TRƯỜNG ĐẠI HỌC PHENIKAA

**KHOA CƠ KHÍ – CƠ ĐIỆN TỬ**



**BÀI TẬP LỚN**

**CHI TIẾT MÁY**

**Mã học phần: MEM703002**

**Mã đề: 1/P.MEM16.H18**

Học kỳ 1 Năm học 2024-2025

**Sinh viên thực hiện**

Họ tên: Nguyễn Văn Quyến

Lớp: K16-KTCĐT3

Khóa: Khóa 16

Mã lớp: Chi tiết máy-1-1-24(N01)

**Giảng viên hướng dẫn**

Vũ Lê Huy

**HÀ NỘI, 9/2024**

**PHIẾU ĐÁNH GIÁ KẾT QUẢ BÀI TẬP LỚN**

**HỌC PHẦN CHI TIẾT MÁY**

**Mã học phần: MEM703002**

Họ và tên sinh viên: Nguyễn Văn Quyến

Mã số sinh viên: 22010985

Mã đề: 1/P.MEM16.H18

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **STT** | **CĐR** | **Nội dung đánh giá** | **Điểm tối đa** | **Điểm** | **Ghi chú** |
| 1 | 1.1 | Thực hiện trình bày và nội dung tính toán đúng theo yêu cầu đề bài | 2,0 |  |  |
| Thực hiện tính toán trung thực, đúng thông số | 3,0 |  |  |
| Lựa chọn được các thông số hợp lý | 3,0 |  |  |
| 2 | 1.2 | Vận dụng được kiến thức về cơ sở ngành và kiến thức bổ trợ trong tính toán thiết kế máy. | 1,0 |  |  |
| 3 | 2.1 | Thực hiện được các bài toán về phân tích, nhận dạng, tính toán các chi tiết máy trong hệ thống cơ khí. | 1,0 |  |  |
| **Tổng** | | | **10,0** |  |  |

*………., ngày ……… tháng ……… năm ……..*

**Giảng viên đánh giá**

(Ký và ghi rõ họ tên)

**ĐỀ BÀI TẬP LỚN**

A diagram of a machine

Description automatically generated

Mục lục

[TÓM TẮT 2](#_Toc179592728)

[Lời nói đầu 3](#_Toc179592729)

[Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai 4](#_Toc179592730)

[1.1 Chọn loại đai 4](#_Toc179592731)

[1.2 Tính toán các thông số bộ truyền đai 5](#_Toc179592732)

[1.3 Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục 6](#_Toc179592733)

[Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng 9](#_Toc179592734)

[2.1 Chọn vật liệu 9](#_Toc179592735)

[2.2 Xác định ứng suất cho phép 9](#_Toc179592736)

[2.3 Xác định sơ bộ khoảng cách trục 12](#_Toc179592737)

[2.4 Xác định các thông số ăn khớp 13](#_Toc179592738)

[2.5 Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc 15](#_Toc179592739)

[2.6 Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn 17](#_Toc179592740)

[2.7 Tính lực ăn khớp 19](#_Toc179592741)

[2.8 Các thông số cơ bản của bánh răng trụ 19](#_Toc179592742)

[2.9 Tổng hợp các thông số của bộ truyền bánh răng: 20](#_Toc179592743)

[Chương 3: Tính thiết kế trục 21](#_Toc179592744)

[3.1 Chọn vật liệu chế tạo trục 21](#_Toc179592745)

[3.2 Tính tải trọng tác dụng lên trục 21](#_Toc179592746)

[3.3 Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực 22](#_Toc179592747)

[3.4 Tính phản lực tại các gối đỡ 23](#_Toc179592748)

[3.5 Vẽ biểu đồ mômen uốn Mx, My và xoắn T trên trục II 24](#_Toc179592749)

[3.6 Tính mômen uốn tổng Mij và mômen tương đương Mtdij 25](#_Toc179592750)

[3.7 Thiết kế sơ bộ kết cấu trục và chọn then 26](#_Toc179592751)

[KẾT LUẬN 28](#_Toc179592752)

[Tài liệu tham khảo 29](#_Toc179592753)

TÓM TẮT

Bài tập lớn môn "Chi tiết máy" là cung cấp cho sinh viên kiến thức và kỹ năng cần thiết để thiết kế, phân tích và hiểu về các chi tiết máy và cơ cấu máy móc. Bài tập bao gồm việc áp dụng các nguyên lý về cơ học, vật lý và kỹ thuật để giải quyết các vấn đề thực tế liên quan đến máy móc và cơ cấu.

