TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

CAPSTONE PROJECT

CHUYÊN NGÀNH: CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO MÁY

ĐỀ TÀI:

THIẾT KẾ- CHẾ TẠO MÁY CẮT CỎ BÁNH XÍCH ĐIỀU KHIỂN TỪ XA

Người hướng dẫn : **TS. VÕ TRẦN ANH**
Người duyệt : **PGS. TS TÀO QUANG BẢNG**
Sinh viên thực hiện : **NGUYỄN KHOA PHƯƠNG**
NGUYỄN THANH PHÚC
Lớp : **20C1C**
Số thẻ sinh viên : **101200187**
101200186

Đà Nẵng, 06/2025

TÓM TẮT

Tên đề tài: THIẾT KẾ- CHẾ TẠO MÁY CẮT CỎ BÁNH XÍCH ĐIỀU KHIỂN TỪ XA

Sinh viên thực hiện Nguyễn Khoa Phương

Nguyễn Thanh Phúc

Số thẻ SV: 101200187 Lớp: 20C1C

101200186 Lớp: 20C1C

Đề tài thiết kế và mô phỏng máy cắt cỏ bánh xích điều khiển từ xa, nhằm giải quyết nhu cầu cắt cỏ trên các địa hình phức tạp như dốc, gồ ghề, hoặc trong các khu vực tiềm ẩn nguy hiểm đối với người vận hành. Trong bối cảnh xu hướng cơ giới hóa và tự động hóa ngày càng gia tăng trong lĩnh vực nông nghiệp, việc phát triển một thiết bị cắt cỏ đảm bảo tính linh hoạt, ổn định vận hành và an toàn lao động là một yêu cầu cấp thiết.

Máy cắt cỏ được đề xuất trang bị hệ thống bánh xích nhằm tăng cường khả năng cơ động và độ bám trên các bề mặt địa hình khó khăn. Cơ cấu cắt trục băm được lựa chọn để tối ưu hóa hiệu quả cắt và đảm bảo chất lượng bề mặt cỏ sau khi cắt. Đặc biệt, việc tích hợp hệ thống điều khiển từ xa cho phép người vận hành kiểm soát máy từ một khoảng cách an toàn, qua đó giảm thiểu đáng kể nguy cơ tai nạn lao động.

Đề tài bao gồm các công đoạn: thiết kế cơ khí tổng thể, tính toán và lựa chọn công suất động cơ, xác định vật liệu chế tạo phù hợp. Song song đó, nghiên cứu tiến hành mô phỏng phân tích ứng suất – biến dạng trên kết cấu khung máy bằng phần mềm Ansys nhằm đánh giá độ bền vững của thiết kế và đưa ra các phương án tối ưu hóa. Các thông số kỹ thuật quan trọng như lực cắt, tốc độ di chuyển, đường kính trục cắt, khối lượng và mô men quán tính của cụm dao cắt cũng được tính toán và tích hợp vào mô hình mô phỏng.

Kết quả của đề tài dự kiến sẽ cung cấp nền tảng khoa học và kỹ thuật cho việc chế tạo một mẫu máy cắt cỏ tiên tiến, thân thiện với môi trường, phù hợp với đặc thù địa hình tại Việt Nam. Thiết bị này có tiềm năng ứng dụng thực tiễn cao trong các hoạt động phát quan, chăm sóc vườn cây, quản lý đồi chè, đồn điền cao su nhưng nơi có địa hình không bằng phẳng và các công trình công cộng khác.

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA ……

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

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Họ tên sinh viên: Nguyễn Khoa Phương Số thẻ sinh viên: 101200187.
Nguyễn Thanh Phúc Số thẻ sinh viên: 101200186.
Lớp:20C1C Khoa: Cơ Khí Ngành: Công Nghệ Chế Tạo Máy

1. *Tên đề tài đồ án:*

THIẾT KẾ- CHẾ TẠO MÁY CẮT CỎ BÁNH XÍCH ĐIỀU KHIỂN TỪ XA

2. *Đề tài thuộc diện:* ☐ *Có ký kết thỏa thuận sở hữu trí tuệ đối với kết quả thực hiện*
3. *Các số liệu và dữ liệu ban đầu:*
   - Năng suất yêu cầu ta chọn là 0.2 ha/h.
   - Vận tốc di chuyển không tải 8 km/h.
   - Không bị cản trở bởi các dốc dưới 35^{O}.
4. *Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:*
   - Giới thiệu chung
   - Tính toán & thiết kế cơ cấu trục băm
   - Tính toán động học xe
   - Thiết kế hệ thống truyền động xe cắt vỏ bánh xích điều khiển từ xa
   - Thiết kế hệ thống điều khiển
   - Thiết kế kết cấu khung đỡ trục băm.
   - Thiết kế hệ thống truyền động bánh xích cao su
   - Tính toán thiết kế hệ thống khung hàn thép tấm cho hệ thống treo.
   - Tính toán thiết kế hệ thống làm mát cho xe
   - Quy trình chế tạo chi tiết trục cắt
5. *Các bản vẽ, đồ thị (ghi rõ các loại và kích thước bản vẽ):*
   - Bản vẽ phương án *A0*
   - Bản vẽ sơ đồ nguyên lý *A0*
   - Bản vẽ tổng quan *A0*
   - Bản vẽ kết tổng quan khung cắt *A0*
   - Bản vẽ kết cấu khung cắt *A0*
   - Bản vẽ kết cấu khung thân *A0*
   - Bản vẽ hộp giảm tốc *A0*
   - Bản vẽ nguyên công *A0*
   - Bản vẽ mạch điều khiển *A0*

6. *Họ tên người hướng dẫn:* TS. Võ Trần Anh
7. *Ngày giao nhiệm vụ đồ án:* *……/……/201…..*
8. *Ngày hoàn thành đồ án:* *……/……/201…..*

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2025

Trưởng Bộ môn …….. **Người hướng dẫn**

LỜI NÓI ĐẦU

Ngành cơ khí nói chung và ngành cơ khí chế tạo máy nói riêng là một trong những ngành quan trọng, có tính then chốt và cũng là nền tảng để đưa đất nước ta trở thành một nước công nghiệp hiện đại. Để đáp ứng nhu cầu khoa học kỹ thuật thì người kỹ sư cơ khí là rất cần thiết đối với một nước công nghiệp phát triển.

