục trình bày ở phần cuối sách. (Xem phần thứ 4)

IX. II. CHỌN CÁC KIỂU LẮP CHỦ YẾU

1. Chỉ dẫn chung việc chọn kiểu lắp:

Theo yêu cầu của từng bộ phận ta chọn các loại mối ghép như sau:

* Trục quay vòng trong, chịu tải thay đổi theo chu kỳ, các ổ đã quy chuẩn, dọ đó chọn lắp ghép giữa trục và vòng trong của ổ là lắp ghép theo hệ thống lỗ, kiểu lắp H7/k6.

* Vòng ngoài không quay, chịu tải dao động, để thuận lợi cho lắp ghép, tháo lắp khi bảo dưỡng, thay thế ta chọn lắp ghép giữa vòng ngoài của ổ với vỏ hộp là lắp ghép theo hệ thống trục, kiểu lắp H7/h6.

* Vòng chắn mỡ quay cùng trục trong quá trình bộ truyền làm việc, để tháo lắp dễ dàng khi lắp ghep , sửa chữa, không làm hong bề mặt trục, ta chọn lắp có độ hở, kiểu K7/h6.

* Bánh răng quay cùng trục, chịu mômen xoắn, lực dọc trục, lực hướng kính, để đảm bảo độ chính xác tin cậy và bền của mối ghép, dễ gia cong chi tiết lỗ, chọn lắp ghép có độ dôi, kiểu H7/k6.

1./ Lắp ghép giữa trục bánh răng với ổ bi: H7/k6.

2./ Lắp ghép giữa thân bánh răng với trục: H7/k6

3./ Lắp ghép giữa khớp nối với trục: H7/h6

4./ Lắp ghép giữa vòng chắn mỡ với trục: K7/h6

7./ Mối ghép then: Then cố định trên trục theo kiểu lắp có độ dôi, thường lắp theo hệ thống lỗ với sai lệch của then là k6.

2. Áp dụng cho từng trường hợp kích thước danh nghĩa cụ thể: Xin xem ví dụ mẫu , đề số 2.

Các sai lệch trên vấ sai lệch dưới cũng như phương pháp tính toán miền dung sai, xin xem tài liệu [14, 16, 27, 39]

X. I. VẼ BẢN VẼ CHẾ TẠO

1. Bản vẽ chế tạo trục III, (Bản vẽA_3), được thực hiện theo tài liệu [8, 23, 24, 25, 26, 40];

2. Xem phụ lục cuối sách. (Phần thứ 4)

X. II. YÊU CẦU KỸ THUẬT BẢN VẼ CHẾ TẠO

1. Các yêu cầu kỹ thuật chính phải thể hiện trên bản vẽ chế tao là:

- Độ rắn bề mặt theo thang HB... hoặc HRC;

- Các kích thước và sai lệch của các kích thước;

- Các sai lệch về hình dáng bề mặt (độ song song, độ vuông góc; độ ôvan; độ đảo bề mặt...);

- Độ nhám các bề mặt;

- Sai lệch các góc, độ côn...

- Các kích thước tham khảo (dùng cho kiểm tra, điều chỉnh...)

2. Các yêu cầu đặc biệt sau khi lắp ráp: (cắt, mài nhẵn; đóng chốt...)

3. Chỉ dẫn phương pháp kiểm tra và dụng cụ kiểm tra nếu cần thiết.

Phần XI : Đánh giá các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

Trong phần này, sinh viên cần làm quen với các vấn đề sau đây:

1. CHỈ TIÊU KINH TẾ :

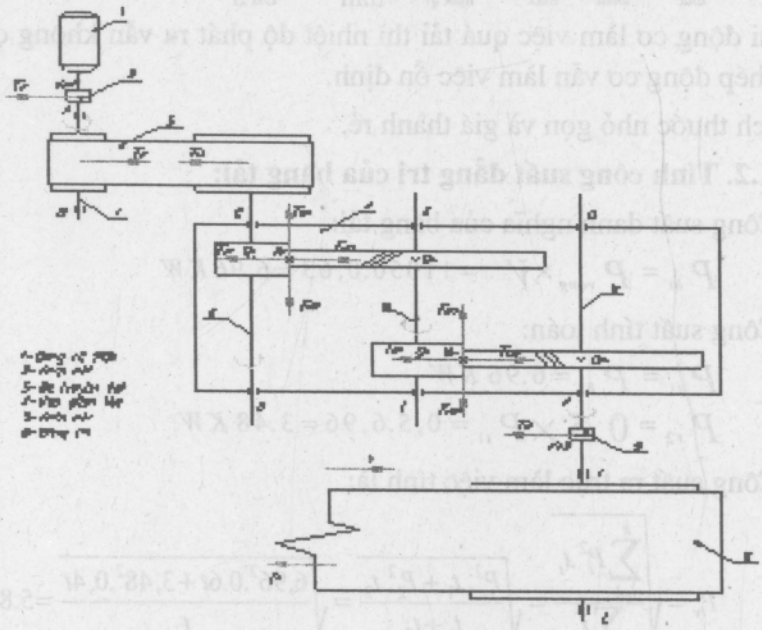
- Số chủng loại vật liệu đã sử dụng:.....Giá thành:.....
- Số lượng công chi phí cho thiết kế:.....Giá thành:.....
- Số lượng công phát sinh: (thí nghiệm mới, chế tạo chi tiết mới, chạy thử): Giá thành:
- Tổng thành sản phẩm: Tổng giá thành:.....

II. CHỈ TIÊU KỸ THUẬT :

- Số lượng các chi tiết máy đã tiêu chuẩn hoá được sử dụng:.....
- Số lượng các TCVN, ISO đã áp dụng:.....
- Số lượng các loại công nghệ mới đã áp dụng:.....
- Các yêu cầu kỹ thuật của các chi tiết máy được thiết kế ra đã thoả mãn:
- Các yêu cầu kỹ thuật của sản phẩm (HGT) được thiết kế ra đã thoả mãn:
- Những vấn đề an toàn kỹ thuật, bảo hộ lao động có liên quan:.....
- Những vấn đề Hướng dẫn sử dụng:.....

ĐỀ SỐ 2 - HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG HAI CẤP

Phần I: Chọn động cơ và phân phối tỷ số truyền



Hình 1.1. Lược đồ hệ dẫn động băng tải

I.1. CHỌN ĐỘNG CƠ.

Với yêu cầu làm việc của hệ thống, ta chọn loại động cơ điện xoay chiều không đồng bộ ba pha có rôto ngắn mạch do nó có kết cấu đơn giản, giá thành hạ, dễ bảo quản, làm việc tin cậy có thể mắc trực tiếp vào lới điện ba pha không cần biến đổi dòng điện, hiệu suất và công suất phù hợp với sự làm việc của hệ thống... Ta tiến hành chọn sơ bộ động cơ theo ba chỉ tiêu cơ bản:

- Giá thành rẻ.

- Kích thước nhỏ gọn.

- Thoả mãn các yêu cầu về công suất, mômen và toả nhiệt.

* Tính chọn công suất động cơ:

1.1.1 Yêu cầu:

Động cơ được chọn phải thoả mãn các yêu cầu sau:

- Công suất định mức của động cơ phải lớn hơn hoặc ít nhất là bằng công suất làm việc chia hiệu suất của hệ thống.

$$P_{dc} \geq \frac{P_{lv}}{\eta}$$

- Điều kiện về mômen:

$$T_{dtdc} \leq T_{dmdc}, T_{max} \geq T_{max\,qt}, T_{mm} \geq T_{cản}$$

Khi động cơ làm việc quá tải thì nhiệt độ phát ra vẫn không quá nhiệt độ cho phép động cơ vẫn làm việc ổn định.

Kích thước nhỏ gọn và giá thành rẻ.

1.1.2. Tính công suất đẳng trị của băng tải:

- Công suất danh nghĩa của băng tải:

$$P_{bt} = P_{vong} \times V = 11050.0,63 = 6.96\,KW$$

- Công suất tính toán:

$$P_{t1} = P_{bt} = 6.96\,KW$$

$$P_{t2} = 0.5 \times P_{t1} = 0,5.6,96 = 3.48\,KW$$

- Công suất ra trục làm việc tính là:

$$P_{lv} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{k} P_i^2 t_i}{\sum t_i}} = \sqrt{\frac{P_1^2 t_1 + P_2^2 t_2}{t_1 + t_2}} = \sqrt{\frac{6,96^2.0.6t + 3,48^2.0,4t}{t}} = 5.82KW$$

1.1.3 Tính hiệu suất của hệ thống:

+ Chọn hiệu suất của bộ truyền đai : $\eta_d = 0,95$

+ Chọn hiệu suất của bộ truyền bánh răng trụ : $\eta_{br} = 0,96$

+ Chọn hiệu suất của 1 cặp ổ lăn : $\eta_{ol} = 0,99$

+ Chọn hiệu suất của 1 khớp nối : $\eta_{kn} = 0,995$

$\Rightarrow$ Hiệu suất của toàn hệ thống:

$$\eta = \eta_{kl}\eta_{br}\eta_{kn}^2\eta_{ol}^5 \approx 0.86$$

1.1.4 Tính công suất đẳng trị của động cơ:

$$P_{dtdc} = \frac{P_{lv}}{\eta} = \frac{5,82}{0,86} = 6.77KW$$

1.1.5. Tính số vòng quay của trục trong một phút:

$$n_{lv} = \frac{60000.v}{\pi.D} = \frac{60000.0,63}{3,14.450} \approx 43\,v/ph$$

Vì nlv >25(vg/ph) nên chọn sơ bộ tỷ số truyền là:

$$u_{chon} = \frac{3000}{n_{lv}} = \frac{3000}{43} = 69$$

Tốc độ sơ bộ của động cơ là:

$$n_{sb} = n_{lv} \times u_{chon} = 43.69 = 2967 \text{ v/ph}$$

1.1.6. Tiến hành tự động hoá chọn động cơ: sử dụng phần mềm Maple [51] chọn động cơ thích hợp (xem phần phụ lục). Ta chọn động cơ loại có số hiệu 112M2Y3;

+ Kích thước động cơ :

Bảng 1.1: Đặc trưng hình học của động cơ

Số cực	Kích thước khuôn khổ(mm)			Khối lượng(kg)	Đường kính trục
2,4,6,8	a 452	b 260	h 310	56	32 mm

+ Động cơ đã chọn được có các thông số kỹ thuật như sau:

Bảng 1.2: Đặc trưng cơ-điện của động cơ

Kiểu ĐC	C suất KW	N vg/ph	Cosφ	η(%)	$\frac{T_{max}}{T_{dn}}$	$\frac{Tk}{T_{dn}}$
4A112M2Y3	7.5	2922	0,88	87.5	2,2	2

1.1.7. Kiểm tra điều kiện mở máy và quá tải của động cơ đã chọn:

Áp dụng công thức:

$$T_{dmdc} = \frac{9550.P_{dmdc}}{n_{dc}} = \frac{9550.7,5}{2992} = 24.5\text{Nm}$$

- Tính các mômen mở máy, mômen lớn nhất, mô men nhỏ nhất trên trục động cơ:

Suy ra: $\begin{cases} T_{mm} = 1,4.T_{dmdc} = 34,3\text{Nm} \\ T_{max} = 2,2.T_{dmdc} = 53,9\text{Nm} \\ T_{min} = 0,5.T_{dmdc} = 12,25\text{Nm} \end{cases}$

- Mômen chơ phép của động cơ không đồng bộ ba pha:

$$T_{cp} = 0,81.T_{max} = 0,84.12,25 = 43,66\text{Nm}$$

- Mômen cản của động cơ:

$$T_{can} = \frac{9550.P_{lv}}{n_{dc}.\eta} = \frac{9550.5,82}{2992.0,86} = \lim_{x\to\infty} 22,2\text{Nm}$$

- Mômen quá tải cực đại của động cơ:

$$T_{max\,qt} = 1,4.T_{can} = 1,4.22,2 = 30,94$$

Như vậy ta có:

$$P_{dkdc} = 6.77(\text{Kw}) < P_{dmdc} = 7.5(\text{Kw})$$

$$T_{mm} = 34.3(\text{Nm}) > T_{can} = 22.2(\text{Nm})$$

$$T_{cp} = 43.66(\text{Nm}) > T_{max\,qt} = 30.94(\text{Nm})$$

* Kết luận: Động cơ đã chọn thoả mãn các điều kiện làm việc của hệ thống. Đảm bảo vận hành hệ thống dẫn động băng tải tốt.

* Tính chọn khớp nối giữa trục của động cơ và trục băng tải:

II. PHÂN PHỐI TỶ SỐ TRUYỀN.

* Ứng dụng phần mềm Maple [41, 47, 51, 71] để tự động hoá phân phối tỷ số truyền cho bộ truyền và cho hộp giảm tốc, (chương trình tính toán tự động trong phần thứ ba); các kết quả thu được như sau:

- Xác định tỷ số truyền của hệ dẫn động:

$$u_t = \frac{n_{dc}}{n_{lv}} = \frac{2992}{43} = 68$$

- Phân phối tỷ số truyền:

$$u_t = u_{BR}.u_d$$

+ Chọn tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng theo kết quả bài toán tối ưu đa hàm mục tiêu trong bảng (3.2)-[43]- Tập 1: U_{BR}= 24

+ Để phân phối tỷ số truyền, hợp lý nhất là xây dựng một số hàm mục tiêu quan trọng nhất và chọn phương pháp thích hợp để giải bài toán tối ưu đa mục tiêu thoả mãn đồng thời các chỉ tiêu quan trọng. Đối với hộp giảm tốc hai cấp bánh răng trụ khai triển các hàm mục tiêu quan trọng nhất cần đạt được là: khối lượng nhỏ nhất, đảm bảo độ bền đều, mômen quán tính thu gọn nhỏ nhất và thể tích các bánh nhúng trong dầu ít nhất; ngoài ra còn phải thoả mãn về giá thành rẻ, dễ gia công chế tạo.

Theo bảng (3.1)-[43]- Tập 1, ta chọn được tỷ số truyền cho hộp giảm tốc như sau: U_{BR1}= 6,86 ; U_{BR2}=3,50

+ Tỷ số truyền của bộ truyền đai: $u_D = \frac{u_t}{u_{BR}} = \frac{68}{24} = 2.83$

- Xác định công suất trên các trục, theo sơ đồ của hệ dẫn động, theo các công thức trong trang 49-[5]- Tập 1 ta có:

$P_4 = P_{lv}/(\eta_{kn}.\eta_{ol}) = 5,82/(0,995.0,99) = 5,91KW$

$P_3 = P_4/\eta_{BR2}.\eta_{ol} = 5,91/(0,96.0,99) = 6,22$ KW

$P_2 = P_3/\eta_{BR1}.\eta_{ol} = 6,22/(0,96.0,99) = 6,55$ KW

$P_1 = P_2/\eta_D.\eta_{ol}.\eta_{kn} = 6,55/(0,95.0,99) = 6,96$ KW

- Số vòng quay của các trục:

$$n_1 = n_{dc} = 2922\, v/ph$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_D} = 2992/2,83 = 1032,5 v/ph$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_{BR1}} = 1032,5/6,86 = 150,5 v/ph$$

$$n_4 = \frac{n_3}{u_{BR2}} = 150,5/3,50 = 43.02 v/ph$$

Mômen trên các trục:

$$T_1 = 9,55.10^3.\frac{P_1}{n_1} = 9,55.10^3.5,91/2992 = 22,75\text{Nm}$$

$$T_2 = 9,55.10^3.\frac{P_2}{n_2} = 9,55.10^3.6,22/1032,5 = 60,58 Nm$$

$$T_3 = 9,55.10^3.\frac{P_3}{n_3} = 9,55.10^3.6,55/150,5 = 394,66\text{Nm}$$

$$T_4 = 9,55.10^3.\frac{P_4}{n_4} = 9,55.10^3.6,96/43 = 1312,5\text{Nm}$$

Bảng 1.3: Thông số chung về động hoạ và động lực học của các trục

Thông số	Trục			
	Trục I	TrụcII	Trục II	TrụcVI
Công suất P (KW)	5,91	6,22	6,55	6,96
Số vòng quay (vg/ph)	2922	1032,5	150,5	43,02
Mômen xoắn T(Nmm)	2,75	60,58	394,66	1312,5

Phần II - Tính toán thiết kế các bộ truyền

II.I. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN ĐAI

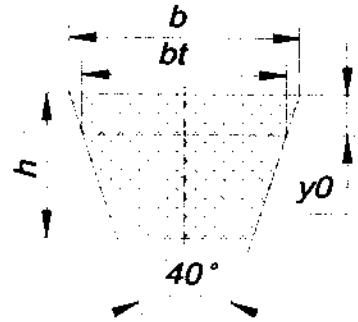
Ứng dụng phần mềm maple để tự động tính toán thiết kế bộ truyền đai- (*Chương 4- Chương trình tự động hoá tính toán bộ truyền đai* [51]). Chương trình mẫu có thể tìm thấy trong [51]. Dưới đây trình bày các bước tính toán, công thức và các kết quả thu được khi tự động tính toán bộ truyền đai theo chương trình mẫu đó.

II.1.1. Xác định kiểu đai

- Các thông số của động cơ và tỷ số truyền của bộ truyền đai.

n = 2922 ; P = 7.5 ; uD = 2.83 ;

Do không có yêu cầu đặc biệt nào nên ta chọn loại đai là đai hình thang thường loại A. Theo bảng 4.13 tr 59 [43], tập 1, ta chọn như sau:



Hình 2.1. *Kích thước mặt cắt ngang của dây đai thang*

Bảng 2.1: Thông số kích thước cơ bản của đai

Loại đai	Kích thước Mặt cắt,(mm)				D/tích A(mm)	d_1 (mm)
	b_t	b	h	y_0		
Thang, A	11	13	8	2,8	81	112

II.1.2. Tính sơ bộ đai

- Tính vận tốc đai:

$$v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = 17,14 m/s$$

Vận tốc đai nhỏ hơn vận tốc đai cho phép $V_{max} = 25 m/s$

- Chọn ε= 0,02

- Đường kính bánh đai lớn là:

$$d_2 = u_D \cdot d_1(1-\varepsilon) = 2{,}83.112(1-0{,}02) = 323{,}43$$

II.1.3. Chọn đường kính đai tiêu chuẩn [43], Tập 2, bảng 20.15 $d_2 = 315$mm

- Tỷ số truyền thực tế là:

$$u_t = \frac{d_2}{d_1(1-\varepsilon)} = \frac{315}{112(1-0{,}02)} = 2{,}76$$

- Sai số của tỷ số truyền là:

$$\Delta u = \frac{|u_{tD} - u_D|}{u_D}.100\% = 2{,}47\%$$

$\Delta u < 5\% \Rightarrow$ Thoả mãn điều kiện.

- Chọn chiều dài sơ bộ khoảng cách trục là:

asb $= 1{,}5\ d_2 = 472{,}5$mm

- Chiều dài đai tính là:

$$l_{sb} = 2a_{sb} + \frac{\pi(d_1 + d_2)}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4a_{sb}} = 1711{,}9\text{mm}$$

- Theo tiêu chuẩn chọn $l = 1800$mm

- Số vòng chạy của đai:

i = v/l = 9.52 lần

Vậy i = 9,52 < i_{max}=10

- Khoảng cách trục theo chiều dài tiêu chuẩn:

$$a = \frac{2l - \pi(d_2 + d_1) + \sqrt{[2l - \pi(d_2 + d_1)]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}}{8} = 354{,}61\text{mm}$$

- Kiểm tra điều kiện khoảng cách trục cần thoả mãn:

0,55.(d1+d2) + h = 242,85mm

2(d1+d2) = 854 mm

$\Rightarrow$ 0,55.(d1+d2) + h < a < 2(d1+d2).

Vậy khoảng cách trục thoả mãn điều kiện.

- Góc ôm alpha: $\alpha = 180^o - \frac{(d_2 - d_1)57^o}{a} = 147{,}37$độ

Góc $\alpha = 147{,}37^o > 120^o$, vậy góc ôm thoả mãn điều kiện.

II.1.4. Xác định số đai z:

Áp dụng công thức(4.16)-[43]-Tập 1:

$$z = \frac{P_{cd}.K_d}{[p_0]C_\alpha C_l C_u C_z} = 6,58 \text{ KW}$$

Trong đó:

+ Pcd- Công suất trên trục bánh đai chủ động P1

* Tra các bảng hệ số, chọn các hệ số qua phép nội suy:

+ Kđ- Hệ số tải trọng động ứng với trường hợp tải trọng dao động nhẹ;

$K_d = 1,1$

+ $[P_o]$ – Công suất cho phép tra trong bảng 4.19 [43], tập 1, $[P_o] = 2,4$KW

+ C_α- Hệ số kể đến ảnh hưởng góc ôm tra bảng 4.15 [43], Tập 1

C_α=1-0.0025(180-α) = 0,9184

+ C_l- Hệ số kẻ đến ảnh hởng của chiều dài:

l/l_o=1800/1700=1.159 tra bảng được tra bảng 4.16 [43], tập 1, $C_l = 1,0118$

+ C_u- Hệ số kể đến ảnh hưởng của tỷ số truyền tra bảng 4.1[43], tập 1 $C_u = 1,138$

+ C_z – Hệ số kể đến ảnh hởng của sự phân bố không đều tải trọng cho các dây đai tra bảng 4.18-[43] $C_z = 0,95$

Thay các giá trị vào công thức ta có:

$$z = \frac{P_{cd}.K_d}{[p_0]C_\alpha C_l C_u C_z} = 3,0021 \text{ đai}$$

Lấy z = 3 đai

II.1.5. Chiều rộng bánh đai:

Áp dụng công thức(4.17)-[43]-Tập 1:

$$B = (z-1)t + 2.e$$

Với: z = 3; t = 15; e = 10 tra bảng 4.21- [43] Tập 1

Thay số: B = 50mm

Đường kính ngoài của bánh đai nhỏ, theo (4.18)-[43]- tập 1:

$d_{a1} = d_1 + 2.h_0 = 118,6$mm

Tra bảng 4.21 [43] có: h_0=3,3

II.1.6. Xác định lực trong bộ truyền:

Xác định lực vòng :

$F_v = q_m v^2 = 30,85$N

$q_m = 0,105$ tra bảng 4.22 [43], Tập 1

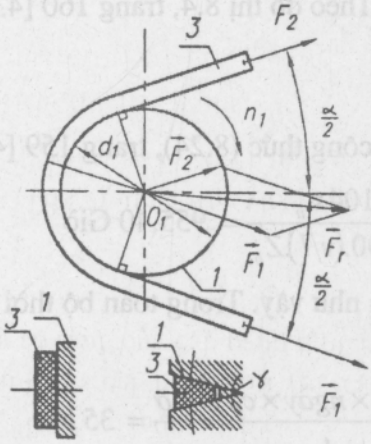
Xác định lực căng ban đầu:

Áp dụng công thức:

$$F_0 = \frac{780.PK_d}{vC_\alpha z} + F_v = 150,4N$$

- Lực tác dụng lên trục tính theo công thức (4.21)-[43]-Tập1:

$$F_r = 2.F_0.z.\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) = 866,05N$$



Hình2.2. Lực tác dụng lên trục khi bộ truyền đai làm việc

II.1.7. Tính ứng suất trong dây đai và tuổi thọ của dây đai:

Lượng hiệu chỉnh mômen: $\Delta T = 0,12$

Lượng hiệu chỉnh công suất:

$$\Delta NU = \Delta U \times n1 \times 10^{-4} = 0.035KW$$

Công suất cho phép của một dây đai:

$$P_{chophep} = (P_0 \times C_\alpha \times C_l + \Delta NU) \times C_t = 1,39KW$$

Tính ứng suất:

Ứng suất lớn nhất sinh ra trong dây đai chạy vào bánh đai nhỏ ở đây có ứng suất kéo và ứng suất uốn lớn nhất.

Lấy $\rho_m = 1300(kg/m^3)$

+ Ứng suất uốn của dây đai trên các bánh đai:

$$\sigma_u = \frac{2.E.y_0}{d_1} = \frac{2.100.2,8}{112} = 5MPa$$

+ Ứng suất do lực ly tâm gây ra:

$$\sigma_{li} = 10^{-6}.\rho_m.v^2 = 10^{-6}.1300.10,44^2 = 0,382\text{MPa}$$

+ Ứng suất kéo của đai:

$$\sigma_k = \frac{F_0}{A} + \frac{[N_0].10^3}{v.b_{li}.2.h} + \sigma_{li} = 3,034\text{MPa}$$

+ Tính σ_{max} theo công thức:

$$\sigma_{max} = \sigma_k + \sigma_u = 8,034\text{MPa}$$

ϑ_u-hệ số kể đến sự ảnh hưởng khác nhau của ứng suất uốn trên các bánh đai nhỏ và bánh đai lớn:Theo đồ thị 8.4, trang 160 [43, 57, 59].

$\Rightarrow$ chọn $\vartheta_u = 1,95$

Và chọn $\sigma_y = 9$ MPa

+ Tuổi thọ của đai theo công thức (8.24), trang 159 [43, 57, 59] là:

$$t_h = \left(\frac{\sigma_y}{\sigma_{max}}\right)^m . \frac{104.v_u}{3600.(v/l).Z_b} = 955,40 \text{ Giờ}$$

Với tuổi thọ của dây đai như vậy. Trong toàn bộ thời gian làm việc của hệ thống số lần phải thay là:

$$S_{thaydai} = \frac{12 \times năm \times ngày \times ca \times giờ}{t_h} = 35 \text{ lần}$$

II.II THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG

II.II.I tính chọn chung về vật liệu cho hai cấp Nhanh và chậm

Ứng dụng phần mềm maple để tự động tính toán thiết kế bộ truyền bánh rưng trụ răng nghiêng trong hộp giảm tốc - (*Chương 6:Chương trình tự động hoá tính toán bánh răng trụ* [51]). Chương trình mẫu có thể tìm thấy trong [51]. Dưới đây trình bày các bước tính toán, công thức và các kết quả thu được khi tự động tính toán bộ truyền bánh răng.

Chọn vật liệu:

Nguyên tắc chọn vật liệu để thiết kế các bộ truyền bánh răng cho hộp giảm tốc là: Chọn vật liệu đảm bảo cho răng không bị gãy do quá tải đột ngột dưới tác dụng của tải trọng va đập, răng không bị tróc vì mỏi do ứng suất tiếp xúc thay đổi gây ra. Dựa vào sơ đồ tải trọng và điều kiện làm việc của bộ truyền ta thấy rằng bộ truyền không phải làm dưới tải trọng lớn và cũng không có điều kiện gì đặc biệt. Ta tiến hành chọn vật liệu theo các hàm mục tiêu.

- Bền đều.

- Kích thước nhỏ nhất.

- Giá thành rẻ nhất.

- Thuận lợi nhất cho quá trình gia công cơ khí.

* Theo kết quả việc chọn vật liệu bánh răng bằng phần mềm Maple ta có vật liệu của các bánh răng như sau:

Bảng 2.1: Các đặc trưng của vật liệu

Tên	Vật liệu	σ_b MPa	σ_{ch} MPa	*HB*
Bánh 1	Thép 45-tôi cải thiện (100< S<= 300)	*750*	*650*	*260*
Bánh 2	Thép 45X-tôi cải thiện (S<=60)	*850*	*700*	*270*

Xác định ứng xuất cho phép ứng với số chu kỳ cơ sở:

Theo bảng 6.2[43]- Tập1 ta có:

Ứng suất tiếp xúc cho phép với số chu kỳ cơ sở:

$$\sigma_{Hlim1} = 2.HBbr1 + 70 = 590MPa$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2.HBbr2 + 70 = 610MPa$$

Ứng suất uốn cho phép với số chu kỳ cơ sở :

$$\sigma_{Flim1} = 1,8.HBbr1 = 468MPa$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,8.HBbr2 = 486MPa$$

m[H], m[F]-Bậc của đường cong mỏi khi thử về tiếp xúc và uốn, do HB[br]<350, [43], tập 1- trang 91 nên:

$$m[H] = 6$$

$$m[F] = 6$$

Các hệ số an toàn, theo [45]- tập 1 bảng 62:

$$S_H = 1,1$$

$$S_F = 1,75$$

+ K_{FC} - Hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải, do tải trọng hai phía và HB[br]<350 nên, [43]- tập 1- trang 91, ta có: $K_{FC} = 0,7$

N_{FO} - Số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về uốn (với tất cả các loại thép):

$$N_{FO1} = N_{FO2} = 4.10^6 \text{ MPa}$$

+ Số lần ăn khớp trong một vòng quay:

cbr1 = cbr2 = 2

+ Số vòng quay của bánh răng 1, số vòng quay của bánh răng 2:

$n_{br1} = n_2 = 1032,5$ V/ph

$n_{br2} = n_3 = 150,5$ V/ph

t(i)- Tổng số giờ làm việc ở chế độ i:

t1 = 12 x năm x ngày x ca x giờ x 0,6 = 23587

$$t2 = \frac{40 \times t1}{60} = 15725$$

- Số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc [45], tập1, công thức(6.5).

$$N_{HO1} = 30 \times HB_{br1}^{2,4} = 1,87.10^7 \text{C/kỳ}$$

$$N_{HO2} = 30 \times HB_{br2}^{2,4} = 2,05.10^7 \text{C/kỳ}$$

- Số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương-[43], tập1, công thức(6.7):

$$N_{HE1} = 60 \times cbr1 \times nbr1 \times (1^3 \times t1 + 0,5^3 \times t2) = 31,7.10^8 \text{C/kỳ}$$

$$N_{FE1} = 60 \times cbr1 \times nbr1 \times (1^3 \times t1 + 0,5^{mF} \times t2) = 29,5.10^8 \text{C/kỳ}$$

$$N_{HE2} = 60 \times cbr2 \times nbr2 \times (1^3 \times t1 + 0,5^3 \times t2) = 4,61.10^8 \text{C/kỳ}$$

$$N_{FE2} = 60 \times cbr2 \times nbr2 \times (1^3 \times t1 + 0,5^{mF} \times t2) = 4,31.10^8 \text{C/kỳ}$$

Ứng suất cho phép:

$$[\sigma_{H1}] = (\sigma^o_{H\lim 1} / S_{H1}) Z_{R1}.Z_{v1}.K_{xH1}.K_{HL1}$$

$$[\sigma_{F2}] = (\sigma^o_{F\lim 1} / S_{F1}) Y_{R1}.Y_{S1}.K_{xF1}.K_{FC1}.K_{FL1}$$

$$[\sigma_{H1}] = (\sigma^o_{H\lim 1} / S_{H1}) Z_{R1}.Z_{v1}.K_{xH1}.K_{HL1}$$

$$[\sigma_{F2}] = (\sigma^o_{F\lim 1} / S_{F1}) Y_{R1}.Y_{S1}.K_{xF1}.K_{FC1}.K_{FL1}$$

Trong đó:

Z_R - hệ số xét đến độ nhám của mặt răng làm việc.

Z_V - hệ số xét đến ảnh hưởng của vận tốc vòng.

K_{xH} - hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng.

Y_R - hệ số ảnh hưởng của độ nhám mặt lượn chân răng.

Y_S - hệ số xét đến độ nhạy của vật liệu đối với tập trung ứng suất.

K_{xF} - hệ số xét đến kích thước bánh răng ảnh hưởng tới độ bền uốn.

Trong bước tính thiết kế sơ bộ lấy

$$Z_R.Z_V.K_{xH} = 1$$

$$Y_R.Y_S.K_{xF} = 1$$

+ Vì :

$N_{HE1} > N_{HO1}$ nên thay $N_{HE1} = N_{HO1}$

$N_{FE1} > N_{FO1}$ nên thay $N_{FE1} = N_{FO1}$

$N_{HE2} > N_{HO2}$ nên thay $N_{HE2} = N_{HO2}$

$N_{FE2} > N_{FO2}$ nên thay $N_{FE2} = N_{FO2}$

K_{HL}, K_{FL} - hệ số tuổi thọ, xét đến ảnh hưởng của thời gian phục vụ và chế độ tải trọng, [43]- Tập1- trang 93- công thức (6.3), (6.4):

$$K_{HL1} = \sqrt[mH]{N_{HO1} / N_{HE1}} = 1$$

$$K_{FL1} = \sqrt[mF]{N_{FO1} / N_{FO1}} = 1$$

$$K_{HL2} = \sqrt[mH]{N_{HL2} / N_{HL2}} = 1$$

$$K_{FL2} = \sqrt[mF]{N_{FO2} / N_{FO2}} = 1$$

- Các ứng suất cho phép xác định như sau (công thức (6.1a), (6.1b)- [43]- Tập1, trang 93):

$$[\sigma_{H1}] = (\sigma^{o}_{H\lim 1} / S_{H1}) = 536{,}36 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F1}] = (\sigma^{o}_{F\lim 1} / S_{F1}) = 187{,}2 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = (\sigma^{o}_{H\lim 1} / S_{H1}) = 554{,}55 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = (\sigma^{o}_{F\lim 1} / S_{F1}) = 194{,}4 \text{ MPa}$$

Vậy:

+ Ứng suất tiếp cho phép là:

$$[\sigma_H] = (\sigma^{o}_{H1} + \sigma_{H2}) / 2 = 545{,}46 \text{ MPa}$$

+ Ứng suất pháp cho phép là:

$$[\sigma_{F1}] = (\sigma^{o}_{F\lim 1}.K_{FC}/S_F) = 194{,}4 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}] = (\sigma^{o}_{F\lim 2}.K_{FC}/S_F) = 670{,}45 \text{ MPa}$$

- Kiểm tra điều kiện đối với bánh răng trụ răng nghiêng:

$$1{,}25.\min([\sigma_{H1}],[\sigma_{H2}]) = 1{,}25[\sigma_{H2}] =$$

$$\Rightarrow [\sigma_H] < 1{,}25.\min([\sigma_{H1}],[\sigma_{H2}])$$ - thoả mãn.

- Tính ứng suất uốn quá tải cho phép: công thức-(6.10), (6.11)-[43]-tập1, ta có:

$$[\sigma_{F1}]_{max} = 0.8 \times \sigma_{ch1} = 520 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{F2}]_{max} = 0.8 \times \sigma_{ch2} = 560\text{MPa}$$

- Tính ứng suất tiếp xúc quá tải cho phép: công thức-(6.10), (6.11)-[43]- tập 1, ta có:

$$[\sigma_{H1}]_{max} = 2.8 \times \sigma_{ch1} = 1820\text{MPa}$$

$$[\sigma_{H2}]_{max} = 2.8 \times \sigma_{ch2} = 1960\text{MPa}$$

II.2.2. TÍNH TOÁN THIẾT KẾ CHO TỪNG CẤP BÁNH RĂNG

II.2.2.1. Cấp nhanh xác định các thông số của bánh răng

1.1. Xác định sơ bộ khoảng cách trục:

Theo công thức: $$a_{w1} = K_a.(u_1 + 1)\sqrt[3]{\frac{T.K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2.u_1.\psi_{ba}}} \qquad (2.5)$$

+ K_a, K_d Hệ số phụ thuộc vào vật liệu của cặp bánh răng và loại răng. Theo bảng 6-5 ([43] tập 1, tr96) với cặp bánh răng, răng thẳng thép – thép $K_a = 43$, $K_d = 67.5$

+ T – mômen xoắn trên trục chủ động.

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

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

+ ψ_{ba},ψ_{bd}- là các hệ số:

Chọn $\psi_{ba} = 0,35$

Theo (6.16): $\psi_{bd} = 0,53.\psi_{ba}(u_1+1) = 1,456$

Dựa vào ψ_{bd} và độ cứng HB theo bảng 6 -7 [43], Tập 1 -tr98) nội suy ta được; $K_{H\beta}$=1,2515.

Thay các giá trị vào công thức (2.5) ta có:

$$a_{w1} = 160,2\text{mm}$$

Lấy $a_{W1} = 160$ mm

1.2. Xác định đường kính vòng lăn của bánh răng nhỏ:

Áp dụng công thức:

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 . K_{H\beta}(u_1 + 1)}{[\sigma_H]^2 . u_1 . \psi_{bd}}}$$

K_d – Hệ số phụ thuộc vào vật liệu của cặp bánh răng và loại răng, với răng nghiêng K_d=57,5 (Bảng 6 -5 tr 96 sách [43], Tập I).

Thay số ta được:

$$d_{w1} = 40{,}712\text{mm}$$

1. 3. Tính vận tốc vòng của bánh răng và chọn cấp chính xác

Áp dụng công thức:

$$v = \frac{\pi . d_{w1} . n_1}{60000} = 2{,}2\text{m/s}$$

Với vận tốc vòng này ta chọn cấp chính xác 9.

1.4. Xác định các thông số ăn khớp:

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

Theo tiêu chuẩn chọn m = 3

1.5. Tính số răng các bánh:

- *Bánh nhỏ:* $z_1 = \frac{2.a_{w1}}{m.(u_1 + 1)} = .13$
- *Bánh lớn:* $z_2 = u_1.z_1 = 89$
- *Tỷ số truyền thực tế:* $u_t = \frac{z_2}{z_1} = 6{,}846$ V/ph

Vậy $u_t \approx u$

- Tính lại góc nghiêng của răng:

$$\cos\beta = \frac{m(z1 + z2)}{2a_w} = 0{,}956$$

$$\beta = \arccos[\frac{m(z1 + z2)}{2a_w}] = 17{,}02 \text{ Độ}$$

2. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:

Áp dụng công thức Hezt ta xác định được ứng suất tiếp xúc xuất hiện trên mặt răng phải thoả mãn điều kiện:

$$\sigma_H = Z_M . Z_H . Z_\varepsilon . \sqrt{\frac{2T_1 . K_H}{b_{w1} . d_{w1}^2} . \frac{u_{BR1} + 1}{u_{BR1}}} < [\sigma_H] \qquad (2.6)$$

Xác định ứng suất tiếp xúc:

Bánh răng nhỏ:

Z_M- Hệ số kể đến cơ tính của vật liệu: tra bảng (6.5)- tr 96 [43], tập 1- tập I được Z_M= 274MPa.

Theo (6.35):

$$\alpha_{tw} = \arccos(0{,}5m(z_1 + z_2)/\cos\beta) = 21{,}898 \text{ Độ}$$

$$\alpha_t = arctg(tg\alpha/\cos\beta) = 20{,}838 \text{ Độ}$$

$$tg\beta_b = \cos\alpha_t tg\beta = 0{,}27035 \text{ Độ}$$

$$\Rightarrow \beta_b = 15{,}972$$

Z_H- Hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc: Theo công thức (6.34)- [43]- tập I, ta có:

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\sin 2\alpha_{tw}}} = 1{,}6668$$

Z_0- Hệ số kể đến sự trùng khớp:

ε_β -Hệ số trùng khớp dọc: $\varepsilon_\beta = b_w.\sin\beta/(m.\pi) = 1{,}7391$

Vì ε_β >1 nên theo(6.36c)-[43]-Tập1: $Z_\varepsilon = \sqrt{1/\varepsilon_\alpha}$

Theo (6.38b) tính gần đúng:

$$\varepsilon_\alpha = [1{,}88 - 3{,}2.\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)] \times \cos\beta = 1{,}53$$

Thay vào ta được: $Z_\varepsilon = 0{,}81$

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

$$K_H = K_{H\beta}.K_{H\alpha}.K_{Hv1}.$$

Trong đó:

$K_{H\alpha}$- Hệ số kể đến sự phân bố tải trọng không đều cho các đôi răng ăn khớp đồng thời. Tra bảng 6 -14 [43] được $K_{H\alpha}$= 1,1264.

K_{Hv}- Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp, trị số được tính theo công thức:

$$K_{Hv1} = 1 + \frac{v_H.b_{w1}.d_{w1}}{2.T_1.K_{H\beta}K_{H\alpha}}.$$

Với: $v_H = \delta_H.g_0.v.\sqrt{\frac{a_{w1}}{u_{BR1}}}$

δ_H- Hệ số kể ảnh hưởng của sai số ăn khớp, trị số tra bảng(6-15)- [43] - Tập I- trang 107 có: $\delta_H = 0,002$.

g_0 - Hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch các bước răng, trị số tra bảng (6.15)-[43]- Tập I –trang 107) có : $g_0 = 73$

b_{w1} - Chiều rộng bánh răng, trị số tinh theo công thức:

$$b_{w1} = \psi_{ba}.a_{w1} = 56\text{mm}$$

Thay số ta được: $\nu_H = 1,552$

$K_{Hv1} = 1,0184$

Vậy ta có: $K_H = 1,439$

Thay số vào công thức (3.6) ta được: $\sigma_H = 542,03\text{MPa}$

Xác định chính xác ứng tiếp xúc cho phép:

- $[\sigma_H'] = [\sigma_H].Z_V.Z_R.K_{xH}$.
- Với vận tốc vòng v = 2,2 (m/s) < 5(m/s) nên $Z_V = 1$
- Với cấp chính xác 9 ta có R_a<1,25 □m nên có $Z_R = 0,95$

d_a<700 mm nên lấy $K_{xH} = 1$

Vậy $[\sigma_H'] = [\sigma_H].Z_V Z_R.K_{xH} = 518,2\text{MPa}$

* Ta thấy $\sigma_H = 508,12 < [\sigma_H'] = 518,2$ MPa

- Vậy răng đủ bền với ứng suất tiếp xúc.

*** Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn:**

Độ bền uốn của bánh răng phải thoả mãn điều kiện sau:

$$\sigma_F = \frac{2.T_1.K_F.Y_\varepsilon.Y_\beta.Y_F}{b_w.d_{w1}m} \le [\sigma_F]$$

Trong đó:

+ K_F- Hệ số tải trọng khi tính về uốn.

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

Với:

- $K_{F\beta}$- Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng: bảng (6.7) -[43] - tập1 nên $K_{F\beta} = 1,529$.

- $K_{F\alpha}$- Hệ số kể đến sự phân bố tải trọng không đều cho các đôi răng ăn khớp đồng thời khi tính về uốn.

Tra bảng (6.14)-[43]- Tập1 được: $K_{F\alpha} = 1,3664$

- K_{Fv}- Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp kế hoạch tính sức bền uốn, trị số được tính theo công thức:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F.b_{w1}.d_{w1}}{2.T_1.K_{F\beta}K_{F\alpha}}. \qquad (2.7)$$

Với: $v_F = \delta_F.g_0.v.\sqrt{\frac{a_{w1}}{u_{BR1}}}$

. δ_F- Hệ số kể ảnh hưởng của sai số ăn khớp khi tính sức bền uốn, trị số tra bảng (6. 15) - [43]- tập1 có : $\delta_F = 0,006$

Thay số ta được: $v_F = 4,6556$

$K_{Fv} = 1,0384$

Vậy ta có: $K_F = 1,17.1,37.1,15 = 2,0324$

+ Y_ε- Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng:

$Y_\varepsilon = 1/\varepsilon = 0,65454$

+ Y_β- Hệ số kể đến độ nghiêng của răng,

$Y_\beta = 1 - \beta/140 = 0,87844$

+ Y_{F1}, Y_{F2} -Hệ số dạng răng của bánh răng 1 và 2

- Tính số răng tương đương:

Bánh 1: $z_{v1} = z1/\cos^3\beta = 14,869$ răng

Bánh 2: $z_{v2} = z2/\cos^3\beta = 102,8$ răng

- Tra bảng (6.18)-[43]- tập 1 nội suy theo hệ số dịch chỉnh và số răng tương đương ta được: $Y_{F1} = 3,5218$

$Y_{F2} = 3,4736$

Thay các giá trị vào công thức (2.7) được:

$\sigma_{F1} = 85,06$MPa

$\sigma_{F2} = 83,895$MPa

* *Xác định chính xác ứng suất uốn cho phép:*

$$[\sigma_{F1}'] = [\sigma_{F1}]Y_R.Y_S.K_{xF}$$

+ Y_R - hệ số xét tới độ nhám của mặt lượn chân răng: $Y_R = 1$

+ Y_S - hệ số xét tới độ nhạy của vật liệu đối với tập trung ứng suất: $Y_S = 1,08 - 0,695\ln(m) = 1,08 - 0,695\ln(3) = 1,0036$.

+ K_{xF}- hệ số ảnh hưởng của kích thước bánh răng tới độ bền uốn. Do d_a < 400 mm nên có: K_{xF}= 1

Thay số được: $[\sigma_{F1}'] = [\sigma_{F1}].Y_R.Y_S.K_{xF} = 78{,}088MPa$

Tương tự: $[\sigma_{F2}'] = [\sigma_{F2}].Y_R.Y_S.K_{xF} = 77{,}017MPa$

So sánh ta thấy các bánh răng đủ bền về độ bền uốn.

*** Kiểm nghiệm răng về độ bền quá tải:**

Kqt -hệ số quá tải- (6.48)-[43]- tập1:

$$K_{qt} = T\max/T = 0{,}4$$

$$\sigma_{Hqt} = \sqrt{K_{qt}}.\sigma_H = 637{,}89MPa$$

$$\sigma_{F1qt} = \sqrt{K_{qt}}.\sigma_{F1} = 119{,}08MPa$$

$$\sigma_{F2qt} = \sqrt{K_{qt}}.\sigma_{F2} = 117{,}45MPa$$

So sánh ta được:

Vậy $\sigma_{Hqt} = 637{,}89 < [\sigma_H]_{max} = 1820$

$\sigma_{F1qt} = 119{,}06 < [\sigma_{F1}]_{max} = 520$

$\sigma_{F2qt} = 117{,}45 < [\sigma_{F2}]_{max} = 560$

* Kết luận: Bánh răng đủ bền khi làm việc quá tải.

Bảng2.3: Thông số hình học của bộ truyền BRTRN cấp nhanh

Khoảng cách trục chia a	160	mm
Khoảng cách trục thực $a_{w1}=a+(x_1+x_2-\Delta y).m =$ $a_{w1}=160+(0{,}5+0{,}8-0{,}277).3 =$	163,07	mm
Môdul pháp m	3,00	mm
Chiều rộng vành răng b_{w1}	56	mm
Tỷ số truyền u_{BR1}	3,5	
Số răng bánh 1 z_1	13	răng
Số răng bánh 2 z_2	89	răng
Đường kính vòng lăn bánh răng1 d_{w1} Đường kính vòng chia bánh răng 1 d_1	40,712 40,786	mm mm

Đường kính vòng lăn bánh răng 2 d_{w2} Đường kính vòng chia bánh răng 2 d_2	279,28 279,25	mm mm
Đường kính vòng đỉnh bánh răng 1 d_{a1}	48,124	mm
Đường kính vòng đỉnh bánh răng 2 d_{a2}	288,37	mm
Đường kính vòng đáy bánh răng 1 d_{f1} Đường kính vòng cơ sở bánh răng1 d_{f1}	36,286 16,6	mm mm
Đường kính vòng đáy bánh răng 2 d_{f2} Đường kính vòng cơ sở bánh răng 2d_{f1} Góc prôfin răng α_t Góc ăn khớp α_{tw} Hệ số dich chỉnh bánh răng 1 Hệ số dich chỉnh bánh răng 2	276,53 114 20,838 21,898 0,5 0,8	mm mm Độ Độ mm mm

5. Xác định lực trong ăn khớp của bộ truyền bánh răng.

- Lực vòng trên bánh răng 1:

$$F_{t1} = \frac{2.T_2}{d_{w1}} = 2976{,}2\text{N}$$

- Lực hướng kính trên bánh răng 1:

$$F_{r1} = \frac{F_{t1}\,tag\alpha}{\cos\beta} = 1133\text{N}$$

- Lực chiều trục trên bánh răng 1:

$$F_{a1} = F_{t1}\,tag\alpha = 1083$$

- Lực vòng trên bánh răng 2:

$$F_{t2} = \frac{2.T_3}{d_{w2}} = 2976{,}2\text{N}$$

- Lực hướng kính trên bánh răng 2:

$$F_{r2} = \frac{F_{t2}\,tag\alpha}{\cos\beta} = 1133\text{N}$$

- Lực chiều trục trên bánh răng 2:

$$F_{a2} = F_{t2}\,tag\alpha = 1083\text{N}$$

Các lực trên dùng để tính toán thiết kế trục và tính chọn ổ trục.

II.2.2.2. Cấp chậm

Các thông số của bộ truyền cấp chậm:

+ Tốc độ quay của các trục: - Chủ động: $n_1 = 150,52$V/ph

- Bị động: $n_2 = 43$

+ Công suất trên các trục: - Chủ động: $P_1 = 6,22$KW

- Bị động: $P_2 = 5,91$KW

+ Mômen xoắn trên các trục: - Chủ động: $T_1 = 394,66$Nm

- Bị động: $T_2 = 1312,5$Nm

+ Tỷ số truyền: $u_2 = u_{BRI} = 3,5$

+ Chọn sơ bộ góc nghiêng của răng: $\beta =$ 15 Độ

$\alpha =$ 20 Độ

Xác định các thông số của bánh răng:

Các bước tính toán, các công thức sử dụng giống như tính cấp nhanh.

1.1. Xác đính sơ bộ khoảng cách trục:

+ Chọn các hệ số: $\psi_{ba} = 0,4$

$\Rightarrow$ $\psi_{bd} = 0,53.\ \psi_{ba}(u_2+1) = 0,0954$

Ka = 43

$K_{H\beta} = 1,1431$

+ Khoảng cách trục sơ bộ:

$$a_{w2} = K_a.(u_2+1)\sqrt[3]{\frac{T.K_{H\beta}}{[\sigma_H]^2.u_2.\psi_{ba}}} = 198,72\text{mm}$$

$\Rightarrow$ chọn $a_{aw} = 200$mm

+ Chọn môđun pháp sơ bộ: $\Rightarrow$ $m_{sb2} = 2\text{-}4$

- Để bảo đảm sự thống nhất hoá trong sản xuất

$\Rightarrow$ chọn $m_2 = m_1 = 3$

1.2. Xác định đường kính vòng lăn của bánh răng nhỏ:

+ Chọn $K_d = 67,5$MPa $\Rightarrow$ $d_{w2} = 88,888$mm

1.3/ Góc nghiêng cua răng:

$\beta_2 = 10,74$ độ

1.4. Tính vận tốc vòng của bánh răng và chọn cấp chính xác

$v_2 = 0,7$m/s

Với vận tốc vòng này ta chọn cấp chính xác 9

1.5. Tính số răng các bánh:

a. Bánh nhỏ: $z_1 = 29$ răng

b. Bánh lớn: $z_2 = u_2.z_1 = 102$ răng

c. Tỷ số truyền thực tế: $u_t = 3,517$

Vậy $u_t \approx u2$

2. Xác định các hệ số dịch chỉnh

($z_1 < 30$) bảo đảm khoảng cách trục cho trước:

- Hệ số dịch tâm y-(6.22)-[43], tập 1:

$$y = a_w / m - 0,5(z_1 + z_2) = 1,1667$$

- Hệ số ky-(6.23)-[43], tập 1:

$$k_y = 1000y / Z_t = 8,906$$

- Hệ số kx- tra bảng (6.10a)-[43], Tập 1: kx = 0,5006

- Hệ số giảm đỉnh răng Δ_y -theo (6.24)-[43], tập 1:

$$\Delta_y = k_x Z_t / 1000 = 0,0656$$

- Tổng hệ số dịch chỉnh xt (6.25)-[43], tập 1:

$$x_t = y + \Delta_y = 1,232$$

- Các hệ số dịch chỉnh bánh 1 và bánh 2- (6.26)-[43], tập 1:

$$x_1 = 0,5[x_t - (z_2 - z_1)y / z_t] = 0,291$$

$$x_2 = x_t - x_1 = 0,941$$

- Chọn lại hệ số dịch chỉnh bảo đảm (-0,5<x1, x2<0,8)-bảng(6.18)-[43], Tập 1:

x1 = 0,291

x2 = 0,8

- Tính góc ăn khớp-(6.27)-[43] , tập 1:

$$\cos\alpha_{tw} = z_t m \cos\alpha / (2a_w) = 0,6032$$

$$\alpha_{tw} = 22,64 \text{ độ}$$

3. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:

a. Tính ứng suất tiếp xúc trên bề mặt làm việc của răng:

- Tính, chọn các hệ số:

- Z_M = 274 MPa

- β_b = 10,09 độ

- α_t = 20,327 độ

- ε_α = 1,7078

- ε_β = 1,582

- Vì $\varepsilon_\beta > 1$ nên $Z\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha = 0{,}7808$

ZH = 1,574

b_{w2}- Chiều rộng bánh răng, trị số tính theo công thức:

$b_{w2} = \psi_{ba}.a_w = 0{,}3.180 = 67.5$mm

- Tính toán tương tự ta có: δ_H = 0,002

δ_F = 0,002

v_H = 0,006

$K_{H\alpha}$ = 0,74

$K_{H\beta}$ = 1,1094

K_{Hv} = 1,0052

Vậy ta có: $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{Hv}$ = 1,2255Nm

Tính chính xác ứng suất tiếp cho phép của răng:

$[\sigma_H'] = [\sigma_H].Z_V.Z_R.K_{xH}$.

- Với vận tốc vòng v = 0.7(m/s) < 5(m/s) nên Z_V = 1

- Với cấp chính xác 9 ta có R_a<1,25 µm nên có Z_R = 0,95

- Vì d_a<700 mm nên lấy K_{xH} = 1

Vậy $[\sigma_{H2}'] = [\sigma_{H2}].Z_V Z_R.K_{xH}$ = 518,2MPa

Vậy răng đủ bền với ứng suất tiếp xúc.

4. Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn:

a. Tính ứng suất uốn chân răng:

- $K_{F\beta}$ = 1,2104

- $K_{F\alpha}$ = 1,3495

- δ_F = 0,006

- go = 82

- v_F = 1,1088

- $K_{Fv} = 1{,}0163$

Vậy ta có: $K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1{,}066$

+ $Y_\varepsilon = \dfrac{1}{\varepsilon_\alpha} = 0{,}6097$

+ Y_F- Hệ số dạng răng:

- Của bánh 1: $Y_{F1} = 3{,}48$

- Của bánh 2: $Y_{F2} = 3{,}46$

Thay các giá trị vào công thức (2.7) được:

$$\sigma_{F1} = 91 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{F2} = 90{,}5 \text{MPa}$$

Tính chính xác ứng suất tiếp cho phép:

Chọn các hệ số:

+ $Y_S = 1{,}08 - 0{,}0695\ln(m) = 1{,}08 - 0{,}0695\ln(3) = 1{,}0036$

$Y_R = 5$

+ Do $d_a < 400$ mm nên có: $K_{xF} = 1$

Tương tự: $[\sigma_{F1}'] = [\sigma_1] Y_R . Y_S . K_{xF} = 187{,}88\text{MPa}$

$[\sigma_{F2}'] = [\sigma_{F2}] Y_R . Y_S . K_{xF} = 195\text{MPa}$

So sánh ta thấy các bánh răng đủ bền về độ bền uốn.

5. Kiểm nghiệm răng về độ bền quá tải:

$$\sigma_{Hqt} = \sqrt{K_{qt}} . \sigma_H = 541 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fqt1} = \sqrt{K_{qt}} . \sigma_{F1} = 127{,}4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{Fqt2} = \sqrt{K_{qt}} . \sigma_{F2} = 124{,}67 \text{ MPa}$$

So sánh ta được:

Vậy $\sigma_{Hqt} = 541 < [\sigma_H]_{max} = 1820$

$\sigma_{Fqt1} = 127{,}4 < [\sigma_{F1}]_{max} = 520$

$\sigma_{Fqt1} = 124{,}67 < [\sigma_{F1}]_{max} = 560$

Bánh răng đủ bền khi làm việc quá tải.

Bảng 2.4: Các thông số và kích thước bộ truyền

Khoảng cách trục	a_w	225	mm
Khoảng cách trục thực $a_{W1}=a+(x_1+x_2-\Delta y).m=$ $a_{W1}=225+(0,7+0,8-0,277).3=$		130	mm
Môdul pháp	m	3	mm
Chiều rộng vành răng	b_{w1}	67,5	mm
Tỷ số truyền	u_2	3,5	
Số răng bánh 1	z_1	24	răng
Số răng bánh 2	z_2	84	răng
Đường kính vòng lăn 1	d_1	100	mm
Đường kính vòng lăn 2	d_2	350	mm
Đường kính vòng chia 1		100	mm
Đường kính vòng chia 2		350.01	mm
Đường kính vòng đỉnh răng 1	d_{a1}	111.60	mm
Đường kính vòng đỉnh răng 2	d_{a2}	362.41	mm
Đường kính vòng đáy răng 1	d_{f1}	95.60	mm
Đường kính vòng đáy răng 2	d_{f2}	348.41	mm
Đường kính vòng cơ sở 1	d_{a1}	40.8	mm
Đường kính vòng cơ sở 2	d_{a2}	143	mm
Góc ăn khớp	α_{tw}	24.076	độ
Góc prôphin răng	α_t	20,763	độ
Hệ số dịch chỉnh banh răng 1		x1=0.7	
Hệ số dịch chỉnh banh răng 2		x2=0.8	

6. Xác định lực trong bộ truyền bánh răng cấp chem:

- Lực vòng trên bánh răng 1:

$$F_{t1}=\frac{2.T_2}{d_{w1}}=7893,2\text{ N}$$

- Lực hướng kính trên bánh răng 1:

$$F_{r1}=\frac{F_{t1}.tag\alpha}{\cos\beta}=299$$

- Lực chiều trục trên bánh răng 1:

$$F_{a1} = F_{t1} tag\alpha = 2873 \text{ N}$$

- Lực vòng trên bánh răng 2:

$$F_{t2} = \frac{2.T_{3'}}{d_{w2}} = 7893{,}2 \text{ N}$$

- Lực hướng kính trên bánh răng 2:

$$F_{r2} = \frac{F_{t2} tag\alpha}{\cos\beta} = 299 \text{ N}$$

- Lực chiều trục trên bánh răng 2:

$$F_{a2} = F_{t2} tag\alpha = 2873 \text{ N}$$

Phần III: Chọn khớp nối

Tính chọn khớp nối giữa trục động cơ và trục bánh đai I.

Chọn nối trục.

- Mômen xoắn cần truyền giữa hai trục: T = T1 = 22,747(Nm).

- Loại khớp nối : Chọn khớp nối vòng đàn hồi có đường kính trục nối bằng đường kính trục động cơ d = 32 (mm).

- Theo bảng (16.10a)- [43], tập 2, ta có bảng kích thước cơ bản của nối trục vòng đàn hồi:

Bảng 3.1: Kích thước cơ bản của nối trục vòng đàn hồi.

d	D	d_m	L	l	d_1	D_0	Z	n_{max}	B	B_1	l_1	D_3	l_2
32	210	95	175	110	100	160	8	2850	6	70	40	36	40

Bảng 3.2: Kích thước cơ bản của vòng đàn hồi.

dc	d_1	D_2	l	l_1	l_2	l_3	h
24	M16	32	95	52	24	44	2

- Chọn vòng đàn hồi bằng cao su.

Kiểm nghiệm điều kiện bền của vòng đàn hồi và chốt:

+ Điều kiện sức bền dập của vòng đàn hồi, theo công thức trang 69-[43]- tập 2 : $\sigma_d = 2.k.T/(Z.D_0.d_c.l_3) \le [\sigma_d]$

Trong đó :

k- hệ số chế độ làm việc, với băng tải chọn k= 1,4.

$[\sigma_d]$ - ứng suất dập cho phép của vòng đàn hồi, lấy $[\sigma_d]$ = 3MPa

Tính toán ta được: $\sigma_d = \dfrac{2.1,4.1312,5}{8.210.24.44} =$ 2,07MPa

Vậy $\sigma_d \le [\sigma]$, vòng đàn hồi đảm bảo điều kiện bền dập.

+ Điều kiện bền uốn của chốt, theo công thức trang 69-[43]- tập 2:

$$\sigma_u = kTl_0/(0,1.d_c^3 D_0.Z) \le [\sigma_u]$$

$[\sigma_u]$ - ứng suất uốn cho phép của chốt , lấy $[\sigma_u]$ = 70MPa

Tính toán ta có: $\sigma_u = \dfrac{1,4.1312500.(52+24/2)}{0,1.24^3.160.8} =$ 66,5MPa

Kết luận: Đảm bảo độ bền dập của vòng đàn hồi và độ bền uốn của chốt.

Khớp nối đã chọn có thể chấp nhận được.

Phần IV: Tính toán Thiết kế Trục

IV.I. Tính toán thiết kế sơ bộ

4.1. Chọn vật liệu làm trục:

Dựa vào đặc điểm làm việc của hộp giảm tốc và tải trọng tác dụng lên các trục trong quá trình hệ thống làm việc cộng với để thuận lợi cho quá trình thống nhất hóa trong chế tạo với các thông tin chọn vật liệu cho các trục là như nhau và chọn thép CT45 với các cơ tính sau:

Bảng 4.1: Cơ tính của vật liệu làm trục

Vật liệu	σ_b MPa	σ_{ch} MPa	$\sigma_1=0,436\sigma_b$ MPa	$\tau_{-1}=0,58\sigma_{-1}$ MPa	$[\sigma]$ MPa	$[\tau]_x$ MPa
CT45	750	450	327	189,66	6350	20

4.2. Quy ước về ngoại lực, nội lực, các thông số kích thước của hệ dẫn động.

+ Ngoại lực:

- k- số thứ tự của trục cần tính;

- i- số thứ tự của chi tiết quay lắp trên trục có tham gia truyền tải trọng. Quy ước i = 0, = 1 ứng với hai ổ của trục.

- F_{xki} , F_{yki}, F_{zki} - lực tác dụng tại mặt cắt thứ i trên trục k theo các phương x, y, z;

- r_{ki} - toạ độ điểm đặt lực trên bánh răng thứ i trên trục k ;

- hr_{ki} - hướng răng của bánh răng thứ i trên trục k ;

- cb_{ki} - vai trò (chủ động hay bị động) của bánh răng thứ i trên trục k; cq_k- chiều quay của trục thứ k;

Quy ước:

hr_{ki} = 1- răng phải, = -1 : răng trái ;

cb_{ki} = 1 khi chi tiết quay chủ động, = -1: bị động ;

cq_k = 1 khi trục quay ngược chiều kim đồng hồ, cq_k=-1 khi trục quay cùng chiều kim đồng hồ;

+ Công thức tính trị số và chiều của các lực từ bộ truyền bánh răng tác dụng lên các trục:

$$F_{xki} = \frac{r_{ki}}{|r_{ki}|} cq_k.cb_{ki}.hr_{ki}.F_{tki}$$

$$F_{yki} = -\frac{r_{ki}}{|r_{ki}|}.F_{tki}.tg\alpha_{tw} / \cos\beta$$

$$F_{zki} = cq_k.cb_{ki}.hr_{ki}.F_{tki}.tg\beta$$

Trong đó: $F_{tki} = 2T_k / d_{wki}$ - lực vòng trên bánh răng thứ i trên trục k; r_{ki}= dwki/2, r_{ki}< 0 khi điểm đặt lực nằm phía trên trục oz và ngược lại.

- l_{mki}- chiều rộng mayơ của chi tiết quay thứ i trên trục k;

- l_{ki}- khoảng cách từ gối đỡ 0 tới Mặt cắt thứ i trên trục k;

- l_{k1}- khoảng cách giữa các gối đỡ 0 và 1 trên trục thứ k;

- l_{cki}- khoảng côngxôn trên trục thứ k, tính từ chi tiết thứ i ở ngoài hộp giảm tốc đến các gối đỡ;

Theo (10.14) -[43], tập 1 ta có:

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

Theo bảng (10.4) - [43], tập 1, ta có công thức tính các khoảng cách của trục II :

$$l_{22} = 0,5(l_{22i} + b_o) + k_1 + k_2;$$

$$l_{23} = l_{22} + 0,5(l_{22i} + l_{23}) + k_1;$$

$$l_{21} = l_{m22} + l_{m23} + 3k_1 + 2k_2 + b_0$$

Trong đó:

- Khoảng cách giữa các chi tiết quay hoặc khoảng cách từ mặt cạnh của chi tiết quay đến thành trong của hộp giảm tốc: k_1 = 10mm

- Khoảng cách từ mặt cạnh ổ đến thành trong của hộp: k_2 = 10mm

- Khoảng cách từ mặt cạnh của chi tiết quay đến nắp ổ: k_3 = 10mm

- Chiều cao nắp ổ và đầu bulông: h_n= 15mm

4.3. Tính đường kính sơ bộ đường kính trục:

Việc tính toán sơ bộđường kính trục tiến hành dựa vào mômen xoắn trên các trục và ứng suất tiếp cho phép:

Áp dụng công thức: $d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]_x}}$ mm

Trong đó:

+ d - Đường kính trục, mm

+ T - Môme xoắn, Nmm

+ $[\tau_x]$ - ứng suất xoắn cho phép, MPa.

* Trục I- trục bánh đai và khớp nối:

- T_1=22747 Nmm ; $d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{22747}{0,2.20}}$ =17,85 ;

Để phù hợp với trục động cơ ta chọn lấy d_1= 28mm

Trong đó ta lấy: $[\tau_x]$=20 (MPa)

* Trục II, trục bánh đai vào hộp giảm tốc:

- T_2= 60583 Nmm ; $d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{60583}{0,2.20}}$ = 24,74; lấy d_2 = 30mm

Trong đó ta lấy : $[\tau_x]$=20 (MPa)

* Trục III, trục giữa hộp giảm tốc:

- T_3= 394660 Nmm ; $d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{394660}{0,2.30}}$=40.37 ; lấy d_3 = 45mm

Trong đó ta lấy: $[\tau_x]$=30 (MPa)

* Trục III, trục ra của hộp giảm tốc:

- T_4= 1312500Nmm ; $d_4 \geq \sqrt[3]{\frac{1312500}{0,2.30}}$ = 60,25 ; Lấy d_4 = 60mm

Trong đó ta lấy : $[\tau_x]$=30 (MPa)

Căn cứ vào đường kính sơ bộ , ta chọn sơ bộ nối trục IV với trục băng tải:

a. Chọn nối trục cho trục ra của HGT.

- Mômen xoắn cần truyền giữa hai trục: T=T4=1312,5(Nm).

- Loại khớp nối: Chọn khớp nối vòng đàn hồi có đường kính trục nối bằng đường kính trục động cơ d = 60 (mm).

- Theo bảng (16.10a)-[43], tập 2, ta có bảng kích thước cơ bản của nối trục vòng đàn hồi :

Bảng 4.2: Kích thước cơ bản của nối trục vòng đàn hồi.

d	D	d_m	L	l	d_1	D_0	Z	n_{max}	B	B_1	l_1	D_3	l_2
60	125	65	165	80	56	90	4	4600	5	42	30	28	32

Bảng 4.3: Kích thước cơ bản của vòng đàn hồi.

dc	d_1	D_2	l	l_1	l_2	l_3	h
14	M10	20	62	34	15	28	1,5

- Chọn vòng đàn hồi bằng cao su.

Kiểm nghiệm điều kiện bền của vòng đàn hồi và chốt:

+ Điều kiện sức bền dập của vòng đàn hồi :

$$\sigma_d = 2.k.T/(Z.D_0.d_c.l_3) \le [\sigma_d]$$

Trong đó

k- hệ số chế độ làm việc, với băng tải chọn k= 1,4.

$[\sigma_d]$ - ứng suất dập cho phép của vòng đàn hồi, lấy $[\sigma_d]$ = 3MPa

Tính toán ta được: σ_d = 0,45MPa

+ Điều kiện bền uốn của chốt:

$$\sigma_u = kTl_0/(0,1.d_c^3 D_0.Z) \le [\sigma_u]$$

$[\sigma_u]$ - ứng suất uốn cho phép của chốt , lấy $[\sigma_u]$ = 60 MPa

Tính toán ta có: σ_u = 20 MPa

Kết luận: Đảm bảo độ bền dập của vòng đàn hồi và độ bền uốn của chốt.

Nối trục đã chọn có thể chấp nhận được.

Chú ý: Mục chọn nối trục này có thể xếp vào phần III. Tuy nhiên để theo dõi liên tục việc tính toán trục IV trong HGT, nên có thể xếp việc chọn khớp nối vào ngay phần đầu thiết kế trục.

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

* Ta chọn các tham số hình học cho hộp giảm tốc như sau:

Từ đường kính sơ bộ của trục d_1 = 28, d2 = 30, d_3 =45, d_4 = 60 tra theo bảng (10.2) - [43] tập 1, ta chọn chiều rộng ổ như sau:

$b_{0(1)}$ = 19mm

$b_{0(2)}$ = 19mm

$b_{0(3)}$ = 25mm

$b_{0(4)}$ = 31mm

Tính chiều dài các moayơ của bánh đai và bánh răng theo các công thức (10.10), (10.11), (10.12), [43] - tập1, ta có kết quả:

$l_{m13} = 1,4.d_1 = 1,4.28$ = 39,2mm

$l_{m22} = 1,4.d_2 = 1,4.30$ = 42mm

$l_{m23} = 1,4.d_2 = 1,4.30$ = 42mm

$l_{m32} = 1,4.d_3 = 1,4.45$ = 63mm

$l_{m33} = 1,4.d_3 = 1,4.60$ = 63mm

$l_{m42} = 1,2.d_4 = 1,4.60$ = 72mm

Chọn nối trục vòng đàn hồi, nên chiều dài mayơ nửa khớp nối tính theo công thức (10.13), [43], Tập 2:

$l_{m12} = 1,6.d_1 = 1,6.28 = 44,8mm$

$l_{m43} = 1,6.d_4 = 1,6.60 = 96mm$

Theo bảng (10.3)-[43]- Tập 1 chọn các khoảng cách như sau:

- Khoảng cách giữa các chi tiết quay hoặc khoảng cách từ mặt cạnh của chi tiết quay đến thành trong của hộp giảm tốc: $k_1 = 10mm$

- Khoảng cách từ mặt cạnh ổ đến thành trong của hộp: $k_2 = 10mm$

- Khoảng cách từ mặt cạnh của chi tiết quay đến nắp ổ: $k_3 = 10mm$

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

Tính khoảng cách từ gối đỡ 0 tới Mặt cắt thứ i trên trục thứ k

$l_{12} = -l_{c12} = 0,5(lm_{12} + b_{01}) + k_3 + h_n = 0,5(44,8+19)+10+15 = 56,9mm$

$l_{13} = 0,5(l_{m13} + b_{03}) + k_1 + k_2 = 0,5(39,2+19)+10+10 = 49,1mm$

$l_{11} = b_{01} + 2(k_1+k_2) + l_{m13} = 19+2(10+10)+39 = 98,2mm$

$l_{32} = 0,5(l_{m32} + b_{03}) + k_1 + k_2 = 0,5(63+25)+10+10 = 64mm$

$l_{33} = l_{32} + 0,5(l_{m32} + l_{m33}) + k_1 = 63+0,5(63+63)+10 = 137mm$

$l_{31} = l_{m32} + l_{m33} + 3k_1 + 2k_2 + b03 = 63+63+3.10 = 2.10+25 = 201mm$

$l_{22} = 0,5(l_{m22} + b02) + k_3 + h_n = 0,5(42+19)+10+15 = 55,5mm$

$l_{21} = l_{41} = l_{31} = 201mm$

$l_{23} = l_{32} = 64mm$

$l_{43} = -lc43 = 0,5(lm_{43} + b_{04}) + k_3 + h_n = 0,5(96+31)+10+15 = 88,5mm$

$l_{42} = l_{33} = 137$

4.5. Xác định trị số và chiều của các lực từ chi tiết quay tác dụng lên trục:

* Trường hợp 1: vận tốc băng tải hướng sang bên phải (hình vẽ) khi bbộ truyền làm việc với mômen trong sơ đồ tải trọng là T (trường hợp vận tốc băng tải đổi hướng được tính tương tự chỉ khác về chiều quay của các trục và mômen xoắn).

- Khi đó trục VI quay thuận chiều kim đồng hồ, $cq_4=-1$, $cq_3=1$, $cq_2=-1$, $cq_1 = -1$.

Theo quy ước ở mục 3 ta có:

+ Trục II:

- Vị trí đặt lực của bánh răng 3: âm, do đó $r_{23} = -1$.

- bánh răng 3 là bánh chủ động, do đó $cb_{23} = 1$.

- hướng răng trên bánh 3: trái , do đó $hr_{23} = -1$.

+ Trục III:

- vị trí đặt lực của bánh răng 2: dương, bánh răng 3: âm, do đó

$r_{32} = 1$, $r_{33} = -1$.

- bánh răng 2 là bánh bị động, 3 là bánh chủ động, do đó $cb_{32} = -1$, $cb_{33} = 1$.

- hướng răng trên bánh 2: phải, bánh 3: trái, do đó $hr_{32} = 1$, $hr_{33} = -1$.

+ Trục VI:

- vị trí đặt lực của bánh răng 2: dương, do đó $r_{42} = 1$.

- bánh răng 2 là bánh bị động, do đó $cb_{42} = -1$.

- hướng răng trên bánh 3: trái , do đó $hr_{42} = -1$.

* Kết quả tính lực:

- Lực khớp nối động cơ và trục I :

$F_{rk1} = 0,3(2.T_1/D0) = 0,3.2.22747/90 = 151,65N$

- Lực khớp nối trục VI và trục băng tải :

$F_{rk2} = 0,3.2.T_4/D0 = 0,3.2.1312500/160 = 492,87N$

4.6. Chiều của nó sẽ đặt sao cho trục nguy hiểm nhất

+ $F_{y12} = F_{k1} = 170,5$; $F_{y13} = F_{r11} = -1097,4$

+ $F_{x23} = F_{t11} = -2976,2$ N; $F_{y22} = F_{r12} = 1097,4$;

$F_{y23} = F_{r11} = 1133$ N; $F_{z23} = F_{a11} = 1083$ N;

+ $F_{x32} = F_{t12} = -2976,2$ N; $F_{x33} = F_{t21} = 7893,2$ N;

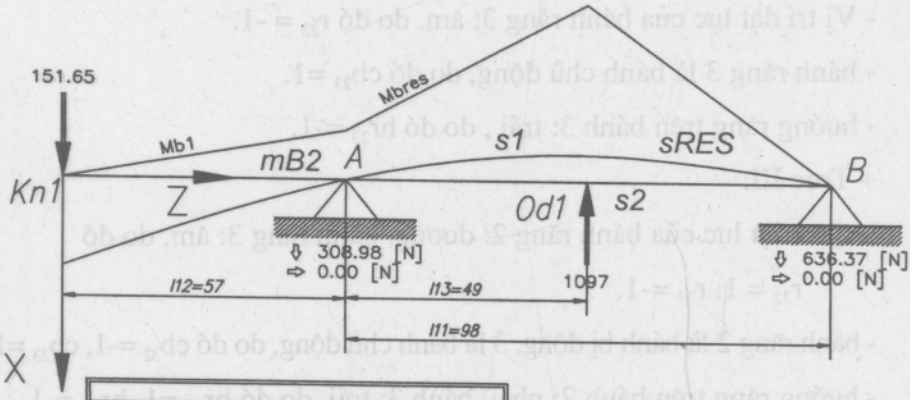
$F_{y32} = F_{r12} = -1133$ N; $F_{y33} = F_{r21} = 2994$ N;

$F_{z32} = F_{a12} = 1083$ N; $F_{z33} = F_{a21} = 2873$ N;

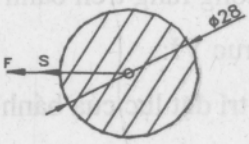
+ $F_{x42} = F_{t22} = 7893,2$ N; $F_{y43} = F_{rk2} = 16406$ N ;

$F_{y42} = F_{r22} = -2994$ N ; $F_{z42} = F_{a22} = -2873$ N ;

Sử dụng phần mềm Mechanical Desktop [51,74] để xác định nội lực tác dụng lên các trục, vẽ biểu đồ môemn nội lực, từ đó xác định các mặt cắt nguy hiểm của các trục; ta có các sơ đồ tính toán và bảng kết quả như sau:

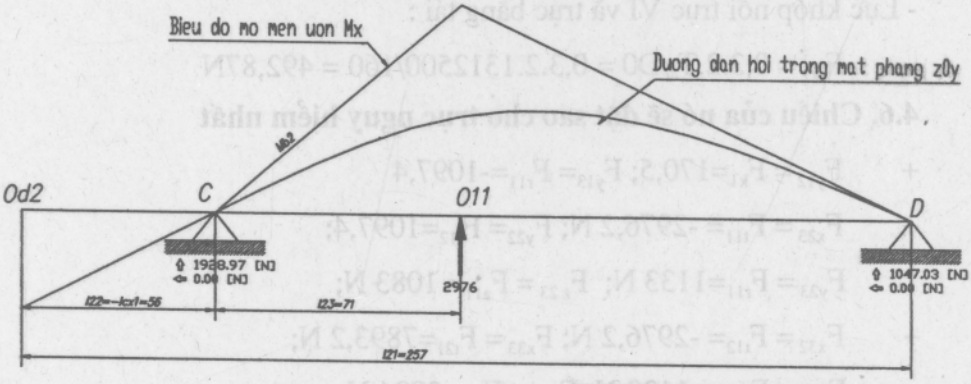


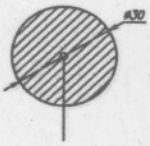
Moment of Inertia I1	[mm^4]	30170
Moment of Inertia I2	[mm^4]	30170
Moment of Inertia Ieff	[mm^4]	30170
Max. Border Dist.	[mm]	14
Safety Factor		19.0355
Yield Point	[N/mm^2]	276
E-Modulus	[N/mm^2]	206843
Material		Steel SAE 1025
Max.Deflection S1	[mm]	10.09608 E-3
Max.Bending Moment Mb1	[Nm]	31.245
Max.Deflection S2	[mm]	0
Max.Bending Moment Mb2	[Nm]	0
Max.Stress Res.	[N/mm^2]	14.499
Max.Deflection Sres	[mm]	10.09608 E-3
Max.Bending Moment Mbres	[Nm]	31.245
Scale for Defl. Line		1920.3:1
Scale for Bending Mom. Line		1.241:1



I_1	[mm^4]	30170
I_2	[mm^4]	30170
S_b	[mm]	14
S_t	[mm]	14
A	[mm^2]	615.7

Hình 4.1. Biểu đồ mômen nội lực tác dụng lên trục I trong mặt phẳng zOx.

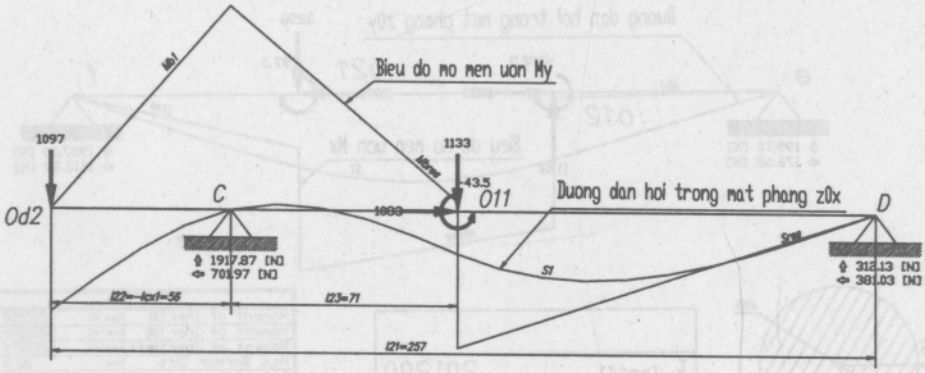


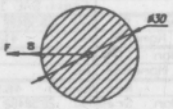


I_1	[mm^4]	39760
I_2	[mm^4]	39760
S_c	[mm]	15
S_t	[mm]	15
A	[mm^2]	706.8

Moment of Inertia1	[mm^4]	39760
Moment of Inertia2	[mm^4]	39760
Moment of Inertieff	[mm^4]	39760
Max. Border Dist.	[mm]	15
Safety Factor		5.3631
Yield Point	[N/mm^2]	276
E-Modulus	[N/mm^2]	206843
Material		Steel SAE 1025
Max.Deflection S1	[mm]	0
Max.Bending Moment Mb1	[Nm]	0
Max.Deflection S2	[mm]	54.39726 E-3
Max.Bending Moment Mb2	[Nm]	136.41
Max.Stress Res.	[N/mm^2]	51.462
Max.Deflection Sres	[mm]	54.39726 E-3
Max.Bending Moment Mbres	[Nm]	136.41
Scale for Defl. Line		589.41
Scale for Bending Mom. Line		1:2.13

Hình 4.2. Biểu đồ mômen nội lực Mx trên trục II trong mặt phẳng zOy.

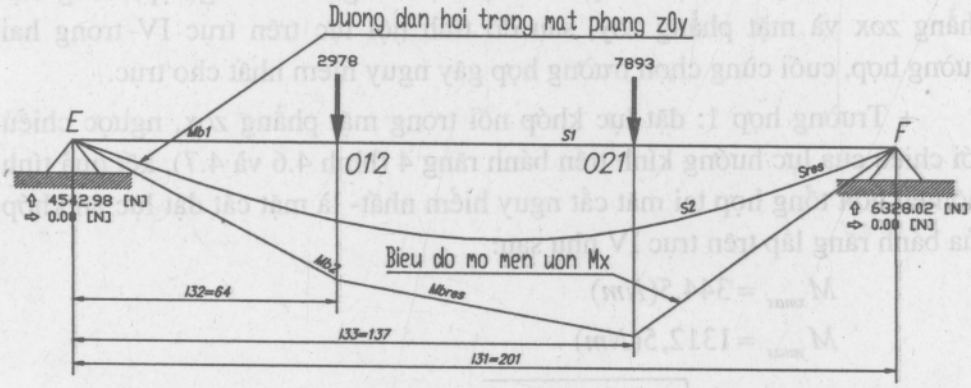


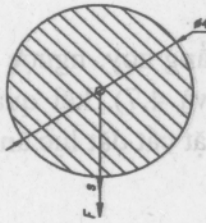


I_1 [mm^4]	39760
I_2 [mm^4]	39760
S_c [mm]	15
S_t [mm]	15
A [mm^2]	706.8

Moment of Inertia1	[mm^4]	39760
Moment of Inertia2	[mm^4]	39760
Moment of Inertia eff	[mm^4]	39760
Max. Border Dist.	[mm]	15
Safety Factor		11.5181
Yield Point	[N/mm^2]	276
E-Modulus	[N/mm^2]	206843
Material		Steel SAE 1025
Max.Deflection S1	[mm]	1.321792 E-3
Max.Bending Moment Mb1	[Nm]	60.883
Max.Deflection S2	[mm]	0
Max.Bending Moment Mb2	[Nm]	0
Max.Stress Res.	[N/mm^2]	23.962
Max.Deflection Sres	[mm]	1.321792 E-3
Max.Bending Moment Mbres	[Nm]	60.883
Scale for Defl. Line		2425.7:1
Scale for Bending Mom. Line		1.05:1

Hình 4.3. Biểu đồ mômen nội lực My trên trục II trong mặt phẳng zOx.

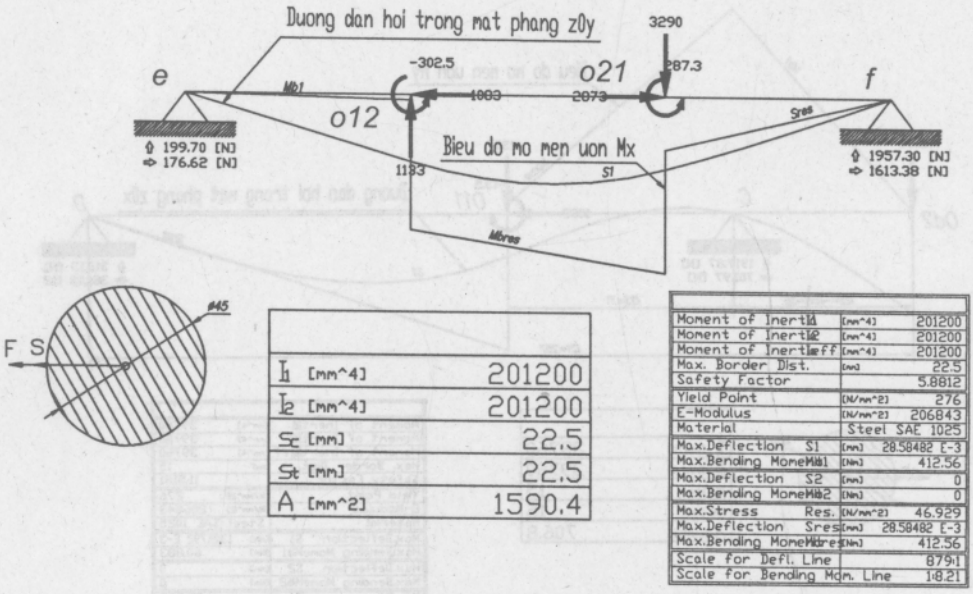




I_1 [mm^4]	201200
I_2 [mm^4]	201200
S_c [mm]	22.5
S_t [mm]	22.5
A [mm^2]	1590.4

Moment of Inertia1	[mm^4]	201200
Moment of Inertia2	[mm^4]	201200
Moment of Inertia eff	[mm^4]	201200
Max. Border Dist.	[mm]	22.5
Safety Factor		6.0941
Yield Point	[N/mm^2]	276
E-Modulus	[N/mm^2]	206843
Material		Steel SAE 1025
Max.Deflection S1	[mm]	0
Max.Bending Moment Mb1	[Nm]	0
Max.Deflection S2	[mm]	36.59141 E-3
Max.Bending Moment Mb2	[Nm]	404.99
Max.Stress Res.	[N/mm^2]	45.29
Max.Deflection Sres	[mm]	36.59141 E-3
Max.Bending Moment Mbres	[Nm]	404.99
Scale for Defl. Line		686.64:1
Scale for Bending Mom. Line		1:8.06

Hình 4.4. Biểu đồ mômen nội Mx trên trục III trong mặt phẳng zOy.



Hình 4.5. *Biểu đồ mômen nội My lực tác dụng lên trục III trong mặt phẳng zOx.*

Đối với trục IV, lực khớp nối được đặt trong hai trường hợp, trong mặt phẳng zox và mặt phẳng zoy, sau đó tính nội lực trên trục IV trong hai trường hợp, cuối cùng chọn trường hợp gây nguy hiểm nhất cho trục.

+ Trường hợp 1: đặt lực khớp nối trong mặt phẳng zox, ngược chiều với chiều của lực hướng kính trên bánh răng 4 (hình 4.6 và 4.7), kết quả tính mômen uốn tổng hợp tại mặt cắt nguy hiểm nhất- là mặt cắt đặt lực ăn khớp của bánh răng lắp trên trục IV như sau:

$$M_{xmax} = 344.5(Nm)$$

$$M_{ymax} = 1312,5(Nm)$$

$$M_{uon.max} = \sqrt{M_{xmax}{}^2 + M_{ymax}{}^2} = 898,3(Nm)$$

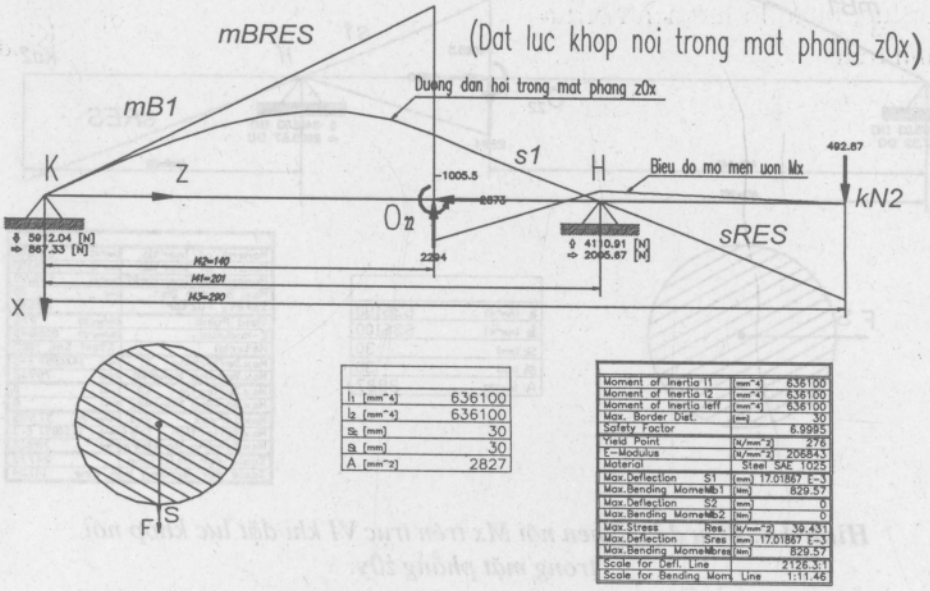
+ Trường hợp 2: đặt lực khớp nối trong mặt phẳng zoy, ngược chiều với chiều của lực vòng trên bánh răng 4 (hình 4.6 và 4.7), kết quả tính mômen uốn tổng hợp tại mặt cắt nguy hiểm nhất- là mặt cắt đặt lực ăn khớp của bánh răng lắp trên trục IV như sau:

$$M_{xmax} = 374.5(Nm)$$

$$M_{ymax} = 799,12(Nm)$$

$$M_{uon.max} = \sqrt{M_{xmax}{}^2 + M_{ymax}{}^2} = 882,5(Nm)$$

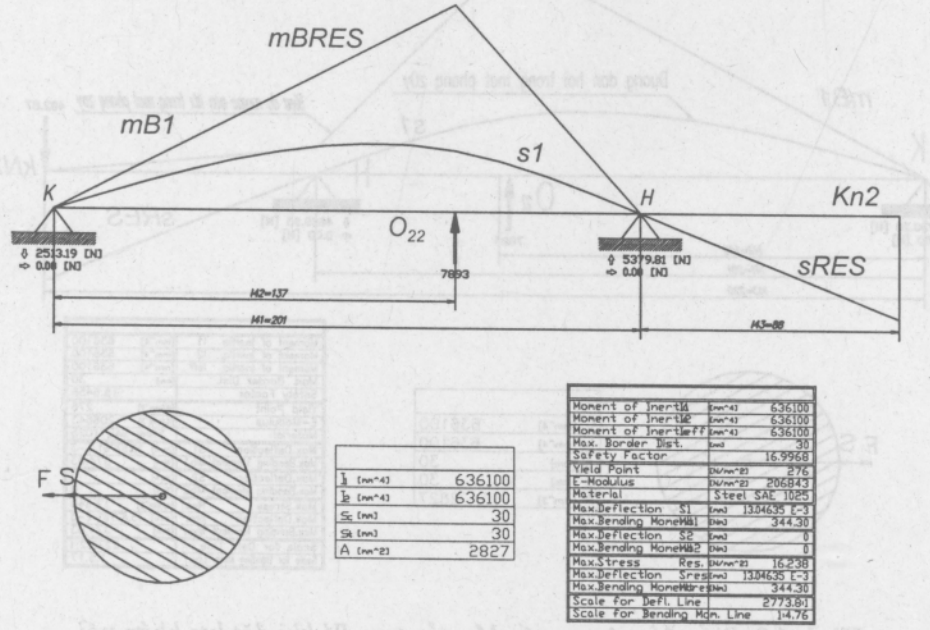
So sánh ta thấy trường hợp 1 trục IV chịu lực nguy hiểm hơn cả, do đó kết quả tính chọn trục IV được tính theo trường hợp đặt lực khớp nối trên trục IV trong mặt phẳng zox.



I_1 [mm^4]	636100
I_2 [mm^4]	636100
S_c [mm]	30
S_t [mm]	30
A [mm^2]	2827

Moment of Inertia I1		[mm^4]	636100
Moment of Inertia I2		[mm^4]	636100
Moment of Inertia Ieff		[mm^4]	636100
Max. Border Dist.		[mm]	30
Safety Factor			6.9995
Yield Point		[N/mm^2]	278
E-Modulus		[N/mm^2]	206843
Material			Steel SAE 1025
Max.Deflection	S1	[mm]	17.01867 E-3
Max.Bending Moment	Mb1	[Nm]	829.57
Max.Deflection	S2	[mm]	0
Max.Bending Moment	Mb2	[Nm]	0
Max.Stress	Res.	[N/mm^2]	39.431
Max.Deflection	Sres	[mm]	17.01867 E-3
Max.Bending Moment	Mbres	[Nm]	829.57
Scale for Defl. Line			2126.3:1
Scale for Bending Mom		Line	1:11.46

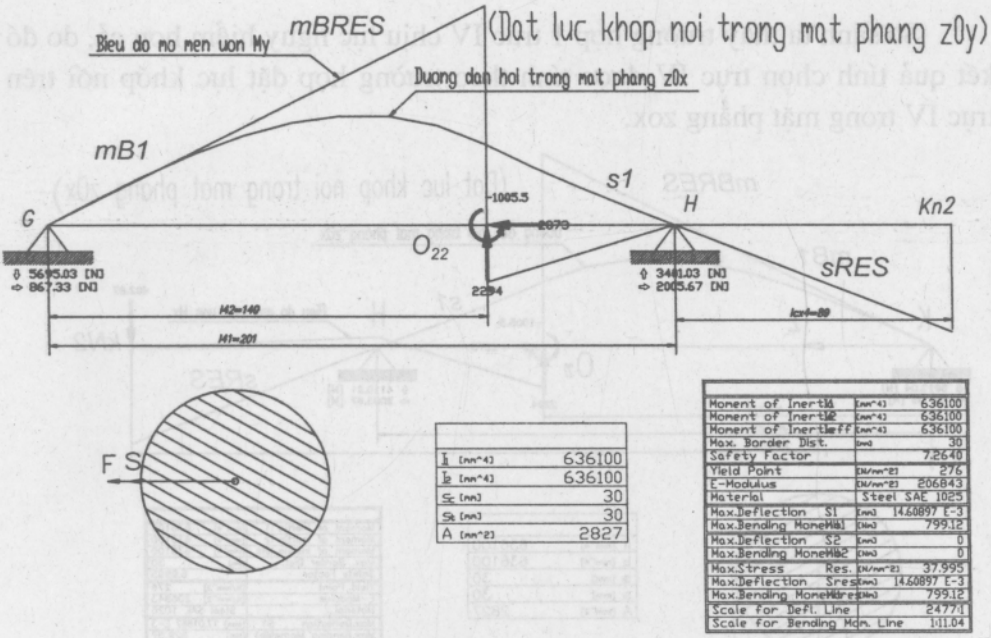
Hình 4.6. *Biểu đồ mômen nội My trên trục VI khi đặt lực khớp nối trong mặt phẳng z0x.*



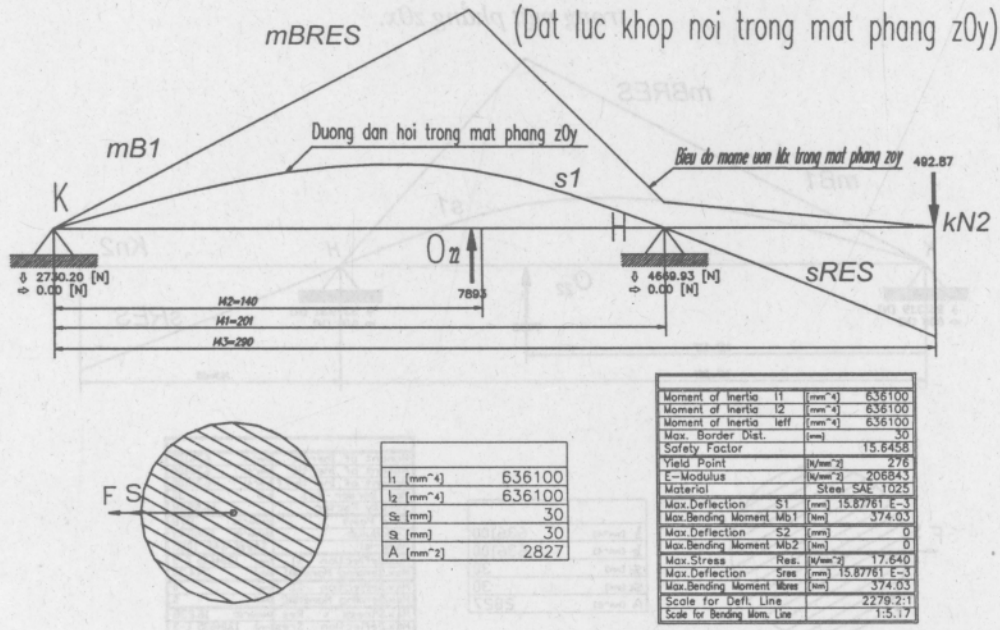
I_1 [mm^4]	636100
I_2 [mm^4]	636100
S_c [mm]	30
S_t [mm]	30
A [mm^2]	2827

Moment of Inertia I1		[mm^4]	636100
Moment of Inertia I2		[mm^4]	636100
Moment of Inertia Ieff		[mm^4]	636100
Max. Border Dist.		[mm]	30
Safety Factor			16.9968
Yield Point		[N/mm^2]	276
E-Modulus		[N/mm^2]	206843
Material			Steel SAE 1025
Max.Deflection	S1	[mm]	13.04635 E-3
Max.Bending Moment	Mb1	[Nm]	344.30
Max.Deflection	S2	[mm]	0
Max.Bending Moment	Mb2	[Nm]	0
Max.Stress	Res.	[N/mm^2]	16.238
Max.Deflection	Sres	[mm]	13.04635 E-3
Max.Bending Moment	Mbres	[Nm]	344.30
Scale for Defl. Line			2773.8:1
Scale for Bending Mom. Line			1:4.76

Hình 4.7. *Biểu đồ mômen Mx của trục VI khi đặt lực khớp nối trong mặt phẳng z0x*



Hình 4.8. Biểu đồ mômen nội Mx trên trục VI khi đặt lực khớp nối trong mặt phẳng z0y.



Hình 4.9. Biểu đồ mômen uốn Mx của trục IV khi đặt lực khớp nối trong mặt phẳng x0y.

Kết quả tính phản lực gối đỡ, tính nội lực, biểu đồ mômen nội lực thu được từ các bảng tính, biểu đồ trong các hình trên.

+ Các kết quả thu được như sau:

Bảng 4.4: Kết quả tính phản lực tại các gối đỡ.

Phản lực (N) tại gối	Trục I	Trục II	Trục III	Trục VI
F_{x0}	309	1929	4543	5912
F_{x1}	636,4	1047	6328	4111
F_{y0}	0	1918	200	2516,2
F_{y1}	0	312	1957	5379,8
N_{z0}	0	702	176	867,3
N_{z1}	0	381	1613,4	2005,7
Fro		2720	4547.4	6425.2
Fr1		1092.5	6623.7	6770.7
Fa/Fr		0.99	0.17	0.447

Bảng 4.5: Kết quả tính các mômen nội lực tại các mặt cắt nguy hiểm, mặt cắt đặt ổ, đặt lực bánh răng, bánh đai.

	Trục I (Nm)			Trục II (Nm)			Trục III (Nm)			TrụcVI (Nm)		
STT	Mx	My	T1	Mx	My	T2	Mx	My	T3	Mx	My	T4
0	0	0	22,7	0	0	60,6	0	0	0	0	0	0
1	8.63	0	22,7	61,1	0	60,6	315.3	291	394,7	829.5	344,5	1312,5
2	31.25	0	22,7	41	1366	60,6	412.5	405	394,7	44.121	0	1312,5
3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1312.5

Bảng 4.6: Kết quả tính mômen uốn tổng và mômen tương đương tại các mặt cắt.

	Trục I (Nm)			Trục II (Nm)			Trục III (Nm)			TrụcVI (Nm)		
STT	Mutj	Mtdj	Mutj	Mtdj	Mutj	Mtdj	Mutj	Mtdj	Mutj	Mtdj	Mutj	Mtdj
0	0	19,66	0	52,5	0	0	0	0	0	0	19,66	0
1	8,63	21.47	61,1	80.55	315,3	465,03	898,3	1448,7	1	8,63	21.47	61,1
2	31.25	36,92	41	66,6	412,5	535,7	44,12	1136,7	2	31.25	36,92	41
3	0	0	0	0	0	0	0	1136,7	3	0	0	0

6. Tính đường kính trục tại các Mặt cắt j .

- Theo công thức (10.17)-[43], Tập 1, ta có:

$$d_{kj} = \sqrt{M_{tdj}/(0,1[\sigma])}$$

Với các giá trị của $[\sigma]$ như sau :

Đường kính trục(mm)	$[\sigma]$ (MPa)
30	63
50	50
100	48

Bảng 4. 7: Đường kính trục tại các mặt cắt.

STT	Trục I-d1j(mm)	Trục II-d2j(mm)	Trục III-d3j(mm)	Trục VI-d4j(mm)
0	14,6	22	0	0
1	15	25,3	45,3	67,1
2	18	23,7	47,5	61,87
3	0	0	0	61,87

- Xuất phát từ các yêu cầu về độ bền, lắp ghép và công nghệ ta chọn đường kính trục tại các mặt cắt đặt gối đỡ, bánh răng, bánh đai, khớp nối như sau.

Bảng 4. 8: Đường kính trục chọn được.

STT(j)	TrụcI d1j(mm)	Trục II-d2j(mm)	Trục III-d3j(mm)	Trục VI-d4j(mm)
0	32	24	30	65
1	25	30	48	70
2	18	34	50	65
3	15	30	30	60

- Đường kính vòng đáy bánh răng 1 gần bằng đường kính trục tại vị trí lắp bánh răng ($d_{f1} = 36.286mm; d_{13} = 34mm$), do đó ta chọn phương án chế tạo bánh răng 1 liền trục chủ động.

+ Sau khi xác định được đường kính trục, căn cứ vào phản lực gối đỡ, đường kính trục tại mặt cắt đặt ổ ta tiến hành chọn ổ đỡ cho các trục.

IV. II. TÍNH TOÁN KIỂM NGHIỆM TRỤC.

1. Tính kiểm nghiệm độ bền mỏi của trục:

a. Chu kỳ ứng suất trên mặt cắt các trục.

+ *Chu kỳ ứng suất uốn*: Các trục quay,tất cả ứng suất đều thay đổi theo chu kỳ đối xứng, ta có:

$$\sigma_{aj} = \frac{\sigma_{max\,j} - \sigma_{min\,j}}{2} = \sigma_{max\,j} = M_j / W_j$$

$$\sigma_{mj} = \frac{\sigma_{max\,j} + \sigma_{min\,j}}{2} = 0$$

+ *Chu kỳ ứng suất xoắn:* Vì các trục quay hai chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, ta có:

$$\tau_{mj} = 0$$

$$\tau_{aj} = \tau_{max\,j} = T_j / W_{0j}$$

- Trong các công thức trên mômen chống uốn W_j và mômen chông xoắn W_{oj} được tính theo các công thức:

Trục tròn :

$$W_j = \pi.d_j^3 / 32$$

$$W_{0j} = \pi.d_j^3 / 16$$

Trục có 1rãnh then :

$$W_j = \frac{\pi.d_j^3}{32} - \frac{b.t_1.(d_j - t_1)^2}{2.d_j}$$

$$W_{0j} = \frac{\pi.d_j^3}{16} - \frac{b.t_1.(d_j - t_1)^2}{2.d_j}$$

b. Khi xem xét tới các yếu tố ảnh hưởng của đặc tính thay đổi của chu kỳ ứng suất, tập trung ứng suất, yếu tố kích thước, chất lượng bề mặt... là các yếu tố ảnh hưởng tới độ bền mỏi của trục, ta phải tiến hành kiểm nghiệm về độ bền mỏi của các trục tại các mặt cắt nguy hiểm.

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

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

Trong đó: - [s]- Hệ số an toàn cho phép: [s] = 1,5..2,5 .

Chọn [s] = 2,5- khi đó không cần kiểm tra độ bên cứng của trục.

- $s_{\sigma j}$, $s_{\tau j}$ - hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp tại mặt cắt thứ j, ta có:

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

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

Trong đó:

- σ_{-1} và τ_{-1} - là giới hạn mỏi và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng. Đối với thép cácbon theo [43], tập 1-Tr 196 ta co:

$$\sigma_{-1} = 436\ \sigma_b$$

$$\tau_{-1} = 0,58\ \sigma_{-1}$$

Với thép C45 ta có : $\sigma_b = 750MPa$

$$\sigma_{-1} = 327$$

$$\tau_{-1} = 189,66$$

- ψ_{σ} và ψ_{τ} - hệ số ảnh hưởng của trị số ứng suất trung bình tới độ bền mỏi, tra theo bảng (10.7)- [43], tập 1, ta có:

$$\psi_{\sigma} = 0,1;\ \psi_{\tau} = 0,05.$$

- Kσdj và Kτdj - 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, chọn gia công trên máy tiện, tại các mặt cắt nguy hiểm yêu cầu Ra 2,5... 0,63μm, nên nội suy theo bảng (10.8) - [43], Tập 1, ta có:

$$K_x = 1,09.$$

K_y - hệ số tăng bền bề mặt trục, phụ thuộc vào phương pháp tăng bền bề mặt và cơ tính vật liệu, không tăng bền bề mặt nên $K_y = 1$.

ε_x và ε_y - hệ số kích thước kể đến ảnh hưởng của kích thước tới giới hạn mỏi, theo bảng (10.10).

K_{σ} và K_{τ} - hệ số tập trung ứng suất thực tế khi uốn và khi xoắn, trị số phụ thuộc vào yếu tố gây tập trung ứng suất, tra theo bảng (10.12)-[43] Tập 1- phụ thuộc vào giới hạn bền của trục; tra theo bảng (10.13)-[43] tập 1- phụ thuộc vào góc lượn ngấn lõm, lỗ ngang... trục .

Chọn phương pháp gia công bằng dao phay ngón, với các trục có rãnh then, nội suy theo bảng (10.12)-[43] tập 1, ta có:

K_τ =1,795; K_σ =1,9475.

c. Kết quả tính phản lực gối đỡ, tính nội lực, biểu đồ mômen nội lực thu được từ các bảng tính, biểu đồ trong các hình trên.

Bảng 4.9: Đường kính trục chọn được.

