# LỜI NÓI ĐẦU

Đồ án thiết kế máy là nội dung không thể thiếu với chương trình đào tạo kĩ sư cơ khí nhằm cung cấp cho sinh viên những kiến thức cơ sở về kết cấu máy và các quá trình cơ bản khi thiết kế máy. Trong quá trình học môn Thiết kế máy em đã được làm quen với những kiến thức cơ bản về kết cấu máy, các bộ phận của máy và các tính năng cơ bản của các chi tiết máy thường gặp. Đồ án Thiết kế máy giúp em hệ thống lại các kiến thức đã học và tìm hiểu sâu hơn về nó. Thông qua việc hoàn thiện đồ án, em có thể áp dụng được các kiến thức từ các môn học như Truyền động cơ khí, Sức bền vật liệu, Vẽ kỹ thuật, Vẽ kỹ thuật cơ khí, Kỹ thuật đo cơ khí,…

Hộp giảm tốc là cơ cấu truyền động nhờ sự ăn khớp trực tiếp giữa các bánh răng. Hộp giảm tốc dùng để giảm vận tốc góc và tăng momen xoắn, hộp giảm tốc là bộ phận trung gian giữa động cơ và máy công tác.

Đề tài được giao là Thiết kế hộp giảm tốc hai cấp khai triển dẫn động tời kéo. Dùng hộp giảm tốc hai cấp khai triển bánh răng trụ, dẫn động bằng động cơ điện và có kết hợp với bộ truyền ngoài (bộ truyền đai).

Trong quá trình làm em đã tìm hiểu các nội dung sau:

* Cách chọn động cơ điện cho hộp giảm tốc.
* Cách phân phối tỉ số truyền cho các cấp trong hộp giảm tốc.
* Cách thiết kế các bộ truyền trong và ngoài của hộp giảm tốc.
* Các chỉ tiêu tính toán và các thông số cơ bản của hộp giảm tốc.
* Các chỉ tiêu tính toán, chế tạo bánh răng và trục.
* Cách xác định thông số của then.
* Kết cấu, công dụng và cách xác định các thông số cơ bản của hộp giảm tốc.
* Cách tính toán và xác định chế độ bôi trơn cho các chi tiết của hộp giảm tốc.
* Cách thể hiện bản vẽ đúng tiêu chuẩn.

Do lần đầu làm đồ án và tìm hiểu với lượng kiến thức tổng hợp nên còn những phần chưa hoàn toàn nắm vững. Trong quá trình làm đồ án em đã tham khảo nhiều tài liệu cũng như giáo trình có liên quan song sai sót là điều khó tránh khỏi. Em rất mong nhận được sự hướng dẫn thêm của các thầy để em có thể nắm vững cũng như củng cố lại kiến thức đã được học.

Em xin chân thành cảm ơn các thầy trong bộ môn, đặc biệt thầy Tào Quang Bảng đã nhiệt tình hướng dẫn em trong quá trình hoàn thành đồ án.

Mục lục

[LỜI NÓI ĐẦU 1](#_Toc69599002)

[PHẦN I : TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC 4](#_Toc69599003)

[**1.** **Chọn động cơ điện** 4](#_Toc69599004)

[a. Xác định công suất. 4](#_Toc69599005)

[b. Chọn động cơ điện 4](#_Toc69599006)

[**2.** **Phân phối tỷ số truyền.** 5](#_Toc69599007)

[a. Xác định tỷ số truyền chung. 5](#_Toc69599008)

[b. Phân phối tỷ số truyền. 5](#_Toc69599009)

[**3.** **Các thông số động học** 6](#_Toc69599010)

[a. Động cơ. 6](#_Toc69599011)

[b. Tốc độ quay 6](#_Toc69599012)

[PHẦN II : TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN NGOÀI 8](#_Toc69599013)

[**1.** **Chọn loại đai.** 8](#_Toc69599014)

[**2.** **Định đường kính bánh đai** 8](#_Toc69599015)

[**3.** **Chọn sơ bộ khoảng cách truc A** 9](#_Toc69599016)

[**4.** **Tính chính xác chiều dài L và khoảng cách trục A.** 9](#_Toc69599017)

[**5.** **Kiểm nghiệm góc ôm** 10](#_Toc69599018)

[**6.** **Xác định số đai cần thiết.** 10](#_Toc69599019)

[**7.** **Định các kích thước chủ yếu của bánh đai.** 11](#_Toc69599020)

[**8.** **Tính lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục.** 11](#_Toc69599021)

[PHẦN III : THIẾT KẾ HỘP GIẢM TỐC 12](#_Toc69599022)

[**A.** **Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng cấp chậm.** 12](#_Toc69599023)

[**1.** **Chọn vật liệu và cách nhiệt luyện.** 12](#_Toc69599024)

[**2.** **Định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép.** 12](#_Toc69599025)

[**3.** **Chọn sơ bộ hệ số tải trọng K.** 14](#_Toc69599026)

[**4.** **Chọn hệ số chiều rộng bánh răng.** 14](#_Toc69599027)

[**5.** **Xác định khoảng cách trục A.** 14](#_Toc69599028)

[**6.** **Tính vận tốc vòng và cấp chính xác chết tạo bánh răng.** 15](#_Toc69599029)

[**7.** **Định chính xác hệ số tải trọng K và khoảng cách trục A.** 15](#_Toc69599030)

[**8.** **Xác định modun, số răng, chiều rộng bánh răng và góc nghiêng của răng.** 16](#_Toc69599031)

[**9.** **Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng.** 17](#_Toc69599032)

[**10.** **Kiểm nghiệm sức bền của bánh răng khi chịu tải đột ngột.** 17](#_Toc69599033)

[**11.** **Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền.** 18](#_Toc69599034)

[**12.** Tính lực tác dụng. 18](#_Toc69599035)

[**B.** **Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng cấp nhanh.** 19](#_Toc69599036)

[**1.** **Chọn vật liệu và cách nhiệt luyện** 19](#_Toc69599037)

[**2.** **Định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép.** 19](#_Toc69599038)

[a. Định ứng suất tiếp xúc cho phép 19](#_Toc69599039)

[b. Định ứng suất uốn cho phép 20](#_Toc69599040)

[**3.** **Chọn hệ số tải trọng K** 21](#_Toc69599041)

[**4.** **Chọn hệ số chiều rọng bánh răng.** 21](#_Toc69599042)

[**5.** **Xác định khoảng cách trục A.** 21](#_Toc69599043)

[**6.** **Tính vận tốc vòng và cấp chính xác chế tạo bánh răng** 22](#_Toc69599044)

[**7.** **Định chính xác hệ số tải trọng K và khoảng cách trục A** 22](#_Toc69599045)

[**8.** **Xác định modun, số răng, chiều rộng bánh răng và góc nghiêng của răng.** 23](#_Toc69599046)

[**9.** **Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng.** 24](#_Toc69599047)

[**10.** **Kiểm nghiệm sức bền của bánh răng khi chịu tải đột ngột.** 24](#_Toc69599048)

[**11.** **Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền.** 25](#_Toc69599049)

[**12.** **Tính lực tác dụng** 25](#_Toc69599050)

[PHẦN IV : THIẾT KẾ KẾT CẤU TRỤC TRONG HỘP GIẢM TỐC 27](#_Toc69599051)

[**1.** **Chọn vật liệu.** 27](#_Toc69599052)

[**2.** **Trình tự thiết kế.** 27](#_Toc69599053)

[a. Xác định sơ dồ đặt lực 27](#_Toc69599054)

[b. Tính sơ bộ đường kính trục 28](#_Toc69599055)

[c. Xác định khoảng cách giữa các gối đỡ và điểm đặt lực 28](#_Toc69599056)

[d. Tính chính xác đường kính các đoạn trục 33](#_Toc69599057)

[**3.** **Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi** 34](#_Toc69599058)

[PHẦN V : CHỌN Ổ LĂN 36](#_Toc69599059)

[**1.** **Chọn loại ổ lăn** 36](#_Toc69599060)

[**2.** **Tính toán chọn cỡ ổ lăn** 37](#_Toc69599061)

[*a.* *Trục I* 37](#_Toc69599062)

[*b.* *Truc II* 39](#_Toc69599063)

[*c.* *Trục III* 41](#_Toc69599064)

[PHẦN VI : TÍNH TOÁN KẾT CẤU, CẤU TẠO VỎ HỘP VÀ CÁC CHI TIẾT KHÁC 44](#_Toc69599065)

[**1.** **Vỏ hộp giảm tốc.** 44](#_Toc69599066)

[**2.** **Bôi trơn và điều chỉnh ăn khớp.** 45](#_Toc69599067)

[**3.** **Tính kết cấu các chi tiết liên quan.** 45](#_Toc69599068)

[**4.** **Thống kê kiểu lắp.** 48](#_Toc69599069)

[TÀI LIỆU THAM KHẢO 50](#_Toc69599070)

# PHẦN I : TÍNH TOÁN ĐỘNG HỌC

1. **Chọn động cơ điện**
2. Xác định công suất.