Trong bối cảnh hiện nay, khi nhu cầu cơ giới hóa trong nông nghiệp, việc ứng dụng các thiết bị tự động và điều khiển từ xa vào công việc cắt cỏ, làm sạch mặt bằng trở nên ngày càng cần thiết. Đặc biệt tại các khu vực địa hình phức tạp, dốc nghiêng hoặc có nhiều vật cản, các loại máy cắt cỏ truyền thống sử dụng bánh xe hoặc vận hành bằng tay không còn đáp ứng hiệu quả về mặt an toàn, công suất và tính linh hoạt.

Đồ án tốt nghiệp ngành là môn học cuối cùng của mỗi sinh viên trước khi ra trường. Nó trang bị cho sinh viên đầy đủ kiến thức tổng hợp đã học được, giúp củng cố lại kiến thức đã học tại giảng đường và là hành trang hữu ích cho sinh viên trong quá trình làm việc sau này. Đối với sinh viên khoa Cơ Khí chế tạo máy, sau khi đã hoàn thành hết các chương trình học tại trường, chúng em được thầy giáo hướng dẫn đề tài đồ án tốt nghiệp "*Thiết kế – Chế tạo máy cắt cỏ bánh xích điều khiển từ xa*". Sau một thời gian tìm hiểu và làm việc dưới sự giúp đỡ, hướng dẫn tận tình của thầy **TS. Võ Trần Anh** chúng em đã hoàn thành nhiệm vụ đồ án tốt nghiệp của mình. Em hy vọng với đề tài này sẽ giúp em kiểm tra lại kiến thức đã học được và trang bị thêm kiến thức để làm nền tảng cho em sau này. Đây là lần đầu tiên chúng em thiết kế đề tài có kiến thức tổng hợp khá rộng và do hiểu biết còn hạn chế nên sẽ không tránh những thiếu sót trong quá trình làm đồ án rất mong được thầy góp ý thêm.

Em xin chân thành cảm ơn.

Đà Nẵng, ngày tháng 12 năm 2025

Sinh viên thực hiện:

Nguyễn Thanh Phúc

Nguyễn Khoa Phương

CAM ĐOAN

Với sự hướng dẫn tận tình của giáo viên hướng dẫn và tham khảo các tài liệu em đã hoàn thành đồ án tốt nghiệp của mình và xin cam kết rằng:

- Quá trình hoàn thành đồ án thực hiện đúng yêu cầu của giáo viên hướng dẫn.
- Các số liệu, công thức trích dẫn đều từ các tài liệu tham khảo đáng tin cậy
- Tuân thủ các quy định của nhà trường đề ra về cách thức trình bày đồ án.
- Không trích dẫn, sao chép từ các nguồn tài liệu khi chưa được sự đồng ý cũng như các tài liệu vi phạm pháp luật.

Sinh viên thực hiện

Nguyễn Thanh Phúc và Nguyễn Khoa Phương

MỤC LỤC

Trang

TÓM TẮT ..... **i**

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP ..... **iii**

CAM ĐOAN ..... **vi**

MỤC LỤC ..... **vii**

DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ ..... **xiv**

DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT ..... **xx**

MỞ ĐẦU **1**

Chương 1 Giới thiệu chung **2**

1.1 Tính cấp thiết của đề tài. 2

1.2 Mục tiêu đề tài. 3

1.3 Tổng quan công nghệ hiện tại. 3

1.3.1 Máy cắt cỏ thủ công (cầm tay) 4

1.3.2 Máy cắt cỏ bánh lốp. 4

1.3.3 Máy cắt cỏ bánh xích 4

1.3.4 Nhận xét: 5

1.4 Giới thiệu hệ thống xe bánh xích. 5

1.5 Phân tích thiết kế module lưỡi cắt 9

1.5.1 Phương án 1: Lưỡi cắt quay ngang (Rotary Blade) 9

1.5.2 Phương án 2: Lưỡi cắt lưỡi liềm dao di động (Sickle Bar Cutter) 10

1.5.3 Phương án 3: Lưỡi cắt trống quay (Flail Mower) 11

Chương 2 Tính toán & thiết kế cơ cấu trục băm **12**

2.1 Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của máy cắt cỏ bánh xích. 12

2.2 Xác định thông số kỹ thuật máy. 12

2.2.1 Chọn điều kiện làm việc. 12

2.2.2 Khối lượng bộ lưỡi dao: 13

2.3 Tính toán các thông số cơ bản của bộ phận cắt.....14
2.3.1 Lực cần thiết để cắt cỏ. 14
2.3.2 Vận tốc cắt.....17
2.3.3 Xác định động cơ cắt.....18
2.4 Phân tích phương án truyền động. 19
2.5 Tính bền chi tiết 21
2.5.1 Thiết kế bộ truyền đai 21
2.5.2 Thiết kế trục cắt và ổ lăn.....23
2.6 Mô phỏng kết cấu.....31
Chương 3 Tính toán động học xe 32
3.1 Giới thiệu và cơ sở lý thuyết.....32
3.1.1 Giới thiệu chung về động học xe bánh xích.....32
3.1.2 Ứng dụng và thông số thiết kế sơ bộ của xe cắt cỏ điều khiển từ xa.....32
3.1.3 Sơ đồ động học xe.....32
3.2 Động học xe bánh xích.....35
3.2.1 Nguyên lý hoạt động và các đại lượng cơ bản.....35
3.2.2 Diện tích tiếp xúc và áp suất phân bố 36
3.3 Lực kéo (tractive effort).....36
3.3.1 Công thức tổng quát.....36
3.3.2 Trường hợp cụ thể theo từng địa hình.....37
3.4 Phân tích chuyển động khi leo dốc 38
3.4.1 Lực cản do trọng lực 38
3.4.2 Mô-men xoắn yêu cầu.....38
3.5 Phân tích chuyển động khi quay vòng 38
3.5.1 Gia tốc và lực ly tâm. 38
3.5.2 Gia tốc hướng tâm:.....38
3.6 Công suất động cơ cần thiết 38
3.6.1 Công thức tổng quát.....38
3.6.2 Công suất yêu cầu theo từng địa hình 38