STT (j)	TrụcI d1j (mm)- b0j	Trục II- d2j (mm)- b0j	Trục III-d3j (mm)- b0j	Trục VI-d4j (mm)- b0j
0	32	24	30-23	65-22
1	25-17	30-16	48	70
2	18	36	50	65-22
3	15-7	30-16	30-23	60

Tính các chiều dài tương ứng trên các trục:

+ Chiều dài các moay ơ của bánh đai và bánh răng:

$l_{m12} = (1,2..1,5).d_{12} = (1,2..1,5).32 \quad = 21,6..27$

$l_{m22} = (1,2...1,5)d_{20} = (1,2..1,5).24 \quad = 28,8..36$

$l_{m23} = (1,2...1,5).d_{22} = (1,2..1,5).36 \quad = 36...45$

$l_{m32} = (1,2...1,5).d_{31} = (1,2..1,5).48 \quad = 57,6..72$

$l_{m33} = (1,2...1,5).d_{32} = (1,2..1,5).50 \quad = 60...75$

$l_{m42} = (1,2...1,5).d_{41} = (1,2..1,5).70 \quad = 84...105$

Căn cứ vào chiều rộng các bánh răng và chiều rộng các bánh đai, yêu cầu về mối ghép, yêu cầu ăn khớp giữa các bánh răng ta chọn chiều dài moay ơ cho phù hợp, kết quả ta chọn được:

$l_{m13} = l_{m22} \quad = 64$

$l_{m32} = l_{m23} \quad = 54$

$l_{m42} = l_{m33} \quad = 66$

+ Chọn nối trục vòng đàn hồi nên chiều dài mayơ nửa khớp nối được tính theo công thức:

$l_{m12} = 1,6.d_{10} = 1,6.32 = 51,2mm$

$l_{m43} = 1,6.d_{43} = 1,6.60 = 96mm$

+ Khoảng cách từ gối 0 tới Mặt cắt thứ i trên trục k :

$l_{12} = - l_{c12} = 0,5(51,2+17)+6+15 = 55,1mm$

$l_{13} = 0,5(l_{m13}+ b_{010})+k_{11}+k_{12} = 0,5(64+ 17)+6+6 = 52,5mm$

$l_{11} = 0,5(b_{010}+ b_{011})+2(k_{11}+k_{12})+l_{m13} = 0,5(17+7)+2(6+6)+64 = 100mm$

$l_{32} = 0,5(l_{m32}+ b_{030})+k_{31}+k_{32} = 0,5(54+ 23)+10+8.5 = 58mm$

$l_{33} = l_{32}+0,5(l_{m32}+l_{m33})+k_1 = 58+0,5(54+66)+10 = 132mm$

$l_{31} = l_{m32}+l_{m33}+3k_1+2k_2 + b_{030} = 54+66+3.10+28.5 + 23 = 199mm$

$l_{22} = 0,5(l_{m22}+b_{020})+k_3+h_n = 0,5(64+17)+8+40 = 92,75mm$

$l_{21} = l_{31} = l_{41} = 199mm$

$l_{23} = l_{32} = 58mm$

$l_{43} = - l_{c43} = 0,5(l_{m43}+ b_{041})+k_3+h_n = 0,5(96+ 22)+8+41.5 = 107mm$

$l_{42} = l_{33} = 132mm$

Bảng 4.10: Bảng kết quả tính toán hệ số an toàn mỏi của các trục

Mặt cắt	dij (mm)	Tỉ số $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ do	Tỉ số K_τ/ε_τ do	$K_{\sigma d}$	$K_{\tau d}$	S_σ	S_τ	S	Mặt cắt	dij (mm)
		Rãnh then	Lắp căng	Rãnh then	Lắpcăng					
12	32	2.164	2,345	2.111	1,085	2.435	2.20	3.83	19.64	14,32
13	18	2.05	2,345	1,97	1,085	2.435	2.06	2.7	17.26	2.67
22	24	2.213	2,345	2.216	1,085	2.435	2.30	3.81	13.05	4,71
23	36	-	2,345	-	1,085	2.345	1,085	3.54	8.33	11,67
32	48	2.173	2,345	2.349	1,085	2.435	2.44	3.03	7.98	2.83
33	50	2.404	2,345	2.362	1,085	2,494	2.45	2.65	9.03	3.58
42	70	2.562	2,86	2.459	2,215	2,95	2.55	2.04	9.80	3,19
43	60	2.521	2,86	2.436	2,215	2,95	2.53	2.54	9.80	3,57

2. Tính kiểm nghiệm độ bền tĩnh của trục: Xem ví dụ trước hoặc tham khảo thêm các tài liệu [53,61].

Các hệ số an toàn S(i) > 2,5 nên các mặt cắt của các trục đảm bảo độ bền mỏi. Mặt khác các hệ số an toàn mỏi là khá lớn so với 2,5, nên ta không tính kiểm nghiệm độ bền tĩnh của các trục.

3. Ở đây không cần kiểm tra: độ cứng vững, độ ổn định, khả năng chịu dao động của trục. Lý do: do kết cấu HGT được lựa chọn kích thước nhỏ gọn, khoảng cách giữa các các gối trục tương đối nhỏ, khoảng cách giữa các trục cũng nhỏ; tần số làm việc thấp.

Phần V: Tính chọn then

Căn cứ vào đường kính trục và yêu cầu các mối ghép, chọn kích thước của then theo bảng(9.1)-[43,16], Tập 1, tính trị số của mômen cản uốn và mômen cản xoắn ứng với các mặt cắt trục như sau:

Bảng 5.1: Kích thước của then, hệ số kích thước trị số của mômen chống uốn và chống xoắn.

Thiết diện	Đường kính trục(mm)	$b \times h$	t_1	ε_σ	ε_τ	W_J	W_0
12	32	8× 7	4	0.9	0.85	1251.8	2785.8
13	18	8× 7	4	0.95	0.91	398,33	970,9
22	24	8× 7	4	0.88	0.81	2290.2	4940.9
23	36	- -	-	0.862	0.792	4125,3	8705,8
32	48	14× 9	5.5	0.896	0.764	9408.2	20266
33	50	14× 9	5.5	0.81	0.76	10747	23019
42	70	22× 14	9	0.76	0.73	28411	62085
43	60	18× 11	7	0.773	0.74	23701	50662

- Xác định tỷ số $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ tại rãnh then trên các mặt cắt nguy hiểm. Sau đó tra theo bảng (10.11) - [43], tập 1 ứng với kiểu lắp ghép đã chọn, vật liệu có σ_b=750 MPa và theo các đường kính các mặt cắt ta chọn được các giá trị $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ và K_τ/ε_τ do lắp căng tại các Mặt cắt này, trên cơ sở đó chọn giá trị lớn hơn trong hai giá trị của $K_\sigma/\varepsilon_\sigma$ để tính $K_{\sigma d}$ và giá trị lớn hơn trong hai giá trị K_τ/ε_τ để tính $K_{\tau d}$. Căn cứ vào các trị số về ảnh hưởng của sự tập trung ứng suất và ảnh gưởng của kích thước tuyệt đối mới có thể tính được hệ số an toàn mỏi.

Tính toán hệ số an toàn mỏi được thực hiện nhờ phần mềm Maple-(phụ lục- phần tính toán). Kết quả tính toán các hệ số an toàn mỏi như trong bảng 4.10.

Phần VI: Tính chọn ổ trục

VI.1.Tính chọn ổ

- Chọn loại ổ lăn và chọn sơ bộ ổ lăn theo đường kính ngõng trục :

+ Trục I:

- Tải trọng nhỏ và chỉ có lực hướng tâm, dùng ổ bi đỡ một dãy cho các gối đỡ 0 và 1.

- Chọn sơ bộ ổ cỡ trung số hiệu 305 cho gối 0 và cỡ nặng 403 cho gối 1.

+ Trục II:

Chịu tải hướng tâm và lực dọc trục lớn, tỷ số $F_a / F_r \approx 1$, chọn ổ côn cho hai gối.

Chọn sơ bộ ổ cỡ trung số hiệu 7306.

+ Trục III:

- Chịu tải hướng tâm và tải dọc trục, tuy nhiên tải dọc trục nhỏ so với tải hướng tâm, tỷ số $F_a / F_r \approx 0{,}17 < 0{,}3$, chọn ổ đỡ cho cả hai gối.

- Chọn sơ bộ ổ cỡ nặng số hiệu 406.

+ Trục VI:

- Chịu tải hướng tâm và dọc trục, tỷ số $F_a / F_r = 0{,}447 > 0{,}3$ lực tương đối lớn nên chọn ổ đũa côn cho hai trục.

- Chọn sơ bộ ổ đũa côn cỡ nhẹ rộng số hiệu 7513.

Bảng 6.1: Bảng kích thước các ổ đã chọn.

Ổ trục	D	B—C1-T	r--r1	α -đường kính bi	C	C0
I	62	17	2,0	11,51	17,6	11,6
II	62	16	1,5--0,5		18,2	13,3
III	62	17	2,0	11,51	17,6	11,60
VI	120	31-27-32,75	2,5-0,8	α =13,83	109,0	98,90

VI.2. Tính kiểm nghiệm khả năng tải động của các ổ.

- Tất cả các ổ đều vòng quay trong.

* Tính phản lực tổng cộng tác dụng lên ổ.

- Trên các trục I và IV có các khớp nối trục đàn hồi, ta đặt lại lực để trục trong trạng thái nguy hiểm nhất.

- Trục I: Đặt lực khớp nối cùng chiều với lực tác dụng vào trục bánh đai.

- Trục IV: Đặt lực khớp nối cùng chiều với lực tác dụng hướng kính của bánh răng .

- Tính lại phản lực tại các gối của trục I và trục IV, ta được:

Bảng 6.2: Bảng trị số phản lực gối tựa đã tính tới ảnh hưởng của khớp nối.

TT	F_{xo}(N)	F_{yo}	F_{x1}	F_{y1}	F_{ro}	F_{r1}
I	788	0	460.63	0	788	460.6
IV	5695	6066	2320	3401	8320.4	4167

* Ý nghĩa các thông số trong các công thức tính toán:

- Fr, Fa- tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục, kN.

- V- hệ số kể đến vòng nào quay; khi vòng trong quay V=1; khi vòng ngoài quay V=1,2;

- kt - hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ;

- kd - hệ số kể đến đặc tính tải trọng ;

- X - hệ số tải trọng hướng tâm ;

- Y - hệ số tải trọng dọc trục;

- e - hệ số thực nghiệm;

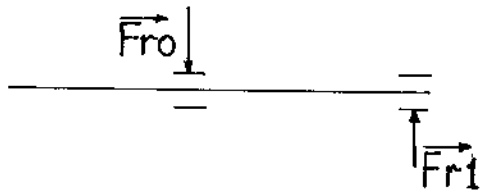
- i - số dãy con lăn;

- L_h - thời hạn chịu tải;

- L_{hi} - thời hạn chịu tải Q_i;

A. Kiểm nghiệm trục I .

a. Theo khả năng tải động:



Hình 6.1: Lược đồ tính chọn ổ trục I

- Tiến hành kiểm nghiệm cho ổ 1.

- Theo công thức (11.3)-[I]-T1, với Fa = 0, tính tải trọng quy ước:

$$Q_1 = X.V.F_{r0}.k_t.k_d =$$

Trong đó với ổ chỉ chịu tải trọng hướng tâm X = 1,V = 1 (vòng trong quay); kt = 1 (nhiệt độ dưới 100^0C; kd=1,3 (tải trọng va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn).

- Tải trọng tương đương tính theo công thức (11.13):

$$Q_E = \sqrt[m]{\sum Q_i^m L_i / \sum L_i} = Q_1 \sqrt[m]{(\frac{Q_1}{Q_1})^m \frac{L_{h1}}{L_h} + (\frac{Q_2}{Q_1})^m \frac{L_{h2}}{L_h}} = 1024,4$$

Trong đó với ổ bi m=3 ;

Tổng số giờ làm việc: $L_h = 7.12.26.3.6 = 39312$

Và theo sơ đồ tải trọng bộ truyền $L_{h1} = 0,6L_h$

$L_{h2} = 0,4L_h$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = 0,5$$

Thay số tính toán ta được:

$$QE = 1,024\sqrt[3]{\left(\frac{1}{1}\right)^3 0,6 + \left(\frac{1}{2}\right)^3 0,4} = 0,887$$

- Theo công thức (11.1), khả năng tải động

$$C_d = Q_E \sqrt[m]{L} = 0,887\sqrt[3]{7057,3} = 17,02$$

Trong đó với ổ bi m = 3 ; và

$$L = 60.n.L_h / 10^6 = 60.2992.39312./10^6 = 7057,3$$

n- số vòng quay của trục trong một phút, với trục I n = 2992

Vậy: Cd = 17,02< C= 17,8

Ổ đã chọn dảm bảo khả năng tải động.

Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh:

- Tải trọng tĩnh quy ước:

$$Q_t = X_0 F_r = 0,616 \text{ (kN)} << Fr$$

(theo bảng (11.6) - [I]- T1, hệ số Xo = 0,6)

Qt<< Có khả năng tải tĩnh bảo đảm.

Tiến hành kiểm nghiệm cho ổ 1.

- Theo công thức (11.3) - [I]- T1, với Fa = 0, tính tải trọng quy ước:

$$Q_1 = X.V.F_{r0}.k_t.k_d$$

Trong đó với ổ chỉ chịu tải trọng hướng tâm X=1,V=1 (vòng trong quay); kt = 1 (nhiệt độ dưới 100^0C; kd =1,3 tải trọng va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn).

- Tải trọng tương đương tính theo công thứ (11.13):

$$Q_E = \sqrt[m]{\sum Q_i^m L_i / \sum L_i} = Q_1 \sqrt[m]{(\frac{Q_1}{Q_1})^m \frac{L_{h1}}{L_h} + (\frac{Q_2}{Q_1})^m \frac{L_{h2}}{L_h}} =$$

Trong đó với ổ bi m=3 ;

Tổng số giờ làm việc: $L_h = 7.12.26.3.6 = 39312$

Và theo sơ đồ tải trọng bộ truyền $L_{h1} = 0,6L_h$

$L_{h2} = 0,4L_h$

$$\frac{Q_{12}}{Q_{11}} = 0,5$$

Thay số tính toán ta được:

$$Q_E = 460,6\sqrt[3]{1^3.0.6 + (0.5)^3.0.4} = 460;6.0,806 = 371$$

- Theo công thức (11.1), khả năng tải động

$$C_d = Q_E \sqrt[m]{L} = 0,371\sqrt[3]{7057,3} = 7,12$$

Trong đó với ổ bi m=3 ; và

$$L = 60.n.L_h / 10^6 = 60.2992.39312./10^6 = 7057,3$$

n-số vòng quay của trục trong một phút, với trục I n = 2992 vòng/phút

Vậy: Cd = 7,12< C= 12,7

Ổ đã chọn đảm bảo khả năng tải động.

Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh:

- Tải trọng tĩnh quy ước:

$$Q_t = X_0 F_{r1} = 0,276 \text{ (kN)} << Fr$$

(theo bảng (11.6)-[I]- T1, hệ số Xo=0,6)

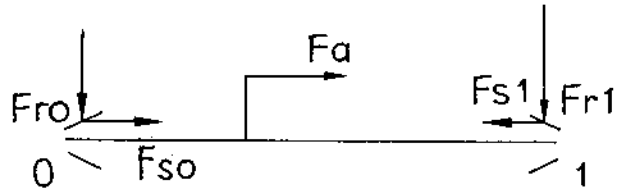
Qt<< Co.

B. Kiểm nghiệm ổ trục II.

a. Kiểm nghiệm khả năng tải động.

a.1. Xác định tải trọng quy ước:

- Theo cộng thức (111.3) - [I]- T1, với ổ đỡ chặn tải trọng quy ước Q tính theo công thức: $Q = (XVF_r + YF_a)k_t k_d$



Hình 6.2: Lược đồ tính chọn ổ trục II

- Xác định lực dọc trục:

- Lực dọc trục ngoài: $F_{at} = F_{abr1} = 1083$

- Lực dọc trục do lực hướng tâm tác dụng lên trục, được tính theo (11.8) - [I] - T1: $F_{si} = e.F_{ri}$

- Với ổ bi đỡ chặn số hiệu 3600, góc tiếp xúc $\alpha = 12^0$, tính e theo công thức (11.9a) - [I] - T1:

$$\lg e_0 = [\lg(F_{r0}/C_{00}) - 1,144]/4,73 = (\lg(2072/18,2 - 1,144)/4,73 = -0,388$$

$$\lg e_1 = [\lg(F_{r1}/C_{01}) - 1,144]/4,73 = [\lg(1092,5/13,3) - 1,144]/4,73 = -0,471$$

$$\Rightarrow \quad e_0 = 0,41$$

$$e_1 = 0,338$$

Vậy $F_{s0} = 0,41.2072 = 1,115$

$F_{s1} = 0,338.1092,5 = 0,37$

- Chọn sơ đồ bố trí ổ dạng 2, ta có

$$\sum F_{a0} = F_{at} - F_{s0} = 1,083 - 1,115 = -0,032$$

$$\sum F_{a1} = F_{at} - F_{s1} = 1,083 + 0,37 = 1,453$$

Vì $F_{a0} < F_{s0}$ nên lấy $F_{a0} = F_{s0} = 1,115(kN)$

- Vì vòng trong quay nên V = 1;

- Chọn X, Y:

- Ta có tỉ số:

$$iF_{a0}/VF_{r0} = 1,115/2,27 = 0,49 > e_0 = 0,41$$

$$iF_{a1}/VF_{r1} = 1,453/1,092 = 1,33 > e_1 = 0,338$$

- Và $iF_{a0}/C_{co} = 1,115/13,3 = 0,084$

$iF_{a1}/C_{r1} = 1,453/13,3 = 0,109$

- Theo bảng (11.4)- [I] - T1 ta có $X_0 = 045; Y_0 = 1,34;$

$X_1 = 0,45; Y_1 = 1,22;$

- Ổ làm việc ở nhiệt độ < 100^0 nên kt = 1; kd = 1,3 (tải trọng va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn).

- Thay số tính tải trọng quy ước, ta có kết quả:

$$Q_0 = (0,45.1.2,72 + 1,34.1,115)1.1,3 = 3,5$$

$$Q_1 = (0,45.1.1,09 + 1,22.1,453)1.1,3 = 2,9$$

Kiểm nghiệm bền cho ổ 0

- Tải trọng tương đương, tính tương tự trục I:

$$Q_{E0} = \sqrt[m]{\sum Q_{i0}{}^m L_i / \sum L_i} = Q_{10}\sqrt[m]{\left(\frac{Q_{10}}{Q_{10}}\right)^m \frac{L_{h1}}{L_h} + \left(\frac{Q_{20}}{Q_{10}}\right)^m \frac{L_{h2}}{L_h}}$$

$$Q_{E0} = 3,5\sqrt[3]{\left(\frac{1}{1}\right)^3 0,6 + \left(\frac{1}{2}\right)^3 0,4} = 3,03$$

- Tuổi thọ tương đương của ổ, tính theo giờ theo công thức (6.9)-[I]-T1

$$L_{hE} = K_{HE}.L_{h\sum}$$

$$L_{\sum h} = 39312; \quad n2 = 1032,5;$$

K_{HE} - hệ số chế độ tải trọng, tra bảng (6.4) ta có $K_{HE} = 1$

Tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay $L = 60.n_2.L_{HE}/10^6 = 2435,4$

- Khả năng tải động:

$$C_d = Q_{E0}\sqrt[m]{L_{hE}} = 3,03\sqrt[3]{2435,4} = 40,79$$

Vậy Cd > C, ổ không thoả mãn khả năng tải động.

- Ta chọn lại loại ổ côn với cỡ nhẹ số hiệu 2007106 có góc tiếp xúc $\alpha = 9.08$; khả năng tải động C = 23,5 kN; khả năng tải tĩnh Co = 19,9. Tính tương tự như với phần trục VI ta có kết quả:

* Tính kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ.

- Theo bảng (11.4), với ổ đũa đỡ chặn ta có:

$$e = 1,5tg\alpha = 1,5tg(9,8) = 0,24$$

- Theo (11.7), lực dọc trục do lực hướng tâm tác dụng lên trục,

$$F_{s0} = 0,83.e.F_{r0} = 0,83.0,24.2720 = 541,8$$

$$F_{s1} = 0,83.e.F_{r1} = 0,83.0,24.1092,5 = 217,6$$

- Theo bảng (11.50), với sơ đồ bố trí như hình vẽ, ta có:

$$F_{a0} = F_a + F_{s0} = 1083 - 541,8 = 541,2 < F_{s0}$$

$$F_{a1} = F_a - F_{s1} = 1083 - 217,6 = 865,4 > F_{s1}$$

Vậy $F_{a0} = F_{s0} = 541,8(N)$

- Chọn X, Y:

Ta có tỉ số
$$iF_{a0}/(VF_{r0}) = 541,8/2720 = 0,199 < e_0 = 0,36$$
$$iF_{a1}/VF_{r1} = 865,4/1092,5 = 0,792 > e_1 = 0,36$$

Do đó theo bảng,
$$X_o = 1; Y_o = 0$$
$$X_1 = 0,40; Y_1 = 0,4.tg\alpha = 0,4.tg(9,08) = 0,064$$

Theo công thức (11.3), tải trọng quy ước tác dụng lên ổ,

$$Q_0 = (XQ_0 = (X_0VF_{r0} + Y_0F_{a0})k_tk_d = 1,3.2720 = 3536$$
$$Q_1 = (X_1VF_{r1} + Y_1F_{a1})k_tk_d = 1,3.(0,4.1092,5 + 0,064.752) = 630$$

Như vậy cần tính kiểm nghiệm cho ổ 0 chịu lực nguy hiểm .

- Theo (11.13), với ổ đũa m =10/3, tải trọng động tương đương

$$Q_{E0} = \sqrt[m]{\sum Q_{i0}{}^m L_i / \sum L_i} = Q_{10}\sqrt[m]{\left(\frac{Q_{10}}{Q_{10}}\right)^m \frac{L_{h1}}{L_h} + \left(\frac{Q_{20}}{Q_{10}}\right)^m \frac{L_{h2}}{L_h}}$$

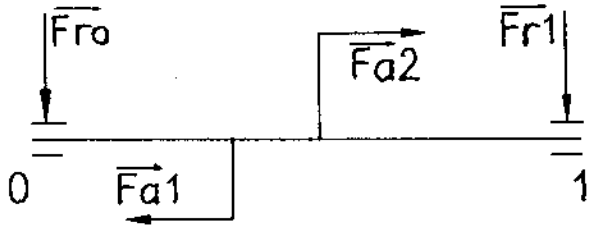
$$Q_{E1} = 3536.\left[\left(\frac{1}{1}\right)^3 0,6 + \left(\frac{1}{2}\right)^3 0,4\right]^{0,3} = 3107$$

(tính tương tự, với n4=40 (vòng /phút)

$$L_E = 60.n_4.10^{-6}.L_{HE} = 60.1032,5.10^{-6}.9828 = 608,8$$

Khả năng tải động của ổ, $C_d = Q_{E0}.L_E{}^{0,3} = 3,107.608,8^{0,3} = 21,266$ (kN) < C = 23,5 ; ổ đảm bảo khả năng tải động.

C. Kiểm nghiệm ổ trục III.



Hình 6.3: *Lược đồ tính chọn ổ trục III*

Tiến hành kiểm nghiệm cho ổ 1 vì nó chịu tải lớn hơn.

Theo khả năng tải động:

- Theo công thức (11.3)-[I]-T1, tính tải trọng quy ước:

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

- Tải trọng dọc trục: $F_a = F_{abr3} - F_{abr2} = 2873 - 1083 = 1790$

- Tỷ số $F_a / C_0 = 1{,}790 / 11{,}6 = 0{,}154$, theo bảng (11.40),

$$e = 1{,}45 - \frac{0{,}17 - 0{,}11}{1{,}45 - 1{,}31}.(1{,}54 - 1{,}110) = 1{,}34$$

- V=1(vòng trong quay); kt = 1 (nhiệt độ dưới $100^0 C$; kd = 1,3 (tải trọng va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn).

$F_a / VF_r = 1790 / 6623{,}7 = 0{,}27 <$ e.vậy X = 1; Y = 0.

Vậy $Q = (XVF_r + YF_a)k_t k_d = (1.1.6623 + 0.1790).1.1{,}3$

- Theo bảng (6.4)-[I]-T1, có

$$K_{HE} = 0{,}25 \Rightarrow L_E = K_{HE}.L_{\sum h} = 0{,}25.39312 = 0{,}27$$

Và theo công thức (11.14),

$$L_E = 60.n_3.10^{-6}.L_{HE} = 60.150{,}5.10^{-6}.9828 = 8611$$

- Tải trọng tương đương tính theo công thứ (11.3) - [I]- T1,

$$Q_{E1} = \sqrt[m]{\sum Q_{i1}{}^m L_i / \sum L_i} = Q_{11}\sqrt[m]{\left(\frac{Q_{11}}{Q_{11}}\right)^m \frac{L_{h1}}{L_h} + \left(\frac{Q_{21}}{Q_{11}}\right)^m \frac{L_{h2}}{L_h}}$$

$$Q_{E1} = 8{,}611\sqrt[3]{\left(\frac{1}{1}\right)^3 0{,}6 + \left(\frac{1}{2}\right)^3 0{,}4} = 8{,}75$$

Trong đó m = 3

- Theo công thức (11.1), khả năng tải động

$$C_{d1} = Q_{E1}\sqrt[m]{L_E} = 7{,}46\sqrt[3]{88{,}75} = 7{,}46$$

Vậy $C_{d1} < C = 37{,}2$, với sai số tương đối là 11,6% - chấp nhận được. ổ đã chọn đảm bảo khả năng tải động.

Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh:

- Tải trọng tĩnh quy ước:

$$Q_t = X_0 F_r + Y_0 F_a = 0{,}6.6623{,}7 + 0{,}5.1790 = 4869(N)$$

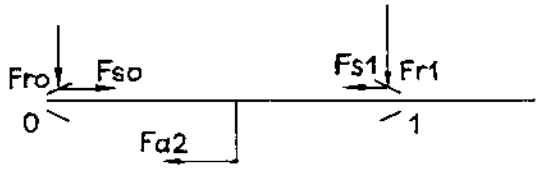
$Q_t = 4869$ (N) << $F_{r1} = 6623{,}7$ (N)

(theo bảng (11.6)-[I]-T1, hệ số $X_o = 0{,}6$; $Y_o = 0{,}5$)

Vậy $Q_t = F_{r1} = 6{,}623$ (kN) << $C_o = 27{,}2$ (kN).

D. Kiểm nghiệm trục IV.

Sơ đồ tải trong tác dụng lên trục:



Hình 6.4: Lược đồ tính chọn ổ trục IV

d.1.Tính kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ.

- Theo bảng (11.4), với ổ đũa đỡ chặn ta có :

$$e = 1{,}5tg\alpha = 1{,}5.tg(13{,}83) = 0{,}369$$

- Theo (11.7), lực dọc trục do lực hướng tâm tác dụng lên trục,

$$F_{s0} = 0{,}83.e.F_{r0} = 0{,}83.0{,}369.9382 = 2873$$

$$F_{s1} = 0{,}83.e.F_{r1} = 0{,}83.0{,}369.4167 = 1245$$

Theo bảng (11.50), với sơ đồ bố trí như hình vẽ, ta có

$$F_{a0} = F_a - F_{s0} = 2873 - 2873 = 0 < F_{s0}$$

$$F_{a1} = F_a - F_{s1} = 2873 + 1245 = 4118 > F_{s1}$$

Vậy $F_{a0} = F_{s0} = 2873(N)$

- Chọn X, Y. Ta có tỉ số:

$$iF_{a0}/(VF_{r0}) = 2873/6425{,}2 = 0{,}345 < e_0 = 0{,}369$$

$$iF_{a1}/VF_{r1} = 4118/4167 = 0{,}988 > e_1 = 0{,}369$$

Do đó theo bảng,

$$X_o = 1; Y_o = 0$$

$$X_1 = 0{,}40; Y_1 = 0{,}4.tg\alpha = 0{,}4.tg(13{,}83) = 0{,}0985$$

Theo công thức (11.3), tải trọng quy ước tác dụng lên ổ,

$$Q_0 = (XQ_0 = (X_0VF_{r0} + Y_0F_{a0})k_tk_d = 1{,}3.8320 = 10816$$

$$Q_1 = (X_1VF_{r1} + Y_1F_{a1})k_tk_d = 1{,}3.(0{,}4.4167 + 0{,}0985.4118) = 2072$$

Như vậy cần tính kiểm nghiệm cho ổ 0 chịu lực nguy hiểm .

- Theo (11.13), với ổ đũa m = 10/3, tải trọng động tương đương

$$Q_{E0} = \sqrt[m]{\sum Q_{i0}{}^m L_i / \sum L_i} = Q_{10}\sqrt[m]{\left(\frac{Q_{10}}{Q_{10}}\right)^m \frac{L_{h1}}{L_h} + \left(\frac{Q_{20}}{Q_{10}}\right)^m \frac{L_{h2}}{L_h}}$$

$$Q_{E1} = 10816.\left[\left(\frac{1}{1}\right)^3 0{,}6 + \left(\frac{1}{2}\right)^3 0{,}4\right]^{0{,}3} = 9504{,}7$$

Khả năng tải động của ổ, $C_d = Q_{E0}.L_E^{0,3} = 9,5047.23,58^{0,3} = 24,53$ (tính tương tự, với n4 = 40 (vòng /phút)

$$L_E = 60.n_4.10^{-6}.L_{HE} = 60.40.10^{-6}.9828 = 23,28$$

Vậy $C_d = 18,94 << C = 109$, ta tiến hành chọn lại loại ổ côn cỡ đặc biệt nhẹ số hiệu 2007113, có C=52,9; Co=51,3

Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh:

- Tải trọng tĩnh quy ước:

Chọn X_0, Y_0: theo bảng (11.6) ta có:

$$X_0 = 0,5$$

$$Y_0 = 0,22.\cot g\alpha = 0,22.\cot g(14,08) = 0,877$$

$$Q_{t0} = X_0F_{r0} + Y_0F_{a1} = 0,5.8320 + 0,877.0 = 8320$$

$$Q_{t1} = X_0F_{r1} + Y_0F_{a1} = 0,5.4167 + 0,877.752 = 2743$$

Vậy Q_t = 8,32 (kN) << C_0 =51,3 (kN). Điều kiện bền tĩnh của ổ được thoả mãn.

Kết luận: Các ổ được chọn :

* Gối 10: ổ bi đỡ cỡ trung số hiệu 305.

* Gối 11: ổ bi đỡ cỡ siêu nhẹ số hiệu 1000902 .

* Gối 20 và 21 : ổ côn với cỡ nhẹ số hiệu 2007106.

* Gối 30 và 31 : ổ đỡ cỡ nặng số hiệu 406.

* Gối 40 và 41: ổ côn đặc biệt nhẹ số hiệu 2007113.

Bảng 6.3 Bảng kết quả tính chọn ổ cho các trục của cả hệ thống dẫn động

Ổ trục	D	B-C1-T	r--r1	α -đường kính bi	C	C0
I.0 I.1	62 28	17 7	2,0 0,5	11,51	17,6 2,53	11,6 1,51
II. 0; II.1	55	17	1,5-0,5	9,08	23,50	19,9
III. 0; III.1	90	23	2,5	19,05	37,2	27,2
IV. 0; IV.1	105	22-19-23	2,0-0,8	α =14,08	52,9	51,30

Phần VII: Bôi trơn ăn khớp và bôi trơn ổ trục

VII.I. BÔI TRƠN HỘP GIẢM TỐC:

- Để giảm mất mát công vì ma sát giảm mài mòn răng, đảm bảo thoát nhiệt tốt và đề phòng các tiết máy bị han gỉ cần phải bôi trơn liên tục các bộ truyền trong hộp giảm tốc.

- Phương pháp bôi trơn:

Vận tốc vòng của các bánh răng trong hai bộ truyền ccấp nhanh và cấp chậm:

Bộ truyền cấp nhanh:

$$V_{vcn} = \omega_3.d_{a2}/2 = \pi.n_3.d_{a2}/(2.30) = \pi.150,5.288,37/(2.30.1000) = 2,272(m/s)$$

Bộ truyền cấp chậm:

$$V_{vcc} = \omega_4.d_{a4}/2 = \pi.\omega_4.d_{a4}/(2.30) = \pi 43,03.362,41/(2.1000) = 0,76(m/s)$$

Do vận tốc vòng của trục nhỏ nên ta bôi trơn bộ truyền bằng phương pháp ngâm trong dầu.

- Dầu bôi trơn hộp giảm tốc:

Bánh răng làm bằng vật liệu thép có $\sigma_b = 750MPa$, dựa vào vận tốc vòng vừa tính, theo bảng (18.11)-[I]- T1 ta chọn độ nhớt của dầu bôi trơn là $\frac{186(11)}{16(2)}$.

Dựa vào đặc tính làm việc của bộ truyền cần bôi trơn, theo bảng (18.13) ta chọn loại dầu bôi trơn công nghiệp có đặc tính kỹ thuật như sau:

Bảng 7.1: Đặc tính kỹ thuật dầu bôi trơn

Tên gọi	Độ nhớt ở $50^0C(100^0)$	Khối lượng riêng (g/cm^3) ở (20^0C)	P/Phápbôi trơn
Dầu ô tô máy kéo AK-15	$\frac{\geq 135(\geq 23,7)}{\geq 15(\geq 1,86)}$	0,886-0,926	Ngâm các bánh răng lớn trong dầu ở đáy hộp

VII.2. ĐIỀU CHỈNH:

+ Do sai số về chế tạo các chi tiết theo kích thước chiều dài và chiều rộng và sai số.

+ Do lắp ghép, khi chế tạo ta lấy chiều rộng của các bánh răng nhỏ lớn hơn khoảng 10% so với các bánh răng lớn.

+ Trong chế tạo không thể không gây ra những sai số vì vậy khi lắp ghép thường có những sai lệch. Vì vậy khi lắp bộ truyền phải kiểm tra sự ăn khớp đúng.

- Để kiểm tra sự ăn khớp người ta bôi một lớp sơn trên bề mặt làm việc của bánh răng, sau đó quay bánh răng và quan sát vết sơn trên phần răng ăn khớp, nếu ăn khớp đúng thì các vết tiếp xúc rải đều theo mặt phẳng làm việc của răng. Căn cứ vào dạng ăn khớp không chính xác nếu có ta tiến hành điều chỉnh theo các phương pháp.

- Để đảm bảo độ chính xác về ăn khớp ta dùng cả hai phương pháp điều chỉnh (Để đảm bảo độ chính xác không thấp hơn 0,05 mm):

+ Dịch chuyển trục trên đó đã gá chắc các bánh răng và các ổ.

+ Dịch chuyển các bánh răng trên trục đã cố định, sau đó định vị từng bánh răng.

Ngoài ra, trong quá trình làm việc bề mặt các bánh răng thường bị mòn tạo nên các khe hở dọc trục và khe hở hướng tâm làm cho trục bị đảo và dao động, bánh răng ăn khớp kém, bộ truyền làm việc kém có tiếng ồn, khi đó rất cần phải thực hiện hiệu chỉnh. Để điều chỉnh khe hở này cần phải tạo độ dôi ban đầu bằng các tấm đệm điều chỉnh.

Phần VIII: Thiết kế vỏ hộp giảm tốc

VIII. 1. VỎ HỘP

- Công dụng: Để gá chặt hầu hết các chi tiết của hộp giảm tốc, định vị trí tương đối của các chi tiết và bộ phận máy, trực tiếp tiếp nhận tải trọng do các chi tiết truyền đến, chứa dầu bôi trơn các bộ truyền trong hộp giảm tốc, bảo vệ các chi tiết máy.

- Chỉ tiêu cơ bản đặt ra khi chế tạo hộp giảm tốc là khối lượng nhỏ, kích thước gọn, dễ gia công đúc, độ cứng cao và giá thành hạ.

- Vật liệu chế tạo hộp giảm tốc: gang xám GX 15 - 32.

- Phương pháp chế tạo: chọn phương pháp đúc.

- Thành phần của hộp giảm tốc: thành hộp, gân chịu lực, mặt bích, gối đỡ, các loại vít và bulông lắp ghép.

- Hộp gồm hai nửa ghép lại với nhau, chọn bề mặt lắp ghép đi qua đường tâm các trục.

- Kích thước của các phần tử cấu tạo nên hộp giảm tốc trong bảng sau:

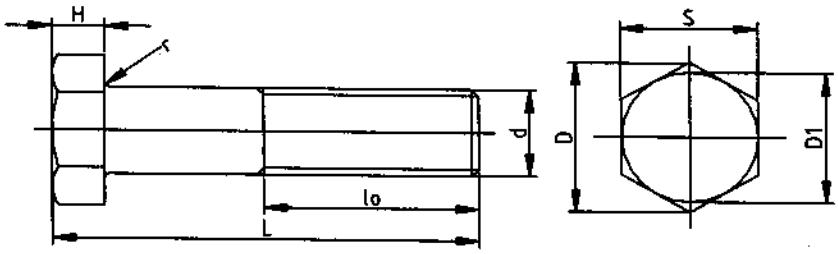
Bảng 8.1: Giới thiệu kích thước các thành phần hộp giảm tốc

Tên gọi	**Biểu thức tính toán**
Chiều dày: - Thân hộp, δ - Nắp hộp, $\delta 1$	$\delta=0,03.a + 3 = 0,03.199+3 \approx 9$mm $\delta 1 = 0,9\delta \approx 8$ mm
Gân tăng cứng: - Chiều dày, e	$e = (0,9\ \delta) = 8$ mm
- Chiều cao, h	$h < 58$; lấy h=55mm
- Độ dốc	Khoảng 2^0
Đường kính: - Bulông nền, d_1	$d_1 = 20 > 0,04.a+10 \approx 20$
- Bulông cạnh ổ, d_2	$d_2 = (0,7 \div 0,8)\ d_1 \approx (0,7 \div 0,8)\ .20 \approx 16$
- Bulông ghép mặt bích và thân, d_3	$d_3 = (0,8 \div 0,9).\ d_2 = (0,8 \div 0,9).16 \approx 12$
- Vít ghép lắp ổ, d_4	$d_4 = (0,6 \div 0,7).\ d_3 = (0,6 \div 0,7).16 \approx 10$
- Vít ghép nắp cửa thăm, d_5	$d_5 = (0,5 \div 0,6).\ d_4 = (0,5 \div 0,6).16 \approx 9$

Mặt bích ghép nắp và thân	
- Chiều dày bích thân hộp, S_3	$S_3 = (1,4 \div 1,8).\ d_3 = (1,4 \div 1,8).\ 12 \approx 20$
- Chiều dày bích nắp hộp, S_4	$S_4 = (0,9 \div 1).\ S_3 \approx 18$
- Bề rộng bích nắp và thân, K_3	$K_3 \approx 3.d_2 = 3.16 = 48$ mm
Kích thước gối trục	
- Đường kính ngoài và tâm lỗ vít: D3 và D2	Tra bảng (b.18-2) -(*)
- Bề rộng mặt ghép bu lông cạnh ổ: K2	$K_2 = E_2 + R_2 + (3-5)mm \approx 35$
- Tâm lỗ bu lông cạnh ổ: E2 và C (k- khoảng cách từ tâm bu lông tới mép lỗ).	$E_2 \approx 1,6.d_2 = 1,6.16 \approx 25$ mm $R_2 \approx 1,3.d_1 = 1,3.20 \approx 24$ mm $C \approx D_3/2$; - (*) k>1,2. d_2=15,6; lấy k=28mm
- Chiều cao h	Xác định theo kết cấu, phụ thuộc vào tâm lỗ bulông và kích thước mặt tựa. Ta chọn h = 40 mm.
Mặt đế hộp:	
- Chiều dày (không có phần lồi):	$S_1 = (1,3 \div 1,5).\ d_1 = (1,3 \div 1,5).20 \approx$ 28mm
- Bề rộng mặt đế hộp, K_1 và q	$K_1 = 3.\ d_1 = 3.20 = 60$mm $q = 80\text{mm} \geq 60 + 2.\ \delta = 78$mm
Khe hở giữa các chi tiết:	
- Giữa bánh răng với thành trong của hộp	$\Delta = 10\text{mm} \geq (1 \div 1,2).\ \delta = 9 \div 11.8$
- Giữa bánh răng lớn với đáy hộp	$\Delta_1 = 35\text{mm} \geq (3 \div 5).\ \delta = 18 \div 45$
Số lượng bulông nền Zn=	(L+B)/(200÷ 300) = L, B- Chiều dài và rộng của hộp. L = 622mm; B = 294 mm.

Chọn các loại bulông nền, bulông cạnh ổ, bulông ghép mặt bích thân vỏ hộp và nắp vỏ hộp, vít lắp lắp ổ:

Từ đường kính bulông tra theo TCVN 1889 - 76 ta có kích thước bulông như sau.



Hình 8.1. Hình biểu diễn bulông

***Bảng 8.2: Giới thiệu kích thước bulông chọn theo* TCVN 1889 – 76**

di	S	H	D	r	l	l_0
20	30	13	34.6	1	25÷ 100	25÷32
16	24	10	27.7	1	20+100	18+ 28
12	19	8	21.9	0.8	14÷100	14÷22
10	17	7	19.6	0.5	12÷ 100	12+20
9	14	5.5	16.2	0.5	12+ 90	12+18

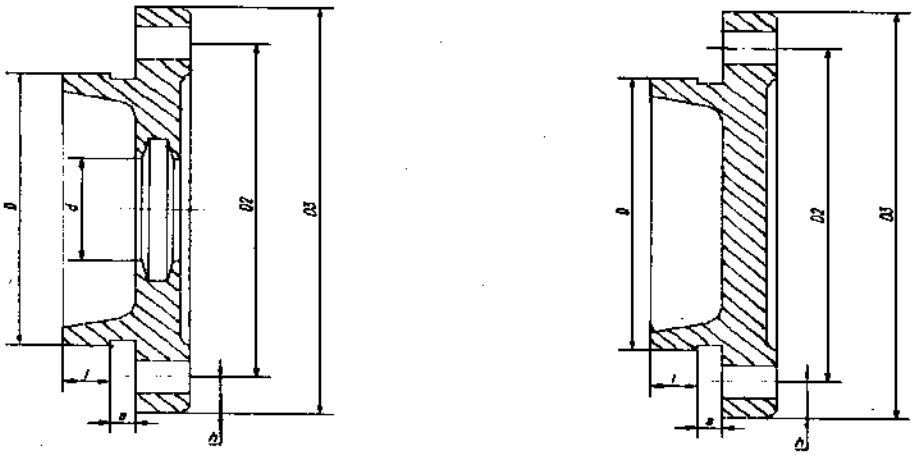
VIII. 2. NẮP Ổ

- Công dụng: che kín ổ, chống bụi bẩn và cố định vòng ngoài của ổ trên vỏ hộp.

- Sử dụng hai loại hộp:

+ Loại I: Nắp kín dùng cho những đầu trục không thò ra ngoài (hình 5.2a) [43], tập 2.

+ Loại II: Nắp ổ thủng có lỗ để cho đầu trục xuyên qua (hình 5.2.b) [43] tập 2.



Hình 8.2. Hình dáng nắp ổ lăn

- Nắp ổ đúc bằng gang xám GX 15 – 32, kích thước nắp ổ được tra trong bảng (18.2[II]), đồng thời căn cứ vào kết cấu của hộp để chọn kích thước nắp ổ cho phù hợp.

Bảng 8.3: Kích thước các nắp ổ của hộp giảm tốc:

Trục	D-d,mm	D_2,mm	D_3,mm	H,mm	Z — d4	Loại
IV	100	120	150	8	6- M10	1 và 2
III	90	110	135	12	6- M8	1
I	55-30	77,5	100	12	4- M6	1 và 2

VIII. 3. CHÂN ĐẾ:

Để cố định hộp giảm tốc trên bệ máy ta làm chân đế ở thân hộp, mặt chân đế làm hai dãy lồi song song, nhằm giảm thời gian gia công, tạo khả năng thoát nhiệt và lưu thông không khí. Kích thước chiều dài (L) và chiều rộng (B) của mặt chân đế:

L = 622mm; B = 294.

Số bulông nền, tính theo bảng (18.1);

Zn = (L+B)/(200 ÷ 300) = 3..5

Ta chọn Zn = 4

VIII. 4. CỬA THĂM, NÚT THÔNG HƠI VÀ QUE THĂM DẦU:

- Để thuận tiện trong khi sử dụng quan sát các phần trong hộp giảm tốc cũng như khi lắp ghép và để đổ dầu vào hộp, ta làm cửa thăm trên đỉnh hộp. Cửa thăm đậy bằng nắp, trên nắp có nút thông hơi.

Kích thước cửa thăm chọn theo bảng (18.5)[43], tập 2:

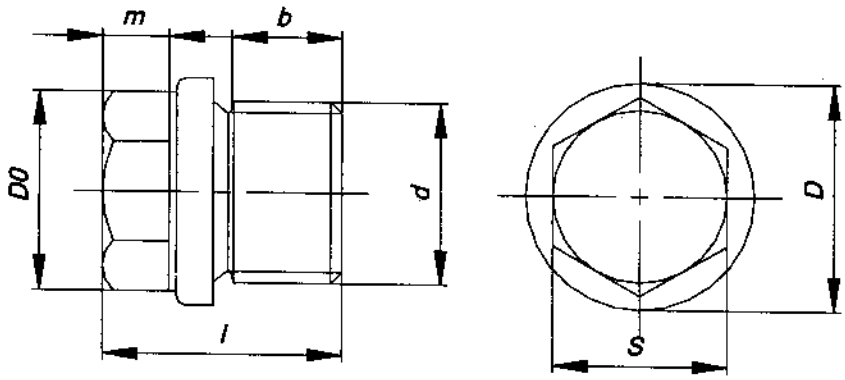
Bảng 8.4. Kích thước que thăm dầu

A	B - B1	A_1	C	K	R	Vít	Số vít
100	75-100	150	125	87	12	M8x22	4

- Que thăm dầu để kiểm tra mức dầu thường xuyên trong khi sử dụng.

VIII.5. NÚT THÁO DẦU:

Dầu bôi trơn sau một thời gian làm việc thường bị bẩn làm ảnh hưởng đến hiệu quả của việc bôi trơn vì vậy cần phải thay dầu mới và xả hết dầu cũ, để làm việc này cần nút tháo dầu:



Hình 8.3: Hình biểu diễn nút tháo dầu

Kích thước nút tháo dầu, chọn theo bảng (18.7) - [I]- T1:

Bảng 8.5. Kích thước nút thăm dầu

d	b	m	L	D	S	D0
M16x1,5	12	8	23	26	17	19.6

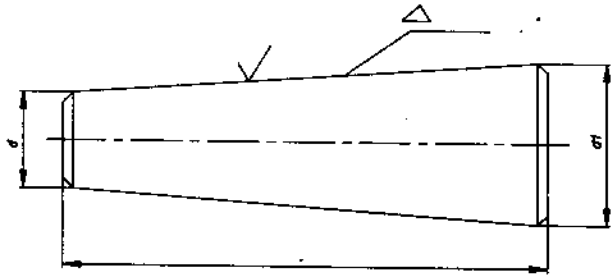
VIII. 6. CHỐT ĐỊNH VỊ CÔN, VÒNG PHỚT, VÒNG CHẮN MỠ:

a. Chốt định vị côn:

Để đảm bảo vị trí của nắp và thân trước và sau khi gia công cũng như khi nắp ghép, tránh được hiện tượng biến dạng vòng ngoài của ổ khi xiết chặt bulông. Theo TCVN2041- 86, ta chọn.

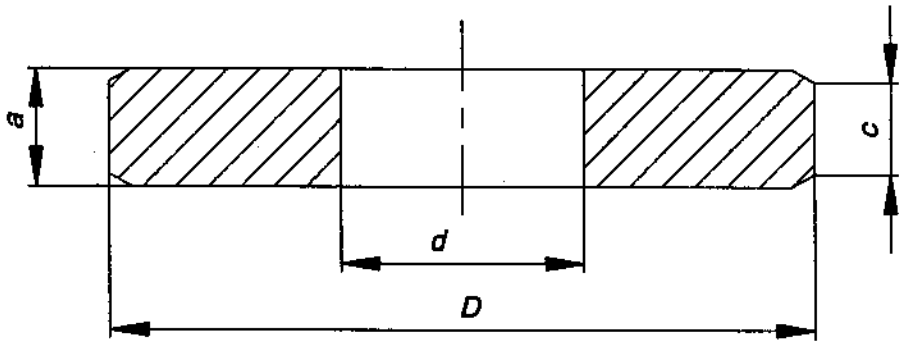
Bảng 8.6. Kích thước chốt côn

Số lượng	l	d	c
2	40	4	0,6



Hình 8.4. *Hình dạng chốt côn.*

b. Vòng phớt: Để bảo vệ ổ khỏi bị bụi bẩn, ngăn phôi kim loại và các tạp chất xâm nhập vào ổ, hình dạng và kích thước vong phớt như sau:



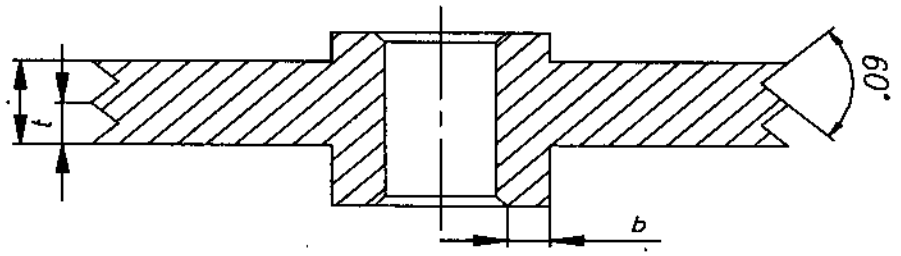
Hình 8.5. Kích thước vòng phớt

Bảng 8.7. Kích thước của các vòng phớt

Trục	d	D	a	c
II	30	55	6	4,3
III	30	90	6	4,3
IV	65	100	9	6,5

c. Vòng chắn mỡ.

Để ngăn mỡ trong bộ phận ổ với dầu trong hộp



Hình 8.5. Kích thước vòng chắn mỡ kết hợp ống tỳ

Trong đó:

a = 6 ÷ 9.

t = 2 ÷ 3.

b lấy bằng gờ trục

Phần IX: Bản vẽ lắp và chọn kiểu ghép

I. CHỌN KIỂU LẮP GHÉP:

- Ổ lăn lắp trên trục theo hệ thống lỗ, lắp có độ đôi, lắp theo kiểu k6. Lắp bánh răng, bánh đai và nối trục theo hệ thống lỗ, mối ghép có độ dôi theo kiểu k6.

1. Lắp ghép giữa trục bánh răng với ổ bi: H7/k6.

2. Lắp ghép giữa thân bánh răng với trục: H7/k6

3. Lắp ghép giữa khớp nối với trục: H7/h6

4. Lắp ghép giữa vòng chắn mỡ với trục: K7/h6

7. Mối ghép then: Then cố định trên trục theo kiểu lắp có độ đôi, thường lắp theo hệ thống lỗ với sai lệch của then là k6.

II. CHỌN KÍCH THƯỚC THEN:

Bộ truyền làm việc với chế độ tải trọng thay đổi, chịu đập nhẹ. Do đó chọn kiểu lắp then bình thường, theo bảng (49); (50) – [16,39]

Bảng 9.1. Sai lệch giới hạn của chiều rộng và chiều sâu rãnh then:

KT-TD then bxh	Sai lệch giới hạn của chiều rộng rãnh then	Chiều sâu rãnh then			
		Trên trục, t_1		Trên bạc, t_2.	
	H9	t_1	Sai lệch giới hạn	t_2	Sai lệch giới hạn
8x7	+0,036	4,0	+ 0,2	3	+0,1
14x9	+0,043	5,5	+ 0,2	3,8	+0,2
18x11	0,043	7	+ 0,2	4,4	+0,2
22x14	+0,052	7,5	+ 0,3	4,9	+3

III. CÁC KIỂU LẮP GHÉP TRONG BỘ TRUYỀN:

Bảng 9.2: Sai lệch giới hạn của các chi tiết khác:

STT	Mối ghép giữa các chi tiết	Trục	KT DN	Kiểu lắp	Sai lệch giới hạn, µm				Dung sai	
					Lỗ		Trục			
					ES	EI	es	ei	T_D	T_d
1	Vòng trong ổ trục với trục	(1)	Φ30	Φ30H7/k6	+25	0	+18	+2	5	16
		(2)	Φ30	Φ30H7/k6	+25	0	+18	+2	25	16
		(3)	Φ65	Φ65H7/k6	+30	0	+21	+2	30	18

2	Vòng ngoài ổ với ống lót hoặc vỏ hộp	(1) (2) (3)	Φ55 Φ90 Φ105	Φ55H7/ h6 Φ90H7/ h6 Φ105H7/ h6	+30 +35 +35	0 0 0	0 0 0	-19 -19 -22	30 35 25	0 19 22
3	Vòng chắn mỡ với trục	(1) (2) (3)	Φ30 Φ30 Φ65	Φ30K7/h6 Φ30K7/h6 Φ65K7/h6	+6 +6 +9	0 0 0	0 0 0	+13 +16 +19	6 6 9	13 16 19
4	Bánh răng với trục	1 2 3 4	- Φ48 Φ50 Φ70	- Φ48H7/κ6 Φ50 H7/κ6 Φ70 H7/κ6	- +25 +25 +30	- 0 0 0	- -16 -16 -19	- 0 0 0	- 25 25 30	- 16 16 19

Phần X: Bản vẽ chế tạo

X.I. VẼ BẢN VẼ CHẾ TẠO

1. Bản vẽ chế tạo trục III, (Bản vẽA_3), được thực hiện theo tài liệu [8, 23, 24, 25, 26, 40];

2. Xem phụ lục cuối sách. (Phần thứ 4)

X.II. YÊU CẦU KỸ THUẬT BẢN VẼ CHẾ TẠO

1. Các yêu cầu kỹ thuật chính phải thể hiện trên bản vẽ chế tao là:

- Độ rắn bề mặt theo thang HB... hoặc HRC;

- Các kích thước và sai lệch của các kích thước;

- Các sai lệch về hình dáng bề mặt (độ song song, độ vuông góc; độ ôvan; độ đảo bề mặt...);

- Độ nhám các bề mặt;

- Sai lệch các góc, độ côn...

- Các kích thước tham khảo (dùng cho kiểm tra, điều chỉnh...)

2. Các yêu cầu đặc biệt sau khi lắp ráp: (cắt, mài nhẵn ; đóng chốt...)

3. Chỉ dẫn phương pháp kiểm tra và dụng cụ kiểm tra nếu cần thiết.

Phần XI: Đánh giá các chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật

Trong phần này, sinh viên cần làm quen với các vấn đề sau đây:

I. CHỈ TIÊU KINH TẾ :

* Số chủng loại vật liệu đã sử dụng :.....Giá thành :.....

* Số lượng công chi phí cho thiết kế:.....Giá thành:.....

* Số lượng công phát sinh: (thí nghiệm mới, chế tạo chi tiết mới, chạy thử): Giá thành:

* Tổng thành sản phẩm: Tổng giá thành:.....