Kết quả đạt được từ bài tập lớn môn này bao gồm:

1. Hiểu biết sâu rộng về nguyên tắc hoạt động của các chi tiết máy, cơ cấu, và hệ thống máy móc.

2. Kỹ năng thiết kế và tính toán các chi tiết máy móc, bao gồm kích thước, chất liệu, và các thông số kỹ thuật khác.

3. Kỹ năng trình bày báo cáo kỹ thuật.

4. Nắm vững các quy định an toàn và tiêu chuẩn trong thiết kế và sản xuất máy móc.

5. Hiểu về các vấn đề liên quan đến bảo trì và sửa chữa máy móc.

Bài tập lớn môn "Chi tiết máy" giúp sinh viên phát triển năng lực trong lĩnh vực cơ khí và kỹ thuật máy móc, và chuẩn bị họ cho công việc trong ngành công nghiệp sản xuất và thiết kế máy móc hoặc nghiên cứu và phát triển trong lĩnh vực này.

Lời nói đầu

Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí đóng vai trò vô cùng quan trọng và là yêu cầu không thể thiếu đối với các kỹ sư ngành cơ khí trong việc thiết kế và chế tạo máy.

Thông qua bài tập lớn của môn học Chi tiết máy, sinh viên được hệ thống lại các kiến thức đã học để áp dụng vào tính toán thiết kế chi tiết máy theo các chỉ tiêu như: Khả năng làm việc của chi tiết, thiết kế kết cấu chi tiết máy và tra cứu số liệu… Vì vậy khi thiết kế chi tiết máy phải tham khảo các giáo trình như: Chi tiết máy, Cơ sở thiết kế Chi tiết, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Dung sai lắp ghép, Công nghệ chế tạo máy và Nguyên lý máy... Đây là bước khởi đầu giúp sinh viên làm quen với quy trình thiết kế và các kỹ năng cần thiết cho nghề nghiệp tương lai.

Trong quá trình thực hiện bài tập lớn, dù đã tham khảo các nguồn tài liệu khác nhau nhưng vì đây là lần đầu tiên em làm quen với việc tính toán thiết kế và với một lượng kiến thức tổng hợp lớn. Nên chưa nắm vững toàn bộ nội dung và chắc chắn sẽ không tránh khỏi những thiếu sót. Em rất mong nhận được sự góp ý từ thầy cô để cải thiện và hoàn thiện bài báo cáo hơn.

Em xin chân thành cảm ơn các thầy cô đã tận tình hướng dẫn và hỗ trợ em trong suốt quá trình học tập và thực hiện bài tập lớn này.

Chương 1: Tính thiết kế bộ truyền đai

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền đai:

* Công suất trên trục chủ động: P1 = 1 (kW)
* Mô men xoắn trên trục chủ động: T1 = 9947.9 (N.mm)
* Số vòng quay trên trục chủ động: n1 = 960 (vòng/phút)
* Tỉ số truyền của bộ truyền: u = 
* Góc nghiêng bộ truyền so với phương nằm ngang: 
* Bộ truyền làm việc 1 ca.
* Tải trọng tĩnh, làm việc va đập vừa.
  1. Chọn loại đai

Do điều kiện làm việc chịu va đập vừa nên lựa chọn loại đai dẹt và chọn vật liệu làm đai là đai vải cao su.