Chương 4 Thiết kế hệ thống truyền động xe cắt vỏ bánh xích điều khiển từ xa ...39
4.1 Thông số kỹ thuật của xe: 39
4.2 Tính toán thông số bộ truyền: 40
4.2.1 Tải trọng thân xe. 40
4.2.2 Lực kéo tối đa $\boldsymbol{Fmax\ N}$:....40
4.2.3 Momen xoắn tối đa $\boldsymbol{Tmax\ N.m}$. 40
4.2.4 Thông số kỹ thuật của bộ truyền. 41
4.3 Tính toán thiết kế hộp giảm tốc. 42
4.3.1 Chọn động cơ điện 42
4.4 Lập bảng đặc tính 43
4.4.1 Tính toán công suất trên trục....43
4.4.2 Tính số vòng quay các trục 43
4.4.3 Tính momen xoắn trên các trục....43
4.4.4 Bảng phân phối tỷ số truyền 43
4.5 Thiết kế bộ truyền trong hộp giảm tốc 44
4.5.1 Tính toán và thiết kế bộ truyền bánh răng côn.....44
4.5.2 Tính toán và thiết kế bộ truyền bánh trụ răng thẳng. 47
4.6 Kiểm tra bôi trơn và ngâm dầu....52
4.7 Thiết kế trục 52
4.7.1 Thiết kế trục I 52
4.7.2 Thiết kế trục II.....56
4.7.3 Thiết kế trục III 60
4.7.4 Kiểm nghiệm trục....63
4.8 Chọn ổ lăn và nối trục: 66
4.8.1 Chọn loại ổ lăn. 66
4.8.2 Chọn cấp chính xác ổ lăn. 66
4.8.3 Chọn kích thước ổ. 66
4.8.4 Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ.....66
4.9 Thiết kế vỏ hộp và các chi tiết phụ 68

Chương 5 Thiết kế hệ thống điều khiển 71
5.1 Hệ thống điều khiển. 71
5.2 Giới thiệu các linh kiện điện tử. 71
5.2.1 Bộ điều khiển 6 kênh Microzone MC6C (TX) và mạch thu MC7RB nâng cấp. 71
5.2.2 Arduino Mega 2560. 72
5.2.3 Mạch Điều Khiển Động Cơ DC L298N. 73
5.2.4 Bộ điều Tốc Hobbywing Xrotor. 73
5.3 Lập trình điều khiển 74
5.4 Sơ đồ đấu dây 78
Chương 6 Thiết kế kết cấu khung đỡ trục băm 79
6.1 Xác định yêu cầu thiết kế. 79
6.1.1 Mục đích thiết kế. 79
6.1.2 Yêu cầu chức năng. 79
6.1.3 Tải trọng tác dụng. 79
6.2 Vật liệu. 79
6.3 Mô hình hóa 3d kết cấu. 80
6.3.1 Phần mềm mô phỏng 3d 80
6.3.2 Dựng mô hình 3d. 81
6.4 Mô phỏng cơ học 83
6.4.1 Phần mềm ANSYS. 84
6.4.2 Quy trình mô phỏng 84
6.4.3 Tối ưu thiết kế. 93
6.5 Tính toán cơ cấu nâng hạ. 100
6.5.1 Giới thiệu các cơ cấu nâng hạ 100
6.5.2 Tính toán chọn xilanh điện. 102
6.6 Tính toán một số chi tiết khác. 103
6.6.1 Tính chọn chốt liên kết khung cắt với xilanh điện nâng hạ. 103
6.6.2 Tính chọn chốt liên kết khung cắt với khung xe. 105

Chương 7 Thiết kế hệ thống truyền động bánh xích cao su 108
7.1 Tính toán thiết kế bánh đỡ tải..... 108
7.1.1 Tổng quan về bánh đỡ tải..... 108
7.1.2 Thông số đầu vào..... 108
7.1.3 Phân tích trường hợp động (xe vận hành qua địa hình)..... 108
7.1.4 Tình huống cực đoan: một bánh chịu tải lớn hơn..... 108
7.1.5 Thêm tải do va chạm..... 108
7.2 Tính toán thiết kế bánh đỡ tải..... 109
7.2.1 Vật liệu..... 109
7.2.2 Thiết kế bánh đỡ..... 112
7.3 Thiết kế trục bánh đỡ tải..... 112
7.3.1 Thông số ban đầu:..... 112
7.3.2 Chọn vật liệu..... 113
7.3.3 Xác định đường kính trục:..... 114
7.3.4 Kiểm nghiệm bền trục..... 115
7.3.5 Tính toán thiết kế ổ lăn..... 117
7.4 Tính toán thiết kế bánh dẫn hướng..... 118
7.4.1 Định nghĩa:..... 118
7.4.2 Đặc điểm và cấu tạo..... 119
7.4.3 Nhiệm vụ và chức năng..... 120
7.4.4 Yêu cầu trong thiết kế bánh đỡ..... 120
7.4.5 Tính toán thiết kế bánh dẫn hướng..... 120
7.4.6 Tính toán thiết kế bánh dẫn động..... 122
7.4.7 Thiết kế trục bánh dẫn hướng..... 122
7.5 Thiết kế hệ thống bánh dẫn động trong truyền động bánh xích..... 128
7.5.1 Thông số đầu vào..... 128
7.5.2 Thiết kế bánh dẫn động..... 128
7.5.3 Thiết kế trục truyền động bánh dẫn động..... 129
7.5.4 Kiểm nghiệm bền then..... 134

7.5.5 Chọn ổ lăn và nối trục: 135
7.6 Tính toán thiết kế cơ cấu căng đai. 137
7.6.1 Tổng quan về cơ cấu căng đai 137
7.6.2 Tính chọn lò xo đẩy 141
Chương 8 Tính toán thiết kế hệ thống khung hàn thép tấm cho hệ thống treo. .144
8.1 Tổng quan. 144
8.1.1 Khái niệm về hệ thống khung trong truyền động bánh xích. 144
8.1.2 Vai trò của khung hệ thống treo: 144
8.1.3 Các loại khung của hệ thống treo phổ biến. 144
8.1.4 Ưu điểm của khung hàn thép tấm của hệ thống treo kết hợp khung thép hộp cho thân xe trong ứng dụng thực tế: 148
8.2 Thiết kế hệ khung cho hệ thống treo. 149
8.2.1 Các thông số đầu vào. 149
8.2.2 Tính toán thiết kế hệ thống khung treo. 150
Chương 9 Tính toán thiết kế hệ thống làm mát cho xe 153
9.1 Tính toán nhiệt phát sinh. 153
9.2 Tính toán tản nhiệt. 153
9.3 Thiết kế hốc hút gió 153
Chương 10 Quy trình chế tạo chi tiết trục cắt 155
10.1 Chi tiết trục 155
10.1.1 Phân tích các đặc điểm về yêu cầu kỹ thuật các bề mặt cần gia công 155
10.2 Lập quy trình công nghệ, chọn máy, dao cho từng nguyên công 156
10.2.1 Nguyên công 1: Khỏa mặt đầu, tiện trụ A, tiện bậc, khoan lỗ tâm. 156
10.2.2 Nguyên công 2: Trở đầu trục khỏa mặt đầu còn lại và khoan lỗ tâm. 157
10.2.3 Nguyên công 3: Tiện trụ B, tiện bật và vát mép, tiện đoạn trục Ø25, tiện rãnh. 158
10.2.4 Nguyên công 4: Trở đầu trục, tiện đoạn trụ Ø25, tiện rãnh, tiện đoạn trụ Ø27. 159
10.2.5 Nguyên công 5: Phay rãnh then. 160