Đánh giá chỉ tiêu kinh tế

- Trong quá trình tính toán chúng tôi đã cố gắng xây dựng các hàm mục tiêu quan trọng nhất để giải quyết việc định hướng cho quá trình tính toán thiết kế, trong đó mục tiêu tối ưu về kinh tế và kỹ thuật là các hàm mục tiêu xuyên suốt. Từ nhiệm vụ và yêu cầu làm việc của hệ thống dẫn động băng tải, trong quá trình tính toán thiết kế chúng tôi đã rất chú trọng tới tính kinh tế theo quan điểm đảm bảo hệ thống làm việc đúng yêu cầu nhiêm vụ đặt ra, vận hành tin cậy, đảm bảo độ bền đều, kích thước nhỏ gọn. Sử dụng tối đa những chi tiết phần nhiều đã tiêu chuẩn hoá hoặc những chi tiết đảm bảo có thể chế tạo được trong điều kiện thực tại của nền kinh tế và công nghiệp trong nước hiện nay, vật liệu chế tạo ra chi tiết đều có sẵn có cơ tính phù hợp. Yêu cầu đối với người sử dụng hệ thống khá đơn giản, phù hợp với tay nghề của công nhân bậc thấp. Tóm lại về chỉ tiêu kinh tế và chỉ tiêu kỹ thuật hệ thống đảm bảo được.

II. CHỈ TIÊU KỸ THUẬT :

* Số lượng các chi tiết máy đã tiêu chuẩn hoá được sử dụng:.....

* Số lượng các TCVN , ISO đã áp dụng:.....

* Số lượng các loại công nghệ mới đã áp dụng:.....

* Các yêu cầu kỹ thuật của các chi tiết máy được thiết kế ra đã thoả mãn:

* Các yêu cầu kỹ thuật của sản phẩm (HGT) được thiết kế ra đã thoả mãn:

* Những vấn đề an toàn kỹ thuật, bảo hộ lao động có liên quan:.....

* Những vấn đề hướng dẫn sử dụng:.....

Một số yêu cầu khi sử dụng:

- Trước khi vận hành máy phải kiểm tra mức dầu trong hộp giảm tốc, chế độ bôi trơn ở các ổ.

- Kiểm tra sự chắc chắn của các mối ghép như bắt chặc các bulông nền.

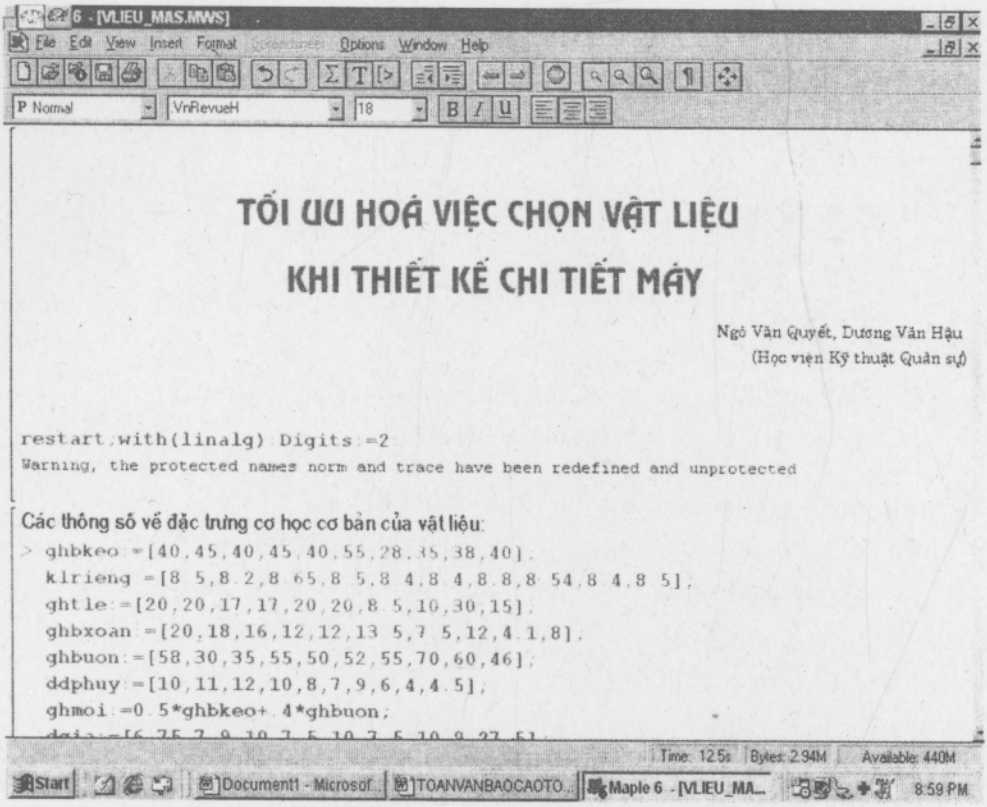
- Kiểm tra sự ăn khớp đúng của các cặp bánh răng và kiểm tra sự làm việc của bộ truyền đai...

- Theo định kỳ phải tiến hành bảo dưỡng máy.

Ghi chú: Phần IX, X, XI, giống như đề mẫu số 1.

Phần thứ ba

GIỚI THIỆU MỘT SỐ CHƯƠNG TRÌNH TỰ ĐỘNG HOÁ TÍNH TOÁN TỐI ƯU



1. CHƯƠNG TRÌNH TỰ ĐỘNG HOÁ TÍNH TOÁN TỐI ƯU BỘ TRUYỀN ĐAI

```
> restart;Digits:=5:
```

Các thông số đầu vào (Có thể thay đổi tuỳ ý, phụ thuộc vào đề bài):

```
> n1:=2922;u:=3.5;N1:=7.500;
```

$$n1 := 2922$$

$$u := 3.5$$

$$N1 := 7.500$$

Chọn loại đai hình thang có mặt cắt thường của Nga [65, trang 152]. Các thông số của các loại đai như sau:

```
> Tendai:=["O","A","b","B"];
btt:=[8.5,11,14,19];
bb:=[10,13,17,22];
hh:=[6,8,10.5,13.5];
AA:=[47,81,138,230];
dl1:=[100,150,200,300];
yo:=[2.1,2.8,4,4.8];
E:=100;
dtc2:=[100,112,125,140,160,180,200,224,250,28
0,315,355,400,450,500,560,630,710,800,900,100
0];
ll:=[400,450,500,560,630,710,750,800,900,1000
,1120,1250,1400,1600,1800,2000,2240,2500,2800
,3150,3550,4000];
P0:=[1.17,2.2,4,6.59];
l0:=[1320,1700,2240,3750];
tt:=[12,15,19,25.5];
ee:=[8,10,12.5,17];
h0:=[2.5,3.3,4.2,5.7];
qmm:=[0.061,0.105,0.178,0.3];
```

Tendai := ["O", "A", "b", "B"]

btt := [8.5, 11, 14, 19]

bb := [10, 13, 17, 22]

hh := [6, 8, 10.5, 13.5]

AA := [47, 81, 138, 230]

dl1 := [100, 150, 200, 300]

yo := [2.1, 2.8, 4, 4.8]

E := 100

dtc2:=[100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000]

ll :=[400, 450, 500, 560, 630, 710, 750, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000]

$P0 := [1.17, 2.2, 4, 6.59]$

$l0 := [1320, 1700, 2240, 3750]$

$tt := [12, 15, 19, 25.5]$

$ee := [8, 10, 12.5, 17]$

$h0 := [2.5, 3.3, 4.2, 5.7]$

$qmm := [.061, .105, .178, .3]$

Thủ tục xác định các thông số hình học của đai :

```
> bien:=1:
  "Loai dai";Tendai[bien];
  bt:=btt[bien];
  b:=bb[bien];
  h:=hh[bien];
  A:=AA[bien];
  d1:=d11[bien];
  y0:=yo[bien];
  E:=100;
```

"Loại đai"

"O"

$bt := 8.5$

$b := 10$

$h := 6$

$A := 47$

$d1 := 100$

$y0 := 2.1$

$E := 100$

Vận tốc đai:

```
> v:=evalf(Pi*d1*n1/60000,5);
```

$v := 15.300$

Chọn ε =0.02.

```
> epsilon:=0.02;
```

Đường kính bánh đai lớn là:

```
> dsb21:=u*d1/(1-epsilon);
```

```
for i from 1 by 1 to 20 do
if (dsb21=dtc2[i]) then d2:=dtc2[i] fi;
if(dsb21>dtc2[i])and(dsb21<(dtc2[i]+dtc2[i+1]
)/2) then d2:=dtc2[i] fi;
if(dsb21<=dtc2[i+1])and(dsb21>=(dtc2[i]+dtc2[
i+1])/2) then d2:=dtc2[i+1] fi od;d2:=d2;
```

$$\varepsilon := .02$$

$$dsb21 := 357.14$$

$$d2 := 355$$

Tỷ số truyền thực tế là :

```
> utt:=d2/(d1*(1-epsilon));
```

$$utt := 3.6224$$

Đánh giá sai số :

```
> Delta[ui]:=abs(evalf((utt-u)/u));
  if (Delta[ui]<.75) then True elif
  (Delta[ui]>.75) then False fi;
```

$$\Delta_{ui} := .034971$$

$$True$$

Δ <5%; Chọn chiều dài sơ bộ khoảng cách trục là a/d2 :=1,5 :

```
> Delta[1]:=3.14*(d1+d2)/2;Delta[2]:=evalf((d2-
  d1)^2/4);a1:=1.5*d2;
```

Chiều dài đai tính sơ bộ được là:

```
> l1:=2*a1+Delta[1]+Delta[2]/a1;
```

$$\Delta_1 := 714.35$$

$$\Delta_2 := 16256.$$

$$a1 := 532.5$$

$$l1 := 1809.9$$

Theo tiêu chuẩn chọn chiều dài dây đai l (mm):

```
> for i from 1 by 1 to 21 do
  if (l1=l[i]) then l:=ll[i] fi;
  if(l1>ll[i])and(l1<(ll[i]+ll[i+1])/2) then
  l:=ll[i] fi;
  if(l1<=ll[i+1])and(l1>=(ll[i]+ll[i+1])/2)
  then l:=ll[i+1] fi od;l:=l;
```

$l := 1800$

Nghiệm số vòng quay của đai trong 1s:

```
> i:=v/l*10^(3);
```

$i := 8.5000$

Khoảng cách trục theo chiều dài tiêu chuẩn

```
> a:=((l-Delta[1]+sqrt((l-Delta[1])^2-
  *Delta[2])))/4;
```

$a := 527.39$

Kiểm tra các điều kiện :{0.55.(d1+d2)+h <= a <= 2.(d1+d2)} và {i < 10}

```
> if(.55*(d1+d2)+h<a)and(2*(d1+d2)>a)and(i<10)
  then True else False end if;
```

True

Góc ôm α

```
> "Goc om";alpha:=180-57*(d2-d1)/a;
  if alpha>120 then True else False fi ;
```

"Goc om"

$\alpha := 152.44$

True

Công suất cho phép đối với dây đai thường :([43], tra bảng 4.19 Tập [I])

```
> Po:=P0[bien];Tyso:=N1/Po:
```

Hệ số tải trọng động :

```
> Kd:=1.1;
```

Công suất trên bánh chủ động :

```
> P1:=N1;
```

Hệ số kể đến sự ảnh hưởng của góc ôm :

```
> Calpha:=1-.0025*(180-alpha);
```

Hệ số kể đến sự ảnh hưởng của tỷ số truyền :

```
>Cu:=spline([1,1.2,1.6,1.8,2.2,2.4,3],
  1,1.07,1.11,1.12,1.13,1.135,1.14],u,linear);
```

Hệ số kể đến sự phân bố không đều của tải trọng :

```
> zet:=P1/Po:Cz:=spline([1,2,3,4,5,6],
  1,.95,.95,.9,.9,.85],zet,linear);
```

Hệ số kể đến sự ảnh hưởng của chiều dài đai :

```
>lo:=l0[bien];ll:=l/lo:Cl:=spline(
```

```
[.5,.6,.8,1,1.2,1.4,1.6,1.8,2,2.4],[.86,.89,.
95,1,1.04,1.07,1.1,1.13,1.15,1.2],11,linear);
```

$Po := 1.17$

$Kd := 1.1$

$P1 := 7.500$

$Calpha := .93110$

$lo := 1320$

Xác định số đai z:

```
> Cl:= 1.0; Cu:= 1.0;Cz:=0.95 ;
  z:=round(Tyso*Kd/(Calpha*Cl*Cu*Cz));
```

$Cl := 1.0$

$Cu := 1.0$

$Cz := .95$

$z := 8$

```
> Cl:= 1.0 ; Cu:= 1.0 ; Cz:=  0.95;
```

$Cl := 1.0$

$Cu := 1.0$

$Cz := .95$

Chiều rộng bánh đai :

```
> t:=tt[bien];e:=ee[bien];ho:=h0[bien];
```

Bề rộng của dây đai :

```
> B:=(z-1)*t+2*e;
```

$t := 12$

$e := 8$

$ho := 2.5$

$B := 100$

Đường kính ngoài của bánh đai :

```
> da:=d1+2*ho;
```

$da := 105.0$

Xác định lực căng ban đầu:

```
> qm:=qmm[bien];;Fv:=qm*v^2;Fo:=780*N1*Kd/
  v*Calpha*)+Fv;
```

$$qm := .061$$

$$Fv := 14.279$$

$$Fo := 70.743$$

Lực tác dụng lên trục

```
> Fr:=evalf(2*Fo*z*sin(alpha*Pi/360));
```

$$Fr := 1099.3$$

Lượng hiệu chỉnh mômen :

```
> Delta[Tu]:=.12;
```

Lượng hiệu chỉnh công suất :

```
> Delta[NU]:=10^(-4)*Delta[Tu]*n1;
```

$$\Delta_{Tu} := .12$$

$$\Delta_{NU} := .035064$$

Công suất cho phép của một dây đai :

```
> Ct:=.7;P[chophep]:=(Po*Calpha*Cl+Delta[NU])*Ct;
```

$$Ct := .7$$

$$P_{chophep} := .78715$$

Tính ứng suất uốn (E=100) :

```
> sigma[U]:=2*y0/d1*100;
```

Tính ứng suất: uốn, kéo, ứng suất do lực ly tâm:

```
> sigma[k]:=Fo/A+Po*10^3/(v*bt*2*h)+sigma[V];
```

$$\sigma_U := 4.2000$$

$$\sigma_k := 2.2549 + \sigma_V$$

```
>print("Khoi luong rieng mot m day dai");
  rho[m]:=1300; print("Ung suat do luc ly tam
  gay ra");      sigma[V]:=rho[m]*v^2/10^6;
  print ("Ung suat lon nhat xuat hien trong day
  dai");
  sigma[Max]:=sigma[k]+sigma[U];sigma[k]/sigma[
  U];sigma[y]:=9;zb:=2;upsilon[ul]:=1.8;
  print("TUOI THO CUA BO TRUYEN DAI th"), ([65
```

```
],trang 159):
th:=evalf((sigma[y]/sigma[Max])^11*10^4*upsil
on[ul]/(3600*(v/l)*zb),3);
```

"Khối lượng riêng một m dây đai"

$$\rho_m := 1300$$

"Ứng suất do lực ly tâm gây ra"

$$\sigma_V := .30432$$

"Ứng suất lớn nhất xuất hiện trong dây đai"

$$\sigma_{Max} := 6.7592$$

.60933

$$\sigma_y := 9$$

$$zb := 2$$

$$\upsilon_{ul} := 1.8$$

"TUOI THO CUA BO TRUYEN DAI th"

$$th := 6830.$$

Số lần thay đai :

```
> print("SO LAN THAY DAI");   n[dai]:=
  evalf(12*12*30*2*8/th,5);
```

"SO LAN THAY DAI"

$$n_{dai} := 10.120$$

II. CHƯƠNG TRÌNH TỰ ĐỘNG HOÁ TÍNH TOÁN TỐI ƯU BỘ TRUYỀN XÍCH

```
> restart;Digits:=5:
```

Số vòng quay cho trước :

```
> n1:=350;
```

$$n1 := 350$$

Ma trận quản lý các hệ số :

```
>CongsuatP:=Matrix([[50,200,400,600,800,1000,
  1200,1600],[.19,.68,1.23,1.68,2.06,2.42,2.72,
```

```
3.2],[.35,1.27,2.29,3.13,3.86,4.52,5.06,5.95]
,[.45,1.61,2.91,3.98,4.9,5.74,6.43,7.55],[.57
,2.06,3.72,5.08,6.26,7.34,8.22,9.65],[.75,2.7
,4.88,6.67,8.22,9.63,10.8,12.7],[1.41,4.8,8.3
8,11.4,13.5,15.3,16.9,19.3],[3.2,11,19,25.7,30
.7,34.7,38.3,43.8],[5.83,19.3,32,42,49.3,54.9,
60],[10.5,34.8,57.7,75.7,88.9,99.2,108],[14.7,
43.7,70.6,88.3,101],[22.9,68.1,110,138,157]]):
pp:=[12.7,12.7,12.7,15.875,15.875,19.05,25.4,
31.75,38.1,44.45,50.8]:
```

Thủ tục xác định n01 :

```
> for i from 1 by 1 to 7 do
  if (n1=CongsuatP[1,i]) then
  n01:=CongsuatP[1,i] fi;
  if(n1>CongsuatP[1,i])and(n1<(CongsuatP[1,i]+C
  ongsuatP[1,i+1])/2) then n01:=CongsuatP[1,i]
  fi;
  if(n1<=CongsuatP[1,i+1])and(n1>=(CongsuatP[1,
  i]+CongsuatP[1,i+1])/2) then
  n01:=CongsuatP[1,i+1] fi od;n01:=n01;
```

$$n01 := 400$$

Căn cứ bảng 5.4 (trang78) [43]- tập I với tỷ số truyền cho trước ta chọn số răng đĩa xích nhỏ và chọn số răng đĩa xích lớn:

```
> u:=5;z1:=spline([1,2,3,4,5,6],
  [30,27,25,22,20,25],u,linear);z2:=round(u*z1);
```

$$u := 5$$

$$z1 := 20$$

$$z2 := 100$$

Kiểm tra số răng đĩa lớn từ điều kiện hạn chế độ tăng bước xích do bản lề bị mòn sau 1 thời gian làm việc (với xích con lăn Zmax=120):

```
➢ if z2<120 then True else False fi;
```

$$True$$

Hệ số số răng

```
> kz:=25/z1;
```

Hệ số số vòng quay:

```
> kn:=n1/n1;
```

Công suất cần truyền :

```
> P:=3.5;
```

Hệ số điều kiện bôi trơn: môi trường có bụi, chất lượng bôi trơn II-bảng 5.7-[43]- TậpI

```
> kbt:=1.3;
```

Hệ số chế độ làm việc của bộ truyền: làm việc 2 ca

```
> kc:=2;
```

Hệ số kể đến khả năng điều chỉnh của lực căng xích: lấy 1 trong các trục đĩa xích điều chỉnh được:

```
> kdc:=1;
```

Hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền :

```
> ko:=1;
```

Hệ số tải trọng động :

```
> kd:=1.35;
```

Hệ số kể đến ảnh hưởng của khoảng cách trục :

```
> ka:=1;
```

Hệ số thành phần sử dụng :

```
> k:=ko*ka*kdc*kc*kbt*kd;Kd:=1.7;
```

Công suất tính toán :

```
> Pt:=P*k*kz*kn;
```

$$kz := \frac{5}{4}$$

$$kn := 1$$

$$P := 3.5$$

$$kbt := 1.3$$

$$kc := 2$$

$$kdc := 1$$

$$ko := 1$$

$$kd := 1.35$$

$$ka := 1$$

$$k := 3.510$$

$$Kd := 1.7$$

$$Pt := 15.356$$

Thủ tục xác định công suất cho phép của xích con lăn :

```
> vitri:=0:
```

```
for j from 1 to 8 do
if n01=CongsuatP[1,j]then vitri:=j;break fi od;
if vitri=0 then print("n01:-Khong nam trong
day tieu chuan,cho lai gia tri n1: ")fi;
if vitri<>0 then for i from 2 to 12 do
if Pt<CongsuatP[i,vitri] then
Pchophep:=CongsuatP[i,vitri];vt:=i;break fi od
fi;
if (Pt>CongsuatP[11,vitri])then print("Khong
tim duoc gia tri cua P[chophep] vi Pt >
P[chophep]")fi;
if (vitri<>0)and(Pt<CongsuatP[12,vitri]) then
"Cong suat cho phep
:";Pchophep:=Pchophep;"Buoc xich";p:=pp[vt-1]
fi;
```

"Cong suat cho phep :"

$Pchophep := 19$

"Buoc xich"

$p := 25.4$

Xác định bước xích lớn nhất cho phép:

```
> if z1>=15 then
pmax:=spline([300,400,500,630,800,900,1000,12
50],[50.8,44.45,38.1,31.75,25.4,19.05,15.875,
12.7],n1,linear) else print("Khong tinh duoc
pmax") fi;
```

$pmax := 47.624$

Kiểm tra bước xích lớn nhất cho phép:

```
> if (p<pmax)or(p=pmax) then True else
False end if;
```

True

Xác định khoảng cách trục sơ bộ:

```
> asb1:=40*p;
```

Số mắt xích theo công thức (5.12) :

```
> x:=round(2*asb1/p+.5*(z1+z2)+(z2-
z1)^2*p/(4*asb1*Pi^2));
```

$asb1 := 1016.0$

$x := 144$

Tính lại khoảng cách trục theo công thức (5.13):

```
> asb2:=round(evalf(.25*p*(x-.5*
  z1+z2)+sqrt((x-.5*(z2+z1))^2-2*((z2-
  z1)/Pi)^2))));
```

$asb2 := 1015$

Để xích không chịu lực căng quá lớn, giảm Δ_a đi một lượng:

```
> Deltaa:=0.003*asb2;
```

$Deltaa := 3.045$

Cuối cùng ta được:

```
> a:=round(asb2-Deltaa);
```

$a := 1012$

Số lần va đập i của bản lề xích trong 1s, theo (5.14)-[43]- tập I:

```
> i:=evalf(z1*n1/(15*x),3);
```

$i := 3.24$

Theo bảng 5.9-[43] - tập I xác định [i]:

```
ichophep:=spline([12.7,15.875,19.05,25.4,31.7
5,38.1,44.45,50.8],[60,50,35,30,25,20,15,15],
p,linear);
```

Kiểm tra điều kiện i<=[i] :

```
> if i<ichophep then True else False fi;
```

$ichophep := 30.000$

True

Kiểm nghiệm xích về độ bền:

Tải trọng phá hỏng QX(N), theo bảng 5.2-[43]- tập [I:] và khối lượng 1m xích q(kg) :

```
> Q:=spline([12.7,15.875,19.05,25.4,31.75],
  42,69,105,164,246],p,linear);
  q:=spline([12.7,15.875,19.05,25.4,31.75],[2.3
  ,3.9,5.9,13.2,18.8],p,linear);
```

$Q := 163.99$

$q := 13.200$

Vận tốc (m/s):

```
> v:=n1*z1*(p/1000)/60;
```

Lực vòng Fxt(N):

```
> Ft:=1000*P/v;
```

Khối lượng 1met xích trên 1 đơn vị chiều rộng xích :

```
> qm:=spline([12.7,15.875,19.05,25.4,31.75],
  [.058,.072,.86,.114,.145],p,linear);
```

Hệ số vận tốc

```
> if v<=10 then kv:=1 else kv:=1+qm*v/P fi;
```

Bề rộng xích :

```
> Bt:=250*P*k*kv/(p*v^(2/3));
```

Tra bảng 5.3 Tập [I], xác định lại giá trị của B:

```
> if(p<=31.75)and(p>=12.7)then
  if p=12.7 then BB:=[22.5,28.5,34.5,40.5] elif
  p=15.875 then BB:=[30,38,46,54] elif p=19.05
  then BB:=[45,57,69,81] elif p=25.4 then
  BB:=[57,75,93,104] elif p=31.75 then
  BB:=[75,93,111,129] fi:
  for i from 1 to 3 do
  if Bt<BB[1] then B:-BB[1] elif Bt=BB[i] then
  B:=BB[i] elif Bt>BB[i] then B:=BB[i+1] elif
  Bt>BB[43] then B:=BB[43] else prit("Khong tim
  duoc gia tri cua B")fi od:B:=B,"mm" fi;
  if p>31.75 then B:=spline
  ([38.1,44.45,50.8],[35.46,37.19,45.21],p,line
  ar)fi;
```

$$v := 2.9633$$

$$Ft := 1181.1$$

$$qm := .11400$$

$$kv := 1$$

$$Bt := 58.608$$

$$B := 75, \text{"mm"}$$

Lực căng do trọng lượng nhánh xích bị động sinh ra F0X(N):

Hệ số phụ thuộc độ võng f của xích (bộ truyền nghiêng góc dưới 40 độ) :

```
> kf:=4;
> F0:=9.81*kf*q*a/1000;
```

$$kf := 4$$

$$F0 := 524.19$$

Lực căng do lực li tâm sinh ra FvX(N):

```
> Fv:=q*v^2;
```

$$Fv := 115.91$$

Hệ số an toàn theo (5.15)-[43]- Tập I:

```
> s:=evalf(1000*Q/(Kd*Ft+F0+Fv),2);
```

$$s := 62.$$

Tra theo bảng 5.10-[43]- tập I để xác định hệ số an toàn cho phép :

```
> schophep[12.7]:=spline([50,200,400,600,800,
  1000,1200,1600],[7,7.8,8.5,9.3,10.2,11,11.7,1
  3.2],n1,linear):
  schophep[15.875]:=spline([50,200,400,600,800,
  1000,1200,1600],[7,7.8,8.5,9.3,10.2,11,11.7,1
  3.2],n1,linear):
  schophep[19.05]:=spline([50,200,400,600,800,1
  000,1200,1600],[7,8.2,9.3,10.3,11.7,12.9,14,1
  6.3],n1,linear):
  schophep[25.4]:=spline([50,200,400,600,800,10
  00,1200,1600],[7,8.2,9.3,10.3,11.7,12.9,14,16
  .3],n1,linear):
  schophep[31.75]:=spline([50,200,400,600,800,1
  000,1200],[7,8.5,10.2,13.2,14.8,16.3,19.5],n1
  ,linear):
  schophep[38.1]:=spline([50,200,400,600,800,10
  00,1200],[7,8.5,10.2,13.2,14.8,16.3,19.5],n1,
  linear):
  schophep[44.45]:=spline([50,200,400,600,800],
  [7,9.3,11.7,14,16.3],n1,linear):
  schophep[50.8]:=spline([50,200,400,600,800],[
  7,9.3,11.7,14,16.3],n1,linear):
  schophep:=schophep[p];
```

$$schophep := 9.0250$$

Kiểm tra các điều kiện :

```
> if s>schophep then True else False fi;
```

True

Các thông số đĩa xích xác định theo bảng 13.4-[43]- Tập II:

Đường kính vòng chia (mm):

```
> d1:=evalf(p/sin(Pi/z1));
```

```
d2:=evalf(p/sin(Pi/z2));
```

Đường kính vòng đỉnh răng(mm):

```
> da1:=p*evalf((.5+1/tan(Pi/z1)));
  da2:=p*evalf((.5+1/tan(Pi/z2)));
```

Đường kính con lăn xích, theo bảng 5.2-[43]- Tập I:

```
> dl:=spline([12.7,15.875,19.05,25.4,31.75,38.1
  ,44.45,50.8],
  [8.51,10.16,11.91,15.88,19.05,22.23,25.7,28.5
  8],p,linear);
```

Bán kính đáy:

```
r:=.5025*dl+.05;
```

Đường kính vòng đáy răng:

```
> df1:=d1-2*r;
  df2:=d2-2*r;
```

$$d1 := 162.37$$

$$d2 := 808.63$$

$$da1 := 173.07$$

$$da2 := 820.95$$

$$dl := 15.880$$

$$r := 8.0297$$

$$df1 := 146.31$$

$$df2 := 792.57$$

Theo bảng 5.2-[43]- tập I:

```
> h:=spline([12.7,15.875,19.05,25.4,31.75,38.1
  ,44.45,50.8],[11.8,14.8,18.2,24.2,30.2,36.2,4
  2.4,48.3],p,linear);
  b:=spline([12.7,15.875,19.05,25.4,31.75,38.1,
  44.45,50.8],[21,24,33,38,46,58,62,72],p,linear);
```

$$h := 24.200$$

$$b := 38.000$$

Kiểm nghiệm độ bền tiếp xúc của đĩa xích theo (5.18)-[43]- tập I, ứng suất tiếp xúc trên mặt răng đĩa xích:(MPa)

Hệ số ảnh hưởng của số răng đĩa xích k[r]:

```
> kr1:=spline([15,20,30,40,50,60],
```

```
.59,.48,.36,.29,.24,.22],z1,linear);
kr2:=spline([15,20,30,40,50,60],[.59,.48,.36,
.29,.24,.22],z2,linear);
```

Mô đun đàn hồi (MPa):

```
> E:=2.1e5;
```

Theo bảng 5.12-[43]- Tập I, diện tích chiếu của bản lề(mm2):

```
> A:=spline([12.7,15.875,19.05,25.4,31.75,38.1
,44.45,50.8],[39.6,51.5,106,180,262,395,473,6
45],p,linear);
```

Lực va đập trên m=1 dây xích: (N)

```
> Fvd1:=13e-7*n1*p^3;
  n2:=n1/u:
  Fvd2:=13e-7*n2*p^3;
> sigma[H1]:=.47*sqrt(kr1*(Ft*Kd+Fvd1)*E/
  (A*kd));sigma[H2]:=.47*sqrt(kr2*(Ft*Kd+Fvd2)
  *E/(A*kd));
```

$$kr1 := .48000$$

$$kr2 := .14000$$

$$E := 210000.$$

$$A := 179.99$$

$$Fvd1 := 7.4560$$

$$Fvd2 := 1.4912$$

$$\sigma_{H1} := 429.75$$

$$\sigma_{H2} := 231.75$$

Xác định lực tác dụng lên trục:

Theo (5.20)-[43]- tập I, tính được FrX(N), với kx là hệ số kể đến trọng lượng xích: trường hợp bộ truyền nghiêng 1 góc nhỏ hơn 40 độ:

```
> kX:=1.15;Fr:=kX*Ft;
```

$$kX := 1.15$$

$$Fr := 1358.3$$

Lực này dùng để tính toán trục sau này.

3. CHƯƠNG TRÌNH TỰ ĐỘNG HOÁ TÍNH TOÁN TỐI ƯU BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG TRỤ

```
> restart;Digits:=4:
```

Số ngày trong tháng:

```
> ngay:=30:
```

Vận tốc băng tải (m/s):

```
> V:=1.05:
```

Số ca trong ngày:

```
> ca:=2:
```

Đường kính tang quay(mm):

```
> d:=300:
```

Số giờ 1 ca:

```
> g:=8:
```

Số năm sử dụng:

```
> Nam:=12:
```

Tỷ số truyền :

```
> u:=10;
```

$$u := 10$$

Số vòng quay BR1, BR2 :

```
> n2:=1500;n3:=n2/u;
```

$$n2 := 1500$$

$$n3 := 150$$

Đặc điểm trọng tải: va đập nhẹ, bộ truyền quay 2 chiều.

loai bánh răng: BR trụ răng thẳng hoặc BR trụ răng nghiêng :

```
> BR:=thang;
```

Góc ăn khớp alpha :=20 (độ)

```
> alpha:=20*Pi/180:
```

$$BR := thang$$

Chọn trước góc nghiêng beta=15 độ :

```
> if BR=nghieng then beta:=15*Pi/180 elif
  BR=thang then beta:=0 fi;
```

$$\beta := 0$$

Sơ đồ phân bố tải trọng :

```
> sodo:=3:
```

Các chỉ tiêu Cơ tính của vật liệu chế tạo bánh răng :

```
> Tenvlieu:=["Thep 40-toi cai thien","Thep 45-
  thuong hoa","Thep 45-toi cai
  thien(S<=100)","Thep 45-toi cai
  thien(S<=60)","Thep 50-thuong hoa","Thep 50-
  toi cai thien","Thep 40X-toi cai
  thien(S<=100)","Thep 40X-toi cai
  thien(S<=60)","Thep 45X-toi cai
  thien(S<=100)","Thep 45X-toi cai
  thien(100<S<=300)"]:
  Dran:=[200,190,220,250,210,240,245,270
  ,260,235]:
  ghbkeo:=[40,45,40,45,40,55,28,35,38,40]:
  klrieng:=[8.5,8.2,8.65,8.5,8.4,8.4,8.8,8.54,8
  .4,8.5]:
  ghtle:=[20,20,17,17,20,20,8.5,10,30,15]:
  ghbxoan:=[20,18,16,12,12,13.5,7.5,12,4.1,8]:
  ghbuon:=[58,30,35,55,50,52,55,70,60,46]:
  ddphuy:=[10,11,12,10,8,7,9,6,4,4.5]:
  ghmoi:=0.5*ghbkeo+.4*ghbuon:
  dgia:=[6.75,7,9,10,7.5,10,7.5,10,9,27.5]:
  ghchay:=[400,340,450,580,350,530,550,700,650,
  500]:
  ghben:=[700,600,750,850,640,850,950,850,7500,
  700]:
  modullE:=2.1e7:
```

Xây dựng các hàm mục tiêu :

```
> for i from 1 by 1 to 10 do
  Renhat[i]:=evalf(ghtle[i]/(klrieng[i]*dgia[i])):
  Nnhat[i]:=evalf(ghtle[i]/klrieng[i]):
  Dbmtnhat[i]:=evalf(ghmoi[i]/klrieng[i]):
  Dbtutnhat[i]:=evalf(ghbuon[i]^(2/3)/klrieng[i]):
  Dbtxtnhat[i]:=evalf(ghbxoan[i]^(2/3)/klrieng[i]):
  Dcrtnhat[i]:=evalf(modullE/klrieng[i]):
  Dvdrtnhat[i]:=evalf(ghtle[i]^2/(modullE*klrie
  ng[i])):
  Knltvntnhat[i]:=evalf(ddphuy[i]/dgia[i]):od:
```

Thủ tục chọn vật liệu tối ưu :

```
> for i from 1 by 1 to 10 do
  M[1,i]:=Renhat[i]:M[2,i]:=Nnhat[i]:M[3,i]:=Db
  mtnhat[i]:M[4,i]:=Dbtutnhat[i]:M[5,i]:=Dbtxtn
  hat[i]:M[6,i]:=Dcrtnhat[i]:M[7,i]:=Dvdrtnhat[
```

```
i]:M[8,i]:=Knltvntnhat[i]:od:
M:=evalf(matrix(8,10,[seq(M[1,i],i=1..10),seq
(M[2,i],i=1..10),seq(M[3,i],i=1..10),seq(M[4,
i],i=1..10),seq(M[5,i],i=1..10),seq(M[6,i],i=
1..10),seq(M[7,i],i=1..10),seq(M[8,i],i=1..10
)]),2);
for i from 1 by 1 to 8 do
Jmax[i]:=1:
for j from 2 by 1 to 10 do
if M[i,Jmax[i]]<=M[i,j] then Jmax[i]:=j fi:
od:od:
K:=[1,2,3,4,5,6,7,8,9,10]:dem:=[0,0,0,0,0,0,0
,0,0,0]:
for i from 1 by 1 to 10 do
for j from 1 by 1 to 10 do
if Jmax[i]=K[j] then dem[j]:=dem[j]+1 fi od od:
nho := 1:m:=dem[1]:
for i from 1 by 1 to 10 do if(m<=dem[i]) then
m:=dem[i]:nho:=i fi od;
sigmab1:=ghben[nho]:sigmach1:=ghchay[nho]:sig
mab2:=ghben[nho-1]:sigmach2:=ghchay[nho-
1]:HBbr1:=Dran[nho]:HBbr2:=Dran[nho-1]:
TenvatlieuBR1dachon:=Tenvlieu[nho];
TenvatlieuBR2dachon:=Tenvlieu[nho-1];
```

$M :=$

$[.35, .35, .22, .20, .32, .24, .13, .12, .40, .064]$

$[2.4, 2.4, 2.0, 2.0, 2.4, 2.4, .97, 1.2, 3.6, 1.8]$

$[5.1, 4.2, 3.9, 5.2, 4.8, 5.8, 4.1, 5.3, 5.1, 4.5]$

$[1.8, 1.2, 1.2, 1.7, 1.6, 1.7, 1.6, 2.0, 1.8, 1.5]$

$[.87, .84, .73, .62, .62, .68, .44, .61, .30, .47]$

$[.25\,10^{7}, .26\,10^{7}, .24\,10^{7}, .25\,10^{7}, .25\,10^{7}, .25\,10^{7}, .24\,10^{7}, .25\,10^{7}, .25\,10^{7}, .25\,10^{7}]$

$[.22\,10^{5}, .23\,10^{5}, .16\,10^{5}, .16\,10^{5}, .23\,10^{5}, .23\,10^{5}, .39\,10^{6}, .56\,10^{6}, .51\,10^{5}, .13\,10^{5}]$

$[1.5, 1.6, 1.3, 1., 1.1, .70, 1.2, .60, .44, .16]$

TenvatlieuBR1dachon := "Thep 45X-toi cai thien(S<=100)"

TenvatlieuBR2dachon := "Thep 40X-toi cai thien(S<=60)"

Sigma [Hlim] và sigma [Flim] là các ứng suất tiếp xúc và uốn cho phép ứng với số chu kỳ cơ sở. Theo bảng 6.2 [3]- T1:

```
> sigmaHlim1:=2*HBbr1+70;sigmaFlim1:=1.8*HBbr1;
  sigmaHlim2:=2*HBbr2+70;sigmaFlim2:=1.8*HBbr2;
```

$$sigmaHlim1 := 590$$

$$sigmaFlim1 := 468.0$$

$$sigmaHlim2 := 610$$

$$sigmaFlim2 := 486.0$$

m[H1] và m[F1] - Bậc của đường cong mỏi khi thử về tiếp xúc và uốn, do HB[br]<350 , tr91[3]nên:

```
mH:=6;mF:=6;
```

Các hệ số an toàn, theo bảng 6.2 [3]- Tl;

```
> sH:=1.1;sF:=1.75;
```

K[FC]: Hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải, do tải trọng hai phía và do HB[]<350, tr91[3] nên :

```
> KFC:=.7;
```

N[FO]- số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về uốn (với tất cả các loại thép):

```
NFO1:=4*10^6;NFO2:=NFO1;
```

c- số lần ăn khớp trong một vòng quay:

```
cbr1:=2;cbr2:=cbr1;
```

nbr1 số vòng quay BR1, nbr2 số vòng quay BR2

t[i] tổng số giờ làm việc ở chế độ i.

```
nbr1:=n2;nbr2:=n3;t1:=12*Nam*ngay*ca*g/2;t2:=t1;
```

$$mH := 6$$

$$mF := 6$$

$$sH := 1.1$$

$$sF := 1.75$$

$$KFC := .7$$

$$NFO1 := 4000000$$

$$NFO2 := 4000000$$

$$cbr1 := 2$$

$$cbr2 := 2$$

$nbr1 := 1500$

$nbr2 := 150$

$t1 := 34560$

$t2 := 34560$

Thông thường chọn Z[R].Z[V].K[XH]=1; Y[R].Y[S].K[XF]=1 :

```
> ZR:=1;Zv:=1;KxH:=1;YR:=1;YS:=1;KxF:=1;;
  Tbr1:=80000;
```

$ZR := 1$

$Zv := 1$

$KxH := 1$

$YR := 1$

$YS := 1$

$KxF := 1$

$Tbr1 := 80000$

N[HO]: số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc (6.5)[3]:

```
> NHO1:=30*(HBbr1)^2.4;NHO2:=30*(HBbr2)^2.4;
```

$NHO1 := .1875\ 10^{8}$

$NHO2 := .2053\ 10^{8}$

N[HE] và N[FE]- số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương:(6.8)-[3]:

```
> NHE1:=60*cbr1*nbr1*(1*t1+.8^3*t2);
  NFE1:=60*cbr1*nbr1*(1*t1+.8^mF*t2);
  NHE2:=60*cbr2*nbr2*(1*t1+.8^3*t2);NFE2:=60*cb
  r2*nbr2*(1*t1+.8^mF*t2);
```

$NHE1 := .9408\ 10^{10}$

$NFE1 := .7854\ 10^{10}$

$NHE2 := .9408\ 10^{9}$

$NFE2 := .7854\ 10^{9}$

Kiểm tra điều kiện và thay giá trị (nếu cần):

```
> if NHE1>NHO1 then print("Do NHE1>NHO1 nen
  thay NHE1=NHO1");NHE1:=NHO1; KKL1:=1 else
  print("Khong can") fi;
  if NFE1>NFO1 then print("Do NFE1>NFO1 nen
  thay NFE1=NFO1");NFE1:=NFO1; KFL1:=1 else
  print("Khong can") fi;
```

```
if NHE2>NHO2 then print("Do NHE2>NHO2 nen
thay NHE2=NHO2");NHE2:=NHO2; KKL2:=1 else
print("Khong can") fi;
if NFE2>NFO2 then print("Do NFE2>NFO2 nen
thay NEE2=NFO2");NFE2:=NFO2; KFL2:=1 else
print("Khong can") fi;
```

"Do NHE1>NHO1 nen thay NHE1=NHO1"

$NHE1 := .1875\ 10^8$

$KKL1 := 1$

"Do NFE1>NFO1 nen thay NFE1=NFO1"

$NFE1 := 4000000$

$KFL1 := 1$

"Do NHE2>NHO2 nen thay NHE2=NHO2"

$NHE2 := .2053\ 10^8$

$KKL2 := 1$

"Do NFE2>NFO2 nen thay NEE2=NFO2"

$NFE2 := 4000000$

$KFL2 := 1$

Tính lại K[HL] và K[FL]: Hệ số tuổi thọ: (6.3),(6.4) [3] :

```
> KHL1:=(NHO1/NHE1)^(1/mH);KFL1:=
  NFO1/NFE1)^(1/mF);
  KHL2:=(NHO2/NHE2)^(1/mH);KFL2:=
  NFO2/NFE2)^(1/mF);
```

$KHL1 := 1.$

$KFL1 := 1$

$KHL2 := 1.$

$KFL2 := 1$

Vậy theo (6.1a) và (6.1b) các ứng suất cho phép tính như sau:

```
> sigmaHcp1:=sigmaHlim1*KHL1/sH;sigmaFcp1:
  =sigmaFlim1*KFC*KFL1/sF;
  sigmaHcp2:=sigmaHlim2*KHL2/sH;sigmaFcp2:=sigm
  aFlim2*KFC*KFL2/sF;
```

$sigmaHcp1 := 536.4$

$sigmaFcp1 := 187.2$

$sigmaHcp2 := 554.5$

$sigmaFcp2 := 194.4$

Vậy ứng suất tiếp xúc cho phép là:

```
> sigmaHcp:=(sigmaHcp1+sigmaHcp2)/2;
```

$sigmaHcp := 545.4$

Kiểm tra điều kiện đối với bánh trụ nghiêng:

```
> if BR=nghieng then if
  sigmaHcp<1.25*min(sigmaHcp1,sigmaHcp2) then
  True else False fi;fi;
```

Theo (6.13)[3]- T1, ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

```
sigmaH1max:=2.8*sigmach1;sigmaH2max:=2.8*sigm
ach2;
```

$sigmaH1max := 1820.$

$sigmaH2max := 1960.$

Theo (6.13)[3]- T1, ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

```
sigmaH1max:=2.8*sigmach1;sigmaH2max:=2.8*sigm
ach2;
```

$sigmaH1max := 1820.$

$sigmaH2max := 1960.$

Theo (6.14)[3]- T1, ứng suất uốn cho phép khi quá tải :

```
sigmaF1max:=.8*sigmach1;sigmaF2max:=.8*sigmach2;
```

$sigmaF1max := 520.0$

$sigmaF2max := 560.0$

K[a]-Hệ số phụ thuộc vào vật liệu của cặp bánh răng và loại răng, theo bảng 6.5 [3]-T1 (MPa^(1/3)) :

```
> if BR=thang then Ka:=49.5;Kd:=77 fi;
  if BR=nghieng then Ka:=43;Kd:=67.5
  fi;ZM:=274;
```

$Ka := 49.5$

$Kd := 77$

$ZM := 274$

psi[ba],psi[bd]-Hệ số, theo bảng 6.6 [3]- T1 :

```
> psiba:=.4;psibd:=.53*psiba*(u+1);
```

$psiba := 4$

$psibd := 2.332$

K[Hbeta]- Hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng khi tính về tiếp xúc, theo bảng 6.7 [3]-Tl :

```
> Hbeta[3]:=spline([.2,.4,.6,.8,1,1.2,1.4,1.6],
  [1.02,1.05,1.07,1.12,1.15,1.2,1.24,1.28],psib
  d,linear):
  KHbeta[4]:=spline([.2,.4,.6,.8,1,1.2,1.4,1.6]
  ,[1.01,1.03,1.03,1.08,1.11,1.13,1.17,1.21],ps
  ibd,linear):
  KHbeta[5]:=spline([.2,.4,.6,.8,1,1.2,1.4,1.6]
  ,[1.01,1.02,1.03,1.05,1.07,1.1,1.13,1.16],psi
  bd,linear):
  KHbeta[6]:=spline([.2,.4,.6,.8,1,1.2,1.4,1.6]
  ,[1.0,1.01,1.02,1.03,1.05,1.06,1.07,1.11],psi
  bd,linear):
  KHbeta[7]:=spline([.2,.4,.6,.8,1,1.2,1.4,1.6]
  ,[1.0,1.01,1.02,1.02,1.03,1.04,1.05,1.06],psi
  bd,linear):
  KFbeta[3]:=spline([.2,.4,.6,.8,1,1.2,1.4,1.6]
  ,[1.05,1.11,1.17,1.24,1.32,1.41,1.5,1.6],psib
  d,linear):
  KFbeta[4]:=spline([.2,.4,.6,.8,1,1.2,1.4,1.6]
  ,[1.03,1.06,1.12,1.17,1.23,1.3,1.38,1.45],psi
  bd,linear):
  KFbeta[5]:=spline([.2,.4,.6,.8,1,1.2,1.4,1.6]
  ,[1.02,1.05,1.08,1.12,1.16,1.22,1.28,1.37],ps
  ibd,linear):
  KFbeta[6]:=spline([.2,.4,.6,.8,1,1.2,1.4,1.6]
  ,[1.01,1.03,1.05,1.07,1.1,1.14,1.19,1.26],psi
  bd,linear):
  KFbeta[7]:=spline([.2,.4,.6,.8,1,1.2,1.4,1.6]
  ,[1.0,1.01,1.02,1.03,1.05,1.08,1.12,1.15],psi
  bd,linear):
> KHbeta:=KHbeta[sodo];KFbeta:=KFbeta[sodo];
```

Tính khoảng cách trục sơ bộ theo (6.15a)[3] :

```
> awsb:=Ka*(u+1)*(Tbr1*KHbeta/(sigmaHcp^2*u*psiba))
  ^(1/3);
```

$$awsb := 221.4\, KHbeta^{(1/3)}$$

Khoảng cách trục tiêu chuẩn :

```
> Kcttc:=Vector([40,50,63,80,100,125,160,200,
  250,315,400]):
```

Thủ tục lựa chọn khoảng cách trục tiêu chuẩn:

```
> for i from 1 by 1 to 10 do
  if (awsb=Kcttc[i]) then aw:=Kcttc[i] fi;if
  (awsb>Kcttc[i])and(awsb<(Kcttc[i]+Kcttc[i+1])
  /2) then aw:=Kcttc[i] fi;if
  (awsb>=(Kcttc[i]+Kcttc[i+1])/2)and(awsb<Kcttc
  [i+1]) then aw:=Kcttc[i+1] fi od;aw:=aw;
```

$$aw := aw$$

Xác định modul sơ bộ theo (6.17):

```
> msb:=.02*aw;
```

$$msb := .02\, aw$$

Modul tiêu chuẩn :

```
> Mdtc:=[1.25,1.5,2,2.5,3,4,5,6,8,10,12];
```

$$Mdtc := [1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12]$$

Thủ tục lựa chọn khoảng cách trục tiêu chuẩn:

```
> for i from 1 by 1 to 10 do
  if (msb=Mdtc[i]) then m:=Mdtc[i] fi;
  if (msb>Mdtc[i])and(msb<(Mdtc[i]+Mdtc[i+1])/2)
  then m:=Mdtc[i] fi;
  if (msb>=(Mdtc[i]+Mdtc[i+1])/2)and(msb<Kcttc[i+1])
  then m:=Mdtc[i+1] fi od;m:=m;
```

$$m := 3$$

Xác định số răng của các bánh răng theo (6.31) [3]-TI :

```
> z1:=round(2*aw*cos(beta)/(m*(u+1)));
  z2:=u*z1;zt:=z1+z2;
```

Tính lại góc nghiêng beta (6.32) :

```
  TT:=m*zt/(2*aw):if TT>1 then TT:=1/TT
  fi:betatt:=evalf(arccos( TT));
```

$$z1 := \mathrm{round}\left(\frac{2}{33}\, aw\right)$$

$$z2 := 10\, \mathrm{round}\left(\frac{2}{33}\, aw\right)$$

$$zt := 11\, \mathrm{round}\left(\frac{2}{33}\, aw\right)$$

$$betatt := \arccos\left(16.50\,\frac{\mathrm{round}(.06061\,aw)}{aw}\right)$$

Kiểm tra góc beta: 8 độ <beta<20 độ thỏa mãn:

```
> beta1:=evalf(beta*180/Pi,4):
  if BR=nghieng then if (beta1>8)and (beta1<20)
  then True else False fi;
  beta1,"do";fi;
```

Xác định các hệ số dịch chỉnh nếu z1<30:

```
> if z1<30 then y:=aw/m-
  .5*zt;ky:=1000*y/zt;kx:=spline([1,2,3,4,5,6,7
  ,8,9,10,11,12,13,14,15,16,17,18,19,20,21,22,2
  3,24,25,26,27,28,29,30,31,32,33,34,35,36,37,3
  8,39,40,41,42,43,44,45,46,47,48,49,50],[0.008
  ,0.032,0.063,0.114,0.178,0.243,0.318,0.41,0.5
  1,0.622,0.74,0.87,1.0,1.145,1.295,1.45,1.622,
  1.792,1.985,2.160,2.340,2.530,2.742,2.940,3.1
  55,3.380,3.605,3.835,4.065,4.290,4.54,4.785,5
  .03,5.28,5.52,5.79,6.05,6.315,6.585,6.86,7.14
  0,7.42,7.7,8.0,8.29,8.59,8.885,9.175,9.460,9.
  765],ky,linear):deltay:=kx*zt/1000;
  xt:=y+deltay;x11:=.5*(xt-(z2-
  z1)*y/zt);x22:=xt-
  x11;alphatw:=evalf(arccos(zt*m*cos(alpha)/(2*
  aw)),3) elif z1>30 then x1:=0;x2:=x1;
  deltay:=0 elif z1>30 then print("Khong can
  dich chinh")fi;
```

Xác định lại các hệ số dịch chỉnh sao cho thoả mãn điều kiện (-0.5<= x <= 0.8) để tra bảng (6.18T[I]) xác định hệ số dạng răng:

```
> x:=[-.5,-.3,-.1,0,.1,.3,.5,.7,.8]:
  for i from 1 by 1 to 8 do
  if (x11=x[i]) then x1:=x[i] fi;
  if (x11>x[i])and(x11<(x[i]+x[i+1])/2) then
     x1:=x[i] fi;
  if (x11>=(x[i]+x[i+1])/2)and(x11<x[i+1]) then
     x1:=x[i+1] fi;
  if (x22=x[i]) then x2:=x[i] fi;
  if (x22>x[i])and(x22<(x[i]+x[i+1])/2) then
     x2:=x[i] fi;
  if (x22>=(x[i]+x[i+1])/2)and(x22<x[i+1]) then
     x2:=x[i+1] fi od;
  if x11<-.5 then x1:=-.5 fi;
```

```
if x22<-.5 then x2:=-.5 fi;
if x11>.8 then x1:=.8 fi;
if x22>.8 then x2:=.8 fi;
```

Xác định các thông số hình học của bộ truyền (Bảng 6.11 T[I]) :

```
> if BR=thang then print("CAC THONG SO HINH HOC
  CUA BO TRUYEN BANH RANG TRU RANG THANG
  :")elif BR=nghieng then print("CAC THONG SO
  HINH HOC CUA BO TRUYEN BANH RANG TRU RANG
  NGHIENG :") fi;"Khoang cach truc tieu chuan";
  atc:=aw;"Duong kinh vong chia
  BR1";d1:=evalf(m*z1/cos(beta));"Duong kinh
  vong chia
  BR2";d2:=evalf(m*z2/cos(beta));"Duong kinh
  vong lan BR1";dw1:=evalf(2*aw/(u+1));"Duong
  kinh vong lan BR2";dw2:=dw1*u;"Duong kinh
  vong dinh BR1";da1:=d1+2*(1+x1-
  deltay)*m;"Duong kinh vong dinh
  BR2";da2:=d2+2*(1+x2-deltay)*m;"Duong kinh
  vong day BR1";df1:=d1-(2.5-2*x1)*m;"Duong
  kinh vong day BR2";df2:=d2-(2.5-
  2*x2)*m;"Duong kinh vong co so
  BR1";db1:=evalf(d1*cos(alpha),3);"Duong kinh
  vong co so
  BR2";db2:=evalf(d2*cos(alpha),3);"Goc profin
  rang";alpha[t]:=evalf((arctan(tan(alpha)/cos(
  beta))*180)/Pi,4),"do";"Goc an
  khop";alpha[tw]:=evalf(alphatw*180/Pi),"do";"
  He so dich chinh BR1";x1:=x1;"He so dich
  chinh BR2";x2:=x2;
```

"CAC THONG SO HINH HOC CUA BO TRUYEN BANH RANG TRU RANG THANG :"

"Khoang cach truc tieu chuan"

$atc := aw$

"Duong kinh vong chia BR1"

$d1 := 3.\ \mathrm{round}(.06061\ aw)$

"Duong kinh vong chia BR2"

$d2 := 30.\ \mathrm{round}(.06061\ aw)$

"Duong kinh vong lan BR1"

$dw1 := .1818\, aw$

"Duong kinh vong lan BR2"

$dw2 := 1.818\, aw$

"Duong kinh vong dinh BR1"

$da1 := 3.\ \mathrm{round}(.06061\, aw) + 6 + 6\, x1 - 6\, deltay$

"Duong kinh vong dinh BR2"

$da2 := 30.\ \mathrm{round}(.06061\, aw) + 6 + 6\, x2 - 6\, deltay$

"Duong kinh vong day BR1"

$df1 := 3.\ \mathrm{round}(.06061\, aw) - 7.5 + 6\, x1$

"Duong kinh vong day BR2"

$df2 := 30.\ \mathrm{round}(.06061\, aw) - 7.5 + 6\, x2$

"Duong kinh vong co so BR1"

$db1 := 2.82\ \mathrm{round}(.0606\, aw)$

"Duong kinh vong co so BR2"

$db2 := 28.2\ \mathrm{round}(.0606\, aw)$

"Goc profin rang"

$\alpha_t := 20.$, "do"

"Goc an khop"

$\alpha_{tw} := 57.29\, alphatw$, "do"

"He so dich chinh BR1"

$x1 := x1$

"He so dich chinh BR2"

$x2 := x2$

Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:

Góc nghiêng của răng trên hình trụ cơ sở (6.35) [43], T1 :

```
> alpha:=evalf(20*Pi/180);
> alphat:=evalf(arctan((tan(alpha)/cos(beta))),4);
  alphatw:=evalf(alphatw);betab:=evalf(arctan(c
  os(alphat*tan(beta))));
```

$\alpha := .3491$

$alphat := .3491$

$alphatw := alphatw$

$betab := .7854$

Hệ số trùng khớp ngang, theo (6.38b)[3]- T1:

```
> epsilonalpha:=evalf((1.88-
  3.2*(1/z1+1/z2))*cos(beta));
```

$$epsilonalpha := 1.88 - \frac{3.520}{\mathrm{round}(.06061\, aw)}$$

Hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc (6.34)[3]- T1:

```
> ZH:=evalf((2*cos(betab)/sin(2*alphatw))^(1/2));
```

$$ZH := 1.189\sqrt{\frac{1}{\sin(2.\, alphatw)}}$$

b[w]- Chiều rộng vành răng:

```
> bw:=psiba*aw;
```

$$bw := .4\, aw$$

Hệ số trùng khớp dọc (6.37)[3]- T1:

```
> epsilonbeta:=evalf(bw*sin(beta)/(m*Pi));
```

$$epsilonbeta := 0.$$

Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng :

```
> Zepsilon:=piecewise(epsilonbeta=0,sqrt((4-
  epsilonalpha)/3),epsilonbeta<1,sqrt((4-
  epsilonalpha)*(1-
  epsilonbeta)/3+epsilonbeta/epsilonalpha),epsi
  lonbeta>=1,sqrt(1/epsilonalpha));
```

$$Zepsilon := \sqrt{.7063 + \frac{1.173}{\mathrm{round}(.06061\, aw)}}$$

Vận tốc vòng (m/s), theo(6.40)-[3]- T1 :

```
> v1:=evalf(dw1*nbr1*Pi/(60000));
  if BR=thang then
  if v1<=2 then ccx:=9 fi;
  if(v1<=6)and(v1>2)then ccx:=8 fi;
  if (v1<=10)and(v1>6)then ccx:=7 fi;
  if (v1<=15)and(v1>10)then ccx:=6 fi;fi;
  if BR=nghieng then
  if v1<=4 then ccx:=9 fi;
  if(v1<=10)and(v1>4)then ccx:=8 fi;
  if (v1<=15)and(v1>10)then ccx:=7 fi;
  if (v1<=30)and(v1>15)then ccx:=6 fi;fi;
```

$$v1 := .01428\, aw$$

Hệ số phân bố tải trọng không đều :

```
> KHalpha[6]:=spline([2.5,5,10,15,20,25],[1.01,
  1.02,1.03,1.04,1.05,1.06],v1,linear):
  KFalpha[6]:=spline([2.5,5,10,15,20,25],[1.05,
  1.07,1.1,1.13,1.17,1.2],v1,linear):
  KHalpha[7]:=spline([2.5,5,10,15,20],[1.03,1.0
  5,1.07,1.09,1.12],v1,linear):
  KFalpha[7]:=spline([2.5,5,10,15,20],[1.12,1.1
  6,1.22,1.25,1.35],v1,linear):
  KHalpha[8]:=spline([2.5,5,10,15],[1.05,1.09,1
  .13,1.17],v1,linear):
  KFalpha[8]:=spline([2.5,5,10,15],[1.22,1.27,1
  .37,1.45],v1,linear):
  KHalpha[9]:=spline([2.5,5],[1.13,1.16],v1,lin
  ear):
  KFalpha[9]:=spline([2.5,5],[1.37,1.40],v1,lin
  ear):

> KHalpha:=KHalpha[ccx];KFalpha:=KFalpha[ccx];
```

K[Hv]- Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp, tra bảng P2.3 Phụ lục [3]- T1

```
> if BR=thang then deltaH:=0.006;deltaF:=0.016 fi;
  if BR=nghieng then
  deltaH:=0.002;deltaF:=0.006 fi;
  if m<=3.55 then
  g0[6]:=38;g0[7]:=47;g0[8]:=56;g0[9]:=73 fi:
  if (m>3.55)and(m<=10) then
  g0[6]:=42;g0[7]:=53;g0[8]:=61;g0[9]:=82 fi:
  if (m>10) then
  g0[6]:=48;g0[7]:=64;g0[8]:=73;g0[9]:=100 fi:
  go:=g0[ccx];vH:=evalf(deltaH*go*v1*sqrt(aw/u));
  KHv:=1+vH*bw*dw1/(2*Tbr1*KHbeta*KHalpha);
```

$$deltaH := .006$$

$$deltaF := .016$$

$$go := g0_{ccx}$$

$$vH := .00002709\, g0_{ccx}\, aw^{(3/2)}$$

$$KHv := 1 + \frac{.1232\ 10^{-10}\, g0_{ccx}\, aw^{(7/2)}}{KHbeta\ KHalpha}$$

Theo (6.33) [3]- T1 ứng suất tiếp xúc xuất hiện trên mặt răng:

```
> KH:=KHbeta*KHalpha*KHv;sigmaH:=evalf
  ZM*ZH*Zepsilon*(2*Tbr1*KH*(u+1)/(bw*u*(dw1)^2
  ))^(1/2));
```

$$KH := KHbeta\ KHalpha \left(1 + \frac{.1232\ 10^{-10}\ g0_{ccx}\ aw^{(7/2)}}{KHbeta\ KHalpha}\right)$$

$$sigmaH := .1189\ 10^{7} \sqrt{\frac{1}{\sin(2.\ alphatw)}} \sqrt{.7063 + \frac{1.173}{\mathrm{round}(.06061\ aw)}} \sqrt{\frac{KHbeta\ KHalpha \left(1. + \frac{.1232\ 10^{-10}\ g0_{ccx}\ aw^{(7/2)}}{KHbeta\ KHalpha}\right)}{aw^{3}}}$$

Kiểm tra độ bền tiếp xúc:

```
if sigmaH<sigmaHcp then True else False fi;
```

Kiểm tra độ bền uốn để đảm bảo độ bền uốn cho răng, ứng suất uốn sinh ra tại chân răng không được vượt quá một giá trị cho phép, theo (6.43) và (6.44) [3]-TI:

Y[epsilon]-Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng:

Y[beta]-Hệ số kể đến độ nghiêng của răng:

```
> Yepsilon:=1/epsilonalpha;Ybeta:=evalf(1-
  beta/140);
```

$$Yepsilon := \frac{1}{1.88 - \frac{3.520}{\mathrm{round}(.06061\ aw)}}$$

$$Ybeta := 1.$$

Y[F1] và Y[F2]- Hệ số dạng răng, tra bảng 6.18 [3]- T1.