Công suất động cơ phải thoả mãn Pđ/c  > Py/c

Trong đó: Py/c ­ là công suất yêu cầu của động cơ 

Với \*Pct Công suất trên trục công tác, theo CT(2.8)(2.10) và (2.11) (TL1) ta có

Pct (kw)

\*β: Hệ số tải trọng tương đương, tính theo công thức:



Thay số các giá trị Tmm = 1,4 T1 t1 = 4 h

T2  = 0,6T1 t2 = 4 h

tCk=8 h

**=> **

**\*η**: Hiệu suất bộ truyền 

Tra bảng  ta có:

Hiệu suất bánh răng trụ: ηbr = 0,96 – 0,98 Chọn ηbr = 0,97

Hiệu suất ổ lăn: ηol = 0,99 – 0,995 ηol = 0,99

Hiệu suất đai thang: ηd  = 0,95 – 0,96 ηd = 0,95

Hiệu suất khớp: ηk = 0,99 – 1 ηk  = 1

=> η = 0,972 . 0,994 . 0,95. 1= 0,8586

=> 

vậy công suất yêu cầu là :Py/c = 

1. Chọn động cơ điện

Tra bảng 2P trang [321-323] đối với động cơ không đồng bộ ba pha TL TKCTM Nguyễn Trọng Hiệp 1998 ta có các động cơ sau:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Kiểu động cơ | Công suất | Vận tốc (vg/Ph) | Hiệu suất η (%) | Mm/Mđm |
| A02-41-4 | 4 | 1450 | 86 | 1,5 |
| A02-42-4 | 5,5 | 1450 | 88 | 1,5 |
| A02-42-2 | 5,5 | 2910 | 87 | 1,6 |

Dựa vào điều kiện mở máy chọn động cơ A02-42-4 / 5,5 KW

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Động cơ điện không đồng bộ ba pha có rôto đoản mạch | | | | | | |
| N (KW) | n (vg/ph) | η (%) | Mm/Mđm | Mmax/Mđm | Mmin/Mđm | Khối lượng |
| 5,5 | 1450 | 88 | 1,5 | 2 | 0,8 | 66,5 |

1. **Phân phối tỷ số truyền.**
2. Xác định tỷ số truyền chung.

Dựa vào điều kiện làm việc ta có tốc độ của băng tải là:



Tỷ số truyền chung của bộ truyền là:



Mà 

1. Phân phối tỷ số truyền.

Theo yêu cầu về bôi trơn chỗ ăn khớp của các cặp bánh răng trong hộp giảm tốc. Cụ thể là hai bánh răng lớn của hai cấp đều phải được bôi trơn, nhưng chú ý là bánh răng lớn của cấp nhanh do tốc độ quay lớn hơn nên phải ngập trong dầu ít hơn tránh lãng phí do tổn thất khuấy dầu.

Do đóta có thể phân phối sơ bộ tỷ số truyền nhưsau:

=> Chọn 

Suy ra tỷ số truyền cấp chậm là:



1. **Các thông số động học**
2. Động cơ.

Công suất Pi tính từ trục công tác về trục động cơ .

Với hộp khai triển thường ta có :











1. Tốc độ quay

Tốc độ quay tính từ trục động cơ đến trục công tác:





Momen xoắn trên trục.



Mômen xoắn trên trục động cơ:



Mômen xoắn trên trục 1:



Mômen xoắn trên trục 2:



Mômen xoắn trên trục 3:



Mômen xoắn trên trục công tác:



Bảng thông số động học:

|  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
|  | Động cơ | **1** | | **2** | | 3 | Công tác |
| Tỷ số truyền | 2,5 | | 3,224 | | 2,48 | |  |
| P (kW) | 4,6 | 4,33 | | 4,16 | | 3,99 | 3,95 |
| n(Vg/p) | 1450 | 580 | | 180 | | 72,6 | 72,6 |
| T(N.mm) | 30296,6 | 71295,7 | | 220711,1 | | 524855,4 | 519593,7 |

# PHẦN II : TÍNH TOÁN BỘ TRUYỀN NGOÀI

**Bộ Truyền đai**

Ta có:

Công suất làm việc: P = Pdc = 4,6 (kW)

Tốc độ quay: n= ndc = 1450 (Vg/p)

Tỉ số truyền: u = ud = 2,5

Mômen xoắn trên trục động cơ:

Bộ truyền làm việc 2 ca, tải trọng thay đổi, rung động nhẹ, góc nghiêng đường nối tâm với bộ tryền ngoài là 0­­o.

1. **Chọn loại đai.**

Dựa vào tốc độ làm việc và công suất động cơ điện và bảng (5-13) trang 93 tài liệu [1] ta chọn đai loại A

Kích thước tiết diện đai thang loại A là:

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| ao | h | a | ho | F |
| 11mm | 8 mm | 13 | 2,8 | 81 mm2 |

1. **Định đường kính bánh đai**

Dựa vào bảng (5-14) trang 93 tài liệu 1 ta có:

Đường kính bánh nhỏ của đai là: D1 = 160 mm

Kiểm nghiệm vận tốc của đai theo điều kiện:



Tính đường kính bánh đai lớn D2 theo công thức (5-4) trang 84 tài liệu [1]



Với hệ số trượt ξ của đai hình thang là ξ = 0,02

Chọn D2 = 400 (mm)

Tính lại số vòng quay thực của bánh dẫn trong 1 phút



So với tốc độ ban đầu chênh lệch ít nên không cần chọn lại đường kính bánh đai

Tỷ số truyền i thực tế là: 

1. **Chọn sơ bộ khoảng cách truc A**

Khoảng cách trục A phải thỏa mãn điều kiện :



Chọn A theo tỉ số truyền và đường kính bánh đai lớn theo bảng (5-16) trang 94 tài liệu [1]

Chọn A = 1,2.D2 = 1,2.400 = 480 mm

1. **Tính chính xác chiều dài L và khoảng cách trục A.**

Theo khoảng cách sơ bộ A tính chiều dài L theo công thức (5-1) trang 83 và quy tròn theo tiêu chuẩn bảng (5-12) trang 92 tài liệu [1]



Chọn L = 1900 mm

Kiểm nghiệm số vòng chạy của dây đai trong 1 giây theo công thức (5-20) trang 94 tài liệu [1]



Xác định chính xác khoảng cách trục A theo công thức(5-2) trang 83 tài liệu [1] theo L đã chọn theo tiêu chuẩn:



Kiểm nghiệm lại trục A theo công thức (5-19) trang 94 tài liệu [1]



Khoảng cách nhỏ nhất cần thiết để mắc đai :



Khoảng cách lớn nhất cần thiết để tạo lực căng:



1. **Kiểm nghiệm góc ôm**

Kiểm nghiệm góc ôm α1 theo công thức (5-3) trang 83 tài liệu [1]

 (thỏa mãn)

1. **Xác định số đai cần thiết.**

Số đai cần thiết tính theo công thức (5-22) trang 95 tài liệu 1



Chọn ứng suất căng ban đầu σo =1,2 N/mm2 và theo trị số D1 tra bảng (5-17) trang 95 tài liệu [1] ta tìm được ứng suất có ích cho phép là: [σp]o = 1,7 N/mm2

Các hế số :

Ct – hệ số ảnh hưởng của chế độ tải trọng Ct = 0,8

Cv – hệ số ảnh hưởng của vận tốc Cv = 1

Cα – hệ số ảnh hưởng của góc ôm Cα = 0,92

v – vận tốc đai, m/s v = 12,15

F – diện tích tiết diện đai, mm2 F = 81

Chọn Z = 4 đai

1. **Định các kích thước chủ yếu của bánh đai.**

Chiều rộng bánh đai tính theo công thức (5-23) trang 96 tài liệu [1]



Trong đó : t = 16 , h = 10 , ho = 3,5 được tra trong bảng (10-3) trang 257 tài liệu [1]

Đường kính ngoài của các bánh đai tính theo công thức (5-24) trang 96



1. **Tính lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục.**

Lực căng ban đầu tác dụng lên mỗi đai tính theo công thức (5-25) trang 96



Trong đó : σo - ứng suất căng ban đầu , n/mm2

F – diện tích 1 đai, mm2

Lực tác dụng lên trục tính theo công thức (5-26) trang 96 tài liệu [1]



# PHẦN III : THIẾT KẾ HỘP GIẢM TỐC

1. **Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng cấp chậm.**
2. **Chọn vật liệu và cách nhiệt luyện.**

Bộ truyền làm việc chịu tải trọng trung bình và vận tốc nhỏ nên dùng thép thường hóa để chế tạo bánh răng.