* Chọn đường kính bánh đai nhỏ:



Chọn d1 theo tiêu chuẩn d1 = 125 (mm)

* Kiểm tra vận tốc đai:

 (thỏa mãn)

* Chọn hệ số trượt tương đối ξ = 0.02
* Chọn đường kính bánh đai lớn:



Chọn d2 theo tiêu chuẩn d2 = 280(mm)

* Tỉ số truyền thực tế:



* Sai lệch tỉ số truyền:



* Chọn khoảng cách trục a:



Lấy a = 700(mm)

* Chọn chiều dài dây đai:



* Để nối đai ta tăng chiều dài đai lên một khoảng, chiều dài của dây đai là: 
* Số lần uốn của đai trong một giây:



* 1. Tính toán các thông số bộ truyền đai
* Góc ôm đai α1 :



thỏa mãn yêu cầu.

* Chọn chiều dày tiêu chuẩn δ:

Tra bảng 4.1,Tr51 [1] , chọn chiều dày tiêu chuẩn δ = 3mm

* Kiểm tra điều kiện:

(thỏa mãn)

* Tính hệ số góc ôm đai :



* Tính hệ số ảnh hưởng của vận tốc  :



* Hệ số kể đến ảnh hưởng của vị trí bộ truyền :

Với kiểu truyền động thường và góc nghiêng bộ truyền so với phương nằm ngang  tra bảng 4.12 [1] có: 

* Hệ số tải trọng động Kd :
* Trong công nghiệp ngày nay để có thể đáp ứng yêu cầu làm việc hầu hết các loại: máy bơm, máy nén khí kiểu pittông có 3 xi lanh trở lên, máy phay hoặc máy tiện rơvônve… đều sử dụng động cơ không đồng bộ ba pha kiểu lồng sóc. Đây là loại động cơ điện xoay chiều phổ biến nhất, được sử dụng rộng rãi nhờ hiệu suất cao và độ bền vượt trội.
* Với đặc tính tải trọng làm việc va đập vừa và sử dụng động cơ không đồng bộ ba pha tra bảng 4.7,Tr55 [1] có :



* Tính ứng suất có ích cho phép xác định bằng thực nghiệm :

Với ứng suất căng ban đầu  tra bảng 4.9 [1] có : 

Áp dụng công thức:



* Tính ứng suất có ích cho phép :



* Lực vòng có ích :



* Tính diện tích tiết diện đai dẹt A:



* Tính chiều rộng đai b:



Chọn kích thước b theo tiêu chuẩn trong bảng 4.1,Tr51 [1], ta có : b = 32 mm

* Chọn chiều rộng bánh đai B:

Với b = 32 mm tra bảng 21.16 [2] có chiều rộng bánh đai theo tiêu chuẩn: 

* 1. Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục
* Lực căng đai ban đầu :



* Lực vòng có ích :



* Hệ số ma sát giữa đai và bánh đai :



* Lực trên các nhánh:



* Điều kiện cân bằng lực trước và sau khi làm việc:



* Lực tác dụng lên trục:



Tổng hợp các thông số của bộ truyền đai:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Thông số | Ký hiệu | Giá trị |
| Loại đai |  | đai dẹt |
| Chiều dài đai | l | 2060(mm) |
| Khoảng cách trục | *a* | 700(mm) |
| Góc ôm |  | 167 |
| Đường kính bánh đai nhỏ |  | 125(mm) |
| Đường kính bánh đai lớn |  | 280(mm) |
| Chiều rộng bánh đai | B | 40(mm) |
| Vật liệu đai |  | Đai vải cao su |
| Lực tác dụng lên trục |  | 305.23(N) |

Chương 2: Tính thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

Thông số tính toán thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng:

* Mô men xoắn trên bánh chủ động: T1 = 20968.7 Nmm
* Tốc độ bánh răng chủ động: n1 = 428.57 vòng/phút
* Tỉ số truyền của bộ truyền: u = 4.40
* Thời gian phục vụ: Lh = 25000 giờ
* Bộ truyền làm việc 1 ca
* Tải trọng tĩnh, làm việc va đập vừa
  1. Chọn vật liệu
* Chọn vật liệu làm bánh răng:
* Do không có yêu cầu đặc biệt và theo quan điểm thống nhất hóa trong thiết kế nên chọn vật liệu hai cấp bánh răng như nhau. Tra bảng 6.1 [1] có:
* Vật liệu bánh răng nhỏ:

+ Nhãn hiệu thép: 45

+ Chế độ nhiệt luyện: Tôi cải thiện

+ Độ rắn: , chọn 

+ Giới hạn bền 

+ Giới hạn chảy 

* Vật liệu bánh răng lớn:

+ Nhãn hiệu thép: 45

+ Chế độ nhiệt luyện: Tôi cải thiện

+ Độ rắn: , chọn 

+ Giới hạn bền 

+ Giới hạn chảy 

* 1. Xác định ứng suất cho phép
* Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép  và ứng suất uốn cho phép :

(1)

* Trong bước tính toán thiết kế, chọn sơ bộ:



* Xác định ứng suất tiếp xúc cho phép và ứng suất uốn cho phép :
* Tra Bảng 6.2, Tr.94 [1] ta có công thức:



Với bánh răng chủ động:



Với bánh răng bị động:



* Xác định hệ số an toàn về ứng suất tiếp xúc  và ứng suất uốn , tra bảng 6.2, Tr.94 [1] có:



Với bánh chủ động: 

Với bánh bị động: 

* Vì đặt tải một phía (bộ truyền quay một chiều) nên có: 
* Xác định hệ số tuổi thọ :



Trong đó:

+ là bậc của đường cong mỏi khi thử về tiếp xúc và uốn. Với bánh răng có HB < 350 có: 

+ là số chu kỳ thay đổi ứng suất cơ sở khi thử về tiếp xúc và uốn có:



Với bánh chủ động:



Với bánh bị động:



+ là số chu kỳ thay đổi ứng suất. Với bộ truyền chịu tải trọng tĩnh có:



Trong đó: + c là số lần ăn khớp trong 1 vòng quay (c = 1).

+ n là vận tốc vòng của bánh răng.

+  là tổng số giờ làm việc của bánh răng.

Với bánh răng chủ động:



Với bánh răng bị động:



Nhận xét thấy:

chọn 

Thay số vào công thức (1) ta được:

* Với bánh chủ động:



* Với bánh bị động:



* Khi tính truyền động bánh răng trụ răng thẳng, ứng suất tiếp xúc cho phép là giá trị nhỏ hơn trong hai giá trị  và  nên:



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

Với bánh răng đã được thường hóa ứng suất tiếp xúc cho phép khi quá tải là:



Với bánh răng đã được thường hóa ứng suất uốn cho phép khi quá tải là:



* 1. Xác định sơ bộ khoảng cách trục
* Khoảng cách trục  được xác định theo công thức:

 ( 2 )

Trong đó:

+ là hệ số phụ thuộc vào vật liệu làm bánh răng và loại răng. Với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng, tra bảng 6.5, Tr96 [1] có: 

+  là momoen xoắn trên trục bánh răng chủ động: 

+ là ứng suất tiếp xúc cho phép: 

+ u là tỉ số truyền: u = 4.40

+ là hệ số chiều rộng vành răng:

Với bộ truyền đối xứng và . Tra bảng 6.6, Tr96 [1] có: 



+ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên bề rộng vành răng khi tiếp xúc. Dựa vào hệ số và vị trí của bánh răng đối với các ổ, tra bảng 6.7, Tr97 [1] có: 

* Thay số vào công thức ( 2 ) ta được:



Chọn 

* 1. Xác định các thông số ăn khớp
* Xác định mô đun :



Tra bảng 6.8, Tr.99 [1] chọn m theo tiêu chuẩn: m = 1.5 mm

* Với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng ta có góc .
* Số răng của bánh chủ động là:



Chọn ( răng )

* Số răng của bánh bị động là:



Chọn ( răng )

* Tỉ số truyền thực tế:



* Sai lệch tỉ số truyền:



Thỏa mãn tỉ số truyền

* Tính tổng số răng:

 ( răng )

* Tính lại khoảng cách trục:



Chọn 

* Tính dịch chỉnh để đạt được khoảng cách trục mong muốn:

+ Mặc dù  nhưng cần tính dịch chỉnh để đạt được khoảng cách trục mong muốn thay đổi từ  về  nên ta có:

- Để nâng cao độ bền tiếp xúc, độ bền uốn, làm tăng khả năng chịu mài mòn của răng và cải thiện chỉ tiêu ăn khớp nên sử dụng dịch chỉnh âm:

- Hệ số dịch tâm y:



- Hệ số ky: 

Tra bảng 6.10a, Tr[100] 1 ta có: 

- Hệ số giảm đỉnh răng : 

- Tổng hệ số dịch chỉnh : 

- Hệ số dịch chỉnh của bánh răng 1 và bánh răng 2 là:



* Xác định góc ăn khớp:



* Xác định đường kính vòng lăn của bánh răng:
* Với bánh chủ động: 
* Với bánh răng bị động: 
  1. Kiểm nghiệm răng về độ bền tiếp xúc
* Ứng suất tiếp xúc được xác định theo công thức:

 ( 3 )

Trong đó:

+  là ứng suất tiếp xúc cho phép: 

+  là hệ số kể đến cơ tính vật liệu của bánh răng ăn khớp. Với vật liệu của hai bánh răng là thép, tra bảng 6.5, Tr96 [1] có: 

+ là hệ số kể đến hình dạng bề mặt tiếp xúc. Với bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng ta có:



+ : Chiều rộng vành răng: 

+ là hệ số kể đến sự trùng khớp của răng

+ là hệ số trùng khớp dọc:



+là hệ số trùng khớp ngang:



+ Với sử dụng công thức 6.36a, Tr 105 [1] ta có:



+ là hệ số tải trọng khi tính về tiếp xúc: 

với :

+ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên chiều rộng vành răng: 

+ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về tiếp xúc, với bánh răng thẳng, : 

+ Vận tốc vòng của bánh răng:



+ Với bánh răng trụ răng thẳng và v = 1.04 (m/s), tra bảng 6.13, Tr.106 [1] ta được cấp chính xác của bộ truyền là: Cấp chính xác = 9

+ là hệ số tải trọng động trong vùng ăn khớp khi tính về tiếp xúc. Tra phụ lục P2.3, Tr.250 [1], với các thông số Cấp chính xác = 9, HB<350, bộ truyền bánh răng thẳng, v = 1.04 (m/s) ta được: 

Thay số vào  ta được:



+  là momen xoắn của trục chủ động: 

+ Xác định chính xác ứng xuất tiếp xúc cho phép :

Với ; với cấp chính xác động học là 9, chọn cấp chính xác về mức tiếp xúc là 8, khi đó cần gia công đạt độ nhám do đó ; với 

Thay số:



* Thay số vào công thức ( 3 ) ta được:



Kiểm tra:



Vậy bộ truyền bánh răng thỏa mãn điều kiện về độ bền tiếp xúc.

* 1. Kiểm nghiệm răng về độ bền uốn
* Ứng suất uốn được xác định theo công thức:

 ( 4 )

Trong đó:

+  là momen xoắn của trục chủ động: 

+ là ung suất uốn cho phép của bánh chủ động và bị động.

+ là hệ số tải trọng khi tính về uốn:



Trong đó:

+ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng cho các đôi răng đồng thời ăn khớp khi tính về uốn. Với bánh răng thẳng, vận tốc vòng v = 1.04 (m/s) và Cấp chính xác =9, tra bảng 6.14, Tr.107[1] có : 

+ là hệ số kể đến sự phân bố không đều tải trọng trên bề rộng vành răng khi uốn. Dựa vào hệ số và vị trí của bánh răng đối với các ổ, tra bảng 6.7, Tr97 [1] có: 

+ là hệ số tải trọng động trong vùng ăn khớp khi tính về uốn. Tra phụ lục P2.3, Tr.250 [1], với các thông số Cấp chính xác = 9, HB<350, bộ truyền bánh răng thẳng,

v = 1.04 (m/s) ta được: 

Thay số vào công thức trên ta được:



+ là hệ số kể đến sự trùng khớp của răng:



+là hệ số kể đến độ nghiêng của răng, với răng thẳng: 

+ là hệ số dạng răng: phụ thuộc vào số răng tương đương :



Tra bảng 6.18, Tr.109[1] có:



* Thay số vào công thức ( 4 ) ta được:



Vậy bánh răng thỏa mãn điều kiện về độ bền uốn.