Các số răng tương đương là:

```
> zv1:=evalf(z1/(cos(beta))^3);zv2:=evalf
  (z2/(cos(beta))^3);
```

$$zv1 := \mathrm{round}(.06061\ aw)$$

$$zv2 := 10.\ \mathrm{round}(.06061\ aw)$$

Thủ tục lựa chọn hệ số dạng răng Y[F]:

```
> YF[0.8]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,50,
  60,80,100],[2.97,3.02,3.05,3.07,3.11,3.13,3.1
  7,3.22,3.29,3.33,3.37,3.43,3.47],zv1,linear):
```

```
YF[0.7]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,50,60,8
0,100],[3.12,3.13,3.15,3.16,3.19,3.21,3.24,3.28,3.3
3,3.38,3.41,3.45,3.49],zv1,linear):
YF[0.5]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,50,60,8
0,100],[3.46,3.42,3.4,3.4,3.39,3.39,3.39,3.4,3.42,3
.44,3.47,3.5,3.52],zv1,linear):
YF[0.3]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,50,60,8
0,100],[3.89,3.78,3.72,3.67,3.61,3.59,3.57,3.54,3.5
3,3.52,3.53,3.54,3.55],zv1,linear):
YF[0.1]:=spline([17,20,22,25,30,40,50,60,80,100],[4
.03,3.89,3.82,3.77,3.7,3.63,3.6,3.59,3.58,3.58],zv1
,linear):
YF[0]:=spline([17,20,22,25,30,40,50,60,80,100,150],
[4.26,4.08,4,3.9,3.8,3.7,3.65,3.62,3.61,3.6,3.6],zv
1,linear):
YF[-0.1]:=
spline([20,22,25,30,40,50,60,80,100,150],[4.28,4.2,
4.05,3.9,3.77,3.7,3.67,3.62,3.61,3.63],zv1,linear):
YF[-0.3]:=
spline([25,30,40,50,60,80,100,150],[4.28,4.14,3.92,
3.81,3.74,3.68,3.65,3.63],zv1,linear):
YF[-0.5]:=
spline([40,50,60,80,100,150],[4.13,3.96,3.84,3.73,3
.68,3.63],zv1,linear):
YF[0.8]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,50,60,8
0,100],[2.97,3.02,3.05,3.07,3.11,3.13,3.17,3.22,3.2
9,3.33,3.37,3.43,3.47],zv2,linear):
YF[0.7]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,50,60,8
0,100],[3.12,3.13,3.15,3.16,3.19,3.21,3.24,3.28,3.3
3,3.38,3.41,3.45,3.49],zv2,linear):
YF[0.5]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,50,60,8
0,100],[3.46,3.42,3.4,3.4,3.39,3.39,3.39,3.4,3.42,3
.44,3.47,3.5,3.52],zv2,linear):
YF[0.3]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,50,60,8
0,100],[3.89,3.78,3.72,3.67,3.61,3.59,3.57,3.54,3.5
3,3.52,3.53,3.54,3.55],zv2,linear):
YF[0.1]:=spline([17,20,22,25,30,40,50,60,80,100],[4
.03,3.89,3.82,3.77,3.7,3.63,3.6,3.59,3.58,3.58],zv2
,linear):
YF[0]:=spline([17,20,22,25,30,40,50,60,80,100,150],
[4.26,4.08,4,3.9,3.8,3.7,3.65,3.62,3.61,3.6,3.6],zv
2,linear):
```

```
YF[-0.1]:=
spline([20,22,25,30,40,50,60,80,100,150],[4.28,4.2,
4.05,3.9,3.77,3.7,3.67,3.62,3.61,3.63],zv2,linear):
YF[-0.3]:=
spline([25,30,40,50,60,80,100,150],[4.28,4.14,3.92,
3.81,3.74,3.68,3.65,3.63],zv2,linear):
YF[-0.5]:=
spline([40,50,60,80,100,150],[4.13,3.96,3.84,3.73,3.6
8,3.63],zv2,linear):
> YF1:=YF[x1];YF2:=YF[x2];
```

$$YF1 := YF_{x1}$$

$$YF2 := YF_{x2}$$

K[Fv]- Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp khi tính về uốn, theo (6.46) [3]- T1

```
> vF:=evalf(deltaF*go*v1*sqrt(aw/u));
> KFv:=evalf(1+vF*bw*dw1/(2*Tbr1*KFbeta*
  KFalpha));
```

$$vF := .00007225\, g0_{ccx}\, aw^{(3/2)}$$

$$KFv := 1. + \frac{.3284\ 10^{-10}\, g0_{ccx}\, aw^{(7/2)}}{KFbeta\ KFalpha}$$

K[F]- Hệ số tải trọng khi tính về uốn :

```
> KF:=KFbeta*KFalpha*KFv;
```

$$KF := KFbeta\ KFalpha \left(1. + \frac{.3284\ 10^{-10}\, g0_{ccx}\, aw^{(7/2)}}{KFbeta\ KFalpha}\right)$$

```
> sigmaF1:=2*Tbr1*KF*Yepsilon*Ybeta*YF1/
  (bw*dw1*m); sigmaF2:=sigmaF1*YF2/YF1;
```

$$sigmaF1 := 733400.\ \frac{KFbeta\ KFalpha \left(1. + \frac{.3284\ 10^{-10}\, g0_{ccx}\, aw^{(7/2)}}{KFbeta\ KFalpha}\right) YF_{x1}}{\left(1.88 - \frac{3.520}{\mathrm{round}(.06061\ aw)}\right) aw^2}$$

$$sigmaF2 := 733400.\ \frac{KFbeta\ KFalpha \left(1. + \frac{.3284\ 10^{-10}\, g0_{ccx}\, aw^{(7/2)}}{KFbeta\ KFalpha}\right) YF_{x2}}{\left(1.88 - \frac{3.520}{\mathrm{round}(.06061\ aw)}\right) aw^2}$$

Kiểm tra các ứng suất uốn ở cả hai bánh răng đều nhỏ hơn ứng suất uốn cho phép :

```
if (sigmaF1-sigmaFcp1<0)and (sigmaF2-
sigmaFcp2<0) then True else False fi;
```

Kiểm nghiệm quá tải :

Theo (6.48)-[3]: ứng suất tiếp xúc cực đại:

```
> Kqt:=1.4;sigmaHmax:=sigmaH*(Kqt)^(1/2);
```

Theo (6.49)-[3]: ứng suất uấn cực đại:

```
> sigmaFmax1:=evalf(sigmaF1*Kqt);sigmaFmax2:=
  evalf(sigmaF2*Kqt);
```

$$Kqt := 1.4$$

$$sigmaHmax := .1407\,10^{7}\sqrt{\frac{1}{\sin(2.\ alphatw)}}\sqrt{.7063+\frac{1.173}{\mathrm{round}(.06061\ aw)}}\sqrt{\frac{KHbeta\ KHalpha\left(1.+\frac{.1232\,10^{-10}\,g0_{ccx}\,aw^{(7/2)}}{KHbeta\ KHalpha}\right)}{aw^{3}}}$$

$$sigmaFmax1 := .1027\,10^{7}\,\frac{KFbeta\ KFalpha\left(1.+\frac{.3284\,10^{-10}\,g0_{ccx}\,aw^{(7/2)}}{KFbeta\ KFalpha}\right)YF_{x1}}{\left(1.88-\frac{3.520}{\mathrm{round}(.06061\ aw)}\right)aw^{2}}$$

$$sigmaFmax2 := .1027\,10^{7}\,\frac{KFbeta\ KFalpha\left(1.+\frac{.3284\,10^{-10}\,g0_{ccx}\,aw^{(7/2)}}{KFbeta\ KFalpha}\right)YF_{x2}}{\left(1.88-\frac{3.520}{\mathrm{round}(.06061\ aw)}\right)aw^{2}}$$

Kiểm tra các ứng suất tiếp xúc và uốn quá tải nhỏ hơn các ứng suất cho phép.

```
> if (sigmaHmax< min(sigmaH1max,sigmaH2max))and
  (sigmaFmax1<sigmaF1max)and
  (sigmaFmax2<sigmaF2max)then True else False fi;
```

$$Ft1 := 3520.$$

$$Fr1 := 1281.$$

$$Fa1 := 1281.$$

$$Ft2 := 3520.$$

$$Fr2 := 1281.$$

$$Fa2 := 1281.$$

Xác định các lực tác dụng lên các bánh răng khi làm việc:

```
> if (BR=nghieng) then
```

Lực tiếp tuyến BR1:

```
> Ft1:=2*Tbr1/dw1;
```

Lực hướng kính BR1:

```
> Fr1:=evalf(Ft1*tan(alpha)/cos(beta*Pi/180),4);
```

Lực chiều trục BR1:

```
> Fa1:=evalf((Ft1*tan(alpha)),4);
```

Lực tiếp tuyến BR2:

```
> Ft2:=Ft1;
```

Lực hướng kính BR2:

```
> Fr2:=Fr1;
```

Lực chiều trục BR2 :

```
> Fa2:=Fa1 fi;
```

```
  if BR=thang then
```

Lực tiếp tuyến BR1:

```
> Ft1:=2*Tbr1/dw1;
```

Lực hướng kính BR1:

```
> Fr1:=evalf(Ft1*tan(alpha)/cos(beta*Pi/180),4);
```

Lực chiều trục BR1:

```
> Fa1:=0;
```

Lực tiếp tuyến BR2:

```
> Ft2:=Ft1;
```

Lực hướng kính BR2:

```
> Fr2:=Fr1;
```

Lực chiều trục BR2 :

```
> Fa2:=Fa1 fi;
```

$$Ft1 := 880000.\frac{1}{aw}$$

$$Fr1 := 320300.\frac{1}{aw}$$

$$Fa1 := 0$$

$$Ft2 := 880000.\frac{1}{aw}$$

$$Fr2 := 320300.\frac{1}{aw}$$

$$Fa2 := 0$$

> lực này dùng để tính toán trục sau này.

4. CHƯƠNG TRÌNH TỰ ĐỘNG HOÁ TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG CÔN

```
> restart; Digits:=3:
```

Số ngày trong tháng:

```
> ngay:=30:
```

Vận tốc băng tải (m/s):

```
> V:=1.05:
```

Số ca trong ngày:

```
> ca:=2:
```

Đường kính tay quay (mm):

```
> d:=300:
```

Số giờ 1 ca:

```
> g:=8:
```

Số năm sử dụng:

```
> Nam:=12:
```

Tỷ số truyền và mômen xoắn trục chủ động:

```
> u:=5;Tbr1:=6000;
```

$$u := 5$$

$$Tbr1 := 6000$$

Sơ đồ phân bố tải trọng :

```
> sodo:=1:loai0:=bi:
```

Số vòng quay BR1, BR2 :

```
> n2:=1500;n3:=n2/u;
```

Loại bánh răng: BR côn răng thẳng, BR côn răng nghiêng hoặc BR côn răng cung tròn:

```
> BR:=nghieng;
```

Chọn trước góc nghiêng $\beta := 15$ **độ góc ăn khớp** $\alpha := 20$:

```
> if BR=nghieng then beta:=30 elif BR=thang
  then beta:=0 elif BR=cungtron then beta:=35
  fi;alpha:=20;
```

$$n2 := 1500$$

$$n3 := 300$$

$$BR := nghieng$$

$$\beta := 30$$

$$\alpha := 20$$

Các chỉ tiêu Cơ tính của vật liệu chế tạo bánh răng :

```
> Tenvlieu:=["Thep 40-toi cai thien","Thep 45-
  thuong hoa","Thep 45-toi cai
  thien(S<=100)","Thep 45-toi cai
  thien(S<=60)","Thep 50-thuong hoa","Thep 50-
  toi cai thien","Thep 40X-toi cai
  thien(S<=100)","Thep 40X-toi cai
  thien(S<=60)","Thep 45X-toi cai
  thien(S<=100)","Thep 45X-toi cai
  thien(100<S<=300)"]:
  Dran:=[200,190,220,250,210,240,245,270
  ,260,235]:
  ghbkeo:=[40,45,40,45,40,55,28,35,38,40]:
  klrieng:=[8.5,8.2,8.65,8.5,8.4,8.4,8.8,8.54,8
  .4,8.5]:
  ghtle:=[20,20,17,17,20,20,8.5,10,30,15]:
  ghbxoan:=[20,18,16,12,12,13.5,7.5,12,4.1,8]:
  ghbuon:=[58,30,35,55,50,52,55,70,60,46]:
  ddphuy:=[10,11,12,10,8,7,9,6,4,4.5]:
  ghmoi:=0.5*ghbkeo+.4*ghbuon:
  dgia:=[6.75,7,9,10,7.5,10,7.5,10,9,27.5]:
  ghchay:=[400,340,450,580,350,530,550,700,650,
  500]:
  ghben:=[700,600,750,850,640,850,950,850,7500,
  700]:
  modullE:=2.1e7:
```

Xây dựng các hàm mục tiêu :

```
> for i from 1 by 1 to 10 do
  Renhat[i]:=evalf(ghtle[i]/(klrieng[i]*dgia[i])):
  Nnhat[i]:=evalf(ghtle[i]/klrieng[i]):
```

```
Dbmtnhat[i]:=evalf(ghmoi[i]/klrieng[i]):
Dbtutnhat[i]:=evalf(ghbuon[i]^(2/3)/klrieng[i]):
Dbtxtnhat[i]:=evalf(ghbxoan[i]^(2/3)/klrieng[
i]):
Dcrtnhat[i]:=evalf(modullE/klrieng[i]):
Dvdrtnhat[i]:=evalf(ghtle[i]^2/(modullE*klrie
ng[i])):
Knltvntnhat[i]:=evalf(ddphuy[i]/dgia[i]):od:
```

Thủ tục chọn vật liệu tối ưu :

```
> for i from 1 by 1 to 10 do
M[1,i]:=Renhat[i]:M[2,i]:=Nnhat[i]:M[3,i]:=Db
mtnhat[i]:M[4,i]:=Dbtutnhat[i]:M[5,i]:=Dbtxtn
hat[i]:M[6,i]:=Dcrtnhat[i]:M[7,i]:=Dvdrtnhat[
i]:M[8,i]:=Knltvntnhat[i]:od:
M:=evalf(matrix(8,10,[seq(M[1,i],i=1..10),seq
(M[2,i],i=1..10),seq(M[3,i],i=1..10),seq(M[4,
i],i=1..10),seq(M[5,i],i=1..10),seq(M[6,i],i=
1..10),seq(M[7,i],i=1..10),seq(M[8,i],i=1..10
)]),2);
for i from 1 by 1 to 8 do
Jmax[i]:=1:
for j from 2 by 1 to 10 do
if M[i,Jmax[i]]<=M[i,j] then Jmax[i]:=j fi:
od:od:
K:=[1,2,3,4,5,6,7,8,9,10]:dem:=[0,0,0,0,0,0,0
,0,0,0]:
for i from 1 by 1 to 10 do
for j from 1 by 1 to 10 do
if Jmax[i]=K[j] then dem[j]:=dem[j]+1 fi od od:
nho := 1:m:=dem[1]:
for i from 1 by 1 to 10 do if(m<=dem[i]) then
m:=dem[i]:nho:=i fi od;
sigmab1:=ghben[nho]:sigmach1:=ghchay[nho]:sig
mab2:=ghben[nho-1]:sigmach2:=ghchay[nho-
1]:HBbr1:=Dran[nho]:HBbr2:=Dran[nho-1]:
TenvatlieuBR1dachon:=Tenvlieu[nho];
TenvatlieuBR2dachon:=Tenvlieu[nho-1];
```

$$M := \begin{bmatrix} .35, .35, .22, .20, .32, .24, .13, .12, .40, .064 \\ 2.4, 2.4, 2.0, 2.0, 2.4, 2.4, .97, 1.2, 3.6, 1.8 \\ 5.1, 4.2, 3.9, 5.2, 4.8, 5.8, 4.1, 5.3, 5.1, 4.5 \end{bmatrix}$$

[1.8 , 1.2 , 1.2 , 1.7 , 1.6 , 1.6 , 1.6 , 2.0 , 1.8 , 1.5]

[.87 , .84 , .74 , .62 , .62 , .68 , .44 , .61 , .30 , .47]

[.25 10^7 , .26 10^7 , .24 10^7 , .25 10^7 , .25 10^7 , .25 10^7 , .24 10^7 , .25 10^7 , .25 10^7 , .25 10^7]

[.22 10^{-5} , .23 10^{-5} , .16 10^{-5} , .16 10^{-5} , .23 10^{-5} , .23 10^{-5} , .39 10^{-6} , .56 10^{-6} , .51 10^{-5} , .13 10^{-5}]

[1.5 , 1.6 , 1.3 , 1. , 1.1 , .70 , 1.2 , .60 , .44 , .16]

TenvatlieuBR1dachon := "Thep 45X-toi cai thien(S<=100)"

TenvatlieuBR2dachon := "Thep 40X-toi cai thien(S<=60)"

Sigma[Hlim] và sigma[Flim] là các ứng suất tiếp xúc và uốn cho phép ứng với số chu kỳ cơ sở. Theo bảng 6.2 [43], Tập1:

```
> sigmaHlim1:=2*HBbr1+70;sigmaFlim1:=1.8*HBbr1;
  sigmaHlim2:=2*HBbr2+70;sigmaFlim2:=1.8*HBbr2;
```

sigmaHlim1 := 590

sigmaFlim1 := 468.

sigmaHlim2 := 610

sigmaFlim2 := 486.

m[H1] và m[F1] -Bậc của đường cong mỏi khi thử về tiếp xúc và uốn, do HB[br]>350 , [43], Tập1 trang91, nên :

```
mH:=6;mF:=6;
```

Các hệ số an toàn, theo bảng 6.2[43], Tập1;

```
> sH:=1.1;sF:=1.75;
```

K[FC]: Hệ số xét đến ảnh hưởng đặt tải, do tải trọng hai phía và do HB[]<350, tr91[3] nên :

```
> KFC:=.7;
```

N[FO]- số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về uốn (với tất cả các loại thép):

```
NFO1:=4*10^6;NFO2:=NFO1;
```

c- Số lần ăn khớp trong một vòng quay:

```
cbr1:=2;cbr2:=cbr1;
```

nbr1 số vòng quay BR1, nbr2 số vòng quay BR2

t[i] tổng số giờ làm việc ở chế độ i.

```
nbr1:=n2;nbr2:=n3;t1:=12*Nam*ngay*ca*g/2;t2:=t1;
```

mH := 6

mF := 6

$sH := 1.1$

$sF := 1.75$

$KFC := .7$

$NFO1 := 4000000$

$NFO2 := 4000000$

$cbr1 := 2$

$cbr2 := 2$

$nbr1 := 1500$

$nbr2 := 300$

$t1 := 34560$

$t2 := 34560$

Thông thường chọn Z[R].Z[V].K[XH]=1; Y[R].Y[S].K[XF]=1 :

```
> ZR:=1;Zv:=1;KxH:=1;YR:=1;YS:=1;KxF:=1;
```

$ZR := 1$

$Zv := 1$

$KxH := 1$

$YR := 1$

$YS := 1$

$KxF := 1$

N[HO]: số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc (6.5),[43], Tập1:

```
> NHO1:=30*(HBbr1)^2.4;NHO2:=30*(HBbr2)^2.4;
```

$NHO1 := .188\ 10^8$

$NHO2 := .205\ 10^8$

N[HE] và N[FE]- số chu kỳ thay đổi ứng suất tương đương:(6.8)- [43], Tập1:

```
> NHE1:=60*cbr1*nbr1*(1*t1+.8^3*t2);NFE1:
  =60*cbr1*nbr1*(1*t1+.8^mF*t2);
  NHE2:=60*cbr2*nbr2*(1*t1+.8^3*t2);NFE2:=60*cb
  r2*nbr2*(1*t1+.8^mF*t2);
```

$NHE1 := .942\ 10^{10}$

$NFE1 := .786\ 10^{10}$

$NHE2 := .188\ 10^{10}$

$NFE2 := .157\ 10^{10}$

Kiểm tra điều kiện và thay gia trị (nếu cần):

```
> if NHE1>NHO1 then print("Do NHE1>NHO1 nen
  thay NHE1=NHO1");NHE1:=NHO1; KKL1:=1 else
  print("Khong can") fi;
  if NFE1>NFO1 then print("Do NFE1>NFO1 nen
  thay NFE1=NFO1");NFE1:=NFO1; KFL1:=1 else
  print("Khong can") fi;
  if NHE2>NHO2 then print("Do NHE2>NHO2 nen
  thay NHE2=NHO2");NHE2:=NHO2; KKL2:=1 else
  print("Khong can") fi;
  if NFE2>NFO2 then print("Do NFE2>NFO2 nen
  thay NEE2=NFO2");NFE2:=NFO2; KFL2:=1 else
  print("Khong can") fi;
```

"Do NHE1>NHO1 nen thay NHE1=NHO1"

$NHE1 := .188\ 10^{8}$

$KKL1 := 1$

"Do NFE1>NFO1 nen thay NFE1=NFO1"

$NFE1 := 4000000$

$KFL1 := 1$

"Do NHE2>NHO2 nen thay NHE2=NHO2"

$NHE2 := .205\ 10^{8}$

$KKL2 := 1$

"Do NFE2>NFO2 nen thay NEE2=NFO2"

$NFE2 := 4000000$

$KFL2 := 1$

Tính lại K[HL] và K[FL]: Hệ số tuổi thọ: (6.3),(6.4) [43], Tập1:

```
> KHL1:=(NHO1/NHE1)^(1/mH);KFL1:=(NFO1/NFE1)
  ^(1/mF);KHL2:=(NHO2/NHE2)^(1/mH);KFL2:=(NFO2/
  NFE2)^(1/mF);
```

$KHL1 := 1.$

$KFL1 := 1$

$KHL2 := 1.$

$KFL2 := 1$

Vậy theo (6.1a) và (6.1b) các ứng suất cho phép tính như sau:

```
> sigmaHcp1:=sigmaHlim1*KHL1/sH;sigmaFcp1:
  =sigmaFlim1*KFC*KFL1/sF;
  sigmaHcp2:=sigmaHlim2*KHL2/sH;sigmaFcp2:=sigm
  aFlim2*KFC*KFL2/sF;
```

$sigmaHcp1 := 536.$

$sigmaFcp1 := 187.$

$sigmaHcp2 := 555.$

$sigmaFcp2 := 194.$

Vậy ứng suất tiếp xúc cho phép là:

```
> sigmaHcp:=(sigmaHcp1+sigmaHcp2)/2;
```

$sigmaHcp := 546.$

Theo (6.13)[43], Tập1 ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải:

```
  sigmaH1max:=2.8*sigmach1;sigmaH2max:=2.8*sigm
  ach2;
```

$sigmaH1max := 1820.$

$sigmaH2max := 1960.$

Theo (6.14)[43], Tập 1, ứng suất uốn cho phép khi quá tải :

```
  sigmaF1max:=.8*sigmach1;sigmaF2max:=.8*sigmach2;
```

$sigmaF1max := 520.$

$sigmaF2max := 560.$

Tiêu chuẩn hoá tỷ số truyền để tra số răng tiêu chuẩn :

```
> if (u>=1)and(u<1.5)then ut:=1 fi;
  if (u>=1.5)and(u<2.75)then ut:=2 fi;
  if (u>=2.75)and(u<3.5)then ut:=3.15 fi;
  if (u>=3.5)and(u<4.5)then ut:=4 fi;
  if (u>=4.5)and(u<=6)then ut:=6 fi;
  if (u>6)then ut:=6 fi;
```

$ut := 6$

K[R]: Hệ số ảnh hưởng của vật liệu

```
> KR:=.5*Kd:
```

Thủ tục tra hệ số K[d] :

```
> if BR=thang then Kd:=100
  elif BR=nghieng then Kd:=87
  elif BR=cungtron then Kd:=83.5 fi;
  ZM:=274;
```

K[be]: Hệ số chiều rộng vành răng :

```
> Kbe:=.25;Tyso:=Kbe*u/(2-Kbe);
```

$$Kd := 87$$

$$ZM := 274$$

$$Kbe := .25$$

$$Tyso := .714$$

Thủ tục tra hệ số phân bố tải trọng không đều K[Hbeta] bảng (6.21), [43], Tập 1:

```
> if sodo=1 then
  if loaiO=bi then
  if (BR=thang)or(BR=nghieng) then
  KHbeta:=spline([.2,.4,.6,.8],[1.16,1.37,1.58,
  1.8],Tyso,linear);
  KFbeta:=spline([.2,.4,.6],[1.25,1.55,1.92],Ty
  so,linear)
  fi;
  if BR=cungtron then
  KHbeta:=spline([.2,.4,.6,.8],[1.08,1.18,1.29,
  1.4],Tyso,linear);
  KFbeta:=spline([.2,.4,.6],[1.13,1.27,1.45],Ty
  so,linear)
  fi ;
  fi;
  if loaiO=dua then
  if (BR=thang)or(BR=nghieng) then
  KHbeta:=spline([.2,.4,.6,.8],[1.08,1.2,1.32,1
  .44],Tyso,linear);
  KFbeta:=spline([.2,.4,.6,.8,1],[1.15,1.3,1.48
  ,1.67,1.9],Tyso,linear)
  fi;
  if BR=cungtron then
  KHbeta:=spline([.2,.4,.6,.8,1],[1.04,1.1,1.15
```

```
,1.22,1.28],Tyso,linear);
KFbeta:=spline([.2,.4,.6,.8,1],[1.07,1.15,1.2
4,1.34,1.43],Tyso,linear)
fi;
fi
fi;
if sodo=2 then
if (BR=thang)or(BR=nghieng) then
KHbeta:=spline([.2,.4,.6,.8,1],[1.03,1.07,1.1
2,1.18,1.24],Tyso,linear);
KFbeta:=spline([.2,.4,.6,.8,1],[1.04,1.1,1.18
,1.26,1.35],Tyso,linear)
fi;
if BR=cungtron then
KHbeta:=spline([.2,.4,.6,.8,1],[1.02,1.03,1.0
5,1.08,1.12],Tyso,linear);
KFbeta:=spline([.2,.4,.6,.8,1],[1.02,1.05,1.0
8,1.12,1.17],Tyso,linear)
fi;
fi;
```

Xác định chiều dài côn ngoài sơ bộ - R[esb] và đường kính chia ngoài - d[e1] công thức (6.52):

```
> REsb:=evalf(KR*sqrt(u^2+1)*(Tbr1*KHbeta/((1-
  Kbe)*Kbe*u*sigmaHcp^2))^(1/3));
  de1:=evalf(2*REsb/sqrt(u^2+1));
```

$$REsb := 73.4$$

$$de1 := 28.8$$

Thủ tục tra số răng tiêu chuẩn bảng (6.22), [43], Tập 1 :

```
> if BR=thang then
  z1[1]:=spline([40,60,80,100,125,160,200],[24,
  24,25,25,26,27,30],de1,linear):
  z1[2]:=spline([40,60,80,100,125,160,200],[20,
  20,21,21,22,24,28],de1,linear):
  z1[3.15]:=spline([40,60,80,100,125,160,200],[
  18,18,19,19,20,22,27],de1,linear):
  z1[4]:=spline([40,60,80,100,125,160,200],[16,
  16,17,17,18,21,24],de1,linear):
  z1[6]:=spline([40,60,80,100,125,160,200],[15,
  15,16,16,17,18,22],de1,linear) fi:
  if (BR=nghieng)or(BR=cungtron) then
  z1[1]:=spline([40,60,80,100,125,160,200],[21,
```

```
21,22,23,24,26,29],del,linear):
z1[2]:=spline([40,60,80,100,125,160,200],[16,
16,17,17,18,20,24],del,linear):
z1[3.15]:=spline([40,60,80,100,125,160,200],[
12,13,14,15,16,18,22],del,linear);
z1[4]:=spline([40,60,80,100,125,160,200],[11,
12,13,13,14,17,20],del,linear):
z1[6]:=spline([40,60,80,100,125,160,200],[9,1
0,10,11,12,14,18],del,linear) fi:
Z1:=z1[ut];
```

$$Z1 := 8.44$$

Tính sơ bộ đường kính trung bình và môdul trung bình công thức (6.54-6.55-6.56), [43], Tập 1:

```
> dm1sb:=(1-
.5*Kbe)*del;mtmsb:=dm1sb/Z1;mtesb:=mtmsb/(1-
.5*Kbe);
```

$$dm1sb := 25.2$$

$$mtmsb := 2.99$$

$$mtesb := 3.42$$

Thủ tục xác định môdul tiêu chuẩn :

```
> Mdtc:=[1.25,1.5,2,2.5,3,4,5,6,8,10,12];
for i from 1 by 1 to 10 do
if (mtesb=Mdtc[i]) then mte:=Mdtc[i] fi;
if
(mtesb>Mdtc[i])and(mtesb<(Mdtc[i]+Mdtc[i+1])/
2) then mte:=Mdtc[i] fi;
if
(mtesb>=(Mdtc[i]+Mdtc[i+1])/2)and(mtesb<Mdtc[
i+1]) then mte:=Mdtc[i+1] fi
od;mte:=mte;mtm:=mte*(1-
.5*Kbe):mnm:=evalf(mtm*cos(beta*Pi/180)):
for i from 1 by 1 to 10 do
if (mtm=Mdtc[i]) then mtm:=Mdtc[i] fi;
if
(mtm>Mdtc[i])and(mtm<(Mdtc[i]+Mdtc[i+1])/2)
then mtm:=Mdtc[i] fi;
if
(mtm>=(Mdtc[i]+Mdtc[i+1])/2)and(mtm<Mdtc[i+1])
then mtm:=Mdtc[i+1] fi od;
```

```
for i from 1 by 1 to 10 do
if (mnm=Mdtc[i]) then mnm:=Mdtc[i] fi;
if
(mnm>Mdtc[i])and(mnm<(Mdtc[i]+Mdtc[i+1])/2)
then mnm:=Mdtc[i] fi;
if
(mnm>=(Mdtc[i]+Mdtc[i+1])/2)and(mnm<Mdtc[i+1])
then mnm:=Mdtc[i+1] fi od;mtm:=mtm;mnm:=mnm;
z1:=round(dm1sb/mtm);z2:=u*z1;
```

$$Mdtc := [1.25, 1.5, 2, 2.5, 3, 4, 5, 6, 8, 10, 12]$$

$$mte := 3$$

$$mtm := 2.5$$

$$mnm := 2.5$$

$$z1 := 10$$

$$z2 := 50$$

Tính góc côn chia :

```
> delta1:=evalf(arctan(z2/z1));delta2:
  =evalf(Pi/2-delta1);
```

$$\delta 1 := 1.37$$

$$\delta 2 := .20$$

Thủ tục tra hệ số dịch chỉ nh bảng (6.20), [43], Tập 1:

```
> X1[1]:=spline([16,18,20,25,30,40],
  [.1,.09,.08,.07,.06,.05],z1,linear):
  X1[2]:=spline([13,14,15,16,18,20,25,30,40],[.
  44,.42,.4,.38,.36,.34,.29,.25,.2],z1,linear):
  X1[3.15]:=spline([12,13,14,15,16,18,20,25,30,
  40],[.53,.52,.5,.48,.46,.43,.4,.36,.31,.24],z
  1,linear):
  X1[4]:=spline([12,13,14,15,16,18,20,25,30,40]
  ,[.56,.54,.52,.5,.48,.45,.42,.38,.33,.26],z1,
  linear):
  X1[6]:=spline([12,13,14,15,16,18,20,25,30,40]
  ,[.58,.56,.54,.52,.5,.47,.44,.4,.35,.28],z1,l
  inear):
  x11:=X1[ut];
```

$$x11 := .620$$

Xác định lại các hệ số dịch chỉnh sao cho thoả mãn điều kiện (-0.5<= x <= 0.5) để tra bảng 6.18, [43], Tập 1, xác định hệ số dạng răng:

```
> x:=[-.5,-.3,-.1,0,.1,.3,.5]:
  if x11>=x[7]then x1:=x[7] elif x11<=x[1] then
  x1:=x[1]fi;
  for i from 1 by 1 to 6 do
  if (x11=x[i]) then x1:=x[i] fi;
  if (x11>x[i])and(x11<(x[i]+x[i+1])/2) then
  x1:=x[i] fi;
  if (x11>=(x[i]+x[i+1])/2)and(x11<x[i+1]) then
  x1:=x[i+1] fi od;x2:=-x1;
```

$$x1 := .5$$

$$x2 := -.5$$

Tính lại đường kính chia ngoài và chiều dài côn ngoài

```
> dm1:=z1*mtm;RE:=evalf(.5*mte*sqrt(z1^2+z2^2));
```

$$dm1 := 25.0$$

$$RE := 76.5$$

Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc:

Hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc bảng 6.12- [43], Tập1:

```
> hs:=(x1+x2)/(z1+z2):
  ZH[0]:=spline([-.015,-.01,-
  .005,0,.005,.01,.02,.03,.05,.08],[2.14,1.93,1
  .83,1.76,1.71,1.68,1.62,1.58,1.52,1.48],hs,li
  near):
  ZH[30]:=spline([-.02,-.015,-.01,-
  .005,0,.005,.01,.02,.03,.05,.08],[1.81,1.7,1.
  65,1.6,1.56,1.54,1.52,1.48,1.45,1.42,1.38],hs
  ,linear):
  ZH[35]:=spline([-.02,-.015,-.01,-
  .005,0,.005,.01,.02,.03,.05,.08],[1.66,1.6,1.
  56,1.53,1.5,1.48,1.46,1.42,1.4,1.37,1.35],hs,
  linear):
  zH:=ZH[beta];
```

$$zH := 1.56$$

Hệ số trùng khớp ngang, theo (6.38b) [43], Tập1:

```
> epsilonalpha:=evalf((1.88-
  3.2*(1/z1+1/z2))*cos(beta*Pi/180));
```

$$epsilonalpha := 1.30$$

Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng :

```
> if BR=thang then
  Zepsilon:=sqrt((4-epsilonalpha)/3) else
  Zepsilon:=sqrt(1/epsilonalpha)fi;
```

$$Zepsilon := .877$$

Vận tốc vòng (m/s), theo(6.40)-[43], Tập1 :

```
> v1:=evalf(dm1*nbr1*Pi/(60000));
  if BR=thang then
  if v1<=1.5 then ccx:=9 fi;
  if(v1<=4)and(v1>1.5)then ccx:=8 fi;
  if (v1<=8)and(v1>4)then ccx:=7 fi;
  if (v1<=12)and(v1>8)then ccx:=6 fi;fi;
  if (BR=nghieng)or(BR=cungtron) then
  if v1<=3 then ccx:=9 fi;
  if(v1<=7)and(v1>3)then ccx:=8 fi;
  if (v1<=10)and(v1>7)then ccx:=7 fi;
  if (v1<=20)and(v1>10)then ccx:=6 fi;fi;
```

$$v1 := 1.96$$

Thủ tục tra hệ số phân bố tải trọng không đều bảng 6.14, [43], Tập1:

```
> KHalpha[6]:=spline([2.5,5,10,15,20,25],
  [1.01,1.02,1.03,1.04,1.05,1.06],v1,linear):
  KFalpha[6]:=spline([2.5,5,10,15,20,25],[1.05,
  1.07,1.1,1.13,1.17,1.2],v1,linear):
  KHalpha[7]:=spline([2.5,5,10,15,20],[1.03,1.0
  5,1.07,1.09,1.12],v1,linear):
  KFalpha[7]:=spline([2.5,5,10,15,20],[1.12,1.1
  6,1.22,1.25,1.35],v1,linear):
  KHalpha[8]:=spline([2.5,5,10,15],[1.05,1.09,1
  .13,1.17],v1,linear):
  KFalpha[8]:=spline([2.5,5,10,15],[1.22,1.27,1
  .37,1.45],v1,linear):
  KHalpha[9]:=spline([2.5,5],[1.13,1.16],v1,lin
  ear):
  KFalpha[9]:=spline([2.5,5],[1.37,1.40],v1,lin
  ear):
```

Hệ số phân bố tải trọng không đều :

```
> KHalpha:=KHalpha[ccx];KFalpha:=KFalpha[ccx];
```

$$KHalpha := 1.12$$

$$KFalpha := 1.36$$

K[Hv]- Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp, tra bảng (6.15) T1 để xác định hệ số ảnh hưởng của sai số ăn khớp :

```
> if BR=thang then deltaH:=0.014;
  deltaF:=0.016 fi;
  if (BR=nghieng)or(BR=cungtron) then
  deltaH:=0.004;deltaF:=0.006 fi;
  if mte<=3.55 then
  g0[6]:=38;g0[7]:=47;g0[8]:=56;g0[9]:=73 fi:
  if (mte>3.55)and(mte<=10) then
  g0[6]:=42;g0[7]:=53;g0[8]:=61;g0[9]:=82 fi:
  if (mte>10) then
  g0[6]:=48;g0[7]:=64;g0[8]:=73;g0[9]:=100 fi:
  go:=g0[ccx];vH:=evalf(deltaH*go*v1*sqrt(dm1*(
  u+1)/u));b:=Kbe*RE;
  KHv:=1+vH*b*dm1/(2*Tbr1*KHbeta*KHalpha);
```

$deltaH := .004$

$deltaF := .006$

$go := 73$

$vH := 3.13$

$b := 19.1$

$KHv := 1.07$

Theo 6.33, [43], Tập 1 ứng suất tiếp xúc xuất hiện trên mặt răng:

```
KH:=KHbeta*KHalpha*KHv;
sigmaH:=evalf(ZM*zH*Zepsilon*sqrt(2*Tbr1*KH*s
qrt(u^2+1)/(.85*b*u*dm1^2)));
if abs((sigmaH-sigmaHcp)/sigmaH)>.04 then
b:=b*((sigmaH/sigmaHcp)^2);
sigmaH:=evalf(ZM*zH*Zepsilon*sqrt(2*Tbr1*KH*s
qrt(u^2+1)/(.85*b*u*dm1^2)))fi;
```

$KH := 2.03$

$sigmaH := 588.$

$b := 22.2$

$sigmaH := 542.$

Kiểm tra độ bền tiếp xúc:

```
> if sigmaH<sigmaHcp then print
  ("ung suat tiep xuc thoa man  dieu kien ben
  tiep xuc") else print("ung suat tiep xuc
  khong thoa man  dieu kien ben tiep xuc") fi;
```

"ung suat tiep xuc thoa man dieu kien ben tiep xuc"

Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn:

Kiểm tra độ bền uốn để đảm bảo độ bền uốn cho răng, ứng suất uốn sinh ra tại chân răng không được vượt quá một giá trị cho phép, theo (6.43) và (6.44) [3]- T1:

Y[epsilon]- Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng:

Y[beta]- Hệ số kể đến độ nghiêng của răng:

```
> Yepsilon:=1/epsilonalpha;Ybeta:=evalf(1-
  beta/140);
```

$$Yepsilon := .769$$

$$Ybeta := .786$$

Y[F1] và Y[F2]-Hệ số dạng răng, tra bảng 6.18 [43], Tập1.

Các số răng tương đương là:

```
> zv1:=evalf(z1/(cos(beta*Pi/180))^3);
  zv2:=evalf(z2/(cos(beta*Pi/180))^3);
```

$$zv1 := 15.4$$

$$zv2 := 76.8$$

Thủ tục lựa chọn hệ số dạng răng Y[F]:

```
> YF[0.5]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,
  50,60,80,100],[3.46,3.42,3.4,3.4,3.39,3.39,3.
  39,3.4,3.42,3.44,3.47,3.5,3.52],zv1,linear):
  YF[0.3]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,50
  ,60,80,100],[3.89,3.78,3.72,3.67,3.61,3.59,3.5
  7,3.54,3.53,3.52,3.53,3.54,3.55],zv1,linear):
  YF[0.1]:=spline([17,20,22,25,30,40,50,60,80,1
  00],[4.03,3.89,3.82,3.77,3.7,3.63,3.6,3.59,3.
  58,3.58],zv1,linear):
  YF[0]:=spline([17,20,22,25,30,40,50,60,80,100
  ,150],[4.26,4.08,4,3.9,3.8,3.7,3.65,3.62,3.61
  ,3.6,3.6],zv1,linear):
  YF[-
  0.1]:=spline([20,22,25,30,40,50,60,80,100,150
  ],[4.28,4.2,4.05,3.9,3.77,3.7,3.67,3.62,3.61,
  3.63],zv1,linear):
  YF[-
  0.3]:=spline([25,30,40,50,60,80,100,150],[4.2
  8,4.14,3.92,3.81,3.74,3.68,3.65,3.63],zv1,lin
  ear):
```

```
YF[-
0.5]:=spline([40,50,60,80,100,150],[4.13,3.96
,3.84,3.73,3.68,3.63],zv1,linear):
YF[0.5]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,5
0,60,80,100],[3.46,3.42,3.4,3.4,3.39,3.39,3.3
9,3.4,3.42,3.44,3.47,3.5,3.52],zv2,linear):
YF[0.3]:=spline([12,14,16,17,20,22,25,30,40,50
,60,80,100],[3.89,3.78,3.72,3.67,3.61,3.59,3.5
7,3.54,3.53,3.52,3.53,3.54,3.55],zv2,linear):
YF[0.1]:=spline([17,20,22,25,30,40,50,60,80,1
00],[4.03,3.89,3.82,3.77,3.7,3.63,3.6,3.59,3.
58,3.58],zv2,linear):
YF[0]:=spline([17,20,22,25,30,40,50,60,80,100
,150],[4.26,4.08,4,3.9,3.8,3.7,3.65,3.62,3.61
,3.6,3.6],zv2,linear):
YF[-
0.1]:=spline([20,22,25,30,40,50,60,80,100,150
],[4.28,4.2,4.05,3.9,3.77,3.7,3.67,3.62,3.61,
3.63],zv2,linear):
YF[-
0.3]:=spline([25,30,40,50,60,80,100,150],[4.2
8,4.14,3.92,3.81,3.74,3.68,3.65,3.63],zv2,lin
ear):
YF[-
0.5]:=spline([40,50,60,80,100,150],[4.13,3.96
,3.84,3.73,3.68,3.63],zv2,linear):
> YF1:=YF[x1];YF2:=YF[x2];
```

$$YF1 := 3.50$$

$$YF2 := 3.74$$

K[Fv]- Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp khi tính về uốn, theo 6.46, [43], Tập1

```
> vF:=evalf(deltaF*go*v1*sqrt(dm1*(u+1)/u));
> KFv:=evalf(1+vF*b*dm1/(2*Tbr1*KFbeta*KFalpha));
```

$$vF := 4.70$$

$$KFv := 1.07$$

K[F]- Hệ số tải trọng khi tính về uốn :

```
> KF:=KFbeta*KFalpha*KFv;
```

$$KF := 3.10$$

```
> sigmaF1:=2*Tbr1*KF*Yepsilon*Ybeta*YF1/
```

```
(.85*b*dm1*mnm);
sigmaF2:=sigmaF1*YF2/YF1;
```

$$sigmaF1 := 66.5$$

$$sigmaF2 := 71.1$$

Kiểm tra các ứng suất uốn ở cả hai bánh răng đều nhỏ hơn ứng suất uốn cho phép :

```
if (sigmaF1-sigmaFcp1<0)and (sigmaF2-
sigmaFcp2<0) then print("ung suat tiep xuc
thoa man dieu kien ben uon") else print("ung
suat tiep xuc khong thoa man  dieu kien ben
uon") fi;
```

"ung suat tiep xuc thoa man dieu kien ben uon"

Kiểm nghiệm quá tải :

Theo (6.48)-[3]: ứng suất tiếp xúc cực đại:

```
> Kqt:=1.4;sigmaHmax:=sigmaH*(Kqt)^(1/2);
```

Theo (6.49)-[3]: ứng suất uốn cực đại:

```
> sigmaFmax1:=evalf(sigmaF1*Kqt);
  sigmaFmax2:=evalf(sigmaF2*Kqt);
```

$$Kqt := 1.4$$

$$sigmaHmax := 640.$$

$$sigmaFmax1 := 93.1$$

$$sigmaFmax2 := 99.5$$

Kiểm tra các ứng suất tiếp xúc và uốn quá tải nhỏ hơn các ứng suất cho phép.

```
> if (sigmaHmax< min(sigmaH1max,sigmaH2max))and
  (sigmaFmax1<sigmaF1max)and
  (sigmaFmax2<sigmaF2max)then print("ung suat
  tiep xuc va ung suat uon qua tai thoa man
  dieu kien qua tai") else print("ung suat tiep
  xuc va ung suat uon qua tai khong thoa man
  dieu kien qua tai") fi;
```

"ung suat tiep xuc va ung suat uon qua tai thoa man dieu kien qua tai"

Xác định các thông số hình học của bộ truyền, bảng 6.11, [43], Tập1:

```
> xn1:=evalf(2*(1-u^(-
  2))*sqrt(cos(beta*Pi/180)^3/z1)):
  hte:=evalf(cos(beta*Pi/180)):
```

```
if BR=thang then print("CAC THONG SO HINH HOC
CUA BO TRUYEN BANH RANG CON RANG THANG
:")elif BR=nghieng then print("CAC THONG SO
HINH HOC CUA BO TRUYEN BANH RANG CON RANG
NGHIENG :")elif BR=cungtron then print("CAC
THONG SO HINH HOC CUA BO TRUYEN BANH RANG CON
RANG CUNG TRON :")
fi;"Chieu dai con ngoai";RE:=RE;"Chieu rong
vanh rang";b:=b;"Chieu dai con trung
binh";Rm:=RE-.5*b;"Ty so truyen";u:=u;"So
rang BR1";z1:=z1;"So rang BR2";z2:=z2;
"Duong kinh vong chia ngoai BR1";
de1:=evalf(mte*z1);"Duong kinh vong chia
ngoai BR2";de2:=evalf(mte*z2);
"Goc con chia";delta1:=delta1;delta2:=delta2;
"Chieu cao rang
ngoai";he:=evalf(2*hte*mte+.2*mte);"Chieu cao
dau rang ngoai
BR1";hae1:=evalf((hte+cos(beta*Pi/180)*xn1)*m
te);"Chieu cao dau rang ngoai
BR2";hae2:=2*hte*mte-hae1;
"Chieu cao chan rang ngoai BR1";hfe1:=he-
hae1;"Chieu cao chan rang ngoai
BR2";hfe2:=he-hae2;"Duong kinh dinh rang
ngoai
BR1";dae1:=de1+2*hae1*cos(delta1);"Duong kinh
dinh rang ngoai
BR2";dae2:=de2+2*hae2*cos(delta2);
"Chieu day rang ngoai
BR1";Se1:=evalf((.5*Pi+2*xn1*tan(alpha*Pi/180
)+x1)*mte);
"Chieu day rang ngoai BR2";Se2:=evalf(Pi*mte-
Se1);
"Duong kinh trung binh BR1";dm1:=(1-
.5*b/RE)*de1;"Duong kinh trung binh
BR2";dm2:=(1-.5*b/RE)*de2;"Khoang cach tu
dinh con den mat phang vong ngoai dinh rang
BR1";B1:=RE*cos(delta1)-
hae1*sin(delta1);"Khoang cach tu dinh con den
mat phang vong ngoai dinh rang
BR2";B2:=RE*cos(delta2)-
hae2*sin(delta2);"Modul vong trung
```

```
binh";mtm:=mtm;
"Modul phap trung binh";mnm:=mnm;"Khoang lech
tam";e:=evalf(RE*sin(beta*Pi/180));"Goc
nghieng cua rang o mat
mut";betae:=evalf(arcsin(e/RE));"Goc nghieng
cua rang";beta:=beta;"Goc an
khop";alpha:=alpha;
"He so dich chinh BR1";x1:=x1;"He so dich
chinh BR2";x2:=x2;
"CAC THONG SO HINH HOC CUA BO TRUYEN BANH RANG CON
                    RANG NGHIENG:"
```

"Chieu dai con ngoai"

$RE := 76.5$

"Chieu rong vanh rang"

$b := 22.2$

"Chieu dai con trung binh"

$Rm := 65.4$

"Ty so truyen"

$u := 5$

"So rang BR1"

$z1 := 10$

"So rang BR2"

$z2 := 50$

"Duong kinh vong chia ngoai BR1"

$de1 := 30.$

"Duong kinh vong chia ngoai BR2"

$de2 := 150.$

"Goc con chia"

$\delta 1 := 1.37$

$\delta 2 := .20$

"Chieu cao rang ngoai"

$he := 5.80$

"Chieu cao dau rang ngoai BR1"

$hae1 := 3.88$

"Chieu cao dau rang ngoai BR2"

$hae2 := 1.32$

"Chieu cao chan rang ngoai BR1"

$hfe1 := 1.92$

"Chieu cao chan rang ngoai BR2"

$hfe2 := 4.48$

"Duong kinh dinh rang ngoai BR1"

$dae1 := 31.5$

"Duong kinh dinh rang ngoai BR2"

$dae2 := 153.$

"Chieu day rang ngoai BR1"

$Se1 := 7.28$

"Chieu day rang ngoai BR2"

$Se2 := 2.14$

"Duong kinh trung binh BR1"

$dm1 := 25.6$

"Duong kinh trung binh BR2"

$dm2 := 128.$

"Khoang cach tu dinh con den mat phang vong ngoai dinh rang BR1"

$B1 := 11.4$

"Khoang cach tu dinh con den mat phang vong ngoai dinh rang BR2"

$B2 := 74.7$

"Modul vong trung binh"

$mtm := 2.5$

"Modul phap trung binh"

$mnm := 2.5$

"Khoang lech tam"

$e := 38.2$

"Goc nghieng cua rang o mat mut"

$betae := .522$

"Goc nghieng cua rang"

$\beta := 30$

"Goc an khop"

$\alpha := 20$

"He so dich chinh BR1"

$x1 := .5$

"He so dich chinh BR2"

$x2 := -.5$

Xác định các lực tác dụng lên các bánh răng khi làm việc:

```
> if(BR=cungtron)or(BR=nghieng) then
```

Lực tiếp tuyến BR1:

```
> Ft1:=2*Tbr1/dm1;
```

Lực hướng kính BR1:

```
> Fr1:=evalf((Ft1/(cos(beta*Pi/180)))*
  (tan(alpha*Pi/180)*cos(delta1)-
  sin(beta*Pi/180)*sin(delta1)),4);
```

Lực chiều trục BR1:

```
> Fa1:=evalf((Ft1/(cos(beta*Pi/180)))*
  (tan(alpha*Pi/180)*cos(delta1)+sin(beta*Pi/180)
  *sin(delta1)),4);
```

Lực tiếp tuyến BR2:

```
> Ft2:=Ft1;
```

Lực hướng kính BR2:

```
> Fr2:=Fa1;
```

Lực chiều trục BR2 :

```
> Fa2:=Fr1 fi;
  if BR=thang then
```

Lực tiếp tuyến BR1:

```
> Ft1:=2*Tbr1/dm1;
```

Lực hướng kính BR1:

```
> Fr1:=evalf((Ft1/(cos(beta*Pi/180)))*
  (tan(alpha*Pi/180)*cos(delta1)-
  sin(beta*Pi/180)*sin(delta1)),4);
```

Lực chiều trục BR1:

```
> Fa1:=evalf((Ft1/(cos(beta*Pi/180)))*
  (tan(alpha*Pi/180)*cos(delta1)+sin(beta*Pi/180)
  *sin(delta1)),4);
```

Lực tiếp tuyến BR2:

```
> Ft2:=Ft1;
```

Lực hướng kính BR2:

```
> Fr2:=Fa1;
```

Lực chiều trục BR2 :

```
> Fa2:=Fr1 fi ;
```

$$Ft1 := 468.$$

$$Fr1 := -225.5$$

$Fa1 := 304.0$

$Ft2 := 468.$

$Fr2 := 304.0$

$Fa2 := -225.5$

> lực này dùng để tính toán trục sau này.