* Vật liệu làm bánh răng nhỏ là thép C50 được thường hóa, giả thiết vôi rèn nhỏ hơn 100 mm. Có cơ tính như sau :

+ Giới hạn bền kéo : σbk = 620 N/mm2

+ Giới hạn chảy : σch = 320 M/mm2

+ Độ rằn HB (180-230)HB : Chọn 220 HB

* Vật liệu làm bánh răng nhỏ là thép C35 được thường hóa, giả thiết vôi rèn có độ lớn từ 100 – 300 mm. Có cơ tính như sau :

+ Giới hạn bền kéo : σbk = 540 N/mm2

+ Giới hạn chảy : σch = 270 M/mm2

+ Độ rằn HB (150-210)HB : Chọn 190 HB

1. **Định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép.**
2. Ứng suất tiếp xúc cho phép.

Dựa vào công thức (3-1) trang 38 tài liệu [1] để chọn tính ứng suất t.xúc cho phép.



Trong đó : [σ]Notx - ứng suất tiếp xúc cho phép (N/mm2) khi bánh răng làm việc lâu dài phụ thuộc và độ rắn HB lấy theo bảng (3-9) trang 43

Vật liệu là thép thường hóa nên [σNotx] = 2,6HB N/mm2

k’N – hệ số chu kỳ ứng suất tiếp xúc

No – số chu kỳ cơ sở của đường cong mỏi tiếp xúc

Theo bảng (3-9) No = 107 chu kỳ

Ntd – số chu kỳ tương đương tính theo công thức (3-4) trang 42

 (chu kỳ)

 ( chu kỳ )

Do số chu kỳ tương đương của bánh nhỏ và bánh lớn đều lớn hơn No nên ta chọn hệ số chu kỳ ứng suất tiếp xúc k’N = 1.

* Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh nhỏ là :



* Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh lớn là :



Chọn ứng suất tiếp xúc lớn hơn để tính , suy ra [σ]tx = 572 N/mm2

1. Ứng suất uốn cho phép

Vì răng làm việc 1 mặt nên ứng suất uốn cho phép được tính theo công thức (3-5) trang 42 tài liệu [1].



Trong đó:

+ σ-1 – giới hạn mỏi uốn trong chu kỳ đối xứng .

Lấy gần đúng đối với thép σ-1 = 0,43 σbk

+ n – hệ số an toàn, đối với thép thường hóa n = 1,5

+ Kσ – hệ số tập trung ứng suất ở chân răng, đối với thép thường hóa

Kσ = 1,8

+ k’’N – hệ số chu kỳ ứng suất uốn , tính theo công thức



No – số chu kỳ cơ sở của đường cong mỏi uốn No = 5.106

Ntd – số chu kỳ tương đường tính theo công thức :

 với m =6 đối với thép thuòng hóa



Suy ra : 

Vậy ứng suất uốn cho phép trên từng bánh răng là :



1. **Chọn sơ bộ hệ số tải trọng K.**

Bộ truyền có khả năng chạy mòn và cá ổ bố trí đối xứng nên chọn Ksb =1,3

1. **Chọn hệ số chiều rộng bánh răng.**

Bộ truyền bánh răng trụ chịu tải trọng trung bình nên chọn ψA = 0,3

1. **Xác định khoảng cách trục A.**

Dựa vào công thức (3-10) trang 45 tài liệu [1] ta có :



Trong đó :

+ A – khoảng cách trục, mm

+ ψA – hệ số chiều rộng bánh răng, ψA = 0,3

+ i – tỷ số truyền của bộ truyền cấp chậm, i = 2,48

+ n2 – số vòng quay trong một phút của bánh bị dẫn, n2 = 72,6 vg/p

+ N – công suất của bộ truyền, N = 4,16 kW

+ K – hệ số tải trọng, K = 1,3

+ θ’ – hệ số phản ánh sự tăng khả năng tải tĩnh theo sức bề tiếp xúc của bánh răng nghiêng so với bánh răng thẳng , θ’= 1,25

Vậy khoảng cách trục A là :



Chọn A = 185 mm

1. **Tính vận tốc vòng và cấp chính xác chết tạo bánh răng.**

Vận tốc vòng tính theo công thức (3-17) trang 46 tài liệu [1].



Theo bảng (3-11) trang 46 tài liệu [1] chọn cấp chính xác để chế tạo bánh răng là 9

1. **Định chính xác hệ số tải trọng K và khoảng cách trục A.**

Hệ số tải trọng K được tính theo công thức :



Trong đó :

+ Ktt – hệ số tập trung tải trọng, đối với bộ truyền có khả năng chạy mòn , tải trọng thay đổi ra bảng (3-12) ta được Ktt bảng = 1,03



+ Kd – hệ số tải trọng động, tra bảng (3-14) trang 48 chọn Kd =1,2

Suy ra, hệ số tải trọng K = 1,015.1,2 = 1,218

So với Ksb chênh lệch khôang qua nhiều nên không cần tính lại A

1. **Xác định modun, số răng, chiều rộng bánh răng và góc nghiêng của răng.**

Modun được chọn theo khoảng cách trục A:

mn = 0,02A=0,02.185=3,7, chọn mn = 4

Chọn sơ bộ góc nghiêng β = 20o

Số răng bánh dẫn tính theo công thức (3-26) trang 49 tài liệu [1]



Chọn Z1 = 25 răng.

Số răng bánh lớn tính theo công thức (3-27) trang 50 tài liệu [1]:



Chọn Z2 = 64 răng.

Tính chính xác bánh răng nghiêng theo công thức (3-28) trang 50 tl [1]



Góc ăn khớp: 

Tính chiều rộng bánh răng :



Chọn chiều rộng bánh răng lớn b2 = 60mm và bánh răng nhỏ b1 =70mm

1. **Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng.**

Tính số răng tương đương theo công thức (3-37) trang 52 tài liệu [1]

Bánh răng nhỏ : 

Bánh răng lớn : 

Dựa vào bảng (3-18) chọn hệ số dang răng y1 = 0,429 ; y2 = 0,499

Chọn hệ số phản ánh sự tăng khả năng tải khi tihs theo sức bền uốn : θ” =1,5

Kiểm nghiệm ứng suất uốn theo công thức (3-34) trang 51 tài liệu [1] đối với bánh răng nhỏ :





Đối với bánh răng lớn , kiểm nghiệm theo công thức (3-40) trang 52





1. **Kiểm nghiệm sức bền của bánh răng khi chịu tải đột ngột.**

Ứng suất tiếp xúc quá tải cho phép tính theo công thức (3-43) trang 53 [1]

* Bánh nhỏ : 
* Bánh lớn : 

Ứng suất uốn cho phép tính theo công thức (3-46) trang 53 [1]

* Bánh nhỏ : 
* Bánh lớn : 

Kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc theo công thức (3-41) trang 53 [1]

 , trong đó Kqt = 1,4

Ứng suất tiếp xúc quá tải nhỏ hơn giá trị cho phép đối với cả bánh nhỏ và bánh lớn.

Kiểm nghiệm sức bền uốn theo công thức (3-42) trang 53 [1]

* Đối với bánh nhỏ : 
* Đối với bánh lớn : 

Ứng suất bề quá tải nhỏ hơn giá trị cho phép đối với cả bánh răng nhỏ và bánh răng lớn.

1. **Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền.**

Dựa vào bảng (3-2) trang 36 [1] ta có bảng sau:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Tên thông số** | **Công thức** | **Giá trị** |
| Khoảng cách trục | **A** | 185 |
| Modun pháp | **mn** | 4 |
| Chiều cao răng | **h** | 9 |
| Chiều cao đầu răng | **hd** | 4 |
| Độ hở hướng tâm | **c** | 1 |
| Đường kính vòng chia | **dc1** | 104 |
| **dc2** | 266 |
| Đường kính vòng lăn | **d1** | 104 |
| **d2** | 266 |
| Đường kính vòng chân răng | **Dl1** | 94 |
| **Dl2** | 256 |
| Đường kính vòng đỉnh răng | **De1** | 112 |
| **De2** | 274 |

1. Tính lực tác dụng.

Lực vòng : 

Lực hướng tâm : 

Lực dọc trục : 

1. **Thiết kế bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng cấp nhanh.**
2. **Chọn vật liệu và cách nhiệt luyện**

Bộ truyền làm việc chịu tải trọng trung bình và vận tốc nhỏ nên dùng thép thường hóa để chế tạo bánh răng.

* Vật liệu làm bánh răng nhỏ là thép C45 được thường hóa, giả thiết vôi rèn nhỏ hơn 100 mm. Có cơ tính như sau :

+ Giới hạn bền kéo : σbk = 600 N/mm2

+ Giới hạn chảy : σch = 300 M/mm2

+ Độ rằn HB (170-220)HB : Chọn 200 HB

* Vật liệu làm bánh răng nhỏ là thép C35 được thường hóa, giả thiết vôi rèn có độ lớn từ 100 – 300 mm. Có cơ tính như sau :

+ Giới hạn bền kéo : σbk = 500 N/mm2

+ Giới hạn chảy : σch = 260 M/mm2

+ Độ rằn HB (140-190)HB : Chọn 170 HB

1. **Định ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn cho phép.**
2. Định ứng suất tiếp xúc cho phép

Dựa vào công thức (3-1) trang 38 tài liệu [1] để chọn tính ứng suất t.xúc cho phép.