* 1. Tính lực ăn khớp
* Tính lực vòng:



* Tính lực hướng tâm:



* Tính lực dọc trục:



* 1. Các thông số cơ bản của bánh răng trụ
* Đường kính vòng chia:



* Khoảng cách trục chia:



* Đường kính đỉnh răng:



* Đường kính đáy răng:



* Đường kính vòng cơ sở:



* Góc profin gốc: 
  1. Tổng hợp các thông số của bộ truyền bánh răng:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Thông số | Kí hiệu | Giá trị |
| Khoảng cách trục chia | a | 126 (mm) |
| Khoảng cách trục | aw | 125 (mm) |
| Số răng |  | 31 |
|  | 137 |
| Đường kính vòng chia |  | 46.5 (mm) |
|  | 205.5 (mm) |
| Đường kính vòng lăn |  | 46.3 (mm) |
|  | 203.7 (mm) |
| Đường kính đỉnh răng |  | 49.17 (mm) |
|  | 206.88 (mm) |
| Đường kính đáy răng |  | 42.36 (mm) |
|  | 200.07 (mm) |
| Đường kính cơ sở |  | 43.7 (mm) |
|  | 193.11 (mm) |
| Hệ số dịch chỉnh |  | -0.13 |
|  | -0.56 |
| Góc profin gốc |  |  |
| Góc profin răng |  |  |
| Góc ăn khớp |  |  |
| Hệ số trùng khớp ngang |  | 1.75 |
| Hệ số trùng khớp dọc |  | 0 |
| Môđun bánh răng | m | 1.5(mm) |
| Góc nghiêng của răng |  |  |
| Bề rộng răng |  | 37.5 (mm) |

Chương 3: Tính thiết kế trục

Yêu cầu tính toán thiết kế trục:

* Trục yêu cầu: trục II
* Mô men xoắn trên trục: 
* Lực khớp nối tác dụng lên trục II: Fk = 33.16 (N)
  1. Chọn vật liệu chế tạo trục
* Chọn vật liệu chế tạo trục là thép 45 tôi cải thiện có
* Ứng suất xoắn cho phép chọn: 
* Xác định sơ bộ đường kính trục II:



Chọn 

Tra bảng 10.2 (1) ta có được: Chiều rộng ổ lăn = 19 (mm)

* 1. Tính tải trọng tác dụng lên trục
* Với bộ truyền bánh răng trụ ta có:



* A diagram of a line with a square and a square with a square and a square with a square with a square with a square with a square with a square with a square with a square with

  Description automatically generatedGiả định trị số và chiều của các lực đặt như hình vẽ:
* Xác định trị số và chiều của các lực từ bộ truyền bánh răng trụ tác dụng lên trục:



Trong đó:

+  là lực tác dụng theo phương x,y,z

+ là toạ độ điểm đặt lực trên bánh răng: 

+ là hướng răng của bánh răng, với bánh răng thẳng lấy: 

+ là chiều quay của trục, với trục quay cùng chiều kim đồng hồ: 

+ Khi chi tiết quay là bị động: 

* Thay số vào công thức, ta được:



Do => ngược chiều với chiều giả định.

* 1. Tính khoảng cách giữa các điểm đặt lực



* Chiều dài mayơ bánh răng trụ:
* Chiều của trục 2 quay cùng chiều kim đồng hồ thì chiều quay của trục 1 sẽ quay ngược chiều kim đồng hồ.
  1. Tính phản lực tại các gối đỡ
* A diagram of a rectangular object with numbers and lines

  Description automatically generatedSơ đồ phân bố lực:
* Dựa vào việc xác định trị số và chiều của các lực, ta biểu diễn được các lực có chiều như hình vẽ. Áp dụng điều kiện cân bằng lực và mômen cho trục II ta lập được hệ phương trình như sau:





Các lực cùng chiều với chiều của hình vẽ.