10.2.6 Nguyên công 6: Mài bán tinh các đoạn trục B và đoạn trục Ø25 để đạt độ nhám Ra = 1,25.....160

10.2.7 Nguyên công 7: Mài bán tinh các đoạn trục A và đoạn trục Ø25 để đạt độ nhám Ra = 1,25.....161

10.2.8 Nguyên công 8: kiểm tra.....162

10.3 Chế độ cắt quy trình gia công.....162

10.3.1 Nguyên công 1:.....162

10.3.2 Nguyên công 2: Trở đầu trục khỏa mặt đầu còn lại và khoan lỗ tâm. ...165

10.3.3 Nguyên công 3: Tiện trụ B, tiện bật và vát mép, tiện đoạn trục Ø25, tiện rãnh.....168

10.3.4 Nguyên công 4: Trở đầu trục, tiện đoạn trụ Ø25, tiện rãnh, tiện đoạn trụ Ø27.....173

10.3.5 Nguyên công 5: Phay rãnh then.....180

10.3.6 Nguyên công 6: Mài bán tinh các đoạn trục B đoạn trục Ø25 để đạt độ nhám Ra = 1,25.....182

10.3.7 Nguyên công 7: Mài bán tinh các đoạn trục A đoạn trục Ø25 để đạt độ nhám Ra = 1,25.....183

Kết luận 184

Tài liệu tham khảo.....185

Phụ Lục..... Error! Bookmark not defined.

DANH SÁCH CÁC BẢNG, HÌNH VẼ

Hình 1. 1 Diện tích cây trồng lớn ở nước ta. 2
Hình 1. 2 Sơ đồ động của hệ truyền động điện độc lập cho từng bánh xích. 6
Hình 1. 3 Sơ đồ động của hệ truyền động thủy lực kết hợp với cơ cấu cắt thủy lực. 7
Hình 1. 4 Sơ đồ động của hệ truyền động cơ khí bằng hộp số và trục truyền động. 8
Hình 1. 5 Cấu tạo chung xích di chuyển. 8
Hình 1. 6 Lưỡi dao quay ngang. 10
Hình 1. 7 Lưỡi cắt lưỡi liềm di động. 10
Hình 1. 8 Lưỡi cắt trục băm. 11
Hình 2. 1 Sơ đồ động máy cắt cỏ bánh xích. 12
Hình 2. 2 Máy cắt cỏ quay, hiển thị (a) góc nhìn từ bên và (b) chi tiết máy cắt 13
Hình 2. 3 Kết cấu lưỡi dao theo thiết kế. 13
Hình 2. 4 Lực của dao trong quá trình cắt. 14
Hình 2. 5 Cấu tạo lưỡi dao. 15
Hình 2. 6 Lực và mômen trong quá trình cắt va đập. 16
Hình 2. 7 Minh họa chiều cao gốc rạ không đồng đều khi cắt. 17
Hình 2. 8 Bộ truyền đai. 19
Hình 2. 9 Bộ truyền xích. 19
Hình 2. 10 Bộ truyền trục vít – bánh vít. 20
Hình 2. 11 Trục vít trụ. 20
Hình 2. 12 Trục vít lõm. 20
Hình 2. 13 Thông số dai thang B. 21
Hình 2. 14 Kích thước bộ phần cắt 24
Hình 2. 15 Sơ đồ lực tác dụng. 24
Hình 2. 16 Mô phỏng biểu đồ momen của trục cắt 26
Hình 2. 20 Trục cắt 31
Hình 2. 21 Hình dạng lưỡi cắt phiên bản A và B. 31
Hình 3. 1 Sơ đồ động xe chuyển rẻ, quay đầu. 33
Hình 3. 2 Sơ đồ động xe đi thẳng. 33
Hình 3. 3 Sơ đồ động bộ truyền xích cao su. 34
Hình 3. 4 Sơ đồ động bộ truyền xích cao su 34
Hình 3. 5 Sơ đồ động xe lên dốc. 35
Hình 4. 1 Sơ đồ hệ truyền động của xe. 39
Hình 4. 2 Sơ đồ bánh xích. 40
Hình 4. 3 Biểu đồ momen trục I. 56

Hình 4. 4 Sơ đồ trục II. 59
Hình 4. 5 Sơ đồ trục III. 62
Hình 5. 1 Biểu đồ hoạt động hệ thống máy cắt cỏ bánh xích. 71
Hình 5. 2 Tay điều khiển TX. 71
Hình 5. 3 Bộ thu sóng RX. 72
Hình 5. 4 Board mạch Arduino Mega 2560. 72
Hình 5. 5 Mạch điều khiển động cơ DC L298N 73
Hình 5. 6 Bộ điều tốc Hobbywing Xrotor 40A 73
Hình 5. 7 Bộ điều tốc Hobbywing Xrotor 60A 74
Hình 5. 8 Sơ đồ đấu dây 78
Hình 6. 1 Phần mềm mô phỏng 3d. 80
Hình 6. 2 Thiết kế khung cắt 81
Hình 6. 3 Mô phỏng khung cắt. 81
Hình 6. 4 Mô hình 3d khung cắt. 82
Hình 6. 5 Cấu tạo trục băm. 82
Hình 6. 6 Mô hình 3d trục băm. 82
Hình 6. 7 Bộ truyền đai thang B. 83
Hình 6. 8 Thiết kế lắp ghép cụm lắp ghép khung cắt cỏ trục băm. 83
Hình 6. 9 Phần mềm ansys. 84
Hình 6. 10 Cụm lắp ghép khung cắt được thiết kế tối giản 85
Hình 6. 11 Xuất file vào phần mềm ANSYS. 85
Hình 6. 12 Gán vật liệu cho cụm chi tiết khung cắt. 86
Hình 6. 13 Kết quả sau khi chia lưới. 87
Hình 6. 14 Chọn bề mặt cố định. 88
Hình 6. 15 Đặt điều kiện trọng lực lên toàn bộ cụm chi tiết khung cắt 88
Hình 6. 16 Mô phỏng biến dạng của kết cấu dưới tác động của trọng lực 89
Hình 6. 17 Phân tích kết quả ứng suất tương đương (Von-Mises) 89
Hình 6. 18 Hệ số an toàn kết cấu khung cắt. 90
Hình 6. 19 Chọn bề mặt cố định. 90
Hình 6. 20 Đặt điều kiện trọng lực lên toàn bộ cụm chi tiết khung cắt 91
Hình 6. 21 Đặt lực va chạm lên khung cắt. 91
Hình 6. 22 Mô phỏng biến dạng của kết cấu dưới tác động của trọng lực và va chạm. 92
Hình 6. 23 Phân tích kết quả ứng suất tương đương (Von-Mises) khi có va chạm. 92
Hình 6. 24 Hệ số an toàn kết cấu khung cắt khi có va chạm. 93
Hình 6. 25 Kết cấu khung cắt được tối ưu. 94
Hình 6. 26 Mô phỏng 3d khung cắt. 94