Trong đó : [σ]Notx - ứng suất tiếp xúc cho phép (N/mm2) khi bánh răng làm việc lâu dài phụ thuộc và độ rắn HB lấy theo bảng (3-9) trang 43

Vật liệu là thép thường hóa nên [σNotx] = 2,6HB N/mm2

k’N – hệ số chu kỳ ứng suất tiếp xúc

No – số chu kỳ cơ sở của đường cong mỏi tiếp xúc

Theo bảng (3-9) No = 107 chu kỳ

Ntd – số chu kỳ tương đương tính theo công thức (3-4) trang 42

 (chu kỳ)

 ( chu kỳ )

Do số chu kỳ tuong đương của bánh nhỏ và bánh lớn đều lớn hơn No nên ta chọn hệ số chu kỳ ứng suất tiếp xúc k’N = 1.

* Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh nhỏ là :



* Ứng suất tiếp xúc cho phép của bánh lớn là :



Chọn ứng suất tiếp xúc lớn hơn để tính , suy ra [σ]tx = 520 N/mm2

1. Định ứng suất uốn cho phép

Vì răng làm việc 1 mặt nên ứng suất uốn cho phép được tính theo công thức (3-5) trang 42 tài liệu [1].



Trong đó:

+ σ-1 – giới hạn mỏi uốn trong chu kỳ đối xứng . Lấy gần đúng đối với thép σ-1 = 0,43 σbk

+ n – hệ số an toàn, đối với thép thường hóa n = 1,5

+ Kσ – hệ số tập trung ứng suất ở chân răng, đối với thép thường hóa

Kσ = 1,8

+ k’’N – hệ số chu kỳ ứng suất uốn , tính theo công thức



No – số chu kỳ cơ sở của đường cong mỏi uốn No = 5.106

Ntd – số chu kỳ tương đường tính theo công thức :

 với m =6 đối với thép thuòng hóa



Suy ra : 

Vậy ứng suất uốn cho phép trên từng bánh răng là :



1. **Chọn hệ số tải trọng K**

Bộ truyền có khả năng chạy mòn và cá ổ bố trí đối xứng nên chọn Ksb =1,3

1. **Chọn hệ số chiều rọng bánh răng.**

Bộ truyền bánh răng trụ chịu tải trọng trung bình nên chọn ψA = 0,3

1. **Xác định khoảng cách trục A.**

Dựa vào công thức (3-10) trang 45 tài liệu [1] ta có :



Trong đó :

+ A – khoảng cách trục, mm

+ ψA – hệ số chiều rộng bánh răng, ψA = 0,3

+ i – tỷ số truyền của bộ truyền cấp chậm, i = 3,224

+ n2 – số vòng quay trong một phút của bánh bị dẫn, n2 = 180 vg/p

+ N – công suất của bộ truyền, N = 4,16kW

+ K – hệ số tải trọng, K = 1,3

+ θ’ – hệ số phản ánh sự tăng khả năng tải tĩnh theo sức bề tiếp xúc của bánh răng nghiêng so với bánh răng thẳng , θ’= 1,25

Vậy khoảng cách trục A là :



Chọn A = 150 mm

1. **Tính vận tốc vòng và cấp chính xác chế tạo bánh răng**

Vận tốc vòng tính theo công thức (3-17) trang 46 tài liệu [1].

Theo bảng (3-11) trang 46 tài liệu [1] chọn cấp chính xác để chế tạo bánh răng là 9

1. **Định chính xác hệ số tải trọng K và khoảng cách trục A**

Hệ số tải trọng K được tính theo công thức :



Trong đó :

+ Ktt – hệ số tập trung tải trọng, đối với bộ truyền có khả năng chạy mòn , tải trọng thay đổi ra bảng (3-12) ta được Ktt bảng = 1,03



+ Kd – hệ số tải trọng động, tra bảng (3-14) trang 48 chọn Kd =1,2

Suy ra, hệ số tải trọng K = 1,015.1,2 = 1,218

So với Ksb chênh lệch khôang qua nhiều nên không cần tính lại A

1. **Xác định modun, số răng, chiều rộng bánh răng và góc nghiêng của răng.**

Modun được chọn theo khoảng cách trục A:

mn = 0,02A=0,02.150=3, chọn mn = 3

Chọn sơ bộ góc nghiêng β = 20o

Số răng bánh dẫn tính theo công thức (3-26) trang 49 tài liệu [1]



Chọn Z1 = 23răng.

Số răng bánh lớn tính theo công thức (3-27) trang 50 tài liệu [1]:



Chọn Z2 = 75 răng.

Tính chính xác bánh răng nghiêng theo công thức (3-28) trang 50 tl [1]



Góc ăn khớp 

Tính chiều rộng bánh răng :



Chọn chiều rộng bánh răng lớn b2 = 45 mm và bánh răng nhỏ b1 = 55 mm

1. **Kiểm nghiệm sức bền uốn của răng.**

Tính số răng tương đương theo công thức (3-37) trang 52 tài liệu [1]

Bánh răng nhỏ : 

Bánh răng lớn : 

Dựa vào bảng (3-18) chọn hệ số dang răng y1 = 0,429 ; y2 = 0,551

Chọn hệ số phản ánh sự tăng khả năng tải khi tihs theo sức bền uốn : θ” =1,5

Kiểm nghiệm ứng suất uốn theo công thức (3-34) trang 51 tài liệu [1] đối với bánh răng nhỏ :





Đối với bánh răng lớn , kiểm nghiệm theo công thức (3-40) trang 52





1. **Kiểm nghiệm sức bền của bánh răng khi chịu tải đột ngột.**

Ứng suất tiếp xúc quá tải cho phép tính theo công thức (3-43) trang 53 [1]

* Bánh nhỏ : 
* Bánh lớn : 

Ứng suất uốn cho phép tính theo công thức (3-46) trang 53 [1]

* Bánh nhỏ : 
* Bánh lớn : 

Kiểm nghiệm sức bền tiếp xúc theo công thức (3-41) trang 53 [1]

 , trong đó Kqt = 1,4

Ứng suất tiếp xúc quá tải nhỏ hơn giá trị cho phép đối với cả bánh nhỏ và bánh lớn.

Kiểm nghiệm sức bền uốn theo công thức (3-42) trang 53 [1]

* Đối với bánh nhỏ : 
* Đối với bánh lớn : 

Ứng suất bề quá tải nhỏ hơn giá trị cho phép đối với cả bánh răng nhỏ và bánh răng lớn.

1. **Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền.**

Dựa vào bảng (3-2) trang 36 [1] ta có bảng sau:

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| **Tên thông số** | **Công thức** | **Giá trị** |
| Khoảng cách trục | **A** | 150 |
| Modun pháp | **mn** | 3 |
| Chiều cao răng | **h** | 6,75 |
| Chiều cao đầu răng | **hd** | 3 |
| Độ hở hướng tâm | **c** | 0,75 |
| Đường kính vòng chia | **dc1** | 70,4 |
| **dc2** | 229,6 |
| Đường kính vòng lăn | **d1** | 70,4 |
| **d2** | 229,6 |
| Đường kính vòng chân răng | **Dl1** | 62,9 |
| **Dl2** | 222,1 |
| Đường kính vòng đỉnh răng | **De1** | 76,4 |
| **De2** | 235,6 |

1. **Tính lực tác dụng**

Lực vòng : 

Lực hướng tâm : 

Lực dọc trục : 

# PHẦN IV : THIẾT KẾ KẾT CẤU TRỤC TRONG HỘP GIẢM TỐC

1. **Chọn vật liệu.**

Thép 45 thường hoá có 

HB =170…127



1. **Trình tự thiết kế.**
2. Xác định sơ dồ đặt lực

+, Cặp bánh răng trụ răng nghiêng (1)và (2) ta có :

T1 =71295,7(Nmm) =11,5

lực vòng tính theo công thức (10.1) ta có :

Ft1= Ft2= =2025(N)

Lực hướng tâm 

Lực dọc trục Fa1 =Fa2 = Ft1.tg =2025 .tg11,5o412(N)

+, Cặp bánh răng trụ răng răng nghiêng (3)và (4) ta có :

T2 =261882,2(Nmm) =15,82

lực vòng tính theo công thức (10.1) ta có :

Ft3= Ft4= =

Lực hướng tâm Fr3 =Fr4 =Ft3.tg/cos =4244.tg 20o /cos(15,82 o)1606(N)

Lực dọc trục Fa3 =Fa4 = Ft3.tg =4244.tg15,82o 1203(N)

1. Tính sơ bộ đường kính trục

Theo công thức 10.9 



=15…30 là ứng suất xoắn cho phép, lấy trị số nhỏ đối với trục vào của hộp giảm tốc, trị số lớn đối với trục ra

+) Trục 1



chọn d1 =40(mm)

+) Trục 2



chọn sơ bộ d2 =45 (mm)