* 1. A diagram of a mechanical scheme

     Description automatically generated with medium confidenceVẽ biểu đồ mômen uốn Mx, My và xoắn T trên trục II
  2. Tính mômen uốn tổng Mij và mômen tương đương Mtdij
* Momen tại các tiết diện của trục II được tính toán như sau:
* Mômem uốn tổng và mômem tương đươngứng với trục i và các tiết diện j được tính theo công thức:



Trong đó:

+lần lượt là mômem uốn tổng, mômem tương đương, đường kính trục tại các tiết diện j trên chiều dài trục.

+là mômem uốn cho phép chế tạo trục.

+ Ta có đường kính sơ bộ của trục II là: , từ đó tra Bảng 10.5 tr.195 [1] có được [σ] = 63 MPa

* Tại tiết diện ứng với điểm D (tại vị trí của khớp nối):



Do tại D có dãnh then nên ta chọn đường kính trục tăng lên 4% để đảm bảo độ bền cứng:



* Tại tiết diện ứng với điểm C:





* Tại tiết diện ứng với điểm B:



* Chọn đường kính trục tiêu chuẩn theo yêu cầu để đảm bảo các điều kiện lắp ghép, vậy ta chọn được:



* 1. Thiết kế sơ bộ kết cấu trục và chọn then
* Thiết kế sơ bộ kết cấu trục:

+ Dựa trên kết quả tính toán và chọn đường kính trục theo tiêu chuẩn, ta có hình dạng của trục như sau:

A black and white drawing of a plug

Description automatically generated

* Chọn và kiểm nghiệm then:

+ Do các trục nằm trong hộp giảm tốc nên ta chọn loại then bằng. Để đảm bảo tính công nghệ ta chọn loại then giống nhau trên cùng một trục theo TCVN 2262 – 77 dựa theo bảng 9.1a, Tr.173[1] chọn được then bằng tại các vị trí lắp then cho trục II như sau:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Diagram, engineering drawing  Description automatically generated  Theo TCVN 2261-77; kích thước: mm | | | | | | | |
| Tiết diện | Đường kính trục d, mm | Kích thước tiết diện then | | Chiều sâu rãnh then | | Bán kính góc lượn của rãnh r | |
| b | h | Trên trục t1 | Trên trục t2 | Nhỏ nhất | Lớn nhất |
| D | 25 | 8 | 7 | 4 | 2,8 | 0,25 | 0,4 |
| B | 36 | 10 | 8 | 5 | 3.3 | 0.25 | 0.4 |

**Bảng 3.1:** Thông số kích thước then bằng được lắp trên trục II

* Độ bền của then:

+ Điều kiện kiểm nghiệm:



Trong đó:

*  là ứng suất dập và ứng suất dập cho phép: 
*  là ứng suất cắt và ứng suất cắt cho phép: 

Tại vị trí lắp bánh răng B:

* Kiểm tra độ bền dập trên mặt tiếp xúc giữa các trục và then.

Ta có: 

Chọn 

Thay số ta được:



Thỏa mãn điều kiện kiểm nghiệm.

KẾT LUẬN

Sau thời gian tìm hiểu, tính toán, thiết kế dưới sự hướng dẫn của thầy Vũ Lê Huy, bài tập lớn chi tiết máy của em đã hoàn thành các nhiệm vụ:

+ Thiết kế bộ truyền đai.

+ Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng.

+ Tính thiết kế trục.

Lần đầu tiên làm quen với công việc thiết kế, với một khối lượng kiến thức tổng hợp lớn, và có nhiều phần em chưa nắm vững, dù đã tham khảo các tài liệu song khi thực hiện bài tập lớn, trong tính toán không thể tránh được những thiếu sót. Em mong được sự góp ý và giúp đỡ của Thầy. Em xin trân thành cảm ơn Thầy ạ!

Tài liệu tham khảo

1. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2015). Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 1. Nhà xuất bản Giáo dục. ISBN: 978-604-0-03754-1.
2. Trịnh Chất, Lê Văn Uyển (2015). Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí, Tập 2. Nhà xuất bản Giáo dục. ISBN: 978-604-0-06523-0.
3. Trần Văn Địch (2008). Công nghệ chế tạo máy. Nhà xuất bản khoa học và kỹ thuật.
4. Ninh Đức Tốn (2007). Dung sai lắp ghép. Nhà xuất bản Giáo dục.