Hình 6. 27 Mô phỏng biến dạng của kết cấu dưới tác động của trọng lực và va chạm.95
Hình 6. 28 Phân tích kết quả ứng suất tương đương (Von-Mises).....95
Hình 6. 29 Hệ số an toàn kết cấu khung cắt. 96
Hình 6. 30 Mô phỏng biến dạng của kết cấu dưới tác động của trọng lực và va chạm.96
Hình 6. 31 Phân tích kết quả ứng suất tương đương (Von-Mises).....97
Hình 6. 32 Hệ số an toàn kết cấu khung cắt khi có va chạm.....97
Hình 6. 33 Thiết kế đổi khoảng cách các tấm đỡ khung cắt liên kết với khung xe. 98
Hình 6. 34 Mô phỏng biến dạng dưới tác động của trọng lực và va chạm. 99
Hình 6. 35 Phân tích kết quả ứng suất tương đương (Von-Mises).....99
Hình 6. 36 Hệ số an toàn kết cấu khung cắt khi có va chạm.....100
Hình 6. 37 Phân bố lực khung cắt. 101
Hình 6. 38 Xilanh điện. 101
Hình 6. 39 Phân bố lực khung cắt. 102
Hình 6. 40 Xi lanh điện hành trình 7cm. 103
Hình 6. 41 Mặt cắt liên kết chốt giữa xilanh với khung cắt. 104
Hình 6. 42 Thông số bạc lót 105
Hình 6. 43 Mặt cắt liên kết chốt giữa khung xe với khung cắt. 106
Hình 6. 44 Thông số bạc lót. 107
Hình 7. 1 Bánh đỡ tải bằng kim loại.....110
Hình 7. 2 Chi tiết bằng vật liệu nhựa phổ biến hiện nay. 110
Hình 7. 3 Vật liệu cao su. 111
Hình 7. 4 Bánh đỡ.....112
Hình 7. 5 Phân bố lực tác dụng lên trục bánh đỡ tải. 114
Hình 7. 6 Biểu đồ momen lực trục bánh đỡ tải 114
Hình 7. 7 Bánh dẫn hướng.....119
Hình 7. 8 Lực phân bố căng đai tĩnh. 121
Hình 7. 9 Biểu đồ moomen bánh.....124
Hình 7. 10 Biểu đồ momen bánh dẫn động. 131
Hình 7. 11 Cơ cấu căng đai. 137
Hình 7. 12 Cơ cấu căng xích bằng lò xo. 138
Hình 7. 13 Cơ cấu căng xích bằng cụm đai vít thủ công.....139
Hình 7. 14 Lò xo.....143
Hình 8. 1 Hệ thống khung treo trong truyền động bánh xích.....144
Hình 8. 2 Kết cấu khung dạng ống. 145
Hình 8. 3 Khung thép hộp, ...146
Hình 8. 4 Khung thép tấm. 147

Hình 8. 5 Khung xe làm bằng nhôm.....147
Hình 8. 6 Khung vật liệu composite.....148
Hình 8. 7 Ứng suất mô phỏng của hệ thống treo khung hàn thép tấm.....150
Hình 8. 8 Chuyển vị của khung treo.....151
Hình 8. 9 Biến dạng của khung treo.....151
Hình 8. 10 Ứng suất khung chính của xe.....151
Hình 8. 11 Biến dạng khung thân chính của xe.....152
Hình 10. 1 Trục cắt.....155
Hình 10. 2 Sơ đồ định vị phay mặt đầu và khoan lỗ chống tâm.....156
Hình 10. 3 Sơ đồ định vị nguyên công 2.....157
Hình 10. 4 Sơ đồ định vị nguyên công 3.....158
Hình 10. 5 Sơ đồ định vị nguyên công 4.....159
Hình 10. 6 Sơ đồ định vị nguyên công 5.....160
Hình 10. 7 Sơ đồ định vị nguyên công 6.....160
Hình 10. 8 Sơ đồ định vị nguyên công 7.....161
Hình 10. 9 Sơ đồ định vị kiểm tra chi tiết.....162
Bảng 1. 1 Bảng so sánh hiệu suất các loại máy cắt cỏ.....5
Bảng 2. 1 Ứng xuất kéo các loại thực vật.....16
Bảng 2. 2 Sơ bộ đường kính của trục.....23
Bảng 2. 3 Momen tương đương tại các vị trí.....27
Bảng 2. 4 Đường kính trục tại các tiết diện.....27
Bảng 2. 5 Tiết diện nguy hiểm:.....28
Bảng 2. 6 Hệ số kích thước kể đến giới hạn mỏi.....28
Bảng 2. 7 Bảng hệ số an toàn tại các thiết diện nguy hiểm:.....29
Bảng 2. 8 Thông số then.....29
Bảng 4. 1 Thông số kỹ thuật của xe.....39
Bảng 4. 2 Thông số kỹ thuật của bộ truyền.....41
Bảng 4. 3 Thông số động cơ.....42
Bảng 4. 4 Bảng phân phối tỷ số truyền.....43
Bảng 4. 5 Thông số bộ truyền bánh trụ răng thẳng.....52
Bảng 4. 6 . Bảng thông số then và momen cản uốn và cản xoắn của trục.....64
Bảng 4. 7. Bảng ảnh hưởng của đường kính đến hệ số an toàn s.....65
Bảng 4. 8 Tính kiểm nghiệm then trên 3 trục.....66
Bảng 4. 9 Bảng thông số ổ lăn.....66
Bảng 4. 10 Bảng tính tải trọng quy ước.....67
Bảng 4. 11 Bảng tính khả năng tải động của ổ lăn.....68