+) Trục 3



chọn sơ bộ d3 =50 (mm)

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

Theo bảng 10.2(TL1), từ các giá trị sơ bộ di , ta chọn được gần đúng chiều rộng ổ lăn: b01 =23 b02 =25 b03 = 27

+) Chiều dài mayơ của đai

Lm12 =(1,2 … 1,5)d1=(48 …60)

=> Chọn lm12  =50 (mm)

+) Theo công thức 10.10(Tl1), chiều dài mayơ của các bánh răng trụ

Lm =(1,2 … 1,5)d

* Trục I : lm13 =(1,2 … 1,5)40 =(48 … 60)
* Chọn lm13  = 55 (mm)
* Trục II : lm22 =(1,2 … 1,5) 45 =(54 … 67,5)
* Chọn lm22 =55 (mm)

Chọn lm23 =65 (mm)

* Trục III : lm32 =(1,2 … 1,5)50=(60 …75)
* Chọn lm32  =65 (mm)

+) Chiều dài nửa khớp nối (trục vòng đàn hồi)

Lm33 =(1,4 … 2,5)d3 =(1,4 … 2,5).50 =(70 … 125)

* Chọn lm33  =100 (mm)

+)Các trị số ki chọn theo bảng 10.3(TL2)

k1 =8 … 15 Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành trong của hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay

k2 =5 … 15 Khoảng cách từ mặt mút ổ đến thành trong của hộp .

k3 =10 …20 Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến nắp ổ .

hn =15 … 20 chiều cao nắp ổ và đầu bulông

+) Chiều dài các đoạn trục lki của các trục :

Theo bảng 10.4(TL2) ta có các thong số của trục II:

chọn k1 =10

k2 =10 (bôi trơn bằng dầu trong hộ giảm tốc)

k3 = 10, hn = 17

l21 = lm22+ lm23 +3.k1 +2.k2 +b02

=55+65+3.10+2.10+27 = 197 (mm)

l22 =0,5.(lm22+b02 )+k1 +k2

=0,5.(55+25) +10+10 =60 (mm)

l23 = l22 +0,5.( lm22+ lm23 )+k1

=60+0,5.(55+65)+10 = 130(mm)

Theo các vị trí tương đối trên hình vẽ ta có trị số của

+ Trục I: l12 = - lc12 = k3+ hn+0,5(lm12+b01)= - 63,5 (mm)

l11 =l21 =197(mm)

l13=l22 =60 (mm)

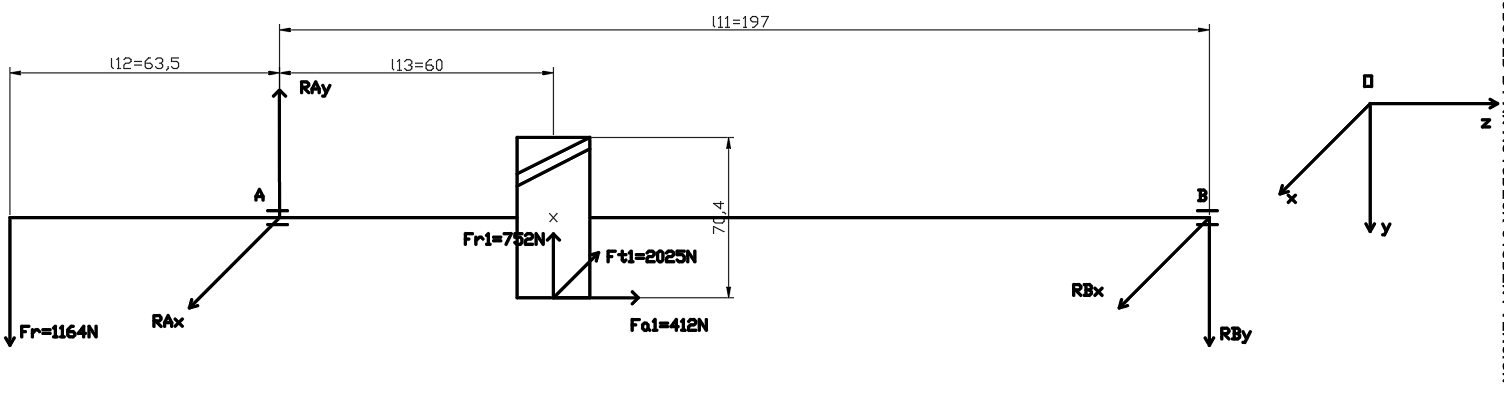
+ Trục III: l31 =l21 =197 (mm)

l32 =l23 =130(mm)

l33 = k3+hn+0,5(lm37+b03) = 67,5(mm)

\*)Xác định phản lực tại các gối đỡ

1,Xét sơ đồ trục I:



Áp dụng các hệ phương trình lực và mômen ta có:

\*) 

Từ(2)=>

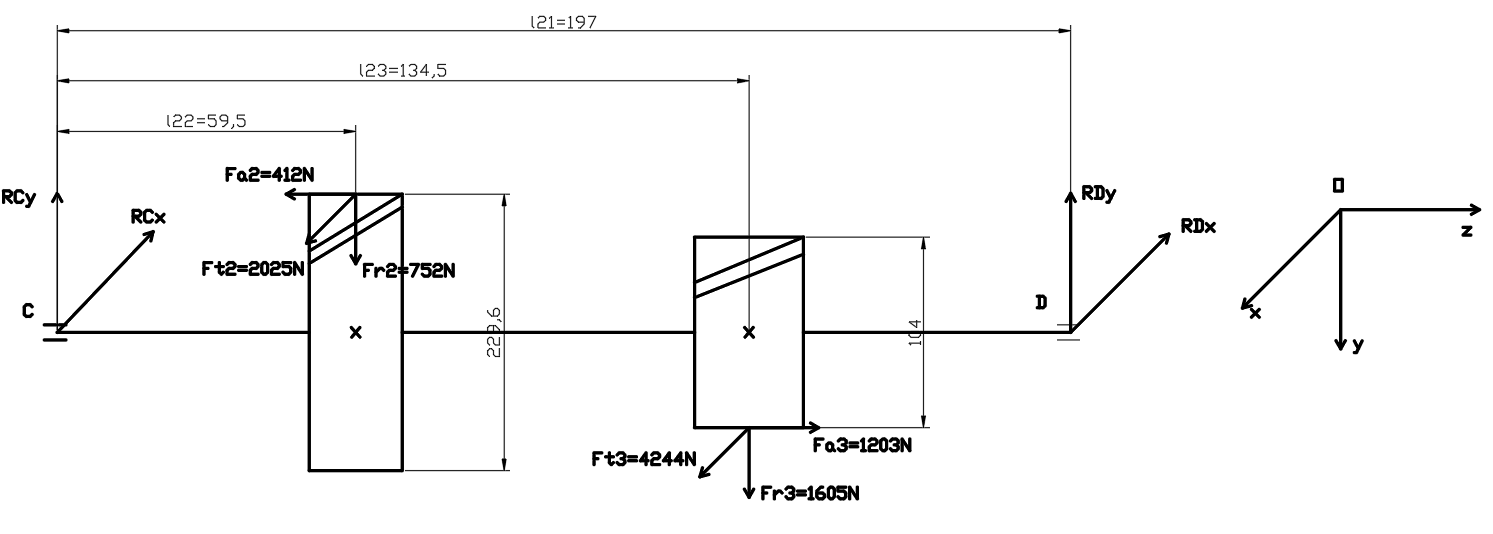
Từ(1) => 

\*) 

Từ (4) =>

(3) => 

2, Xét sơ đồ trục II:



Ta có hệ phương trình:

\*) 

Từ phương trình (2) ta có:



Từ (1)=>

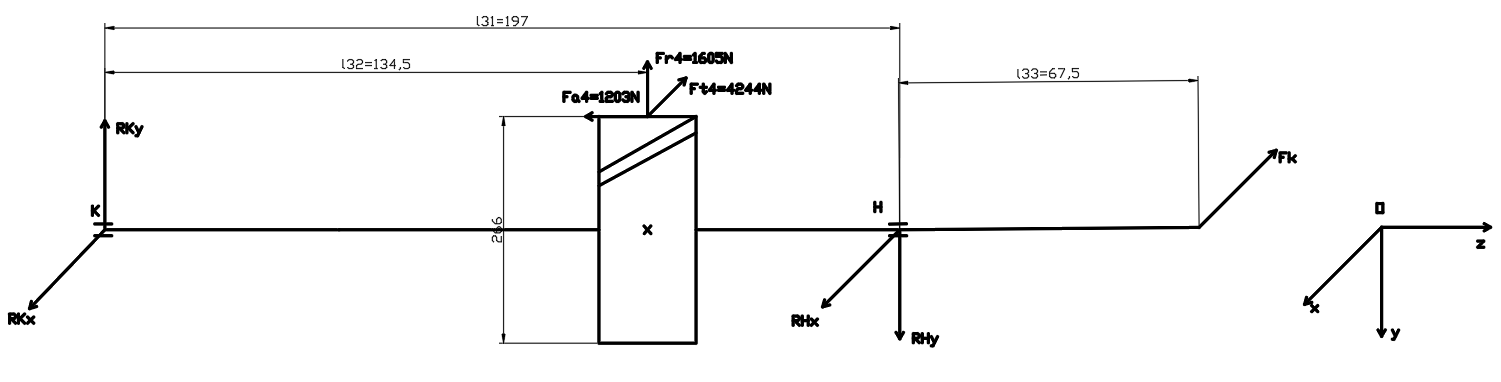
\*)

Từ phương trình (4) ta có:



Từ (3) =>

3, Xét sơ đồ trục III:



Lực của khớp nối tác dụng lên trục, hướng theo phương x và tra bảng 16.10a(Tl1) ta có khớp nối trục vòng đàn hồi

Fk =(0,2 … 0,3)(N)

với Dt =120 đường kính vòng tròn qua tâm các chốt của nối trục vòng đàn hồi .