5. CHƯƠNG TRÌNH TỰ ĐỘNG HOÁ TÍNH TOÁN TRỤC

5.1. Các công thức tính toán chủ yếu

- Điều kiện bền xoắn của trục:

$$\tau_x = \frac{T}{0,2d^3} \le [\tau_x], \qquad (5.1)$$

- Tính đường kính trục theo mô men xoắn:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau_x]}}, \qquad (5.2)$$

- Điều kiện bền uốn của trục:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{0,1d^3} \le [\sigma_u], \qquad (5.3)$$

- Tính đường kính trục theo sức bền uốn:

$$d \ge \sqrt[3]{\frac{M_u}{0,1[\sigma_u]}}, \qquad (5.4)$$

- Xác định mô men tương đương M_{td}:

• Khi bỏ qua sự khác nhau về tính chất chu trình ứng suất uốn và ứng suất xoắn, và theo thuyết bền thế năng biến dạng:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + 0,75T^2}; \qquad (5.5)$$

với $M_u = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$

• Khi xét đến sự khác nhau về tính chất chu trình ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

$$M_{td} = \sqrt{M_u^2 + (\alpha T)^2}; \qquad (5.6)$$

với $M_u = \sqrt{M_{ux}^2 + M_{uy}^2}$;

với mô men xoắn không đổi: $\alpha = \dfrac{[\sigma]_{III}}{[\sigma]_{I}}$

với mô men xoắn thay đổi mạch động: $\alpha = \dfrac{[\sigma]_{III}}{[\sigma]_{II}}$

với mô men thay đổi đối xứng: $\alpha = 1$; $\left(\alpha = \dfrac{[\sigma]_{III}}{[\sigma]_{III}} = 1{,}00\right)$.

Trị số $[\sigma]_{I}$, $[\sigma]_{II}$, $[\sigma]_{III}$ lấy theo bảng 9.4.

- Điều kiện bền tĩnh:

với trục đặc: $$\sigma_{td} = \frac{M_{td}}{0{,}1d^3} \le [\sigma], \qquad (5.7)$$

với trục rỗng: $$\sigma_{td} = \frac{M_{td}}{0{,}1\left(1-\beta^4\right)d^3} \le [\sigma]; \qquad (5.8)$$

trong đó: $\beta = \dfrac{d'}{d}$

- Xác định đường kính trục:

• Khi bỏ qua sự khác nhau về tính chất chu trình ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

với trục đặc: $$d \ge \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0{,}1[\sigma]}}; \qquad (5.9)$$

với trục rỗng: $$d \ge \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0{,}1\left(1-\beta^4\right)[\sigma]}}; \qquad (5.10)$$

trong đó: $\beta = \dfrac{d'}{d}$; $[\sigma]$ tra theo bảng 9-3.

• Khi có xét đến sự khác nhau về tính chất chu trình ứng suất uốn và ứng suất xoắn:

với trục đặc: $$d \ge \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0{,}1[\sigma]_{III}}}; \qquad (5.11)$$

với trục rỗng: $$d \ge \sqrt[3]{\frac{M_{td}}{0{,}1\left(1-\beta^4\right)[\sigma]_{III}}}; \qquad (5.12)$$

Trong đó: $\beta = \dfrac{d'}{d}$.

- Kiểm tra hệ số an toàn mỏi:

Trường hợp mức độ tập trung ứng suất tiếp và ứng suất pháp như nhau, nghĩa là $K_{\tau c} / K_{\sigma c} = 1{,}00$

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} \geq [s] \quad , \qquad (5.13)$$

Trong đó:

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma c}\sigma_a + \psi_\tau \sigma_m} \quad ; \qquad (5.14)$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau c}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} \quad ; \qquad (5.15)$$

Trong đó:

• Khi không tăng bền bề mặt:

$$K_{\sigma c} = \frac{K_\sigma + K_\sigma^n - 1}{\varepsilon_\sigma} \quad ; \qquad (5.16)$$

$$K_{\tau c} = \frac{K_\tau + K_\tau^n - 1}{\varepsilon_\tau} ; \qquad (5.17)$$

• Khi có tăng bền bề mặt:

$$K_{\sigma c} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \quad ; \qquad K_{\tau c} = \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \quad .$$

Trường hợp mức độ tập trung ứng suất tiếp và ứng suất pháp như nhau, nghĩa là $K_{\tau c} / K_{\sigma c} \neq 1{,}00$

$$s = \frac{s_\tau s_\sigma}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2\left[1 + 2\left(1 - \dfrac{k_{\tau c}}{k_{\sigma c}}\right)(s_\sigma - 1)\right]}} \geq [s] \ , \qquad (9.13')$$

- Kiểm nghiệm trục khi quá tải đột ngột:

$$\sigma_{td} = \sqrt{\sigma_{uqt}^2 + 3\tau_{xqt}} \leq [\sigma]_{qt} \approx 0{,}8\ \sigma_{ch;} \qquad (5.18)$$

Trong đó: σ_{uqt} là ứng suất uốn lúc quá tải

τ_{xqt} là ứng suất xoắn lúc quá tải

$[\sigma]_{qt}$ là ứng suất cho phép lúc quá tải.

5.2. Các bảng số liệu thường dùng

Bảng 5-1. Trị số ứng suất cho phép [σ] của một số loại thép dùng làm trục

Nguyên nhân gây tập trung ứng suất	Đường kính trục (*mm*)	Loại thép, cách nhiệt luyện và cơ tính, *MPa* (N/mm^2)			
		C35, CT51 $\sigma_b \geq 500$ $\sigma_{-1} \geq 220$	C45, CT61 $\sigma_b \geq 600$ $\sigma_{-1} \geq 260$	C45, tôi $\sigma_b \geq 850$ $\sigma_{-1} \geq 340$	40Cr, tôi $\sigma_b \geq 1000$ $\sigma_{-1} \geq 400$
		[σ] , *MPa*			
Lắp ép	30	58	63	67	70
	50	48	50	55	60
	100	45	48	50	55
Góc lượn	30	60	70	80	90
	50	55	65	75	80
	100	50	55	65	70

Bảng 5-2. Trị số ứng suất cho phép $[\sigma]_I$, $[\sigma]_{II}$, $[\sigma]_{III}$

Vật liệu	Giới hạn bền	Ứng suất cho phép (*MPa*)		
	σ_b (*MPa*)	$[\sigma]_I$	$[\sigma]_{II}$	$[\sigma]_{III}$
Thép các bon	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
Thép hợp kim	800	270	130	75
	1000	330	150	90
Thép đúc	400	100	50	30
	500	120	70	40

Bảng 5-3. ***Hệ số tập trung ứng suất $K_{\sigma\sigma}$ và $K_{\tau\tau}$ đối với trục tại nơi có bán kính góc lượn chuyển tiếp***

$\frac{h}{r}$	$\frac{r}{d}$	$K_{\sigma\sigma}$				$K_{\tau\tau}$			
		Khi σ_b , *MPa*				Khi σ_b , *MPa*			
		500	700	900	1200	500	700	900	1200
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,5	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,35	1,35	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4	1,45	1,45	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,9	1,45	1,45	1,5	1,55

	0,1	1,45	1,55	1,65	1,8	1,4	1,4	1,45	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,45	1,45
	0,02	1,8	1,9	2	2,15	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,03	1,8	1,95	2,05	2,25	1,55	1,6	1,65	1,7
	0,05	1,75	1,9	2	2,2	1,6	1,6	1,65	1,75
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,55	1,6	1,65	1,75
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,75	1,85
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,65	1,7	1,75	1,9
4	0,01	2,1	2,25	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	5,65	2,1	2,15	2,25	2,4

Bảng 5-4. ***Hệ số tập trung ứng suất $K_{\sigma c}$ và $K_{\tau c}$ đối với trục tại nơi có rãnh then***

σ_b, MPa	$K_{\sigma c}$		$K_{\tau c}$
	Rãnh cắt bằng dao phay ngón	Rãnh cắt bằng dao phay đĩa	
500	1,6	1,4	1,4
700	1,9	1,55	1,7
900	2,15	1,7	2,05
1200	2,5	1,9	2,4

Bảng 5-5. Hệ số tập trung ứng suất $K_{\sigma c}$ và $K_{\tau c}$ đối với phần có then hoa và phần có cắt ren trên trục

σ_b, MPa	$K_{\sigma c}$		$K_{\tau c}$	
	Đối với then hoa	Đối với ren	Đối với then hoa chữ nhật	Đối với then hoa thân khai
500	1,45	1,8	2,25	1,45
700	1,6	2,2	2,45	1,5
900	1,7	2,45	2,65	1,55
1200	1,75	2,9	2,8	1,6

Bảng 5-6. Các hệ số ảnh hưởng của chất lượng bề mặt K_σ^n , K_τ^n (b)

Cấp	Ký hiệu trên	σ_b, MPa			
độ nhám	bản vẽ	500	700	900	1200
3, 4, 5	R_z80; R_z40;	1,2	1,25	1,35	1,5
6, 7, 8	R_z20	1,05	1,1	1,15	1,25
9, 10	2,5; 1,25; 0,63 0,32; 0,16	1	1	1	1

Bảng 5-7. Hệ số kích thước ε_σ và ε_τ (k_b, k_t)

Loại vật liệu	Đường kính trục d (*mm*)							
	15	20	30	40	50	70	100	200
ε_σ của thép các bon	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
ε_σ của thép hợp kim và ε_τ của tất cả các loại thép	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Bảng 5-8. Hệ số tăng bền bề mặt trục β

Phương pháp tăng bền bề mặt	Giới hạn bền trong lõi σ_b, *MPa*	Trục nhẵn	Trục tập trung ứng suất ít $K_\sigma \approx 1,5$	Trục tập trung ứng suất nhiều $K_\sigma \approx 1,8 \div 2$
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 ni tơ (2)	900 ÷ 1200	1,1 ÷ 1,25	1,5 ÷ 1,7	1,7 ÷ 2,1
Thấm than (C)	400 ÷ 600	1,8 ÷ 2,0	3	-
	700 ÷ 800	1,4 ÷ 1,5	-	-
	1000 ÷ 1200	1,2 ÷ 1,3	2	-
Phun bi (3)	600 ÷ 1500	1,1 ÷ 1,25	1,5 ÷ 1,6	1,7 ÷ 2,1
Lăn nén	-	1,2 ÷ 1,3	1,5 ÷ 1,6	1,8 ÷ 2,0

<u>*Chú thích*</u>

(1) Đối với trục có đường kính lớn, β lấp thấp một ít.

(2) Trị số nhỏ dùng đối với trục có chiều dày lớp thấm ni tơ 0, 01 d, trị số lớn dùng đối với trục có chiều dày lớp thấm ni tơ khoảng (0,03 ÷ 0,04) d

(3) Số liệu tìm được ở các mẫu thí nghiệm có đường kính (8 ÷ 40) mm.

Trị số nhỏ dùng khi vận tốc phun (bi) nhỏ.

Bảng 5-9. Trị số $\frac{K_{\sigma\sigma}}{\varepsilon_\sigma}$ và $\frac{K_{\tau\tau}}{\varepsilon_\tau}$ tại chỗ lắp chi tiết

Đường kính trục, *mm*	Kiểu lắp	σ_b, *MPa*						
		500	600	700	800	900	1000	1200
$K_{\sigma\sigma}/\varepsilon_\sigma$								
30	I	2,5	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	II	1,9	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	III	1,6	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
50	I	3,05	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
	II	2,3	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,39
	III	2,0	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	3,40
≥ 100	I	3,3	3,6	3,94	4,25	4,60	4,90	5,6
	II	2,45	2,7	2,96	3,20	3,46	3,98	4,20
	III	2,15	2,34	2,56	2,76	3,0	3,18	3,64
$K_{\tau\tau}/\varepsilon_\tau$								
30	I	1,9	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65	2,95
	II	1,55	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	III	1,4	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50	I	2,25	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	II	1,9	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	III	1,6	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
≥ 100	I	2,4	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	II	1,9	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	III	1,7	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58

Chú thích: 1. *Đối với lắp ghép ổ lăn trên trục có thể tra theo kiểu lắp I.*

2. *Các ký hiệu kiểu lắp: I - Kiểu lắp có độ dôi (ví dụ H7/s6, H7/r6);*

II - Kiểu lắp trung gian, ví dụ H7/k6;

III - Kiểu lắp lỏng (H/h).

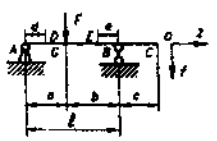
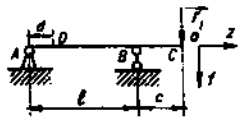
Bảng 5-10. Cơ tính của một số vật liệu chế tạo trục

Nhãn hiệu thép	Nhiệt luyện	Kích thước *S*, *mm*, không lớn hơn	Độ rắn	Giới hạn bền σ_b, *MPa*	Giới hạn chảy σ_{ch}, *MPa*
C40	tôi cải thiện	60	HB 192 .. 228	700	400
C45	thường hóa	80	HB 170 .. 217	600	360
"	tôi cải thiện	100	HB 192 .. 240	750	450
"	"	60	HB 241 .. 285	850	580
C50	thường hóa	80	HB 179 .. 228	640	350
"	tôi cải thiện	80	HB 228 .. 255	700 .. 800	530
40Cr	tôi cải thiện	100	HB 230 .. 260	850	550
"	"	60	HB 260 .. 280	950	700
"	thấm ni tơ	60	HRC 50 .. 59	1000	800
45Cr	tôi cải thiện	100	HB 230 .. 280	850	650
"	"	100 .. 300	HB 163 .. 269	750	500
"	"	300 .. 500	HB 163 .. 269	700	450
40CrNi	tôi cải thiện	100	HB 230 .. 300	850	600
"	"	100 .. 300	HB ≥ 241	800	580
"	tôi	40	HRC 48 .. 54	1600	1400
40CrMo	tôi cải thiện	100	HB 241	900	800
"	"	50	HB 269	900	800
"	"	40	HRC 45 .. 53	1600	1400
20Cr	thấm cacbon	60	HRC 46 .. 53	650	400
12CrNi3N	"	60	HRC 56 .. 63	900	700
25CrMnTi	"	-	HRC 58 .. 63	1150	950

Bảng 5-11. Công thức tính mô men cản uốn W_j và mô men cản xoắn W_{oj}

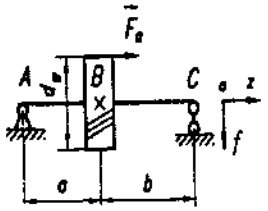
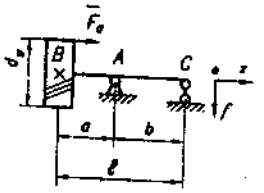
Trục mặt cắt tròn	$W_j = \pi d_j^3/32 \approx 0{,}1\ d_j^3$	$W_{oj} = \pi d_j^3/16 \approx d_j^3$
Trục có lỗ ngang	$W_j = \dfrac{\pi d_j^3}{32}\left(1 - 1{,}54\dfrac{d_o}{d_j}\right)$ d_o - đường kính lỗ ngang	$W_{oj} = \dfrac{\pi d_j^3}{16}\left(1 - \dfrac{d_o}{d_j}\right)$ d_o - đường kính lỗ ngang
Trục có 1 rãnh then	$W_j = \dfrac{\pi d_j^3}{32} - \dfrac{bt_1(d_j - t_1)^2}{2d_j}$	$W_{oj} = \dfrac{\pi d_j^3}{16} - \dfrac{bt_1(d_j - t_1)^2}{2d_j}$
Trục có 2 rãnh then	$W_j = \dfrac{\pi d_j^3}{32} - \dfrac{bt_1(d_j - t_1)^2}{d_j}$	$W_{oj} = \dfrac{\pi d_j^3}{16} - \dfrac{bt_1(d_j - t_1)^2}{d_j}$
	trong đó b, t_1 - tra bảng 10.1 hoặc 10.2 theo d_j	
Trục then hoa răng chữ nhật	$W_j = \xi\pi d_j^3/32$	$W_{oj} = \xi\pi d_j^3/16$
	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	$W_j = \pi d_j^3/32$	$W_{oj} = \pi d_j/16$

Bảng 5-12. Công thức tính góc xoay θ và độ võng f của trục có hai gối tựa do lực ăn khớp hướng kính F_r gây ra

Góc xoay θ và độ võng f	Lực hướng kính tác dụng bên trong hai gối tựa !	Lực hướng kính tác dụng bên ngoài hai gối tựa !
		
θ_A	$Fab(l + b)/(6EJl)$	$-F_1 cl/(6EJ)$
θ_B	$-Fab(l + a)/(6EJl)$	$F_1 cl/(3EJ)$
θ_C	θ_B	$F_1 c(2l + 3c)/(6EJ)$
θ_D	$Fb(l^2 - b^2 - 3d^2)/(6EJl)$	$F_1 c(3d^2 - l^2)/(6EJl)$
θ_E	$-Fa(l^2 - a^2 - 3e^2)/(6EJl)$	-
θ_G	$Fab(b - a)/(3EJl)$	-
f_D	$Fbd(l^2 - b^2 - d^2)/(6EJl)$	$-F_1 cd(l^2 - d^2)/(6EJl)$
f_E	$Fae(l^2 - a^2 - e^2)/(6EJl)$	-
f_G	$Fa^2b^2/(3EJl)$	-
f_C	$\theta_B c$	$F_1 c^2(l + c)/(3EJ)$

*Ghi chú: * Độ võng lấy dấu "+" theo chiều "+" trục toạ độ f*
** Góc xoay lấy dấu "+" khi mặt cắt trục xoay theo chiều kim đồng hồ.*

Bảng 5-13. Công thức tính góc xoay θ và độ võng f của trục có hai gối tựa do lực ăn khớp dọc trục F_a gây ra

Đại lượng	Lực dọc trục tác dụng bên trong hai gối tựa !	Lực dọc trục tác dụng bên ngoài hai gối tựa !
		
θ_A	$-\frac{F_a d}{12EJl}(2l^2 - 6al + 3a^2)$	$\frac{F_a l d}{6EJ}$
θ_B	$-\frac{F_a d}{12EJl}(2l^2 - 6al + 6a^2)$	$\frac{F_a d}{6EJ}(3a + l)$
θ_C	$-\frac{F_a d}{12EJl}(l^2 - 3a^2)$	$-\frac{F_a d l}{12EJ}$
f_B	$\frac{F_a da}{12EJl}(2l^2 - 6al + 4a^2)$	$-\frac{F_a a d}{12EJ}(3a - 2l)$

Ghi chú:

** Quy ước độ võng lấy dấu "+" theo chiều "+" trục toạ độ f*

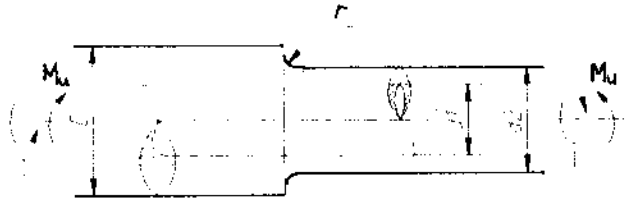
** Góc xoay mặt cắt trục lấy dấu "+" khi xoay theo chiều kim đồng hồ và ngược lại, lấy dấu - khi xoay theo chiều ngược kim đồng hồ..*

Bảng 5-14. Giá trị cho phép của độ võng trục [f] và góc xoay của mặt cắt trục[θ]

Đại lượng	Mặt cắt nguy hiểm	Giá trị cho phép	Đơn vị	Ghi chú
[f]	Chỗ lắp bánh răng trụ	0,01 . *m*	*mm*	*m* là mô đun ăn khớp
[f]	Chỗ lắp bánh răng côn	0,005 . *m*	*mm*	-nt-
[θ]	Chỗ lắp ổ trượt	0,001	*Rad*	
[θ]	Chỗ lắp ổ bi đỡ, ổ bi đỡ chặn	0,005	*Rad*	
[θ]	Chỗ lắp ổ bi đỡ lòng cầu	0,05	*Rad*	
[θ]	Chỗ lắp ổ đũa trụ	0,0025	*Rad*	
[θ]	Chỗ lắp ổ đũa côn	0,0016	*Rad*	
[f]	Trục vít	(0,005...0,01) *m*	*mm*	*m* là mô đun ăn khớp

5.3. Chương trình tính toán trục bậc

5.3.1. Sơ đồ tính toán



Hình 5.3.1. Sơ đồ tổng quát trục bậc rỗng

* Kích thước trục:

- Đường kính trung bình trục: d_2 = 115mm

- Các kích thước: d_1= 30mm; d =125mm, r =3,5mm, l =50mm, c = 100mm

ξ= r/d=3,5/115=0,03; β=d_1/d_2=30/115=0,26; η=d/d_2=125/115=1,087

* Vật liệu làm trục: thép 40 CrNi, có cơ tính:

σ_b =100daN/mm^2 ;σ_T = $\sigma_{0,2}$= 90daN/mm^2; σ_{-1}= 59daN/mm^2 ;

τ_{-1}=35daN/mm^2; Ψ_σ= 0,1; $\Psi_{\tau\sigma}$=0,12; Ψ_τ=0,05; $\Psi_{\sigma\tau}$=0,14;

* Một vài thông số mayơ (bánh răng nón) di chuyển trên đoạn trục có đường kính D. Đoạn đường kính D này có then hoa.

- Đường kính vòng chia: d_{mayo}=230mm

- Góc mặt côn chia: $\delta = 11,25^0$

- Góc ăn khớp: $\alpha = 20^0$

* Mayơ là bánh răng nón chuyển động tuần hoàn trên đoạn trục có đường kính D. Vị trí của bánh răng xác định bằng biểu thức:

$z = 50.\sin 50,24t$(mm) (với $\omega_1 = \omega_2 = 50,24$)

* Lực tổng quát F_n biến đổi theo quy luật (hình 5.2):

$$F_n = 400 + 200.\sin 50,24t \quad (N) \tag{15}$$

- Phân tích lực này thành các lực thành phần ta có:

$$F_t = F_n \cos 20^0 = (400+200\sin 50,24t)\cos 20^0 \tag{16}$$

$$F_r = F_n \sin 20^0 \cos\delta = (400+200\sin 50,24t)\sin 20^0 \cos 11,25^0 \tag{17}$$

$$F_a = F_n \sin 20^0 \sin\delta = (400+200\sin 50,24t)\sin 20^0 \sin 11,25^0 \tag{18}$$

5.3.2. Quá trình tính toán

Với các số liệu đầu vào đã có ta xây dựng được biểu đồ nội lực như hình 5.2

Trong đó các dữ kiện cần thiết được tính toán như sau:

* *Mômen tác dụng lên trục:*

+ Mômen xoắn: $T = F_t \dfrac{d_{mayơ}}{2} = (400+200\sin 50,24t)\cos 20^0 . \dfrac{230}{2}$

+ Mômen uốn do F_z gây ra :

$$M_a = F_a d_{mayơ}/2 = (400+200\sin 50,24t)\sin 20^0 \sin 11,915^0 \frac{230}{2}$$

* *Lực khớp nối:*

$F_{kn} = (0,2..0,5)2T/D_v = (400+200\sin 50,24t)\cos 20^0/140$

$D_v = 140$: Đường kính trung bình của vòng đàn hồi trong khớp nối

Chiều của F_{kn} được chọn ứng với trường hợp làm tăng ứng suất uốn do các lực khác gây nên đối với trục.

* *Mômen uốn tại mặt cắt bất kỳ:*

$$M_u = \sqrt{\left(F_r.\frac{zb}{l} + M_a.\frac{z}{l}\right)^2 + \left(F_t\frac{zb}{l} + F_k\frac{cz}{l}\right)^2}, \tag{9.19}$$

* *Ứng suất tại mặt cắt nguy hiểm nhất:*

+ Ứng suất uốn: $\sigma_{max,min} = \dfrac{M_{u\,max,min}}{W_u}$

$$W_u = \frac{\pi d_2^3}{32}(1-\beta^4) \approx 0,1d_2^3(1-\beta^4)$$

$d_2 = (d+D)/2 = 115$mm: đường kính trung bình của trục then hoa

+ Ứng suất xoắn : $\tau = \frac{T}{W_x}$ (20)

Với: $W_x = \frac{\pi d_2^3}{16}(1-\beta^4) \approx 0,2d_2^3(1-\beta^4)$

+ Ứng suất tương đương (thuyết bền 3): $\sigma_{td} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}$

5.3.2.1. Tính độ bền mòn và độ bền dập bằng phần mềm Maple

a. Độ bền dập:

Từ [3]: $\sigma_d = \frac{2T}{d_{tb}l.h.z.\varphi} \le [\sigma_d]$

Với T = (400 + 200sin50,24t)cos20^0.230/2 (Nmm)

- l chiều dài làm việc của mối ghép là 50mm

- D = 130mm : đường kính ngoài của trục then hoa

m = 5-> số răng z =24 .

d_{th}= m.z = 120mm: đường kính trung bình của then hoa

- h = 0.8m = 4

- φ = 0,7..0,8: hệ số phân bố không đều tải trọng cho các răng

- $[\sigma_d]$ = 3..10MPa: ứng suất dập cho phép ứng với điều kiện sử dụng nặng bề mặt được nhiệt luyện.

b. Độ bền mòn:

$$\sigma_m = \frac{2T}{d_{tb}l.h.z} \le [\sigma_m]$$
$$[\sigma_m] = [\sigma_{mq}]/K_c K_N . K_r K_l K_b K_g \quad , \quad (21)$$

- $[\sigma_{mq}]$: ứng suất quy ước cho phép khi tính về mòn ứng với số chu kỳ làm việc cơ sở và tải trọng tĩnh : $[\sigma_{mq}]$ =135,75Mpa.

- K_c = 0,77: hệ số chế độ tải trọng nặng.

- K_b = 1 : hệ số kể đến điều kiện bôi trơn mối ghép.

- K_g = 3: hệ số kể đến đặc tính lắp ghép mayơ với trục (ghép di động dọc trục, có tải).

- K_r: hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các răng và sự trượt khác nhau trên bề mặt làm việc khi trục quay .

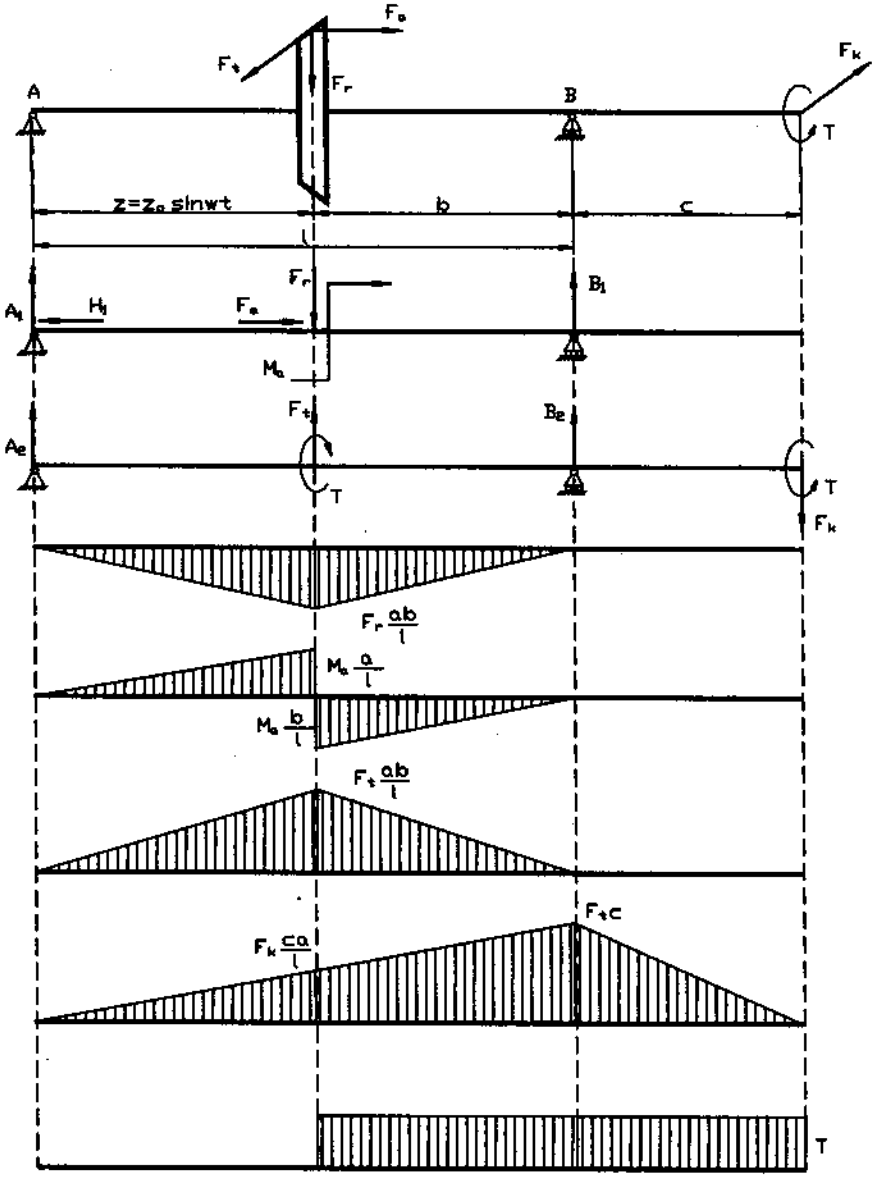
Với φ = 0.75 ->K_r = 3

- K_1 = 3,1: hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều dài mối ghép.

- K_N hệ số tuổi thọ: $K_N = \sqrt[3]{\frac{N}{10^8}} = \sqrt[3]{\frac{60n.L_h}{10^8}}$

n = w/ 2π

- L_h : tổng số giờ làm việc



Hình 5.3.2. Biểu đồ nội lực (thể hiện ảnh hưởng từng thành phần lực)

5.3.2.2. Tính độ bền mỏi

Từ các biểu thức trên, ta có các hàm biến đổi tuần hoàn theo thời gian như sau:

$z = z_o \sin\omega_2 t$; $F = \Delta F + F_o \sin\omega_1 t$

Trong đó ω_1 và ω_2 là tần số góc biến đổi của F(t) và z(t), gọi k_ω là tỷ số giữa ω_1 và ω_2 ($k_\omega = \frac{\omega_2}{\omega_1} < 1$), khi k_ω thay đổi làm cho chu trình ứng suất cũng thay đổi theo.

Sử dụng phần mềm Mapple để lập trình tính toán, trình tự như sau

1. Nhập kích thước trục:

```
> restart:
  > d2:=115:  d1:=30: d:=125: r:=3.5: c:= 100:
  rad:=3.14/180.0:
  xi:= r/d2: beta:=d1/d2: eta:=d/d2: l:=50:
  omega1:=50.24:
  kw:=1: omega2:=kw*omega1: ck1:=2*3.14/omega2:
```

2. Nhập thông số kích thước moay-

```
> dmayo:= 230:
  delta:= 11.25:
  alpha:= 20.0:
```

3. Nhập quy luật chuyển động của moay-ơ:

```
> z:=t->l*sin(omega2*t):
```

4. Nhập lực tác động lên trục

```
> F:=t->400+200*sin(omega1*t):
Ft:=t-> F(t) * cos(alpha * rad):
Fr:=t-> F(t) * sin(alpha * rad)* cos( delta * rad):
Fa:=t-> F(t) * sin(alpha * rad)* sin( delta * rad):
```

5. Tự động tính toán mômen và ứng suất

```
> Ma:=t-> Fa(t)* dmayo / 2:
  Fk:=t-> T(t)/140:
  M:=t->abs(z(t))*sqrt((Fr(t)*z(t)*(l-
  z(t)))^2+(Ft(t)*z(t)*(l-
  z(t))+Fk(t)*c*z(t))^2)/l:
  T:=t->Ft(t)* dmayo /2:
  sigma:=t->32*M(t)/(3.14 * (1 - beta^4) *
  d2^3):
  tau:=t->16*T(t)/(3.14*(1-beta^4)*d2^3):
  sigma1:=t->sqrt( (sigma(t))^2 +
  4*(tau(t))^2):
```

```
> h:=0.01:
  t:=0:
  sigma2:=[$0..ck1/h]:
  for i to 50 do
  t:=t+h:
  sigma2[i]:=sigma(t):
  od:
  print(sigma2):
  sigma[umax]:=op(1,sigma2):
  sigma[umin]:=op(1,sigma2):
  for i to nops(sigma2) do
  if op(i,sigma2)>sigma[umax] then
  sigma[umax]:=op(i,sigma2)
  fi:
  if op(i,sigma2)<sigma[umin] then
  sigma[umin]:=op(i,sigma2)
  fi:
  od:
  print(`Ung suat uon max:`):sigma[umax];
  print(`Ung suat uon min:`):sigma[umin];
> tau1:=[$0..ck1/h]:
  for i to 50 do
  t:=t+h:
  tau1[i]:=tau(t):
  od:
  tau[max]:=op(1,tau1):
  tau[min]:=op(1,tau1):
  for i to nops(tau1) do
  if op(i,tau1)>tau[max] then
  tau[max]:=op(i,tau1)
  fi:
  if op(i,tau1)<tau[min] then
  tau[min]:=op(i,tau1)
  fi:
  od:
  print(`Ung suat tiep max`):tau[max]:
  print(`Ung suat tiep min`):tau[min]:
```

6. Tự động tính toán ứng suất trung bình và ứng suất biên độ

```
> sigma[a]:=(sigma[umax])/2:
  sigma[m]:=(sigma[umax])/2:
  tau[a]:=(tau[max]+tau[min])/2:
  tau[m]:=(tau[max]-tau[min])/2:
```

7. Tự động tính toán hệ số an toàn mỏi

```
> k[sigma]:=1.72: k[tau]:=1.58:
  sigma[-1]:=590:tau[-1]:=350:
  psi[sigma]:=0.1: psi[tau]:=0.05:
  psi[sigmatau]:=0.14:psi[tausigma]:=0.12:
  epsilon[sigma]:=0.06:epsilon[tau]:=0.73:
  s[sigma]:=sigma[-
  1]/(sigma[a]*k[sigma]/epsilon[sigma]+psi[sigm
  a]*sigma[m]+ psi[tausigma]*tau[m]):
  s[tau]:= tau[-
  1]/(tau[a]*k[tau]/epsilon[tau]+psi[tau]*tau[m
  ]+psi[sigmatau]*sigma[m]):
  s:=s[tau]*s[sigma]/sqrt( s[sigma]^2 +
  s[tau]^2*(1+2(1-k[tau]/k[sigma])(s[sigma]-1)));
  He so an toan tong hop cua truc la:
```

s =2.354547557 , làm tròn s=2,3550.

5.4. CHƯƠNG TRÌNH TÍNH TOÁN TRỤC VÍT

5.4.1. Tự động hoá tính toán các phản lực và nội lực tại mặt cắt nguy hiểm của.

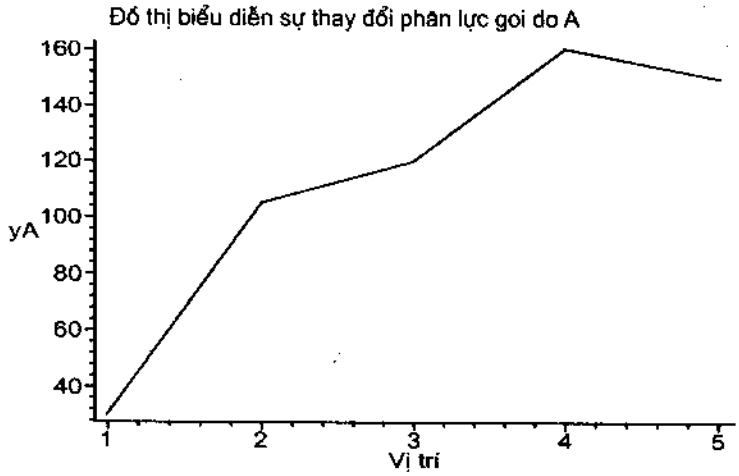
```
> restart:Digits:=6: (BẮT ĐẦU CHƯƠNG TRÌNH)
> l11:=0:l12:=20:l13:=20:l14:=20:l15:=20:
  l21:=25:l22:=0:l23:=25:l24:=25:l25:=25:
  l31:=50:l32:=50:l33:=50:l34:=50:l35:=30:
  l41:=20:l42:=20:l43:=20:l44:=20:l45:=20:
  P11:=10:P12:=20:P13:=30:P14:=40:P15:=50:
  P21:=15:P22:=30:P23:=45:P24:=60:P25:=75:
  P31:=20:P32:=40:P33:=60:P34:=80:P35:=100:
  M21:=25:M22:=50:M23:=75:M24:=100:M25:=125:
> l1:=Vector([l11,l12,l13,l14,l15]):
  l2:=Vector([l21,l22,l23,l24,l25]):
  l3:=Vector([l31,l32,l33,l34,l35]):
  l4:=Vector([l41,l42,l43,l44,l45]):
  P1:=Vector([P11,P12,P13,P14,P15]):
  P2:=Vector([P21,P22,P23,P24,P25]):
  P3:=Vector([P31,P32,P33,P34,P35]):
  M2:=Vector([M21,M22,M23,M24,M25]):
> Tinhplgd:= proc(i)
  global yA,yB:
  local ya,yb,s:
```

```
f1:=ya+yb-(P1[i]+P2[i]+P3[i]):
f2:=ya*(l3[i]-l1[i])-M2[i]+P3[i]*(l4[i]-
l3[i])
-P1[i]*l3[i]-P2[i]*(l3[i]-l2[i]-l1[i]):
s:=fsolve({f1,f2},{ya,yb}):
assign(s):
yA[i]:=ya:
yB[i]:=yb:
end proc:
> Tinhmm:=proc(i)
global mA,mB,mC:
assign(%):
mA[i]:=P1[i]*l1[i]:
mB[i]:=P3[i]*(l4[i]-l3[i]):
mC[i]:=P1[i]*(l1[i]+l2[i])-yA[i]*l2[i]-M2[i]:
end proc:
> for i from 1 by 1 to 5 do
Tinhplgd(i);Tinhmm(i):
od:
> YA:= array(1..5):YB:= array(1..5):
MA:= array(1..5):MB:= array(1..5):MC:=
array(1..5):
for i from 1 to 5 do
YA[i] :=
yA[i];YB[i]:=yB[i];MA[i]:=mA[i];MB[i]:=mB[i];
MC[i]:=mC[i];
end do:
print(" Phan luc tai goi A :",YA);print("
Phan luc tai goi B :",YB); print(" Momen tai
mat cat A :",MA); print(" Momen tai mat cat
B:",MB); print("  Momen tai mat cat C :",MC);
```

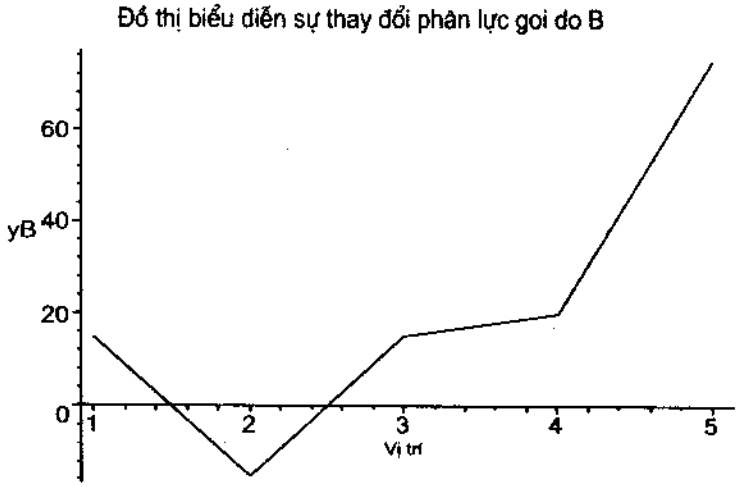
```
" Phan luc tai goi A :", [30, 105, 120, 160, 150]
" Phan luc tai goi B :", [15, -15, 15, 20, 75]
" Momen tai mat cat A :", [0, 400, 600, 800, 1000]
" Momen tai mat cat B:", [-600, -1200, -1800, -2400, -1000]
"  Momen tai mat cat C :", [-525, 350, -1725, -2300, -1625]
```

```
> with(plots):
> listplot([seq(yA[i],i=1..5)],labels=
["Vi tri","yA"], title="Do thi bieu dien su
thay doi phan luc goi do A",color=blue);
listplot([seq(yB[i],i=1..5)],labels=["Vi
tri","yB"], title="Do thi bieu dien su thay
```

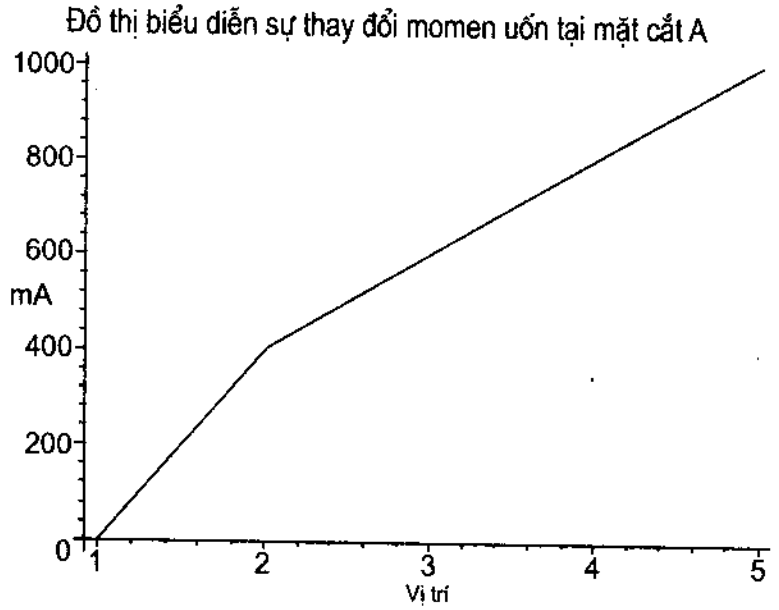
```
doi phan luc goi do B",color=blue);
listplot([seq(mA[i],i=1..5)],labels=["Vi
tri","mA"], title="Do thi bieu dien su thay
doi momen uon tai mat cat A",color=blue);
listplot([seq(mB[i],i=1..5)],labels=["Vi
tri","mB"], title="Do thi bieu dien su thay
doi momen uon tai mat cat B",color=blue);
listplot([seq(mC[i],i=1..5)],labels=["Vi
tri","mC"], title="Do thi bieu dien su thay
doi momen uon tai mat cat C",color=blue);
```



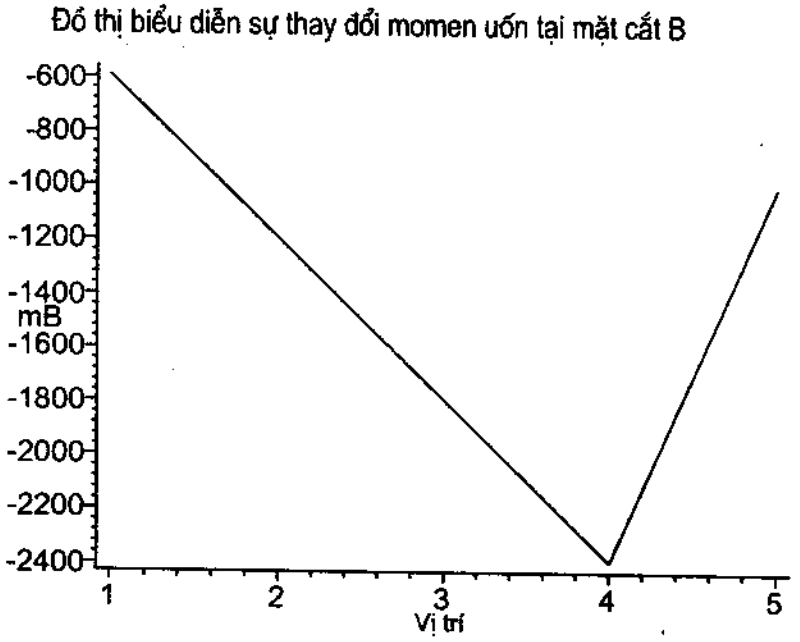
Hình 5.3. Sự biến đổi phản lực ở gối A theo các vị trí z của moay-ơ



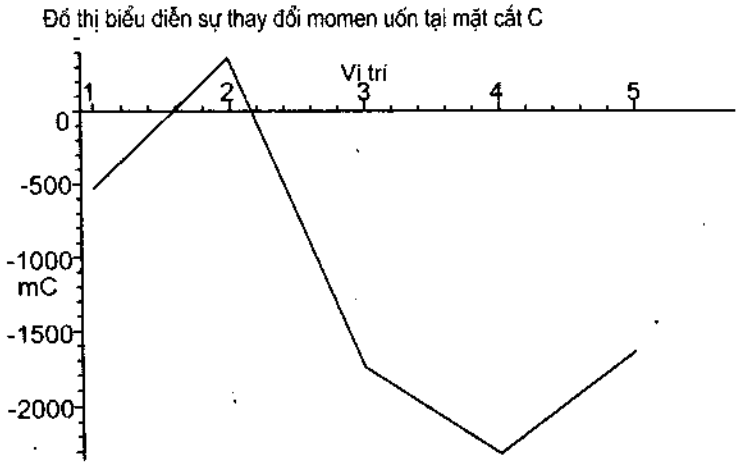
Hình 5.4. Sự biến đổi phản lực ở gối B theo các vị trí z của moay-ơ



Hình 5.5. *Sự biến đổi mômen Mu tại mặt cắt A theo các vị trí z của moay-ơ*

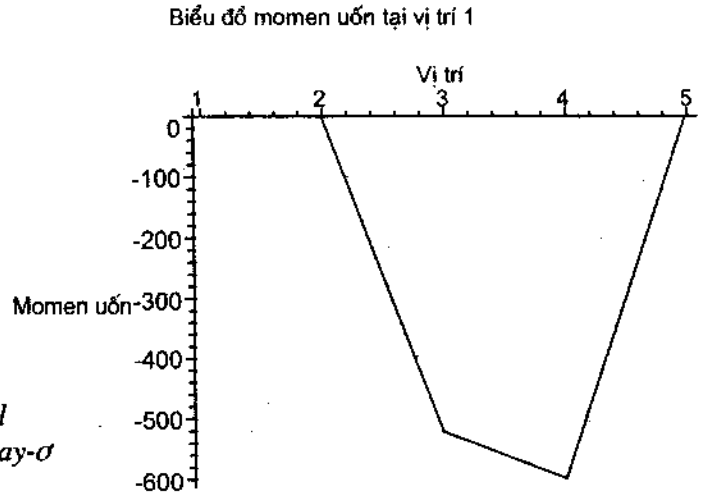


Hình 5.6. *Sự biến đổi mômen Mu tại mặt cắt B theo các vị trí z của moay-ơ*

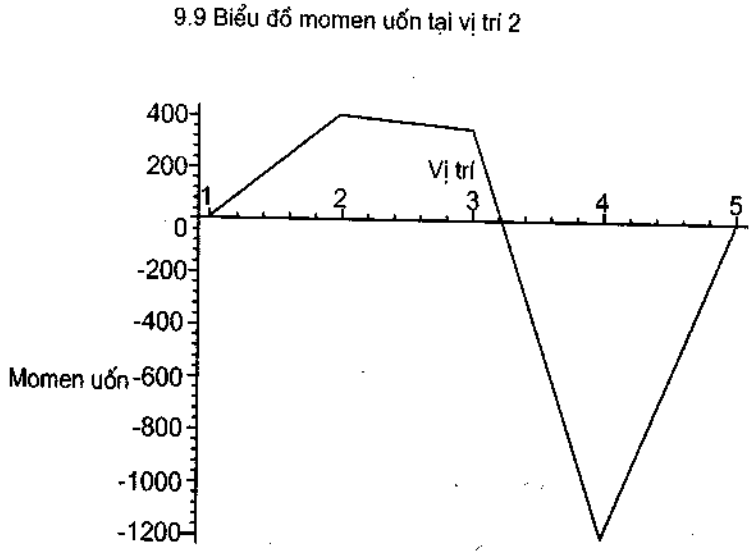


Hình 5.7. *Sự biến đổi mômen Mu tại mặt cắt Ctheo các vị trí z của moay-ơ*

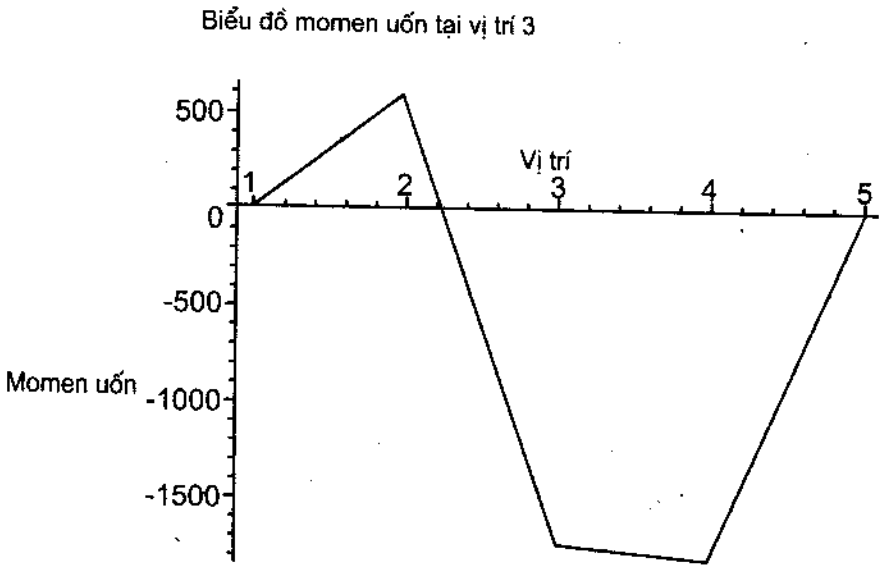
```
> listplot([0,mA[1],mC[1],mB[1],0],labels=
["Vi tri","Momen uon"], title="Bieu do momen uon
tai vi tri 1",color=blue);
listplot([0,mA[2],mC[2],mB[2],0],labels=["Vi
tri","Momen uon"], title="Bieu do momen uon tai vi
tri 2",color=blue);
listplot([0,mA[3],mC[3],mB[3],0],labels=["Vi
tri","Momen uon"], title="Bieu do momen uon tai vi
tri 3",color=blue);
listplot([0,mA[4],mC[4],mB[4],0],labels=["Vi
tri","Momen uon"], title="Bieu do momen uon tai vi
tri 4",color=blue);
listplot([0,mA[5],mC[5],mB[5],0],labels=["Vi
tri","Momen uon"], title="Bieu do momen uon tai vi
tri 5",color=blue);
```