Bảng 4. 12 Thông số hộp giảm tốc. 69
Bảng 6. 1 Thành phần hóa học mác thép SS400. 79
Bảng 6. 2 Tính chất cơ học mác thép SS400 79
Bảng 6. 3 Khai báo thông tin vật liệu 85
Bảng 6. 4 Bảng thuộc tính và cài đặt của lưới (Mesh) 86
Bảng 6. 5 Kết quả tổng biến dạng. 89
Bảng 6. 6 Kết quả ứng suất Von-Mises (Equivalent Stress) 89
Bảng 6. 7 Kết quả phân tích hệ số an toàn kết cấu khung cắt. 90
Bảng 6. 8 Kết quả tổng biến dạng. 92
Bảng 6. 9 Kết quả ứng suất Von-Mises (Equivalent Stress) 92
Bảng 6. 10 Kết quả phân tích hệ số an toàn kết cấu khung cắt. 93
Bảng 6. 11 Kết quả tổng biến dạng. 95
Bảng 6. 12 Kết quả ứng suất Von-Mises (Equivalent Stress) 95
Bảng 6. 13 Kết quả phân tích hệ số an toàn kết cấu khung cắt. 96
Bảng 6. 14 Kết quả tổng biến dạng. 96
Bảng 6. 15 Kết quả ứng suất Von-Mises (Equivalent Stress) 97
Bảng 6. 16 Kết quả phân tích hệ số an toàn kết cấu khung cắt. 97
Bảng 6. 17 Kết quả tổng biến dạng. 99
Bảng 6. 18 Kết quả ứng suất Von-Mises (Equivalent Stress) 99
Bảng 6. 19 Kết quả phân tích hệ số an toàn kết cấu khung cắt. 100
Bảng 7. 1 Lực tác động lên bánh xe từng trường hợp. 109
Bảng 7. 2 Thông số momen của các vị trí nguy hiểm trục bánh dẫn hướng. 116
Bảng 7. 3 Thông số kích thước trục bánh đỡ tải. 116
Bảng 7. 4 Thông số ổ lăn. 117
Bảng 7. 5 Bảng tính tải trọng quy ước. 117
Bảng 7. 6 Bảng tính khả năng tải động của ổ lăn 118
Bảng 7. 7 Bảng giá trị momen uốn, momen xoắn của trục bánh dẫn động 125
Bảng 7. 8 Kích thước trục bánh dẫn động 126
Bảng 7. 9 Thông số ổ lăn cho bánh dẫn hướng 127
Bảng 7. 10 Bảng tính tải trọng quy ước. 127
Bảng 7. 11 Bảng tính khả năng tải động của ổ lăn. 128
Bảng 7. 12 Bảng thông số then và momen cản uốn và cản xoắn của trục 133
Bảng 7. 13 Bảng ảnh hưởng của đường kính đến hệ số an toàn s 134
Bảng 7. 14 Tính kiểm nghiệm then trên 3 trục. 135
Bảng 7. 15 Thông số ổ lăn. 135
Bảng 7. 16 Bảng tính tải trọng quy ước. 136

Bảng 7. 17 Bảng tính khả năng tải trọng động của ổ lăn. 137
Bảng 7. 18 Bảng thành phần hóa học vật liệu. 142
Bảng 7. 19 Bảng tính chất cơ học vật liệu. 142
Bảng 8. 1 Bảng thành phần hóa học và cơ tính thép CT3. 149

DANH SÁCH CÁC KÝ HIỆU, CHỮ VIẾT TẮT

KÝ HIỆU:

…….....

…….....

…….....

…….....

…….....

…….....

CHỮ VIẾT TẮT:

…….....

…….....

…….....

…….....

Ghi chú:

a) Ký hiệu: mỗi mục ký hiệu gồm ký hiệu và phần tên gọi, diễn giải ký hiệu.

b) Cụm từ viết viết tắt là các chữ cái và các ký hiệu thay chữ được viết liền nhau, để thay cho một cụm từ có nghĩa, thường được lặp nhiều lần trong đồ án.

MỞ ĐẦU

Trong bối cảnh khoa học kỹ thuật không ngừng phát triển, việc ứng dụng tự động hóa và cơ khí vào đời sống, sản xuất nông nghiệp ngày càng trở nên phổ biến và cần thiết. Đặc biệt, trong lĩnh vực nông nghiệp, trồng cây công nghiệp, việc sử dụng các thiết bị hỗ trợ như máy cắt cỏ đã góp phần giảm thiểu sức lao động thủ công, nâng cao hiệu quả và an toàn lao động trong công việc. Xuất phát từ nhu cầu thực tế cũng như mong muốn áp dụng những kiến thức đã học vào thực tiễn, em đã lựa chọn đề tài: "Thiết kế và chế tạo máy cắt cỏ bánh xích . Thiết bị hoạt động hiệu quả trên địa hình dốc. Mục tiêu của đề tài là thiết kế máy cắt cỏ có khả năng hoạt động ổn định trên địa hình phức tạp như đồi dốc, đảm bảo tính cơ động, hiệu quả cắt cao và độ bền cơ khí. Bên cạnh đó, việc tính toán mô phỏng, lựa chọn vật liệu, kiểm tra độ bền kết cấu bằng các phần mềm mô phỏng cũng được chú trọng nhằm tối ưu hóa thiết kế và nâng cao độ tin cậy khi vận hành.

Qua đồ án này, em mong muốn góp phần tạo ra một sản phẩm có tính ứng dụng cao, hỗ trợ tốt cho người lao động trong công việc cắt cỏ, đặc biệt tại các vùng địa hình khó tiếp cận. Đồng thời, đây cũng là cơ hội để em vận dụng kiến thức chuyên ngành vào thực tế, rèn luyện kỹ năng thiết kế, mô phỏng và tư duy kỹ thuật trong môi trường kỹ sư cơ khí hiện đại.