Ta có hệ phương trình:

\*) 

Từ phương trình (2) ta có:



Từ (1)=>

\*)

Từ phương trình (4) ta có:



Từ (3) =>

1. Tính chính xác đường kính các đoạn trục

Theo công thức (10.15) và (10.16) ta lần lượt tính được các momen uốn tổng Mj và momen tương đương Mtdj tại các tiết diện j trên chiều dài trục.

 (10.18)

 (10.16)

(mm) với (Mpa)

* Trục I:
* M10 =0
* M11 ==



* M12 ==



* M13 ==



* Trục II:
* M20 =0 ,M23 =0



* M21 ==





* M22 ==





* Trục III:
* M30 =0





* M31 ==





* M32 ==





* M33 ==



Dựa vào yêu cầu về độ bền , lắp ghép và công nghệ ta chọn đường kính trên từng đoạn trục như sau:

d10 = 24 (mm) , d11 = d13 = 30 (mm), d12 = 34 (mm)

d20 =d23 = 35 (mm), d21 = 38 (mm), d22 = 42 (mm)

d30 =d32 = 45 (mm), d31 = 50 (mm), d33 = 48 (mm)

1. **Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi**

Tại các tiết diện phải thoả mãn điều kiện sau:



**** Là hệ số an toàn cho phép **,** thông thườg ****(khi cần tăng độ cứng ****, như vậy có thể không cần kiểm nghiệm về độ cứng của trục).

**** và **** là hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp và hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp tại tiết diện j :

** **

Trong đó Giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng

Với thép 45 có 



Theo bảng 10.7 (TL2) 

Các trục của hộp giảm tốc đều quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó  tính theo 10.22(TL2), , 

* Xác định hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm của trục:

Trục I (10,12)

Trục II (21,22)

Trục III(33,34)

* Chọn lắp ghép : Các ổ lăn trên trục theo k6, lắp bánh răng, đai ,nối trục theo k6 kết hợp với lắp then.

Theo bảng 9.1(TL2), tra được kích thước của then, trị số momen cản uốn và momen cản xoắn đối với từng trục như sau :

|  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Tiết diện | Đk trục | b x h | t1 | W(mm3) | W0(mm3) |
| 10  12  21  22  31  33 | 24  34  38  42  50  48 | 8x7  10x8  10x8  10x8  14x9  14x9 | 4  5  5  5  5,5  5,5 | 823,83  2077,93  3954,15  3245,72  7959,82  6276,41 | 2181  5294,92  9341,2  7826,16  18817,16  15222,59 |

Với momen cản uốn và momen cản xoắn tính theo công thức(Trục có 2 rãnh then)

 và 

* Xác định các hệ số  và  đối với các tiết diện nguy hiểm theo công thức:

 và 

Trong đó :

Kx :hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt , tra bảng 10.8(TL2) K­x =1,06

Ky :hệ số tăng bền bề mặt trục, tra bảng 10.9(TL1)

Ky =1

Theo bảng 10.12(TL2) khi phay ngón, hệ số tập trung ứng suất tại rãnh then ứng với vật liệu có  là .  Tra bảng 10.11(TL2) ,ứng với kiểu lắp đã chọn , và đường kính của tiết diện nguy hiểm, tra được các tỷ số và  do lắp căng tại các tiết diện này, trong cơ sở đó dùng giá trị lớn hơn trong hai giá trị đó để tính toán, kết quả được ghi trong bảng sau :

**\*Bảng kết quả tính toán hệ số an toàn đối với các tiết diện của ba trục :**

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| Tiết  Diện | d  mm | Tỉ số  do | | Tỉ số  do | |  |  |  |  | s |
| Rãnh then | Lắp căng | Rãnh then | Lắp căng |
| 11  13  21  23  31  33 | 24  34  38  42  50  48 | 1,95  2,01  2,06  2,06  2,26  2,21 | 2,06  2,06  2,06  2,06  2,06  2,06 | 1,76  1,90  1,94  1,94  2,13  2,0 | 1,64  1,64  1,64  1,64  1,64  1,64 | 2,12  2,12  2,12  2,12  2,32  2,27 | 1,82  1,96  2,0  2,0  2,19  2,06 | 11,1  2,27  2,93  2,93  3,78  3,87 | 13,67  19,74  32,4  32,4  89,9  77,6 | 8,61  2,25  2,91  2,91  3,77  3,86 |

1. Kiểm nghiệm độ bền của then.

Cần kiểm nghiệm về độ bền dập và độ bền cắt, kết quả tính như sau ,vớilt=1,35d

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| d | lt | Bxh | t1 | T(N.mm) |  |  |
| 24  34  38  42  50  48 | 32,4  45,9  51,3  56,7  67,5  64.8 | 8x7  10x8  10x8  10x8  14x9  14x9 | 4  5  5  5  5,5  5,5 | 71295,7  71295,7  220711,1  220711,1  524855,4  524855,4 | 61  34,4  75,5  84  96,4 | 22.9  10,3  22,6  25,2  24,1 |

Vậy tất cả các mối then đều đảm bảo độ bền dập và độ bền cắt.

# PHẦN V : CHỌN Ổ LĂN

1. **Chọn loại ổ lăn**

Với hộp khai triển thường, chọn loại ổ lăn theo tải trọng tác dụng.

* Trục I:

Xét 

* chọn ổ bi đỡ chặn với góc tiếp xúc 
* Trục II:

Xét 

* chọn ổ bi đỡ chặn với góc tiếp xúc 
* Trục III:

Xét 

* chọn ổ bi đỡ chặn với góc tiếp xúc 

1. **Tính toán chọn cỡ ổ lăn**

Nhằm đề phòng khả năng tróc rỗ bề mặt khi làm việc, nên ta cần phải tính toán khả năng tải động trước khi chọn cỡ ổ lăn.

Tải trọng động tính theo công thức:



Với Q: là tải trọng động qui ước.

L: là tuổi thọ tính bằng triệu vòng quay

L=Lh .60 .n.10-6 với Lh =15000(giờ)

m=3 bậc của đường cong mỏi khi thử về ổ bi

* Xét tải trọng động qui ước :

Với ổ bi đỡ và đỡ chặn ta có công thức



Với kt =1 hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ

kd=1,5 tra bảng 11.3(TL2)

V=1 vòng quay trong

X, Y hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục

* Tính toán cụ thể cho các ổ lăn trên các trục :

1. *Trục I*

Với đường kính đoạn lắp ổ lăn trục I là d =30(mm) , theo bảng P2.12(TL2), ta chọn loại ổ cỡ trung hẹp có kí hiệu ***46306***  với các thông số như sau:

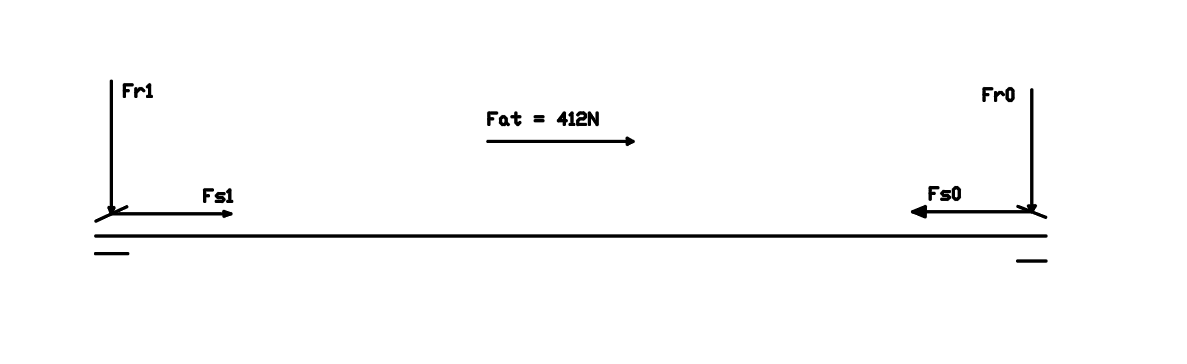
Đường kính vòng trong d =30(mm)

Đường kính vòng ngoài D =72(mm)

Khả năng tải động C=25,6 (kN)

Khả năng tải tĩnh Co=18,17(kN)

* Sơ đồ trục I:



Ta có





Tra bảng 11.4(TL2) ta được e =0,3 => Với ổ đỡ chặn





Lực dọc trục tác dụng lên các ổ :





So sánh () và ()

Chọn ra lực dọc trục là Fa0 =273,6(N) Fa1 =685,6(N)

Mặt khác :





Và L=15000.60 .1450 .10-6 =1305(Triệu vòng)

=>Tải trọng qui ước của các ổ :

Ổ 1 chịu tải trọng lớn hơn nên xét khả năng tải động tại đó : 

* Thoả mãn khả năng tải động.