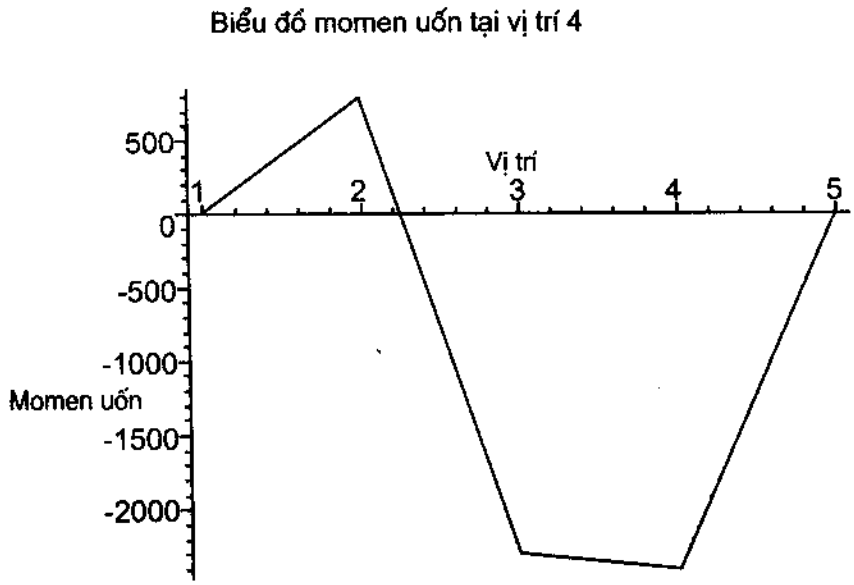
Hình 5.8. *Sự biến đổi mômen Mu tại mặt cắt 1 theo các vị trí z của moay-ơ*



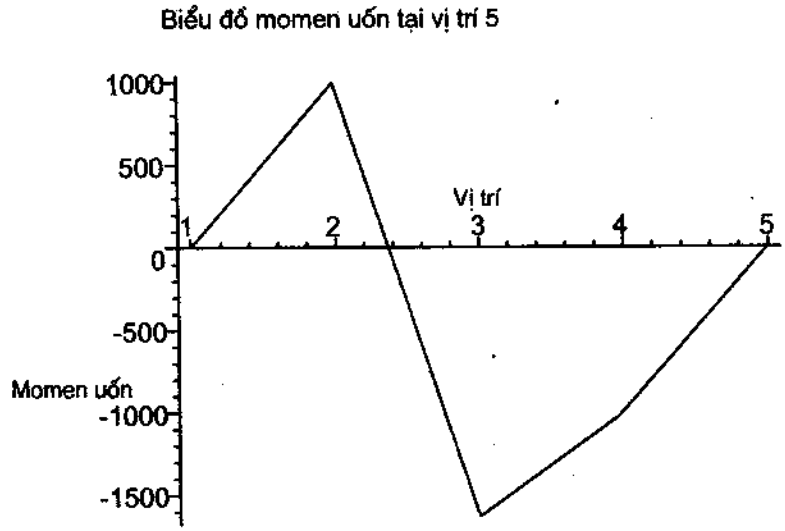
Hình 5.9. *Sự biến đổi mômen Mu tại mặt cắt 2 theo các vị trí z của moay-ơ*



Hình 5.10. *Sự biến đổi mômen Mu tại mặt cắt 3 theo các vị trí z của moay-ơ*



Hình 5.11. *Sự biến đổi mômen Mu tại mặt cắt 4 theo các vị trí z của moay-ơ*



Hình 5.12. *Sự biến đổi mômen Mu tại mặt cắt 5 theo các vị trí z của moay-ơ*

5.2.2. Tự động hoá tính toán các thông số kích thước trục vít

```
> restart;  (Bắt đầu chương trình)
  Digits:=2:
```

Các thông số đầu vào (Có thể thay đổi tuỳ ý)

```
> # Momen xoan trucvit:
    T1 := 49.47*1000:
  # Thoi gian lam viec cua bo truyen:
    t:=12*12*30*2*8:
  # Ty so truyen cua bo truyen trucvit-banhvit:
    u:=15:
# Toc do quay cua truc vit:
  n1:=1003:
# He so tinh chat phan bo tai trong cua chu trinh :
  kt:=1*.5+.8*.5:
```

Tính vận tốc trượt theo công thức gần đúng để lựa chọn vật liệu:

```
> vs1:=evalf(4.5*10^(-5)*n1*(T2)^(1/3),4);
```

vs1 := 3.785

Các hàm nội suy dùng trong thiết kế bộ truyền trục vít-bánh vít:

Các đặc trưng cơ học chủ yếu của vật liệu:

```
> ghbkeo:=[40,45,40,45,40,55,28,35,38,40]:
  klrieng:=[8.5,8.2,8.65,8.5,8.4,8.4,8.8,8.54,8
  .4,8.5];
  ghtle:=[20,20,17,17,20,20,8.5,10,30,15];
  ghbxoan:=[20,18,16,12,12,13.5,7.5,12,4.1,8];
  ghbuon:=[58,30,35,55,50,52,55,70,60,46];
  ddphuy:=[10,11,12,10,8,7,9,6,4,4.5];
  ghmoi:=0.5*ghbkeo+.4*ghbuon;
  dgia:=[6.75,7,9,10,7.5,10,7.5,10,9,27.5];
  ghben:=[200,260,290,160,190,240,400,500,600,3
  40,120,150,180];
  ghchay:=[120,150,170,90,95,100,200,140,280,32
  0,360;
  modullE:=2.1e7;
```

klrieng := [8.5, 8.2, 8.65, 8.5, 8.4, 8.4, 8.8, 8.54, 8.4, 8.5]

ghtle := [20, 20, 17, 17, 20, 20, 8.5, 10, 30, 15]

ghbxoan := [20, 18, 16, 12, 12, 13.5, 7.5, 12, 4.1, 8]

ghbuon := [58, 30, 35, 55, 50, 52, 55, 70, 60, 46]

ddphuy := [10, 11, 12, 10, 8, 7, 9, 6, 4, 4.5]

ghmoi := [43., 34., 34., 44., 40., 49., 36., 46., 43., 38.]

dgia := [6.75, 7, 9, 10, 7.5, 10, 7.5, 10, 9, 27.5]

ghben := [200, 260, 290, 160, 190, 240, 400, 500, 600, 340, 120, 150, 180]

ghchay := [120, 150, 170, 90, 95, 100, 200, 140, 280, 320, 360]

modullE := .21 10^8

Các hàm mục tiêu:

```
> for i from 1 by 1 to 10 do
  Renhat[i]:=evalf(ghtle[i]/(klrieng[i]*dgia[i]));
  Nnhat[i]:=evalf(ghtle[i]/klrieng[i]);
  Dbmtnhat[i]:=evalf(ghmoi[i]/klrieng[i]);
  Dbtutnhat[i]:=evalf(ghbuon[i]^(2/3)/klrieng[i]);
  Dbtxtnhat[i]:=evalf(ghbxoan[i]^(2/3)/klrieng[
  i]);
  Dcrtnhat[i]:=evalf(modullE/klrieng[i]);
  Dvdrtnhat[i]:=evalf(ghtle[i]^2/(modullE*klrie
  ng[i]));
  Knltvntnhat[i]:=evalf(ddphuy[i]/dgia[i]);
  od:
```

Thủ tục tối ưu hoá:

```
> for i from 1 by 1 to 10 do
  M[1,i]:=Renhat[i];M[2,i]:=Nnhat[i];M[3,i]:=Db
  mtnhat[i];M[4,i]:=Dbtutnhat[i];M[5,i]:=Dbtxtn
  hat[i];M[6,i]:=Dcrtnhat[i];M[7,i]:=Dvdrtnhat[
  i];M[8,i]:=Knltvntnhat[i];
  od:
  M:=matrix(8,10,[seq(M[1,i],i=1..10),seq(M[2,i
  ],i=1..10),seq(M[3,i],i=1..10),seq(M[4,i],i=1
  ..10),seq(M[5,i],i=1..10),seq(M[6,i],i=1..10)
  ,seq(M[7,i],i=1..10),seq(M[8,i],i=1..10)]);
  for i from 1 by 1 to 8 do
  Jmax[i]:=1:
  for j from 2 by 1 to 10 do
  if M[i,Jmax[i]]<=M[i,j] then Jmax[i]:=j fi;
  od;od:
  K:=[1,2,3,4,5,6,7,8,9,10]:dem:=[0,0,0,0,0,0,0
  ,0,0,0]:
```

```
for i from 1 by 1 to 10 do
for j from 1 by 1 to 10 do
if Jmax[i]=K[j] then dem[j]:=dem[j]+1 fi od
od:
nho := 1:m:=dem[1]:
for i from 1 by 1 to 10 do if(m<=dem[i]) then
m:=dem[i];nho:=i fi od:
```

$M :=$

$[.35, .34, .22, .20, .32, .24, .13, .12, .40, .064]$

$[2.4, 2.4, 2.0, 2.0, 2.4, 2.4, .97, 1.2, 3.6, 1.8]$

$[5.1, 4.1, 4.0, 5.2, 4.8, 5.8, 4.1, 5.4, 5.1, 4.5]$

$[1.8, 1.2, 1.3, 1.7, 1.7, 1.7, 1.5, 2.0, 1.8, 1.6]$

$[.89, .83, .76, .62, .62, .69, .43, .62, .31, .48]$

$[.25\,10^{7}, .26\,10^{7}, .24\,10^{7}, .25\,10^{7}, .25\,10^{7}, .25\,10^{7}, .24\,10^{7}, .25\,10^{7}, .25\,10^{7}, .25\,10^{7}]$

$[.22\,10^{-5}, .23\,10^{-5}, .16\,10^{-5}, .16\,10^{-5}, .23\,10^{-5}, .23\,10^{-5}, .39\,10^{-6}, .56\,10^{-6}, .51\,10^{-5}, .12\,10^{-5}]$

$[1.5, 1.6, 1.3, 1., 1.1, .70, 1.2, .60, .44, .16]$

```
> # Ham noi suy tinh he so dang rang:
  YF:=spline([20,24,26,28,30,35,37,40,45,50,60,
  80,100,150,300],[1.98,1.88,1.85,1.80,1.76,1.6
  4,1.61,1.55,1.48,1.45,1.40,1.34,1.30,1.27,1.2
  4],Zv,linear):
> #Ham noi suy tinh he so bien dang theta:
  theta:=spline([6.3,7.1,8,9,10,11.2,12.5,14,16
  ,18,20],[36,45,57,71,86,102,125,152,190,230,2
  76],q,linear):
> # Ham noi suy tinh goc ma sat phi:
  phi:=spline([.01,.05,.10,.25,.50,1.0,1.5,2.0,
  2.5,3,4,5,8,10,15,24],[6.28,5.15,4.57,3.72,3.
  15,2.58,2.28,2.00,1.72,1.60,1.37,1.26,1.03,.9
  6,.80,.75],vs,linear):
> # Ham noi suy tinh he so tai trong dong:
  kHV:=spline([1.5,3,7.5],[1.1,1.2,1.3],vs,linear):
> Kcttc:=Vector([50,63,80,100,125,140,160,180,
  200,225,280,315,355,400,450,500]):
> Mdtc:=Vector([2,2.5,3.15,4,5,6.3,8,10,12.5,
```

```
16,20]):
> Hsdk:=Vector([6.3,8,10,12.5,16,20,25]):
```

Nhập các thông số của vật liệu tối ưu đã chọn:

Chọn vật liệu đã tối ưu:

```
> sigma[b]:=ghben[nho];sigma[ch]:=ghchay[nho];
```

$\sigma_b := 600$

$\sigma_{ch} := 280$

Tính hệ số đường kính q :

```
> z1:=2:
z2:=u*z1:
KH:=1.2:
q1:=.3*z2:
# Thu tuc lua chon he so duong kinh:
for i from 1 by 1 to 6 do
if (q1=Hsdk[i]) then q:=Hesodk[i] fi;
if(q1>Hsdk[i])and(q1<(Hsdk[i]+Hsdk[i+1])/2)
then q:= Hsdk[i] fi;
if(q1<=Hsdk[i+1])and(q1>=(Hsdk[i]+Hsdk[i+1])/
2) then q:= Hsdk[i] fi od;
```

Xác định khoảng cách trục tiêu chuẩn:

```
> Heso1:=170/(z2*sigma[Hchophep]);Heso2:
=T2*KH/q;Heso3:=z2+q;a[wsb1]:=evalf(((Heso1)^2
*Heso2)^(1/3)*Heso3,4);msb:=evalf((2*a[wsb1])/
Heso3,3);
# Thu tuc chon mo dul tieu chuan:
for i from 1 by 1 to 10 do
if (msb=Mdtc[i]) then m:=Mdtc[i] fi;
if (msb>Mdtc[i])and(msb<(Mdtc[i]+Mdtc[i+1])/2)
then m:=Mdtc[i] fi;
if (msb>=(Mdtc[i]+Mdtc[i+1])/2)and
(msb<Kcttc[i+1]) then m:=Mdtc[i+1] fi
od;a[wsb2]:=m*Heso3/2;
> # Thu tuc lua chon khoang cach truc tieu
chuan:
for i from 1 by 1 to 15 do
if (a[wsb2]=Kcttc[i]) then a[w]:=Kcttc[i] fi;
if (a[wsb2]>Kcttc[i])and(a[wsb2]<(Kcttc[i]+
```

```
Kcttc[i+1])/2) then a[w]:=Kcttc[i] fi;
if (a[wsb2]>=(Kcttc[i]+Kcttc[i+1])/2)and
(a[wsb2]<Kcttc[i+1]) then a[w]:=Kcttc[i+1] fi
od;a[w]:=a[w];
```

$Heso1 := .024$

$Heso2 := 89000.$

$Heso3 := 38$

$a_{wsb1} := 141.2$

$msb := 7.42$

$a_{wsb2} := 152$

$a_w := 160$

Tính lại vận tốc trượt và hiệu suất thực tế:

```
> vs:=evalf(m*n1*sqrt(z1^2+q^2)/19100,3);
```

$vs := 3.46$

```
> phi:=phi(vs);
gamma1:=evalf(arctan(z1/q));eta(tt):=evalf(.9
5*tan(gamma1)/tan(gamma1+phi*Pi/180),5);
```

$\phi := 1.5$

$\gamma 1 := .24$

$\eta(tt) := .85267$

Hệ số dịch chỉnh:

```
> x:=evalf(a[w]/m-Heso3/2,3);
```

$x := 1.$

Tính toán các thông số hình học của bộ truyền:

```
> print("CAC THONG SO CUA BO TRUYEN");
print("khoang cach truc");a[w]:=a[w];
print("he so duong kinh");q:=q;
print("Ty so truyen");u:=u;
print("He so dich chinh");x:=a[w]/m-
.5*(q+z2);
print("So rang truc vit");z1:=z1;
print("goc vit");gamma1:=gamma1;
print("Duong kinh vong chia");d1:=q*m;
print("Duongkinhvongdinh");d[a1]:=d1+2*m;
print("Duong kinh vong day");d[f1]:=m*(q-
```

```
2.4); print("Chieu dai phan cat ren cua truc
vit");b1:=(10.5+z1)*m;
```

Các thông số của trục vít:

"khoang cach truc"

$a_w := 160$

"he so duong kinh"

$q := 8$

"Ty so truyen"

$u := 15$

"He so dich chinh"

$x := 1.0$

"So rang truc vit"

$z1 := 2$

"Duong kinh vong chia"

$d1 := 64$

"Duong kinh vong dinh"

$d_{a1} := 80$

$d_{f1} := 45.$

"Chieu dai phan cat ren cua truc vit"

$b1 := 96.$

Tính lực tác dụng lên bộ truyền :

```
> print("Luc doc truc
");F[a1]:=2*T2/d[2];F[a2]:=evalf(F[a1]*tan(ga
mma1+(phi)*Pi/180),3);print("Luc tiep
tuyen");F[t2]:=F[a1];F[t1]:=F[a2];print("Luc
huong kinh ");F[r1]:=F[t2]*tan(20*3.14/180);
F[r2]:=F[r1];
```

"Luc doc truc "

$F_{a1} := 5000.$

$F_{a2} := 1360.$

"Luc tiep tuyen"

$F_{t2} := 5000.$

$F_{t1} := 1360.$

"Luc huong kinh"

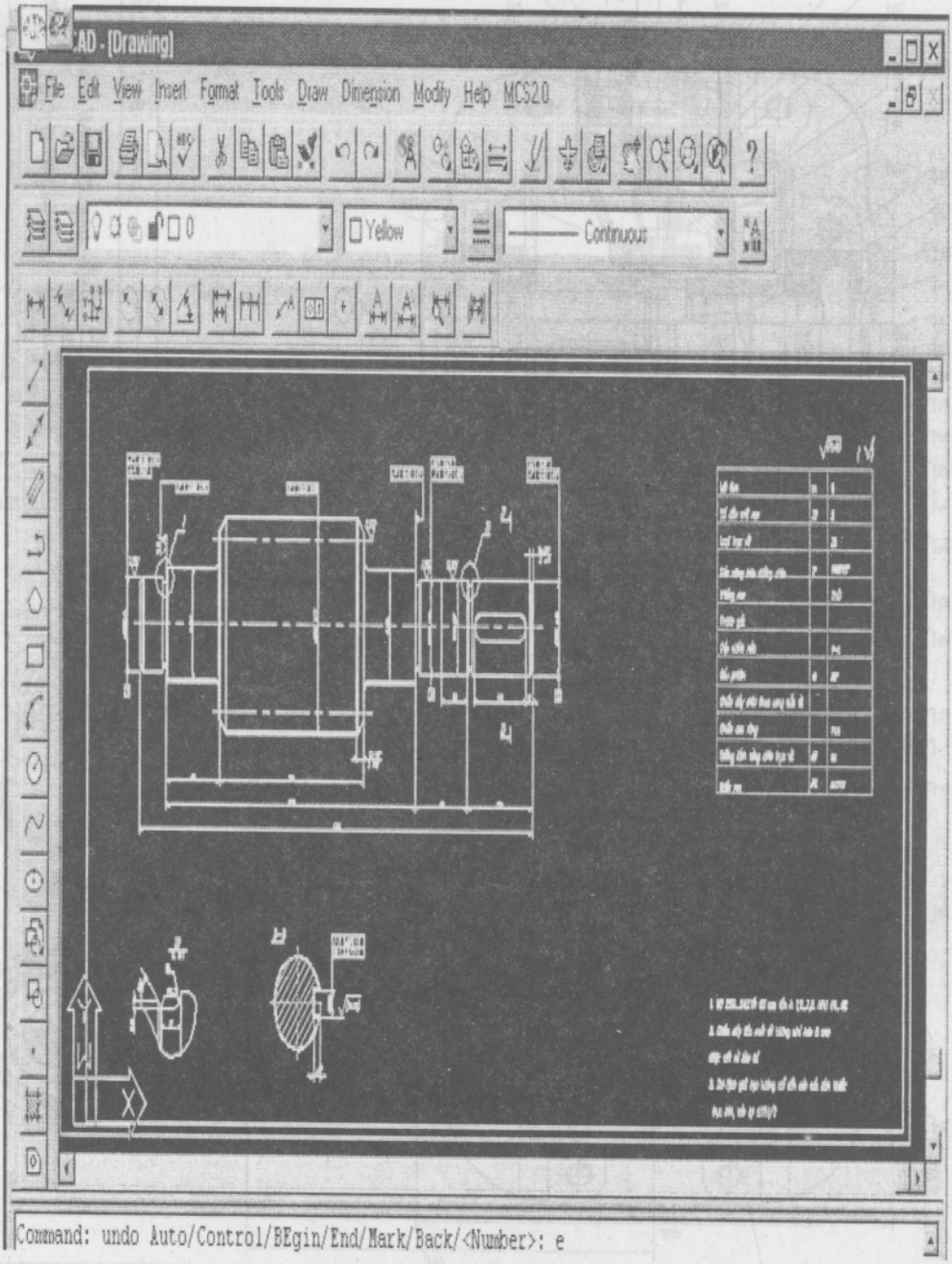
$F_{r1} := 1800.$

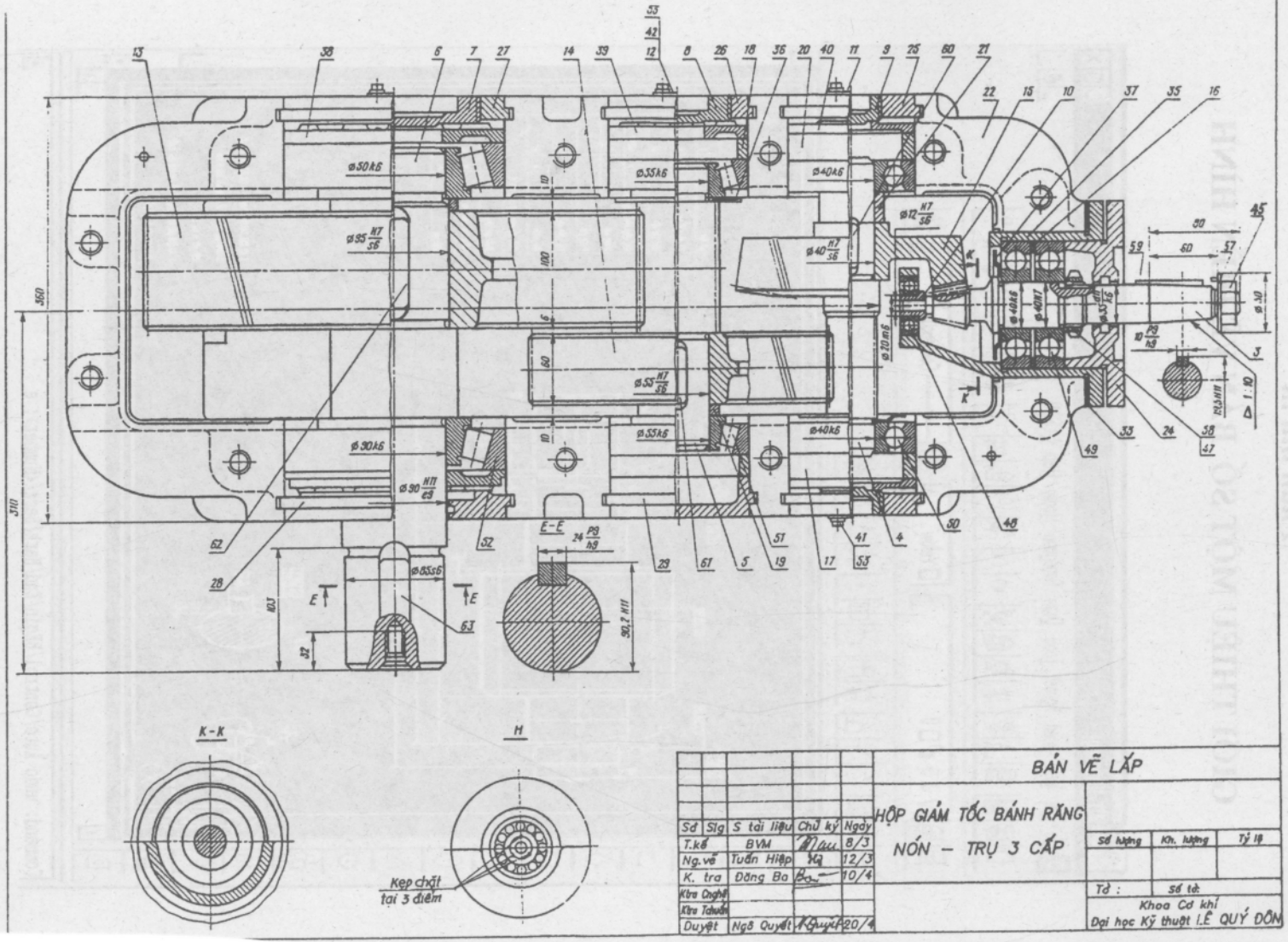
$F_{r2} := 1800.$

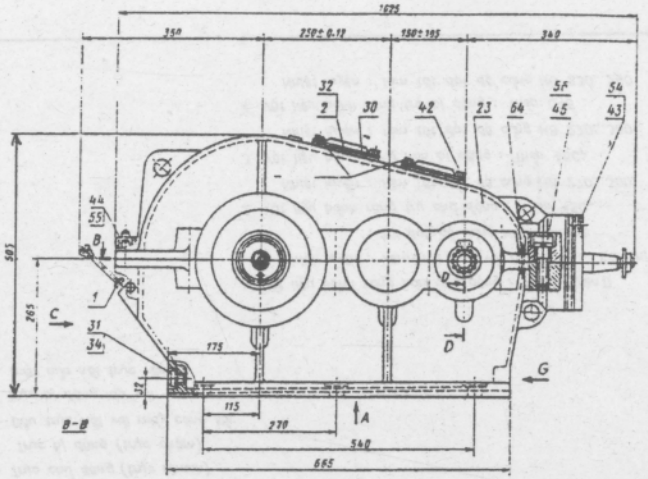
Những lực này dùng để tính toán kiểm tra độ bền răng bánh vít.

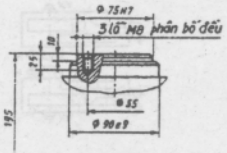
Phần thứ tư

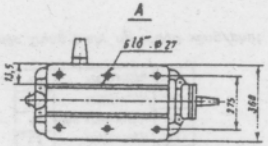
GIỚI THIỆU MỘT SỐ BẢN VẼ ĐIỂN HÌNH



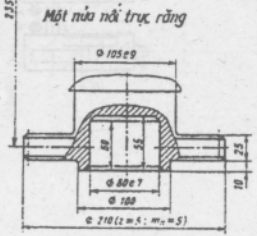

BẢN VẼ LẮP
HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG NÓN – TRỤ 3 CẤP
Số | Sig | S tài liệu | Chữ ký | Ngày
T.kế | BVM | | 8/3
Ng.vẽ | Tuấn Hiệp | | 12/3
K. tra | Đăng Ba | | 10/4
Duyệt | Ngô Quyết | | 20/4
Số lượng | Kh. lượng | Tỷ lệ
Tờ : | Số tờ
Khoa Cơ khí
Đại học Kỹ thuật LÊ QUÝ ĐÔN
K-K
H
E-E
Kẹp chặt tại 3 điểm
Δ 1:10

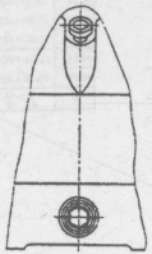






Đường tâm HGT





TT	Tên gọi	S.L	Vật liệu
31	Nút tháo dầu	1	GX 15-32
30	Nắp cửa thăm	2	GX 15-32
29	Nắp ổ lăn kín	1	GX 15-32
28	Nắp ổ lăn	1	GX 15-32
27	Nắp ổ lăn	1	GX 15-32
26	Nắp ổ lăn	1	GX 15-32
25	Nắp ổ lăn	2	GX 15-32
24	Nắp ổ lăn	1	GX 15-32
23	Nắp hộp giảm tốc	1	GX 15-32
22	Thân hộp giảm tốc	1	GX 15-32
21	Vòng đệm	1	GX 15-32
20	Vòng đệm	1	GX 15-32
19	Vòng đệm	1	GX 15-32
18	Vòng đệm	2	GX 15-32
17	Vòng đệm	2	GX 15-32
16	Vòng đệm	1	GX 15-32
15	Bánh răng côn	1	Thép $45C_r$
14	Bánh răng	1	Thép C45
13	Bánh răng	1	Thép C45
12	Khoá	2	Thép CT31
11	Khoá	2	Thép CT31
10	ống tỷ	1	Thép C45
9	Vít điều chỉnh	1	Thép C45
8	Vít điều chỉnh	1	Thép C45
7	Vít điều chỉnh	1	Thép C45
6	Trục bị động	1	Thép $45C_r$
5	Trục trung gian	1	Thép $45C_r$
4	Trục trung gian	1	Thép $45C_r$
3	Trục chủ động	1	Thép $C30C_rMnTi$
2	Nắp cửa thăm	2	
1	Que thăm dầu	1	

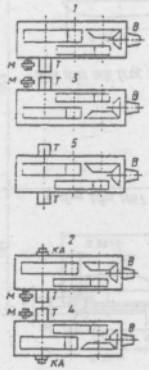
BẢN VẼ LẮP

HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG NÓN – TRỤ 3 CẤP

Số	Sig	S tài liệu	Chữ ký	Ngày
T.kế		BVM		8/3
Ng.vẽ		Tuấn Hiệp		12/3
K. tra		Đăng Ba		10/4
Kiểu Duyệt				
Kiểu Tchuẩn				
Duyệt		Ngô Quyết		20/4

Số lượng	Kh. lượng	Tỷ lệ
Tờ :	Số tờ:	

Khoa Cơ khí
Đại học Kỹ thuật LÊ QUÝ ĐÔN



P(kW)	$\frac{z_3}{z_1} \times \frac{z_2}{z_2} \times \frac{z_1}{z_3}$	u
5,8	112/34 x 118/23	50,36
4,6	118/30 x 118/23	63,64
3,8	118/30 x 118/23	79,98
3,2	121/27 x 118/23	90,85
2,8	122/25 x 118/23	98,66
2,6	126/22 x 118/23	115,1
2,2	126/22 x 120/21	128,2
2,0	128/20 x 120/21	143,7
1,7	121/27 x 120/21	161,3
1,5	123/25 x 120/21	177,1
1,3	126/22 x 122/19	199
1,1	126/22 x 122/19	224,7
1,0	128/20 x 122/19	258,9

Chế độ làm việc trung bình; n_B =1000 vòng/phút

B – Trục chủ động (trục nhanh)

T – Trục bị động (trục chậm)

KA – Đầu trục nối với máy công tác

M – Trục bị động lắp với một nửa nối trục răng.

1. Vật liệu bánh răng nón chủ động : Thép 30MnTi
   Nhiệt luyện : xêmentit hoá với độ sâu 1,1...1,2mm; tôi đạt độ cứng HRC 55...60.
2. Vật liệu bánh răng trụ chủ động : Thép $45C_r$
   Nhiệt luyện : làm tốt đạt độ cứng HB 270...300
3. Vật liệu bánh răng nón bị động : Thép $45C_r$
   Nhiệt luyện : làm tốt đạt độ cứng HB 270...300
4. Vật liệu bánh răng trụ bị động : Thép C45
   Nhiệt luyện : làm tốt đạt độ cứng HB 230...260

TT	Tên gọi	S.L	Vật liệu
64	Chốt định vị 10x36	2	TCVN 2040–86
63	Then bằng 24x14x80	1	TCVN 2261–77
62	Then bằng 28x16x75	1	TCVN 2261–77
61	Then bằng 16x10x50	1	TCVN 2261–77
60	Then bằng 12x8x35	1	TCVN 2261–77
59	Then bằng 10x8x60	1	TCVN 2261–77
58	Đệm vênh	1	TCVN 2061–77
57	Đệm vênh 22.01	1	TCVN 2061–77
56	Đệm vênh 20.65	10	TCVN 2061–77
55	Đệm vênh 16.65	2	TCVN 2061–77
54	Đệm vênh 10.65	6	TCVN 2061–77
53	Đệm vênh 6.65	8	TCVN 2061–77
52	ổ lăn 7318	2	TCVN 2220–77
51	ổ lăn 7311	2	TCVN 2220–77
50	ổ lăn 46408	2	TCVN 2220–77
49	ổ lăn 66408	2	TCVN 2220–77
48	ổ lăn 304	1	TCVN 2220–77
47	Đai ốc M39x1,5.6	1	TCVN 1905–76
46	Đai ốc M22x1,5.6	1	TCVN 1905–76
45	Vít M20x65.5.6	10	TCVN 1905–76
44	Vít M16x35.5.6	2	TCVN
43	Vít M10x40.5.6	6	TCVN
42	Bu lông M8.6x16.36	8	TCVN 1892–76
41	Bu lông M6.5x35.36	8	TCVN 1892–76
40	Vòng hãm vênh	2	GX_{15-32}
39	Vòng hãm vênh	1	GX_{15-32}
38	Vòng hãm vênh	2	GX_{15-32}
37	Vòng hãm bảo vệ	2	Thép CT21
36	Vòng hãm bảo vệ	1	Thép CT21
35	ống tỷ ổ lăn	1	Thép C45
34	Đệm kín	2	Da kỹ thuật
33	Tấm đệm căn chỉnh		Thép Co8
32	Tấm đệm	2	Capron

Sđ	Slg	S tài liệu	Chữ ký	Ngày
T.kế		BVM		8/3
Ng.vẽ		Tuấn Hiệp		12/3
K. tra		Đăng Ba		10/4
Kiểu Công nghệ				
Kiểu Tiêu chuẩn				
Duyệt		Ngô Quyết		20/4

BẢN VẼ LẮP

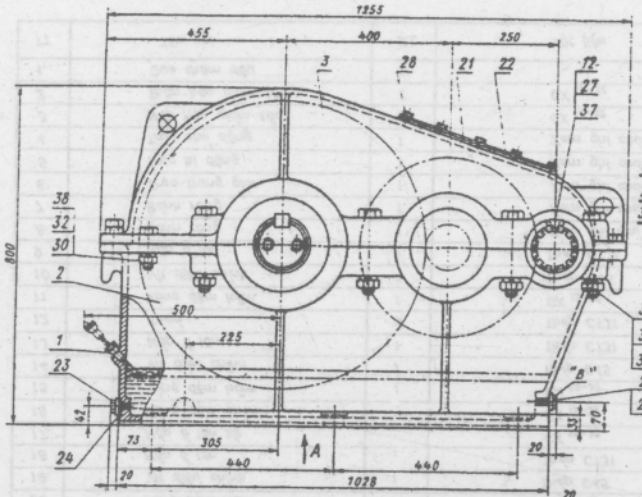
HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG NÓN – TRỤ 3 CẤP

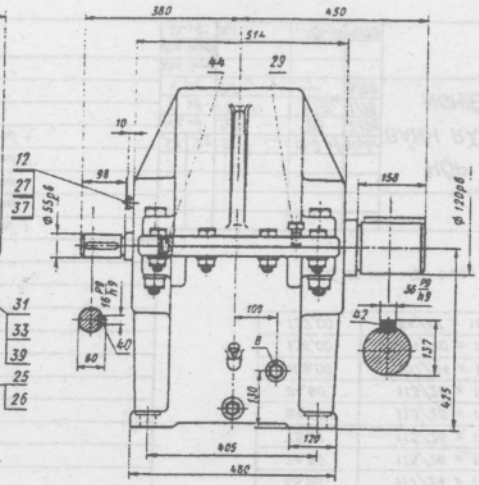
Số lượng	Kh. lượng	Tỷ lệ

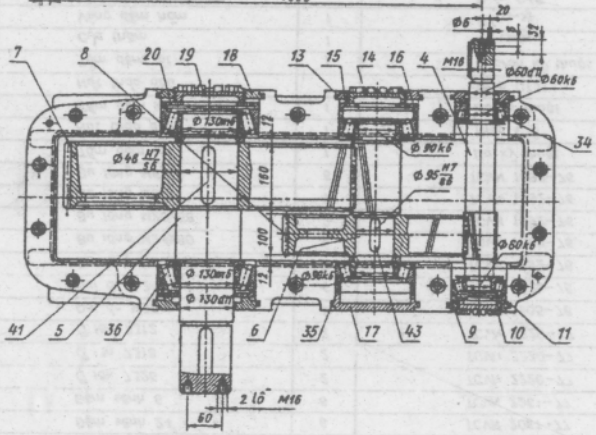
Tờ : Số tờ:

Khoa Cơ khí

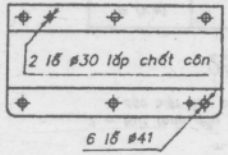
Đại học Kỹ thuật LÊ QUÝ ĐÔN



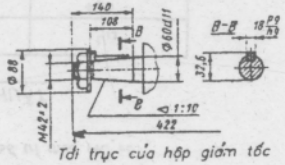




Phương án dùng trục chủ động một đầu công xôn(xem tờ)



A



Tới trục của hộp giảm tốc

Số	Sig	Số tờ	Chữ ký	Ngày	
T. kế				1/98	
Ng. vẽ				2/98	
K. tra				3/98	
Ktra Dây chuyền					
Ktra Chuẩn					
Duyệt				4/98	

BẢN VẼ LẮP

HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG 2 CẤP

Số lượng	Kh. lượng	Tỷ lệ

Tờ : Số tờ

Khoa Cơ khí

Đại học Kỹ thuật LÊ QUÝ ĐÔN

TT	Tên gọi	S.L	Vật liệu
44	Chốt định vị	1	TCVN 2040 – 86
43	Then bằng 28x16x90	1	TCVN 2261–77
42	Then bằng 36x18x150	1	TCVN 2261–77
41	Then bằng 36x20x150	1	TCVN 2261–77
40	Then bằng 16x10x50	1	TCVN 2261–77
39	Đệm vênh 30	8	TCVN 2061–77
38	Đệm vênh 24	6	TCVN 2061–77
37	Đệm vênh 6	6	TCVN 2261–77
36	Ổ lăn 7326	2	TCVN 2220–77
35	Ổ lăn 7318	2	TCVN 2220–77
34	Ổ lăn 7312	2	TCVN 2220–77
33	Đai ốc M30	8	TCVN 1905–76
32	Đai ốc M24	6	TCVN 1905–76
31	Bu lông M30x170	8	TCVN 1892–76
30	Bu lông M24x80	6	TCVN 1892–76
29	Bu lông M20x38	2	TCVN 1892–76
28	Bu lông M8x16	14	TCVN 1892–76
27	Bu lông M6x16	6	TCVN 1892–76
26	Tấm đệm kín	1	Da kỹ thuật
25	Nút thảo dầu	1	Thép CT31
24	Tấm đệm kín	1	Da kỹ thuật
23	Nút thảo dầu	1	Thép CT31
22	Tấm đệm lót	1	Capron kỹ thuật
21	Cửa thăm	1	GX 15–32
20	Vòng đệm hãm	1	GX 15–32
19	Vít điều chỉnh	1	Thép C45
18	Nắp ổ lăn	1	Thép CT31
17	Nắp ổ lăn kín	1	GX 15–32
16	Vòng đệm chặn	1	GX 15–32
15	Vòng đệm hãm	1	GX 15–32
14	Vít điều chỉnh	1	Thép C45
13	Nắp ổ lăn	1	Thép CT31
12	Khoá	3	Thép CT31
11	Vòng đệm hãm	1	GX 15–32
10	Vít điều chỉnh	1	Thép C45
9	Nắp ổ lăn	1	Thép CT31
8	Bánh răng	1	Xem ghi chú 1
7	Bánh răng	1	Xem ghi chú 1
6	Trục trung gian	1	Xem ghi chú 1
5	Trục bị động	1	Xem ghi chú 1
4	Trục chủ động	1	Xem ghi chú 1
3	Nắp hộp giảm tốc	1	GX 15–32
2	Thân hộp giảm tốc	1	GX 15–32
1	Que thăm dầu	1	\

GHI CHÚ

1 – Vật liệu bánh răng chủ động và trục :
Thép: C45, HB 270...290;
Vật liệu bánh răng lớn : Thép đúc 38Cr MnSi
Thép rèn C45Cr ; HB ...
β = 9°20'; m = 3,5 (cấp nhanh)
m = 6,5 (cấp chậm)

2 – Nút thảo dầu phụ " B " có thể bố trí theo yêu cầu đặc biệt của bên đặt hàng

ĐẶC TÍNH KỸ THUẬT

P (KW)	$\frac{Z_2}{Z_1} \times \frac{Z_4}{Z_3}$	U_{13}
41,10	122/19 x 114/18	40,67
46,40	122/19 x 112/20	35,96
47,40	122/19 x 110/22	32,11
56,00	120/19 x 110/22	28,57
65,20	117/24 x 110/22	24,37
74,50	115/26 x 110/22	22,10
75,20	115/26 x 108/24	19,90
84,50	113/28 x 108/24	18,16
84,60	113/28 x 106/26	16,45
109,00	107/34 x 106/26	12,83
136,00	101/40 x 106/26	10,29
137,00	94/47 x 106/26	8,15

Chế độ làm việc trung bình: n_4 = 1000 vòng /phút.

Số	Sig	Số tờ	Chữ ký	Ngày
Ng.vẽ	Tuấn		Lập	2/98
T. kế	[illegible]		[illegible]	1/98
K.trc	Dũng		[illegible]	3/98
Khoa Cơ khí				
Khoa Tchuẩn				
Duyệt	Nghĩa		[illegible]	4/98

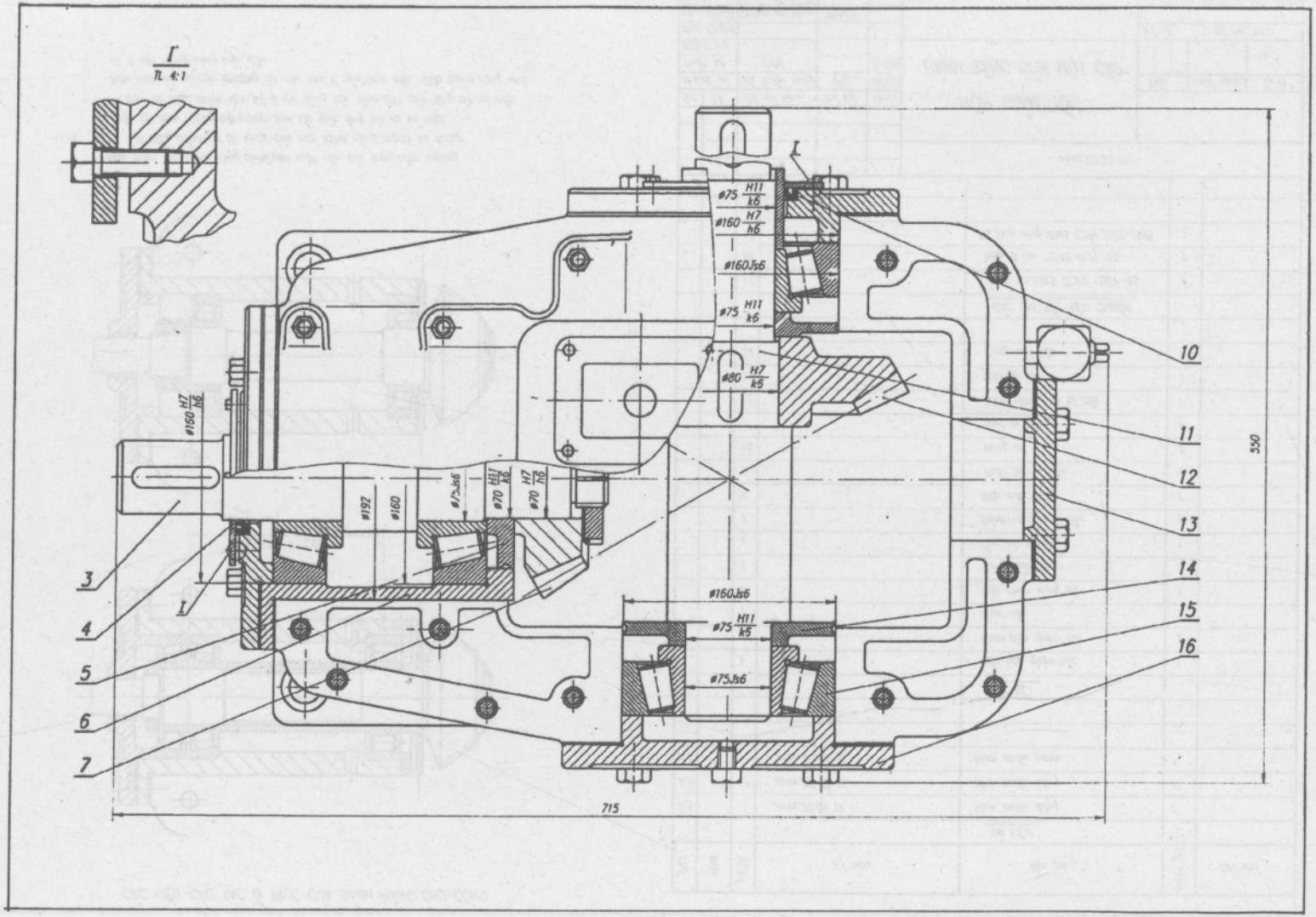
BẢN VẼ LẮP

HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG TRỤ RĂNG NGHIÊNG 2 CẤP

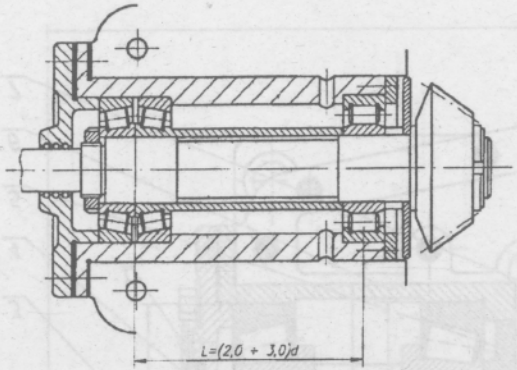
Số lượng	Kh. lượng	Tỷ lệ

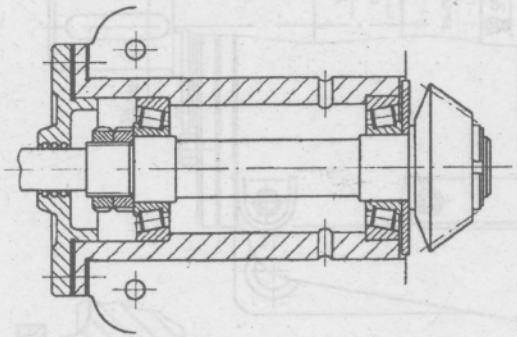
Tờ : Số tờ

Khoa Cơ khí
Đại học Kỹ thuật LÊ QUÝ ĐÔN


Г
Л 4:1
I
ø75 H11/k6
ø160 H7/h6
ø160Js6
ø75 H11/k6
ø80 H7/k5
ø160 H7/h6
ø192
ø160
ø75Js6
ø70 H11/k6
ø70 H7/h6
ø160Js6
ø75 H11/k5
ø75Js6
3
4
5
6
7
10
11
12
13
14
15
16
715
550

CÁC KIỂU CẤU TẠO Ổ TRỤC CỦA BÁNH RĂNG CHỦ ĐỘNG





Hộp giảm tốc bánh răng hình côn một cấp các trục nằm ngang.

Để điều chỉnh sự ăn khớp của cặp bánh răng, người ta dùng một bộ đệm mỏng bằng kim loại lắp giữa ống lót và vỏ hộp;

Còn để điều chỉnh khe hở ổ thì dùng các đệm dợt giữa ống lót và nắp. Trên hình vẽ có các phương án cấu tạo ổ của trục dẫn. Giữa bánh răng nhỏ và ổ nên dùng vòng cản dầu.