Chương 1 Giới thiệu chung

1.1 Tính cấp thiết của đề tài.

Trong bối cảnh nông nghiệp hiện đại, việc cơ giới hóa đang trở thành một xu hướng tất yếu nhằm nâng cao năng suất lao động và giảm thiểu chi phí sản xuất. Đặc biệt, với địa hình đa dạng và phức tạp của Việt Nam, các loại máy móc có khả năng hoạt động linh hoạt trên nhiều loại địa hình đang nhận được sự quan tâm lớn. Một trong những giải pháp tiềm năng là máy cắt cỏ bánh xích, thiết bị được thiết kế để hoạt động hiệu quả trên các vùng đất bùn lầy, đồi dốc và địa hình gồ ghề.

Hình 1. 1 Diện tích cây trồng lớn ở nước ta.

Việt Nam có tổng diện tích đất tự nhiên hơn 33 triệu ha. Trong đó, đất đồi núi chiếm khoảng 75% diện tích, tức khoảng 24,75 triệu ha, và đất đồng bằng chiếm khoảng 25%, tức khoảng 8,25 triệu ha.[1]. Đất đồi núi thường có độ dốc cao, với khoảng 12,4 triệu ha có độ dốc trên 25°[2]. Điều này đặt ra nhiều thách thức đối với các loại máy cắt cỏ truyền thống như máy cắt cỏ bánh lốp hoặc máy cắt cỏ cầm tay sẽ khá tốn nhân lực, vốn chỉ hoạt động tốt trên địa hình bằng phẳng và đất cứng.

Tuy nhiên, với sự phát triển của công nghệ, các máy kéo bánh xích đã được chế tạo để hoạt động hiệu quả trên địa hình dốc và bùn lầy[3]. Máy cắt cỏ bánh xích có ưu thế vượt trội nhờ khả năng phân bổ trọng lượng đều, giảm áp lực lên mặt đất và duy trì độ bám tốt, giúp nâng cao hiệu suất làm việc ngay cả trong điều kiện bất lợi. Những máy

này có khả năng di chuyển linh hoạt trên địa hình gồ ghề và không bằng phẳng, thậm chí trên bề mặt đất yếu[4].Với đặc điểm địa hình đa dạng và nhiều khu vực đồi núi, việc áp dụng máy cắt cỏ bánh xích trong nông nghiệp Việt Nam có triển vọng tích cực. Chúng giúp tăng hiệu suất canh tác, mở rộng diện tích canh tác trên đất dốc và cải thiện điều kiện làm việc cho nông dân, đặc biệt trong các vùng chuyên canh cây công nghiệp và chăn nuôi quy mô lớn.

1.2 Mục tiêu đề tài.

- Thiết kế và mô phỏng máy cắt cỏ bánh xích điều khiển từ xa có khả năng di chuyển trên địa hình gồ ghề, dốc.
- Tích hợp hệ thống điều khiển từ xa, sử dụng hệ thống truyền động bánh xích.
- Mô phỏng, thử nghiệm và tối ưu hiệu suất hoạt động của máy.

1.3 Tổng quan công nghệ hiện tại.

Hiện nay, trên thị trường có nhiều loại máy cắt cỏ phục vụ đa dạng nhu cầu, từ quy mô gia đình đến sản xuất nông nghiệp và cảnh quan đô thị. Các dòng máy phổ biến gồm máy cắt cỏ cầm tay, máy cắt cỏ đẩy tay, máy cắt cỏ tự hành và máy cắt cỏ tự động. Máy cắt cỏ cầm tay có thiết kế nhỏ gọn, dễ sử dụng, phù hợp với các khu vực nhỏ như sân vườn hoặc địa hình phức tạp. Trong khi đó, máy cắt cỏ đẩy tay, thường có bánh xe hỗ trợ, giúp giảm sức lao động và cải thiện hiệu suất. Đối với quy mô lớn hơn, máy cắt cỏ tự hành, gồm cả loại bánh lốp và bánh xích, mang lại năng suất cao, đặc biệt hiệu quả trên đồng ruộng, sân golf hoặc địa hình đồi núi. Ngoài ra, các dòng máy cắt cỏ tự động điều khiển từ xa hoặc sử dụng công nghệ AI đang ngày càng phổ biến, giúp tiết kiệm nhân công và tối ưu hóa thời gian làm việc. Mỗi loại máy đều có ưu nhược điểm riêng, tùy theo điều kiện địa hình và nhu cầu sử dụng mà người dùng có thể lựa chọn thiết bị phù hợp.

Đánh giá hiệu suất làm việc của các máy cắt cỏ hiện nay.

Hiệu suất làm việc của máy cắt cỏ được xác định [5]:

$$\mathbf{Ct} = \frac{\mathbf{S.w.E.f}}{\mathbf{10{,}000}}$$

Trong đó:

- Ct : Công suất thực tế (ha/h).
- W : Chiều rộng lưỡi cắt (m).
- S : Tốc độ di chuyển (m/h).
- E : Hiệu suất thực tế (%) (thường dao động từ 0.7 - 0.9 tùy loại máy và điều kiện làm việc).
- 10,000: Hệ số chuyển đổi từ m^2 sang ha.

1.3.1 Máy cắt cỏ thủ công (cầm tay)

Điều kiện bằng phẳng

- Chiều rộng lưỡi cắt: 0.15 - 0.4 m
- Tốc độ di chuyển: 2.5 - 4 km/h (2,500 - 4,000 m/h)
- Hiệu suất thực tế: 70% (do cần thao tác thủ công)

$$Ct = \frac{(0.15 \sim 0.4) \times (2{,}500 \sim 4{,}000) \times 0.7}{10{,}000} = 0.026 \sim 0.112 \text{ ha/h}$$

Điều kiện dốc 40°

- Tốc độ di chuyển giảm còn: 1.5 - 2.5 km/h (~1,500 - 2,500 m/h)
- Hiệu suất thực tế giảm còn: 50 - 60% (mất sức, giảm độ chính xác)

$$Ct = \frac{(0.15 \sim 0.4) \times (1{,}500 \sim 2{,}500) \times 0.6}{10{,}000} = 0.013 \sim 0.06 \text{ ha/h}$$

1.3.2 Máy cắt cỏ bánh lốp.

Điều kiện bằng phẳng

- Chiều rộng lưỡi cắt: 0.5 - 1.6 m
- Tốc độ di chuyển: 6 - 10 km/h (~6,000 - 10,000 m/h)
- Hiệu suất thực tế: 80 - 85%

$$Ct = \frac{(0.5 \sim 1.6) \times (6{,}000 \sim 10{,}000) \times 0.85}{10{,}000} = 0{,}255 \sim 1.36 \text{ ha/h}$$