Nhằm đề phòng biến dạng dư.

Với ổ bi đỡ-chặn ta có công thức :



Trong đó : Qt là tải trọng tĩnh qui ước

X0, , Y0 là hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục.

Theo bảng 11.6(TL2) với ổ bi đỡ chặn  ta có X0 =0.5 ; Y0 =0,47





* Thoả mãn khả năng tải tĩnh

1. *Truc II*

Với đường kính đoạn lắp ổ lăn trục II là d =35(mm) , theo bảng P2.12(TL1), ta chọn loại ổ cỡ trung hẹp có kí hiệu ***46307***  với các thông số như sau:

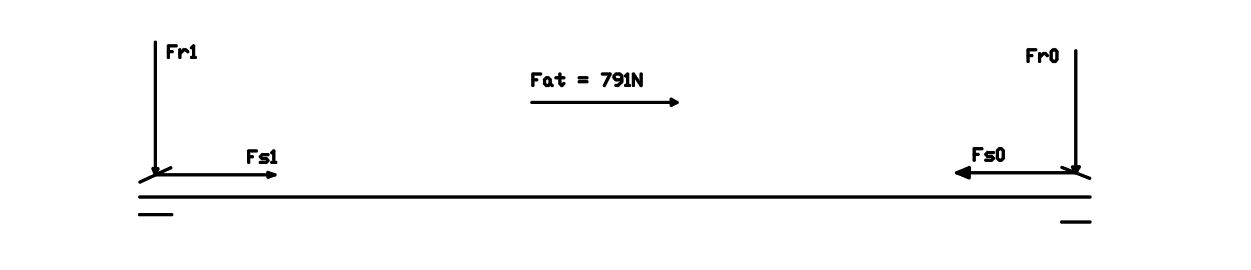
Đường kính vòng trong d =35(mm)

Đường kính vòng ngoài d =80(mm)

Khả năng tải động C=33,4 (kN)

Khả năng tải tĩnh Co=25,2(kN)

* Sơ đồ trục II:



Ta có





Tra bảng 11.4(TL2) ta được e =0,3 => Với ổ đỡ chặn





Lực dọc trục tác dụng lên các ổ :





So sánh () và ()

Chọn ra lực dọc trục là Fa0 =1746,8(N) Fa1 =955,8(N)

Mặt khác





* Tải trọng qui ước của các ổ :

Ổ 1 chịu tải trọng lớn hơn nên xét khả năng tải động tại đó : 

* Thoả mãn khả năng tải động.

Nhằm đề phòng biến dạng dư.

Với ổ bi đỡ-chặn ta có công thức :



Trong đó : Qt là tải trọng tĩnh qui ước

X0, , Y0 là hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục.

Theo bảng 11.6(TL2) với ổ bi đỡ chặn  ta có X0 =0.5 ; Y0 =0,47





* Thoả mãn khả năng tải tĩnh

1. *Trục III*

Với đường kính đoạn lắp ổ lăn trục I là d =45(mm) , theo bảng P2.12(TL1), ta chọn loại ổ cỡ trung hẹp có kí hiệu ***46309***  với các thông số như sau:

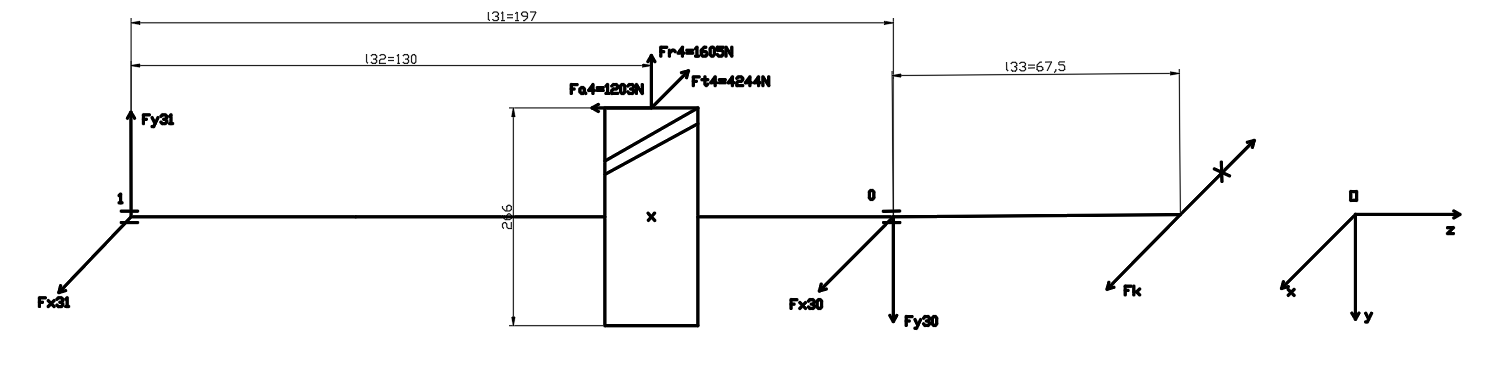
Đường kính vòng trong d =45(mm)

Đường kính vòng ngoài D =100(mm)

Khả năng tải động C=48,1 (kN)

Khả năng tải tĩnh Co=37,7(kN)

* Đổi chiều Fk và tính lại phản lực



\*) 

(2)=>

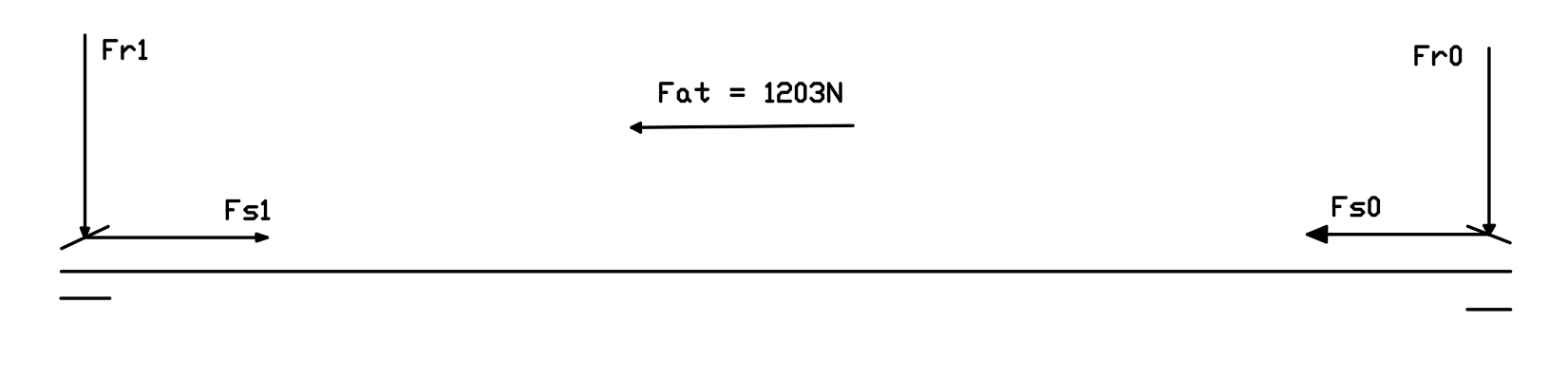
(1)=> 

\*) 

(4)=>

(3)=> 

* Sơ đồ trục I:



Ta có





Tra bảng 11.4(TL1) ta được e =0,68 => Với ổ đỡ chặn





Lực dọc trục tác dụng lên các ổ :





So sánh () và ()

Chọn ra lực dọc trục là Fa0 =1299(N) Fa1 =2502(N)

Mặt khác





Tra bảng11.4(TL2) =>X1 =0,41 ;Y1 =0,87 và L=15000.60 .180 .10-6 =162 (Triệu vòng)

Tải trọng qui ước của các ổ :

Ổ 1 chịu tải trọng lớn hơn nên xét khả năng tải động tại đó :



* Thoả mãn khả năng tải động.

Nhằm đề phòng biến dạng dư.

Với ổ bi đỡ-chặn ta có công thức :



Trong đó : Qt là tải trọng tĩnh qui ước

X0, , Y0 là hệ số tải trọng hướng tâm và dọc trục.