Khổ	Miền	Vị trí	Ký hiệu	Tên gọi	Số lượng	Ghi chú
				TÀI LIỆU		
A3			xxxx.20.01 BL	Hình chiếu đứng	1	
A3			xxxx.20.02 BL	Hình chiếu bằng	1	
A3			xxxx.20.03 BL	Hình chiếu cạnh	1	
				CHI TIẾT		
		1		Nắp hộp giảm tốc	1	
		2		Thân hộp giảm tốc	1	
		3		Trục dẫn	1	
		4		Nắp chắn vòng bít	1	
		5		Vòng cản dầu	1	
		6		Ống lót ổ lăn	1	
		7		Bánh răng nón dẫn	1	
		8		Nắp cửa thăm	1	
		9		Thiết bị chỉ dầu	1	
		10		Vòng bít	2	
		11		Trục bị dẫn	1	
		12		Bánh răng nón bị dẫn	1	
		13		Nắp bịt kín	1	
		14		Vòng cản dầu	1	
				CÁC CHI TIẾT TIÊU CHUẨN		
		15		Ổ lăn N.7315 TCVN 1507-85	4	
		16		Nắp ổ lăn TCVN 4171 85	2	
		17		Bu lông vòng M8x3 TCVN 5907-1995	2	

Số	Tờ	Số tài liệu	Chữ ký	Ngày
Người vẽ		Vũ Tuấn Hiệp		26/3/99
Thiết kế		BVM		26/3/99
Kiểm tra				
K'tra C'nghệ				
K'tra T'chuẩn		Dương văn Khoa		
Duyệt		Ngô văn Quyết		

xxxx.20.03 BL

HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG NÓN MỘT CẤP

Dầu	Khối lượng	Tỷ lệ
		1:2

Tờ số: | Số tờ: 04

Đại học kỹ thuật LÊ QUÝ ĐÔN

Khổ	Miền	Vị trí	Ký hiệu	Tên gọi	Số lượng	Ghi chú
				TÀI LIỆU		
A1			xxxx.20.02 BL	Bản vẽ lắp	1	
A4			xxxx.20.02 BK	Bảng kê	2	
				CHI TIẾT		
		1		Thân hộp giảm tốc	1	
		2		Nắp hộp giảm tốc	1	
		3		Bu lông vòng	1	
		4		Chốt định vị	1	
		5		Bánh răng dẫn	1	
		6		Nắp ổ lăn	2	
		7		Trục dẫn	1	
		8		Nắp chặn đệm kín	2	
		9		Vòng bọc	2	
		10		Đệm điều chỉnh	1	
		11		Vòng chặn ổ lăn	2	
		12		Nắp ổ lăn	2	
		13		Vòng bọc	1	
		14		Trục bị dẫn	1	
		15		Bánh răng bị dẫn	1	
				CÁC CHI TIẾT TIÊU CHUẨN		
		16		Then bằng 18x11x64 TCVN 4116-86	1	
		17		Ổ lăn trục dẫn	2	TCVN 1507-85
		18		Bu lông M6x42 TCVN 1892-76	24	
		19		Đệm kín	2	
		20		Then bằng 14x9x66 TCVN 4116-86	1	

xxxx.20.02 BK

Id	Tđ	Số tài liệu	Chữ ký	Ngày
Người vẽ		Ng. văn Lực		26/3/99
Thiết kế				26/3/99
Kiểm tra				
Ra Cnghệ				
Ra Tchuẩn		Dương văn Khoa		1/4/99
Duyệt		Ngô văn Quyết		1.5.99

BẢNG KÊ
HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG TRỤ CHỮ V MỘT CẤP

Đầu	Khối lượng	Tỷ lệ

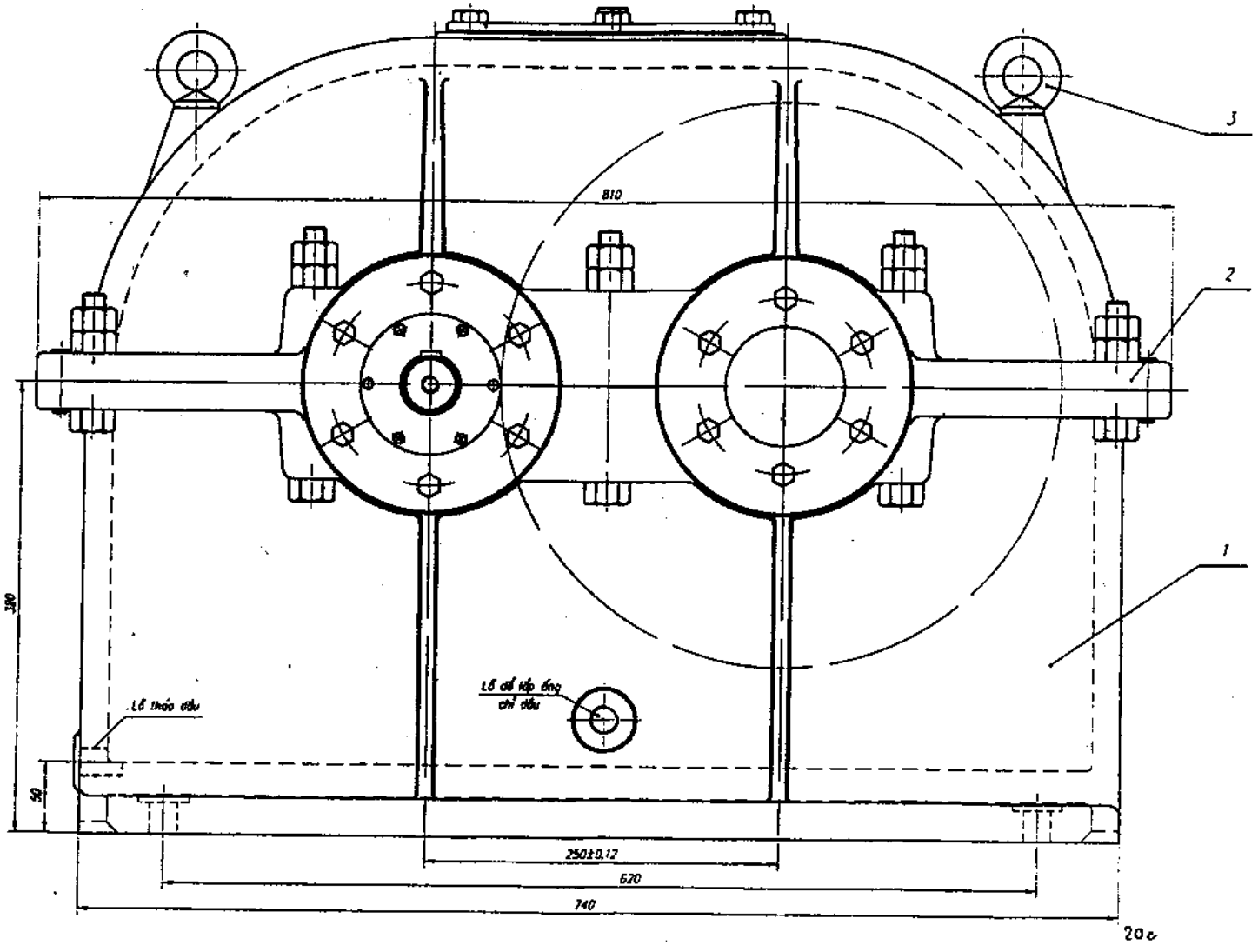
Tờ số: 01 | Số tờ: 02

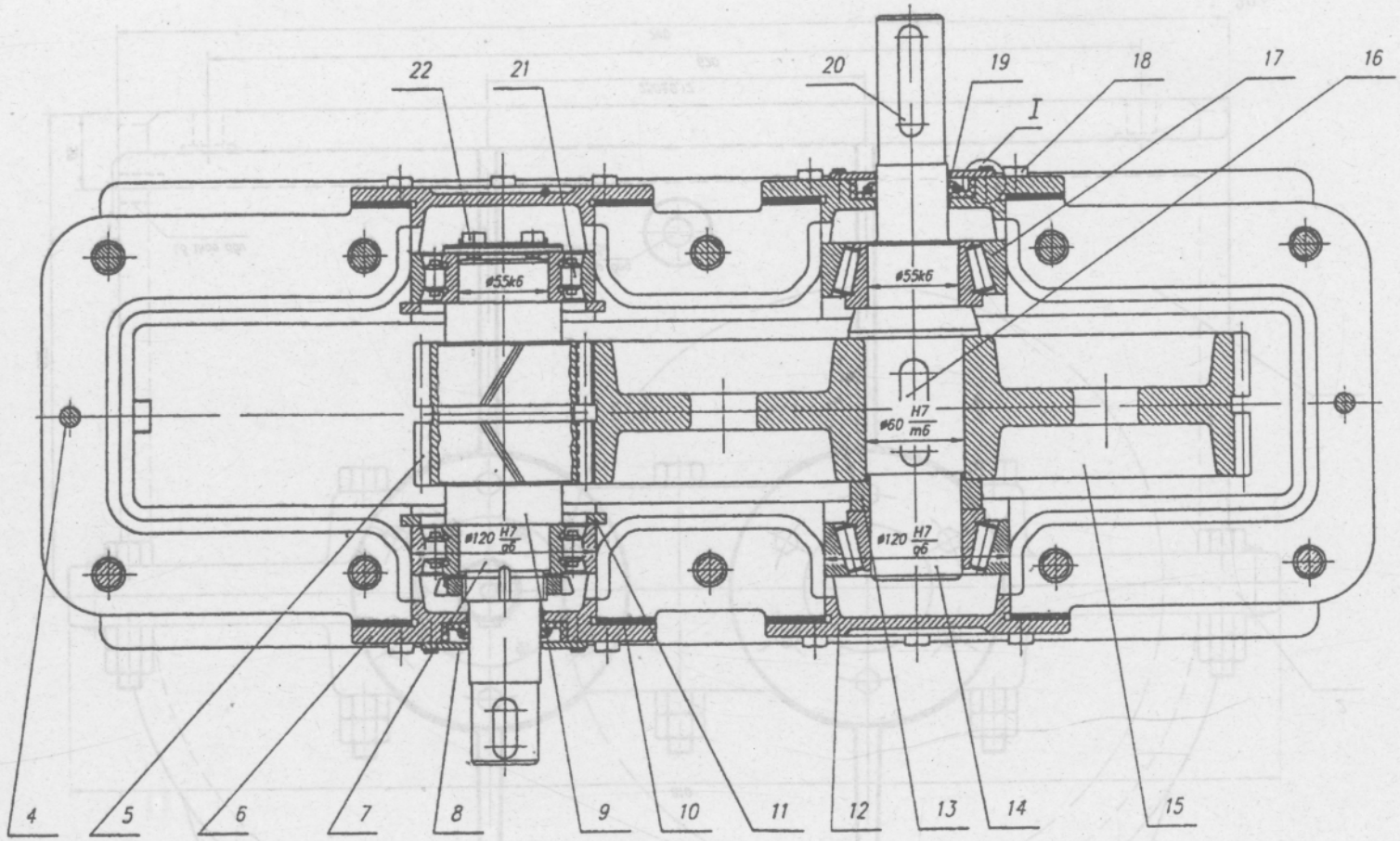
Đại học kỹ thuật LÊ QUÝ ĐÔN

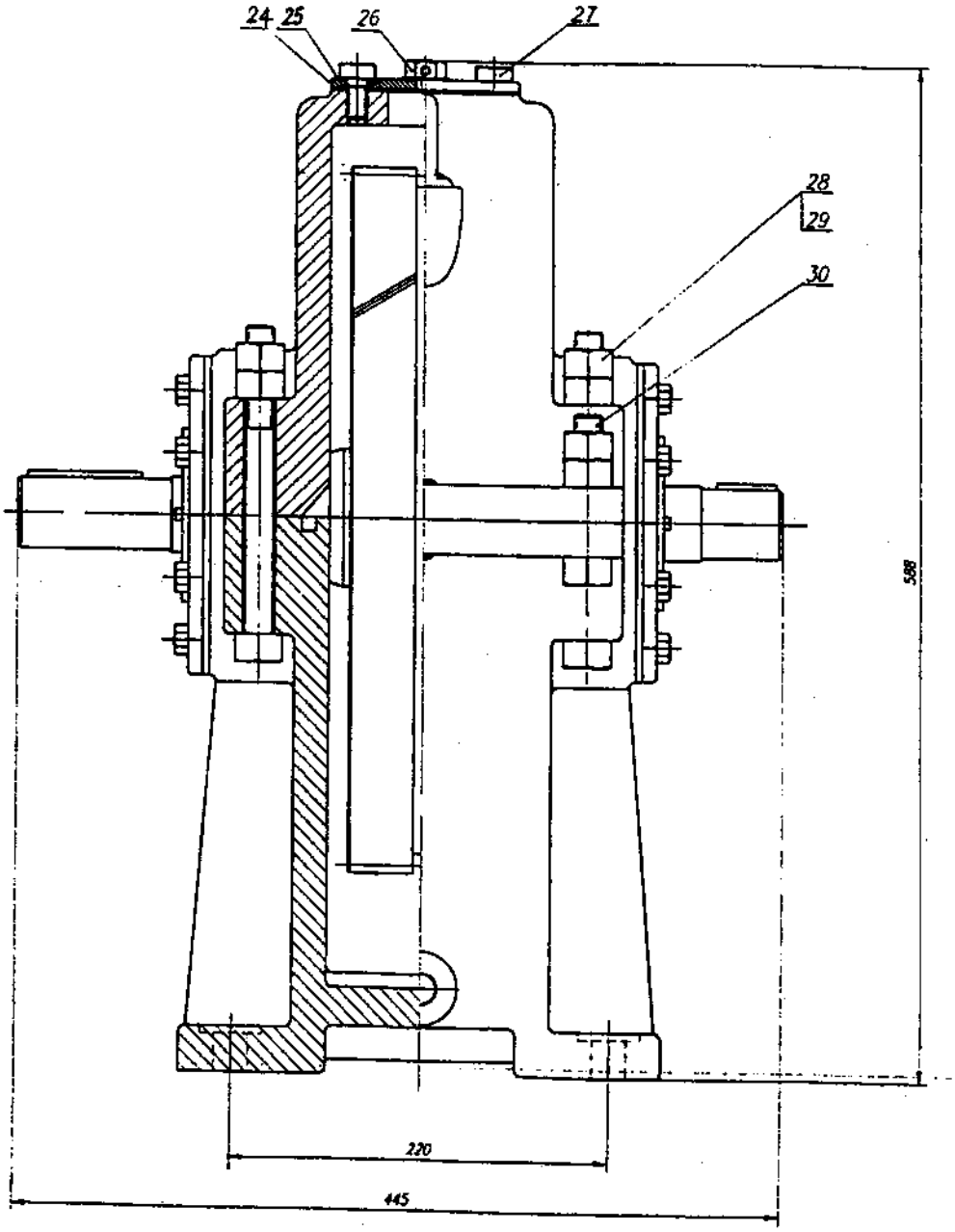
Mẫu	Vị trí	Ký hiệu	Tên gọi	Số lượng	Ghi chú
	21		Ổ lăn trục bị dẫn	2	TCVN 1507-85
	22		Bu lông M9x25 TCVN 1892-76	2	
	23		Bu lông M4x12 TCVN 1892-76	24	
	24		Đệm kín	1	
	25		Nắp lọc dầu	1	
	26		Nút thông hơi	1	
	27		Bu lông M12x24 TCVN 1892-76	4	
	28		Bu lông M16x178 TCVN 1892-76	6	
	29		Đai ốc M16 TCVN 1905-76	20	
	30		Bu lông M16x82 TCVN 1892-76	4	
	31		Đệm chặn ổ lăn	1	
	32		Then bằng 16x10x72 TCVN 4116-86	1	
	33		Đai ốc chặn ổ lăn	1	
	34		Then bằng 14x9x35 TCVN 4116-86	1	

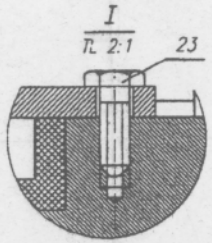
Vẽ	Ng. văn Lục		26/3/99	BẢNG KÊ HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG TRỤ CHỮ V MỘT CẤP	Tờ số
Duyệt	Dương văn Khoa				02
	Ngô văn Quyết		15-4-99		

2.0

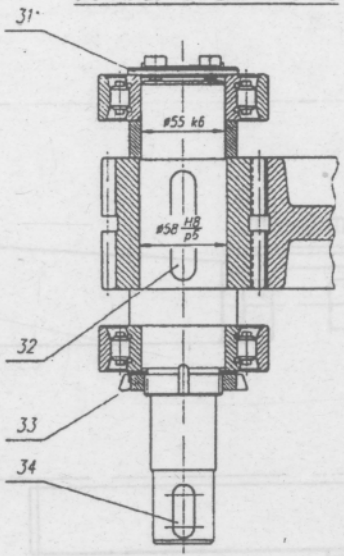

3
2
1
810
390
50
Lỗ thoát dầu
Lỗ để tập đóng chì dầu
250±0,12
620
740
20c


22
21
20
19
18
17
16
I
ø55k6
ø55k6
ø60 H7/m6
ø120 H7/g6
ø120 H7/g6
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15


24
25
26
27
28
29
30
588
220
445



CẤU TẠO BỘ PHẬN BÁNH RĂNG NHỎ



ĐẶC TÍNH CÁC CẶP BÁNH RĂNG

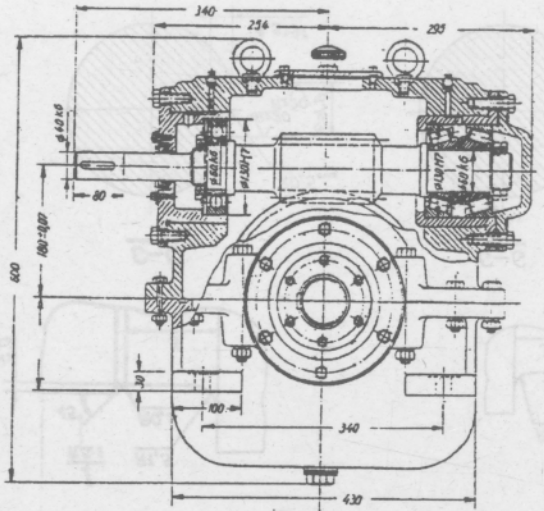
Số răng		Trọng lượng (Kg)	
5	15	5	15
21	104	8	35
25	100	8.5	32
30	95	9	30
35	90	10	27
42	83	15	22
50	75	22	20
62	63	26	16.5

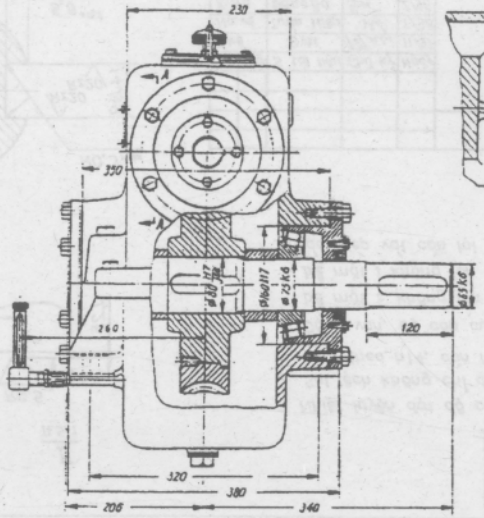
Mô đun một dãy $m_s = 4$

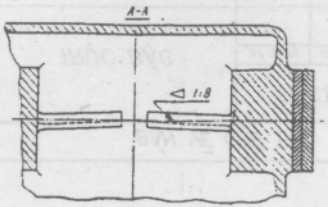
Hộp giảm tốc bánh răng trụ, răng chữ V một cấp.
Loi kín các đầu trục bằng vòng có lò xo. Loi kín loại này không những chỉ bảo đảm dầu không chảy ra ngoài mà còn tránh được bụi vào ổ.
Ngỗng trục chỗ tiếp xúc với loi kín cần phải tôi để giảm mòn.

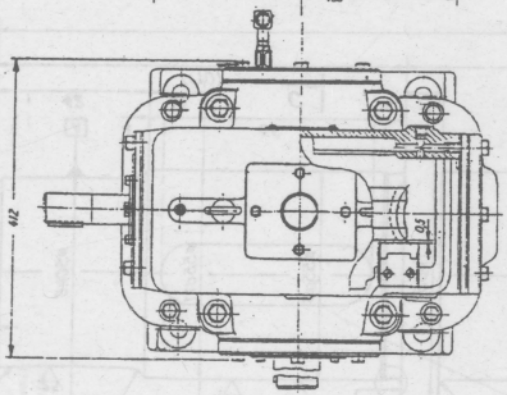
				xxxx.20.03 Bt		
Số tờ	Số tài liệu	Chữ ký	Ngày	HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG TRỤ CHỮ V MỘT CẤP		
Người vẽ	Ng. văn Lục		26/1/199		Dấu	Khối lượng	Tỷ lệ
Thiết kế			26/1/199				1:2.5
Kiểm tra					Tờ số 01	Số tờ 01	
Kiểm Công nghệ					Đại học kỹ thuật Lê Quý Đôn		
Kiểm tra chuẩn	Dương văn Khoa						
Duyệt	Ngô văn Quyết						

20E





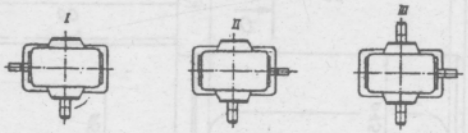




Đặc tính hộp giảm tốc

Động cơ điện		u	Z_1	Z_2	m	λ	Cấp chính xác
P (KW)	n (vg/ph)						
10,2	900	20	2	40	7	9°28'	7

Phương án ứng dụng hộp giảm tốc



Đây là hộp giảm tốc trục vít acsimét. Các trục của bánh vít và trục vít đều lắp trong các ổ lăn. Các ổ lăn trục vít được bôi trơn bằng dầu do trục vít làm bắn toé lên thành hộp chảy vào các hốc dầu rồi từ đó theo các lỗ vào bôi trơn ổ. Các ổ lăn của bánh vít bôi trơn bằng dầu.

Số	Sig	S tài liệu	Chữ ký	Ngày
T.kế		BVM		10-3
Ng.vẽ		Tuấn Hiệp		12-3
K.tra		Đồng Ba.		26-3
Kt.a Cnghệ				
Kt.a Tchuẩn				
Duyệt		Ngô Quyết		

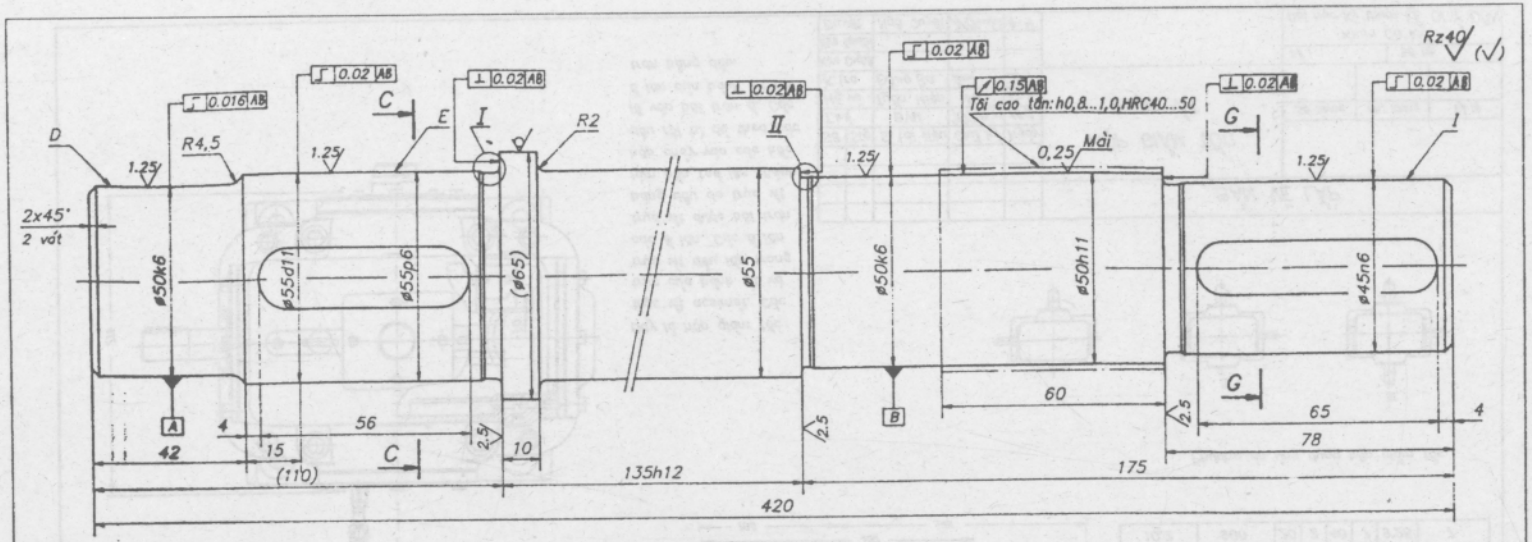
BẢN VẼ LẮP

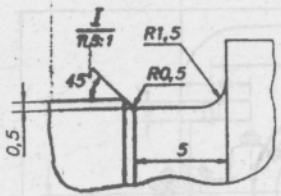
HỘP GIẢM TỐC TRỤC VÍT

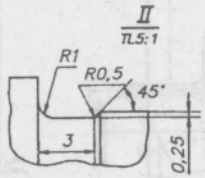
Số lượng	Kh. lượng	Tỷ lệ

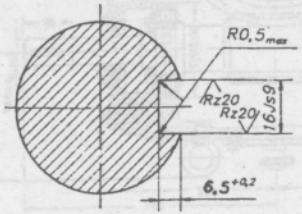
Tờ: Số tờ:

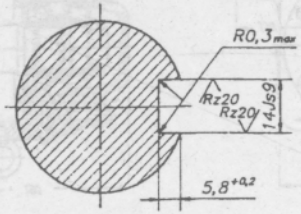
Khoa Cơ khí
Đại học Kỹ thuật LÊ QUÝ ĐÔN









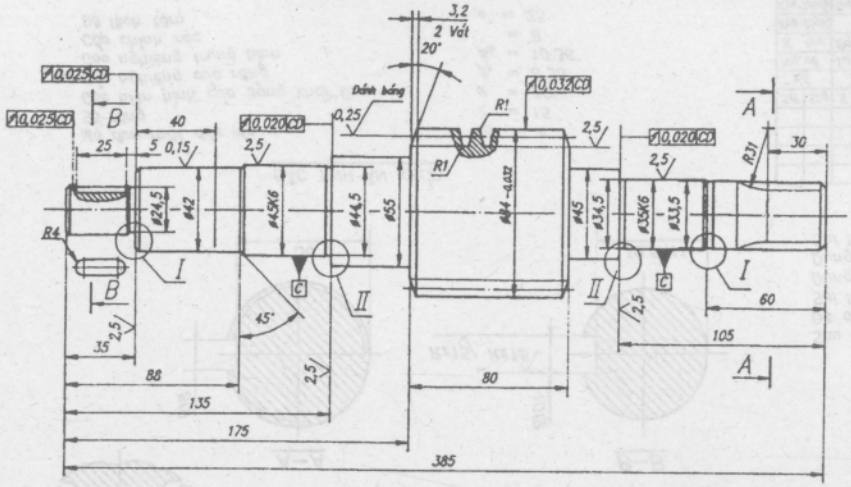


YÊU CẦU KỸ THUẬT

1. Nhiệt luyện đạt độ cứng HB 210...260.
2. Sai lệch không chỉ dẫn của các kích thước : trục theo h14, còn lại theo ±IT14/2
3. Độ ô van, độ côn của bề mặt D không lớn hơn 0,01 mm, bề mặt E không lớn hơn 0,015mm, bề mặt I không lớn hơn 0,015mm,

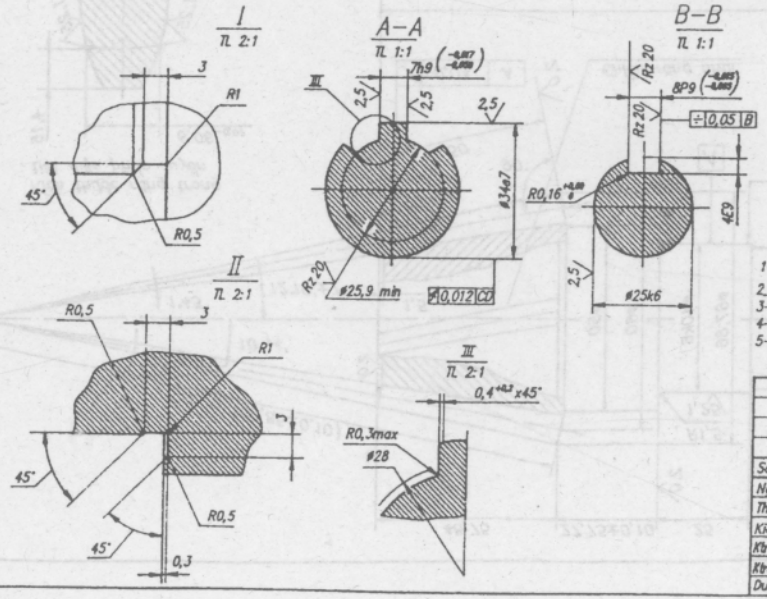
2.Các mép vát còn lại 0,5x30°

Số	Sig	S tài liệu	Chữ ký	Ngày	BẢN VẼ CHẾ TẠO		
						HGT–001T	
T.kế		BVM		11/97	TRỤC BẬC	Số lượng	Kh. lượng	Tỷ lệ
Ng.vẽ		Tuấn Hiệp		1/98		1		1:1
K.tra		Đẳng Ba		2/98				
Kiểu Duyệt						Tờ số:	Số tờ:	
Kiểu Tchuẩn		Trường Sinh		2/98	Thép 50CrNi	Khoa Cơ khí	
Duyệt		Ngô Quyết		3/98		Đại học Kỹ thuật LÊ QUÝ ĐÔN	



Ký hiệu then hoa theo TCVN 19–85	$D-6x28\frac{H7}{e8}x34\frac{H12}{a11}x7\frac{F10}{h9}$	Mô đun chiều trục	m	4
		Số mối ren	z_1	1
		Loại trục vít	—	zk1
		Góc dốc (góc nâng) của ren	λ	3°0046'
		Hướng ren	—	Phải
		Vòng cơ sở	—	Theo TCVN
		Cấp chính xác		Cấp 8 theo TCVN
		Chiều dày ren vít trên mặt trụ chia đo trên mặt phẳng chiều trục	S_m	$6,27^{-0,11}_{-0,189}$
		Chiều cao đỉnh ren	h_{a1}	4,02
		Đường kính mặt trụ chia	d_1	76
		Bước xoắn	P_{z1}	12,55
Ký hiệu bản vẽ của bánh vít ăn khớp		xxxx.20.01.BL		

Rz 30 √(√)



Yêu cầu kỹ thuật :

1– Các vòng ren vít: h0,8...1,2 ; HRC 52...56.
2– Cắt bỏ các phần đỉnh ren khuyết đến mức bằng chiều dày đỉnh ren đầy đủ;
3– Các mặt vát không chỉ dẫn : 1x45° ;
4– Độ ô van và độ côn của các mặt C và D không lớn hơn 0,008 mm;
5– Sai lệch giới hạn không chỉ dẫn của các kích thước bị bao–h14; còn lại –$\frac{1}{2}$.

Số	Tờ	Số tài liệu	Chữ ký	Ngày
Người vẽ		Ng. văn Lực		08/3
Thiết kế		BVM		5/2
Kiểm tra		Đặng Ba		3/98
Kiểm C nghệ				
Kiểm T chuẩn		Dương văn Khoa		3/98
Duyệt		Ngô văn Quyết		4/98

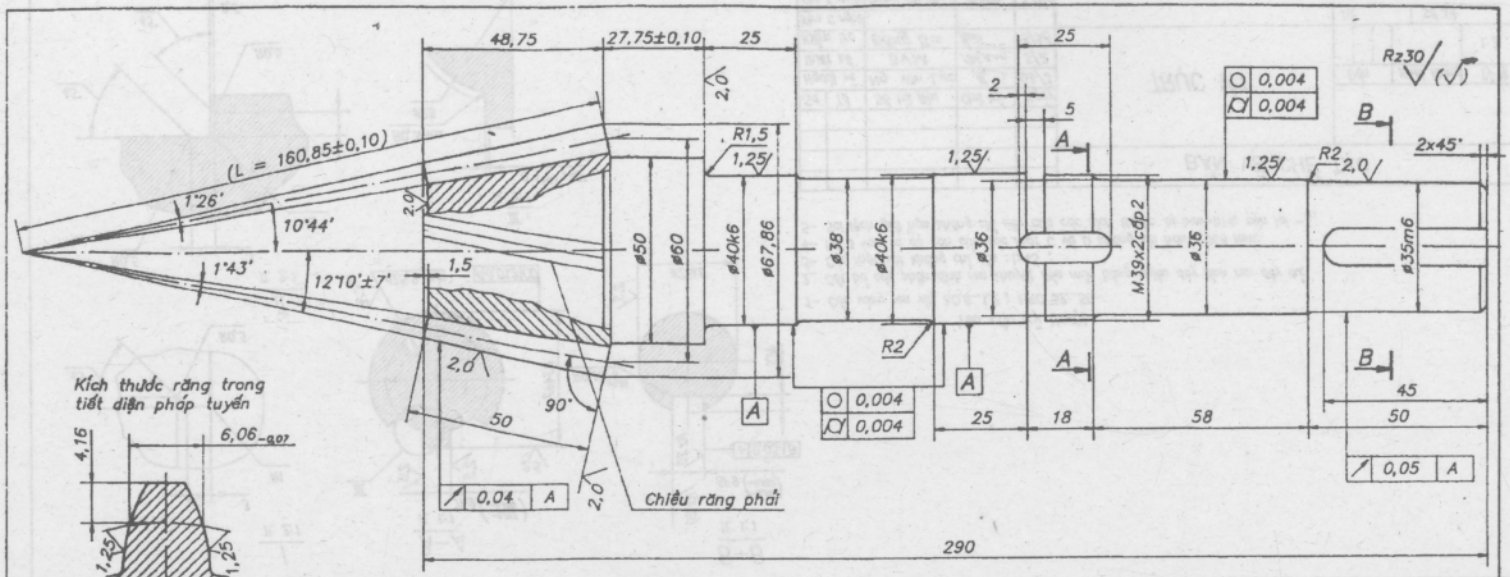
BẢN VẼ CHẾ TẠO

TRỤC VÍT

Dấu	Khối lượng	Tỷ lệ
		1:2

Tờ: Số tờ:

CT 18CrMnTi



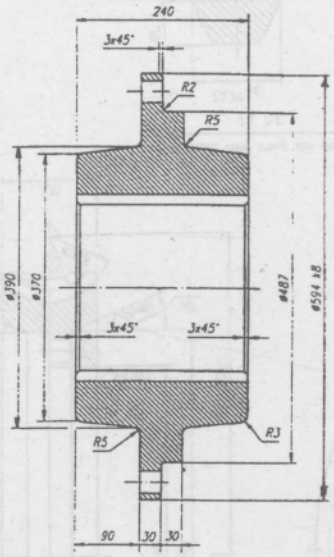
YÊU CẦU KỸ THUẬT

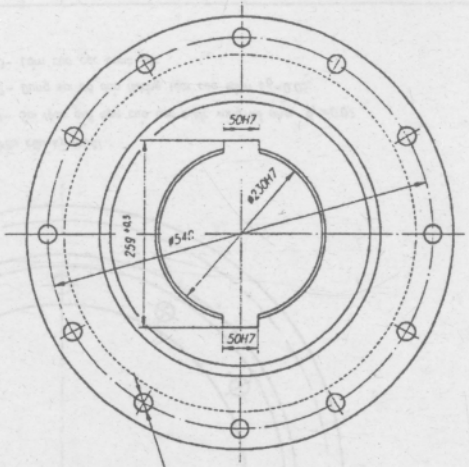
Sau khi gia công tinh , nhiệt luyện đạt độ cứng 270 ÷ 300 HB.
Độ đảo bề mặt ø40k6 và ø35k6 không quá 0,02
Sai lệch của rãnh then theo chiều dài so với trục không quá 0,1 mm
Dung sai tích luỹ của bước cơ sở $\delta t_E = 0,05$
Dung sai trên độ đảo vành răng $E_0 = 0,04$
Sai lệch giới hạn của bước vòng $\Delta t_0 = 0,01$

ĐẶC TÍNH ĂN KHỚP

Mô đun mặt đầy lớn	$m = 4$
Số răng	$Z = 15$
Góc biên hình của dạng khởi thuỷ	$\alpha = 20°$
Góc nghiêng của răng	$\beta_y = 8°56'$
Góc nghiêng trung bình	$\beta_{tb} = 10°36'$
Cấp chính xác	$= 8$
Độ lệch tâm	$e' = 25$

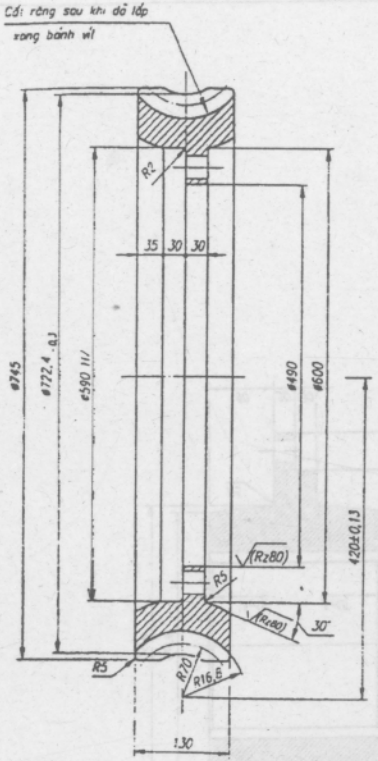
Sđ	Slg	S tài liệu	Chữ ký	Ngày	HỘP GIẢM TỐC BÁNH RĂNG CÔN TRỤ	
T.kế		BVM		11/97	TRỤC BÁNH RĂNG	HGT–001T
Ng.vẽ		Tuấn Hiệp		12/97		Số lượng: 1 · Khối lượng · Tỷ lệ: 1:1
K. tra		Đăng Ba		1/98		Tờ số · Số tờ
Kĩ thuật					Thép C40	Khoa Cơ khí
Kĩ thuật		Trường Sinh		2/98		Đại học Kỹ thuật LÊ QUÝ ĐÔN
Duyệt		Ngô Quyết		3/98		

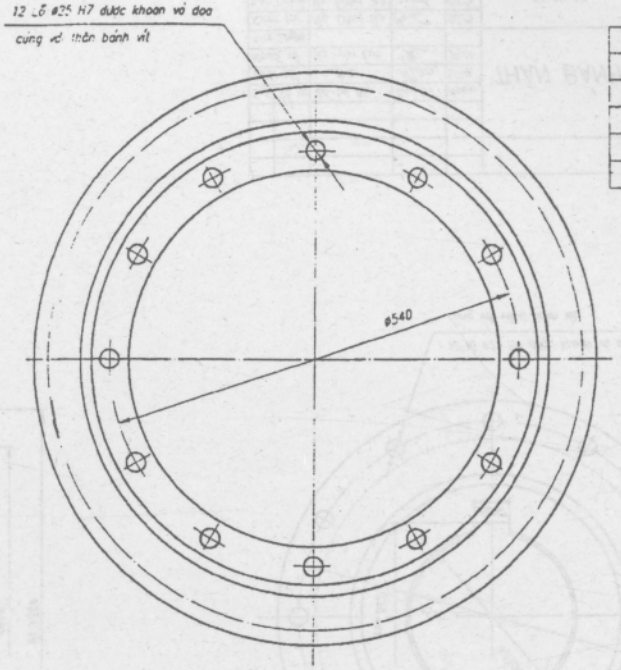




12 lỗ ø25 H7 được khoan với dao
cùng với vành bánh vít

S.đ	Số lg	Số tài liệu	Chữ ký	Ngày	THÂN BÁNH VÍT	Dấu	Khối lượng	Tỷ lệ
Thiết kế		BVM		25/4				1:5
Người vẽ		Ng. văn Lục		29/4				
K.tra Cnghệ						Tờ: 3	Số tờ:	
Kiểm tra		Ng. Đăng Ba		03/5	CX 21-40	Đại học kỹ thuật Lê Quý Đôn		
K.tra Tchuẩn		Ng. Trường Sinh		03/5				
Duyệt		Ngô Duyết		05-99				



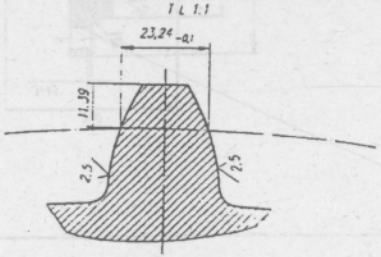


Rz20

Mô đun	m	14
Số răng bánh vít	z_2	50
Số mối ren trục vít	z_1	1
Chiều ren		Phải
Cấp chính xác		7
Khoảng cách trục	A	420±0,13

Kích thước răng trong tiết diện pháp tuyến

TỈ LỆ 1:1



Yêu cầu kỹ thuật :

1- Sai lệch giới hạn của các bước vòng kề nhau $\theta_1 = 0.07$;

2- Dung sai độ đảo hướng tâm của vành $E_0 = 0.05$;

3- Làm cùn các cạnh sắc.

S.đ	Số lg	Số tài liệu	Chữ ký	Ngày
Thiết kế		BVM		25-4
Người vẽ		Ng. văn Lực		29/4
K.tra Công nghệ				
Kiểm tra		Ng. Đăng Bơ		03.05
K.tra T.chuẩn		Ng. Trường Sinh		03.05
Duyệt		Ngô Duyết		7-5-89

VÀNH BÁNH VÍT

Dấu	Khối lượng	Tỷ lệ
		1:5

Bảng Lắp.AXK9-4

Tờ 2 | Số tờ

Đại học kỹ thuật lê QUÝ ĐÔN

TÀI LIỆU THAM KHẢO

[1] TCVN3747-83-TCVN3744-83-*Tài liệu thiết kế.* Hà Nội 1985, 28 trg.

[2] TCVN18-85-*Hệ thống tài liệu thiết kế (quy tắc biểu diễn đơn giản).* Hà Nội 1985, 11 trg.

[3] TCVN2332-78-TCVN2342-78- *Đai truyền và bánh đai.* Hà Nội 1985, 180 trg.

[4] TCVN1785-76-1789-76- *Bộ truyền xích.* Hà Nội 1977, 84 trg.

[5] TCVN 2285-78, 2286-78; TCVN234378-2345-78; TCVN2346-78, 2346-78, 2340-78- *Truyền động bánh răng.* Hà Nội 1981, 155 trg.

[6] TCVN 3690-81- *Truyền động bánh răng côn. Tính toán hình học.* Hà Nội 1983, 79 trg.

[7] TCVN2845-79, 2847-79; TCVN 3606-81- *Truyền động trục vít trụ.* Hà Nội 1984, 24 trg.

[8] TCVN1807-76; TCVN1810-76- *Quy tắc trình bày bản vẽ chế tạo: bánh răng, thanh răng, Trục vít-bánh vít.* Hà Nội 1982, 29 trg.

[9] TCVN 1882-77-*Hộp giảm tốc thông dụng. Yêu cầu kỹ thuật.* Hà Nội 1978, 13 trg.

[10] TCVN3247-78 - *Hộp giảm tốc trục vít thông dụng.* Hà Nội 1981, 20 trg.

[11] TCVN194-66- *Trục và gối trục - Tên gọi và định nghĩa.* Hà Nội 1975, 24 trg.

[12] TCVN1041-71, 1042-71- *Đầu trục.* Hà Nội 1978, 12 trg.

[13] TCVN1501-65; 1507-85.- *Ổ lăn, ổ bi, ổ trụ, ổ đũa.* Hà Nội 1985, 76 trg.

[14] TCVN1482-85, 1484-85- *Ổ lăn -Lắp ghép.* Hà Nội 1985, 28 trg.

[15] TCVN2538-85; 1558-85, 1573-85- *Nắp ổ lăn.* Hà Nội 1985, 56 trg.

[16] TCVB 3213-6; 4218-86- *Mối ghép then-Kích thước-Dung sai-Mối ghép.* Hà Nội 1986, 47 trg.

[17] TCVN 232478, *Mối ghép then hoa răng chữ nhật. Dung sai.* Hà Nội 1986, 9 trg.

[18] TCVN3885-84- *Côn và mối ghép côn.* Hà Nội 1985, 44 trg.

[19] TCVN1876-76, 1915-75- *Bu lông-đai ốc.* Hà Nội 1979, 152 trg.

[20] TCVN3205-79; 3206-79-*Khớp nối trục đàn hồi có đĩa hình sao. Kết cấu.Thông số và kích thước cơ sở.* Hà Nội 1983, 26 trg.

[21] TCVN3888-84; 3889-84- *Khớp nối trục bích. Khớp nối trục an toàn. Ma sát nhiều đĩa.* Hà Nội 1985, 9 trg.

[22] TCVN2018-77; 2033-77- *Lò xo.* Hà Nội 1978, 184 trg.
[23] TCVN4595-88- *Chuỗi kích thước.* Hà Nội 1987, 21 trg.
[24] TCVN5703-93- *Quy tắc ghi kích thước.* Hà Nội 1993, 10 trg.
[25] TCVN5120-90- *Nhám bề mặt.* Hà Nội 1990, 12 trg.
[26] TCVN5707-93- *Ký hiệu nhám bề mặt trên bản vẽ kỹ thuật.* Hà Nội 1993, 10 trg.
[27] TCVN2244-77; 2245-77- *Dung sai và lắp ghép các bề mặt trơn.* Hà Nội 1986, 78 trg.
[28] *Tiêu chuẩn hoá trong ngành cơ khí.* NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 1982,156 trg.
[29] *Tiêu chuẩn ISO và TCVN.* Hà Nội 1999, 154 trg.
[30] Nguyễn Văn Đạo và cộng sự: "*Cơ học lý thuyết*". Hà Nội, Đại học và Trung học chuyên nghiệp, 1969, 420 trg.
[31] Đinh Gia Tường, Nguyễn Xuân Lạc, Trần Doãn Tiến: "*Nguyên lý máy*". Hà Nội, Đại học và Trung học chuyên nghiệp, 1970, 360 trg.
[32] Ngô Văn Quyết: *Nhập môn Cơ học phá hủy* - Hội Cơ học Việt Nam. Hà Nội 1987, 252 trg.
[33] Vũ Đình Lai, Nguyễn Xuân Lựu, Bùi Đình Nghi: *Sức bền vật liệu.* Hà Nội. Đại học giao thông vận tải, 1997, 394 trg.
[34] Ngô Văn Quyết: "*Về sách giáo khoa và việc dạy-học chi tiết máy trong các trường đại học kỹ thuật*". Tuyển tập công trình khoa học Hội nghị Cơ học toàn quốc lần thứ 6, 3 5/12/1997. Hội Cơ học Việt nam, Hà Nội 1997, trg 245-248.
[35] Phan Văn Khôi: *Tuổi thọ mỏi của kết cấu thép ngoài biển*". Hà Nội, NXB Khoa học và kỹ thuật, 1997.
[36] Lê Công Dưỡng và cộng sự: *Vật liệu học.* Hà Nội, NXB Khoa học và kỹ thuật, 1997, 618 trg.
[37] Giocdon V.D. *Giáo trình hình học hoạ hình.* Người dịch: Nguyễn Đình Diện, Hoàng Văn Thân. Moscơva: "Mir", 1998.
[38] Ngô Văn Quyết (chủ biên), Nguyễn Đăng Ba, Dương Văn Khoa, Nguyễn Văn Lục, Nguyễn Trường Sinh - *Tập bản vẽ Chi tiết máy.* Hà Nội, Học viện Kỹ thuật Quân sự,1999, 65 trg
[39] Ninh Đức Tốn: *Dung sai lắp ghép.* Hà Nội, NXB Giáo dục, 2000
[40] Trần Hữu Quế: *Vẽ kỹ thuật* . Hà Nội, NXB Giáo dục 2000
[41] Phạm Huy Điển, Đinh Thế Lục, Tạ Duy Phượng: *Hướng dẫn thực hành tính toán trên chương trình Maple V.* Hà Nội, NXB Giáo dục, 1998, 194 trg.

[42] Phạm Thị Ngọc Yến, Ngô Hữu Tĩnh, Ngô Tấn Hùng, Nguyễn Thị Lan Hương: *Cơ sở Matlab và ứng dụng*. NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội 1999, 234 trg.

[43] Trịnh Chất, Lê Văn Uyển: *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí*, NXB Giáo dục, Hà Nội 2000, Tập 1, 272 trg; Tập 2, 192 trg.

[44] Nguyễn Trọng Hiệp, Nguyễn Văn Lẫm: *"Thiết kế Chi tiết máy"*. NXB Giáo dục, Hà Nội, 2000, 380 trg.

[45] Ngô Văn Quyết: *"Cơ sở Lý thuyết Mỏi"*. NXB Giáo dục, Hà Nội 2000, 272 trg.

[46] An Hiệp, Trần Vĩnh Hưng: *"Các phần mềm ứng dụng trong ngành cơ khí"*, NXB Giao thông vận tải, Hà Nội 2001, 460 trg.

[47] Ngô Văn Quyết, Phạm Ngọc Phúc: *"Ứng dụng lý thuyết Xác suất thống kê trong tính toán độ bền mỏi Chi tiết máy"* NXB Quân đội nhân dân, Hà Nội 2001, 222 trg.

[48] Ngô Văn Quyết: *"Cơ sở Cơ học Máy"*. Hà Nội, Học viện Kỹ thuật Quân sự, Tập 1, 2003, 382 trg.

[49] An Hiệp, Trần Vĩnh Hưng, Nguyễn Văn Thiệp: *"Autodesk Inventor-phần mềm thiết kế công nghiệp"*, NXB Khoa học và kỹ thuật, Hà Nội 2004, 384 trg.

[50] Trịnh Chất: *"Thiết kế máy và Chi tiết máy"*, NXB Khoa học và Kỹ thuật ", Hà Nội 2005, 272trg;

[51] Ngô Văn Quyết: *"Tự động hoá tính toán thiết kế Chi tiết máy"*. NXB Khoa học và Kỹ thuật, Hà Nội 2005, 280 trg, in lần thứ 2, 2006, 294 trg.

[52] Trần Vĩnh Hưng, Trần Ngọc Hiền: *"astercam- phần mềm thiết kế công nghệ CAD/CAM điều khiển các máy CNC"*. Hà Nội, NXB Khoa học và Kỹ thuật, 2005, 328 trg, in lần thứ 2, 2006, 364 trg.

[53] Nitriportic S. *"Bài tập Chi tiết máy"*. NXB Hải Phòng, 2006, 448 trg.

[54] Алексеев З. К. *"Руководство по расчёту и проектированию редукторов."* Машгиз,1958,360 стр.

[55] Лейкин А. С. *"Напраженность и выносливость деталей сложных кофигурации"*. Москва, "Машиностроение", 1968, 372 стр.

[56] Хейвуд Р.Р. *"Проектирование с учетом уствлости"*. Пер.с англ.Под.ред И. Ф. Оброцова - Москва, "Машиностроение", 1969 ,504 стр.

[57] Кудрявцев В. Н, Державен Ю. А, Глухаев Е.Г: *"Конструкции и расчет зубчатных редукторов"*. Справодное пособие.

Ленинград,Машиностроение", 1971, 328 стр
[58] Краузе Г. Н. "*Редукторы* " Справодчник и перервботанное. Ленинград, "Машиностроение", 1972, 144 стр
[59] Анфимов М. И. "*Редукторы". Концентрации и расчет* Москва, "Машиностроение", 1972, 284 стр.
[60] Шевенко В.С. "*Введение в оптимальное проектирование машин*" Москва, "Наука и техника" 1974, 122 стр
[61] Серенсен С.В Когаев В.П Шнейдеровик: "*Несущая способность и расчет деталей машин на прочность*". Москва, "Машиностроение", 1975, 488 стр.
[62] Иванов И. Н Иванов В. Н. "*Курсовое проектирование деталей машин*"- Москва, "Высшая Школа", 1975, 552 стр.
[63] Петерсон Р. "*Коэффициенты концентрации напражений*". Графики и формулы для расчеста конструктивных элементов. Пер. с аннл. Москва, "Мир", 1977, 302 стр.
[64] Столбин Г. Б . Жуков К.П. "*Расчет и проектирование деталей машин на прочность*". Москва, "Высшая Школа", 1978, 488 стр.
[65] Кудрявцев В. Н: и др. "*Курсовое проектирование деталей машин*" Л е н и н г р а д, "Машиностроение", 1984, 400 стр.
[66] Иосилевич Г. Б. "*Детали машин*". Москва, " Машиностроение", 1988, 368 стр.
[67] *Детали маши. Атлас конструкций.* Уч. пособие для машиностроителъных вузов. В. Н. Беляев И. С.Богатырев А. В. Буланже и др. Под ред . д- ра техн. наук проф. Д. Н. Решетова .- 4-е изд перераб и доп. М "Машиностроение", 1979 - 367 с. ил.
[68] L.Sors: "*Fatigue Design of Machine Components*", Budapest, "Akademiai Kiojo", 1971, Part I, 96p; Part II - 109p.
[69] Mirko Klesnil; Fetr Luka's: *"Fatigue of Metallic Materials"*. Prague, "Academia", 1980, 240p.
[70] Charles E.Wilson: "*Computer Integrated Machine Design*". International Edition. Prentice-Hall International, Inc; 1997, 646p.
[71] Walter Gander Jiri Hrebicek: "*Solving Problems in Scientific Computing Using Maple and Matlab*". 3-rd Edition. Springer, 1997, 412 p.

[72] Kenneth S. Ed.,Jr., Robert B. McKee:
"*Fundamentals of Mechanical Component Design.*"-Mc Graw Hill, Inc, New York-Toronto, 1999, 688pp.

[73] Bernard J. Hamrock, Bo O Jacobson, and Steven R.Schmid:
"*Fundamentals of Machine Elements*" -Mc Graw Hill, Inc, New York -Toronto, 1999, 580pp.

[74] *Mechanical Desktop*. Release 5. Singapore, 2000, 662p.

[75] Cyganowski T, Kloedel P, Ombach J.
"*From Elementary Probability to Stochastic Differential Equations with MAPLE.* "-Springer, 2002, 310 p.

[76] William D.Callister, Jr. "*Materials Science and Engineering.*" Fifth Edition. John Wiley & Sons, "New York-Toronto", 820p.

[77] Ngo Van Quyet:
"E-Textbook in the E-Education". Hội thảo quốc gia về CNTT lần thứ 6. Thái nguyên, 29-31/8-2003, p.29. Hà Nội, "Khoa học và kỹ thuật", 2005, 532 trg, trg 306-310.

[78] Ngo Van Quyet: "*Some ideas on building World Class University in Vietnam from IT concept*'- Hội thảo quốc gia về CNTT lần thứ 8, Đà Lạt, 15-17 tháng 6 năm 2006.

[79] Ngo Van Quyet: "The *typical results of Computing and performance of The Fatigue Crack Growth in the bogie Frame of Locomotive type D19E running on the Vietnam railway". Proceeding of The National Conference on Engineering Mechanics and Automations. Hanoi, Bach Khoa Publishing House, 2006, 344 p, pp 283 -295.*

[80] Ngo Van Quyet, Do Duc Tuan, Pham Le Tien
"The Fatigue Behavior of Material made the bogie frame of Locomotive type D19E under difference frequency loading". Proceeding of The International Conference on Theory of Materials and Non-lilenear occillisation. Hanoi, Bach Khoa Publishing House, 2007.

[81] *Ngo Van Quyet, Le Cong Cat, Nguyen Ba Thao: "The Thermal Fatigue Behavior of Material Made the turbine-bar of jet engine" Proceeding of the International Conference on Theory of Materials and Non-lilenear occillisation. Hanoi, Bach Chua Publishing House, 2007.*

[82] Ngo Van Quyet, Nguyen Toan Thang: *Optimality of selection materials in the process Machine Deign." Proceeding of The National Conference on the 10-th IT and Communication. Vinh Phuc, 2007.*

MỤC LỤC

Trang

ĐỒ ÁN MÔN HỌC CHI TIẾT MÁY

NHÀ XUẤT BẢN HẢI PHÒNG
Số 5 Nguyễn Khuyến - Hải Phòng
Điện thoại: 031.3921076 - 3855870 *Fax: 031.3921410
==========

Chịu trách nhiệm xuất bản
NGUYỄN THẾ BỈNH
Giám đốc - Tổng biên tập

Biên tập
HÀ MẠNH CƯỜNG

Sửa bản in
NGÔ VĂN QUYẾT

Bìa và trình bày
CAO VĂN LUẬN

In 1040 cuốn, khổ 16 x 24 cm, tại Công ty TNHH Bao Bì và in Hải Nam
Số ĐKKHXB: 252 – 2007/CXB/90 – 47/HP, cấp ngày 5/4/2007
In xong và nộp lưu chiểu quý III năm 2007.

CÙNG MỘT TÁC GIẢ

[1] **Nhập môn cơ học phá huỷ** - Hà Nội,
Hội Cơ học Việt Nam, 1984, 252 trang

[2] **Cơ sở lý thuyết mỏi** - Hà Nội,
Nxb Giáo dục, 2000 , 272 trang

[3] **Ứng dụng lý thuyết xác suất thống kê trong tính toán độ bền mỏi chi tiết máy** - Hà Nội,
Nxb QĐND, 2001 , 222 trang

[4] **Cơ sở cơ học máy** - Tập 1, Hà Nội,
HVKTQS, 2003, 320 trang

[5] **Một số ứng dụng của phần mềm Maple V** - Hà Nội,
Nxb QĐND, 2003 , 284 trang

[6] **Tự động hoá tính toán thiết kế chi tiết máy** - Hà Nội,
Nxb Khoa học và kỹ thuật, 2005, 282 trang,
(tái bản 2006, 296 trang)

[7] **Cơ sở cơ học máy** - Tập 2 , Hà Nội,
HVKTQS 2007, 340 trang

[8] **Đồ án môn học chi tiết máy** - Hải Phòng,
Nxb Hải Phòng, 2007, 290 trang.

Đồ án môn học chi tiết máy

1201080002805

35,000 VNĐ

35,000đ/C hapho.p