Theo bảng 11.6(TL1) với ổ bi đỡ chặn  ta có X0 =0.5 ; Y0 =0,37





* Thoả mãn khả năng tải tĩnh

# PHẦN VI : TÍNH TOÁN KẾT CẤU, CẤU TẠO VỎ HỘP VÀ CÁC CHI TIẾT KHÁC

1. **Vỏ hộp giảm tốc.**

Vật liệu để chế tạo vỏ hộp là gang xám GX15-32, phương pháp chế tạo là đúc.bề mặt lắp ghép của vỏ hộp thường đi qua tâm các trục.nhờ đó việc lắp ghép các chi tiết sẽ thuận tiện hơn các kích thước của các phần tử tạo nên hộp giảm tốc đúc được tính theo bảng (18.1)(TL2)

|  |  |  |
| --- | --- | --- |
| Tên gọi | biểu thức tính toán | Kết quả |
| chiều dày : thân hộp, δ  Nắp hộp ,δ1 | δ = 0,03.a+3 >6 mm  δ1 = 0,9.δ | 10 mm  9 mm |
| Gân tăng cứng:  Chiều dày ,e  Chiều cao ,h  Độ dốc | e = (0,8÷1).δ=8÷10  h < 58  khoảng 20 | 9 mm  55mm |
| Đường kính :  Bulông nền ,d1  Bulông cạnh ổ,d2  Bulông ghép bích lắp và thân ,d3  Vít ghép lắp ổ,d4  Vít ghép lắp cửathăm,d5 | d1>0,04.a+10=17,4 > 12  d2 = (0,7÷0,8).d1=11,9÷13,6  d3 = (0,8÷0,9).d2 =10,4÷11,7  d4 = (0,6÷0,7).d2 =7,8÷ 9,1  d5 = (0,5÷0,6).d2 =6,5÷7,8 | 17 mm  13 mm  11 mm  9 mm  7 mm |
| Măt bích ghép lắp và thân:  Chiều dày bích thân hộp,S3  Chiều dày bích lắp hộp,S4  Bề rộng bích lắp và thân,K3 | S3 = (1,4÷1,8).d3 =15,4÷19,8  S4 = (0,9÷1).S3 =15,3÷17  K3 = K2 –(3÷5) = 42 –(3÷5)=39÷37 | 17 mm  17 mm  37 mm |
| Kích thước gối trục:  Đường kính ngoài và tâm lỗ vít:D3,D2  (D là đường kính ngoài của ổ lăn)    Bề rộng mặt ghép bulông cạnh ổ : K2  Tâm lỗ bulông cạnh ổ:E2 và C(k là khoảng cách từ tâm bulông đến mép lỗ)  chiều cao h | D2 = D + 2.10 + (1,6 ÷ 2)d4  D21= 72 + 2.10 + (1,6 ÷ 2).9  = 106,4÷ 110  D22 = 80 + 2.10 + (1,6 ÷ 2).9  = 114,4÷ 118  D23 = 100 + 2.10 + (1,6 ÷ 2).9  = 134,4÷ 138  D3 = D + 2δ + 4,4d4  D31 = 72 + 2.10 + 4,4.9 =131,6  D32 = 80 + 2.10 + 4,4.9=139,6  D33 = 100+ 2.10 + 4,4.9 =159,6  K2 = E2+R2+(3÷5)mm=41÷43  E2 = 1,6.d2  R2 = 1,3.d2  C = → C1 = 132/2  C2 = 140/2  C3 = 160/2  Xác định theo kết cấu | 106 mm  116 mm  136mm  132mm  140mm  160mm  42 mm  21 mm  17 mm  66 mm  70 mm  80 mm  h=10mm |
| Mặt đế hộp:  Chiều dày: khi không có phần lồi S1  Khi có phần lồi :Dd,S1 và S2    Bề rộng mặt đế hộp,K1 vàq | S1 = (1,3÷1,5).d1=21,1÷25,5  Dd xác định theo đường kính dao khoét  S1 = (1,4÷1,7).d1=23,8÷28,9  S2 = (1÷1,1).d1= 17÷18,7  K1 = 3.d1  qK1 + 2.δ=63,6 | 24 mm  26 mm  18 mm  51 mm  74 mm |
| Khe hở giữa các chi tiết:  Giữa bánh răng với thành trong hộp:  Giữa đỉnh răng lớn với đáy hộp    Giữa mặt bên các bánh răng với nhau: | Δ(1÷1,2).δ10÷12  Δ1 (3÷5)\*δ(30÷50)  (phụ thuộc loại hộp giảm tốc và lượng dầu bôi trơn trong hộp)  Δ  δ | 10 mm  50 mm |
| số lượng bulông nền Z | Z =  =  Vơi L chiều dài hộp  B chiều rộng hộp | 4 chiếc |

1. **Bôi trơn và điều chỉnh ăn khớp.**

A, Bôi trơn bánh răng trong hộp giảm tốc:

Lấy mức đầu trong hộp giảm tốc bằng 1/6 bán kính bánh răng lớn cấp nhanh, lấy mức dầu thấp nhất ngập chân răng của bánh răng lớn.Chọn loại dầu công nghiệp 45.

B,Bôi trơn ổ lăn

Do vận tốc trượt nhỏ nên ta dùng mỡ để bôi trơn.Chọn loại mơ T.Lượng mỡ cho vào chiếm khoảng 2/3 khoảng trống của bộ phận ổ.

1. **Tính kết cấu các chi tiết liên quan.**
2. **Nút thông hơi**, theo bảng (Tập 2):

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| A | B | C | D | E | G | H | I | K | L | M | N | O | P | Q | R | *S* |
| *M272* | *15* | *30* | *15* | *45* | *36* | *32* | *6* | *4* | *10* | *8* | *22* | *6* | *32* | *18* | *36* | *32* |



1. **Nút tháo dầu hình trụ**,theo bảng (Tập 2):

|  |  |  |  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **d** | **b** | **m** | **f** | **L** | **c** | **q** | **D** | **S** | ***D*** |
| ***M161.5*** | ***12*** | ***8*** | ***3*** | ***23*** | ***2*** | ***13,8*** | ***26*** | ***17*** | ***19,6*** |



1. **Nắp ổ**

Ổ lăn được bôi trơn bằng mỡ.Kích thước nắp ổ được xác định theo kích thước gối đỡ.Cả ba trục đều dùng nắp ổ kín và lõm.

|  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- |
| **D** | **72** | **80** | **100** |
| ***D2*** | **106** | **116** | **136** |
| **D3** | **132** | **140** | **160** |
| ***D4*** | **72** | **80** | **100** |
| **h** | **8** | **10** | **10** |
| ***d4*** | ***M8*** | ***M8*** | ***M8*** |
| **Z** | **4 hoặc 6** | **4 hoặc 6** | **4 hoặc 6** |



1. **Bulong vòng**

Kích thước bulong vòng được chọn theo trọng lượng hộp giảm tốc .Vật liệu là thép 20

****

1. **Vòng phớt**

Tra bảng 15-17(TL2)

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| **d** | **d1** | **d2** | **D** | **a** | **b** | **So** |
| **30** | **31** | **29** | **43** | **6** | **4.3** | **9** |
| **45** | **46** | **44** | **64** | **9** | **6.5** | **12** |



1. **Que thăm dầu**

****

1. **Thống kê kiểu lắp.**

|  |  |  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- | --- | --- |
| KiÓu l¾p | Trôc I | | Trôc II | | Trôc III | |
| KiÓu l¾p | Dung sai  (μm) | KiÓu l¾p | Dung sai (μm) | KiÓu l¾p | Dung sai  (μm) |
| B¸nh r¨ng-Trôc | Φ34 | +25  0 | Φ42  Φ50 | +25  0 | Φ48 | +25  0 |
| +18  +2 |  |
| æ l¨n -trôc | Φ30k6 | +15  +2 | Φ35k6 | +15  +2 | Φ45k6 | +18  +2 |
| Vá hép - æ l¨n | Φ72H7  Φ24k6 | +30  0 | Φ80H7  Φ35k6 | +30  0 | Φ100H7    Φ45k6 | +30  0 |
| +15  +2 | +15  +2 | +18  +2 |
| B¹c chÆn – trôc | Φ30 | +55  +20 | Φ35 | +55  +20 | Φ45 | +64  +25 |
| +15  +2 | +15  +2 | +18  +2 |
| N¾p - vá hép | Φ72 | +30  0 | Φ80 | +30  0 | Φ100 | +30  0 |
| -100  -174 | -290  -174 | -120  -207 |
|

# TÀI LIỆU THAM KHẢO

|  |  |
| --- | --- |
| [1] | Nguyễn Trọng Hiệp - Nguyễn Văn Lẫm, Thiết kế chi tiết máy, 1999. |
| [2] | Trinh Chất - Lưu Văn Uyển, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí ( Tập 1). |
| [3] | Trịnh Chất - Lưu Văn Uyển, Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí (Tập 2). |