Điều kiện dốc 40°

- Tốc độ di chuyển giảm còn: 3 - 5 km/h (~3,000 - 5,000 m/h)
- Hiệu suất thực tế giảm còn: 50 - 70% (trượt bánh, mất ổn định)

$$Ct = \frac{(0.5 \sim 1.6) \times (3{,}000 \sim 5{,}000) \times 0.6}{10{,}000} = 0.1 \sim 0.5 \text{ ha/h}$$

1.3.3 Máy cắt cỏ bánh xích

Điều kiện bằng phẳng

- Chiều rộng lưỡi cắt: 0.5 - 1.8 m
- Tốc độ di chuyển: 5 - 8 km/h (~5,000 - 8,000 m/h)
- Hiệu suất thực tế: 85 - 90%

$$Ct = \frac{(0{,}5 \sim 1{,}8) \times (5{,}000 \sim 8{,}000) \times 0.9}{10{,}000} = 0.225 \sim 1.3 \text{ ha/h}$$

Điều kiện dốc 40°

- Tốc độ di chuyển giảm nhẹ còn: 4 - 6 km/h (~4,000 - 6,000 m/h)
- Hiệu suất thực tế: 80 - 85% (bánh xích bám tốt hơn bánh lốp)

$$Ct = \frac{(0{,}5 \sim 1{,}8) \times (4{,}000 \sim 6{,}000) \times 0.85}{10{,}000} = 0.17 \sim 1.0 \text{ ha/h}$$

Bảng 1. 1 Bảng so sánh hiệu suất các loại máy cắt cỏ.

Loại máy	Bằng phẳng (ha/h)	Dốc 40° (ha/h)	Giảm hiệu suất (%)
Máy cắt cỏ cầm tay	0.026~0.112	0.013~0.06	~40% - 50%
Máy cắt cỏ bánh lốp	0,255~1.36	0.1~0.5	~50% - 60%
Máy cắt cỏ bánh xích	0.225~1.3	0.17~1.0	~20% - 35%

1.3.4 Nhận xét:

- **Máy cắt cỏ cầm tay:** chịu ảnh hưởng lớn nhất trên địa hình dốc (giảm 40 - 50% hiệu suất).
- **Máy cắt cỏ bánh lốp:** có hiệu suất cao trên địa hình bằng phẳng nhưng giảm mạnh trên địa hình dốc do trượt bánh.
- **Máy cắt cỏ bánh xích:** hoạt động ổn định nhất, giảm hiệu suất ít nhất (~20 - 35%), thích hợp cho địa hình phức tạp.

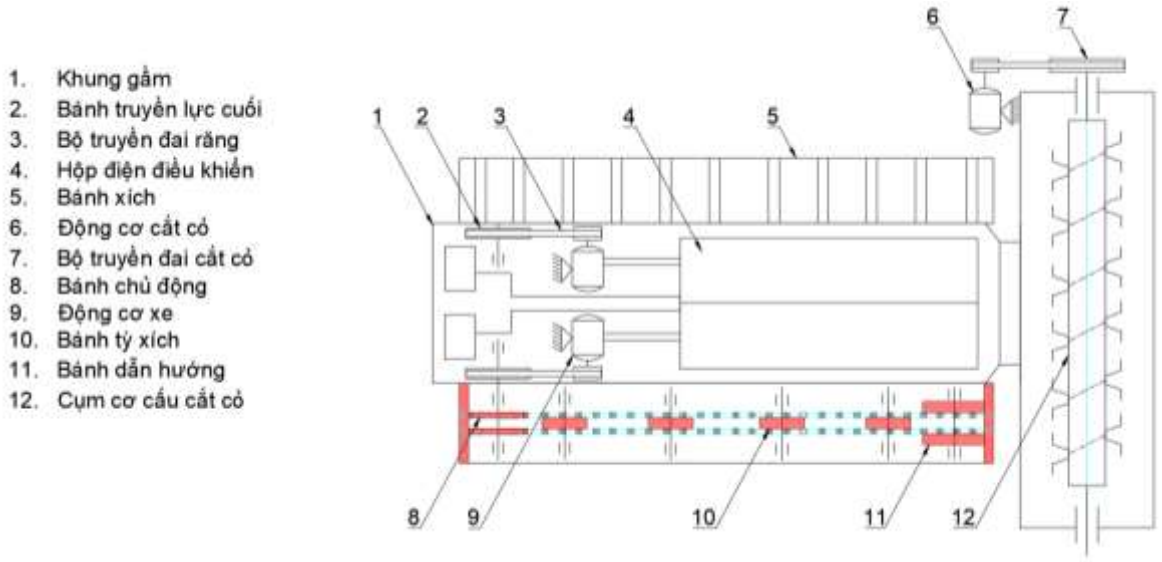
1.4 Giới thiệu hệ thống xe bánh xích.

Xe bánh xích là một dạng xe chuyên dùng phổ biến trong các phương tiện như xe tăng, máy xúc, máy kéo, máy nông nghiệp. Vì vậy cấu tạo của xe bánh xích cũng có nhiều kết cấu đặc biệt hơn so với xe bánh hơi giúp phân bổ trọng lượng tốt hơn và tăng khả năng bám đường trên địa hình phức tạp như bùn lầy, dốc đứng hoặc đất mềm.

Cấu tạo chung của xe bánh xích gồm:

+ Hệ thống khung gầm.
+ Hệ thống truyền lực: truyền lực cơ khí và truyền lực thủy động.
+ Hệ thống treo: là hệ thống nằm giữa hệ thống khung gầm với hệ thống di chuyển ,chúng có nhiệm vụ liên kết và giảm chấn cho xe.
+ Hệ thống di chuyển: gồm dải xích, bánh sao chủ động,… trực tiếp tiếp xúc với nền đường để xe di chuyển.
+ Thiết bị chuyên dùng: Tùy thuộc vào từng nhiệm vụ công tác của xe bánh xích.

Sơ đồ động học các loại kết cấu máy cắt cỏ bánh xích.



Hình 1. 2 Sơ đồ động của hệ truyền động điện độc lập cho từng bánh xích.

Cấu trúc hệ thống truyền động điện độc lập cho từng bánh xích.

- Mỗi bánh xích được dẫn động bởi một động cơ điện độc lập.
- Hệ thống điều khiển điện tử thay đổi tốc độ từng động cơ để xe di chuyển hoặc quay đầu.
- Hệ thống cắt cỏ sử dụng mô-tơ điện gắn trực tiếp vào lưỡi cắt.

Ưu điểm

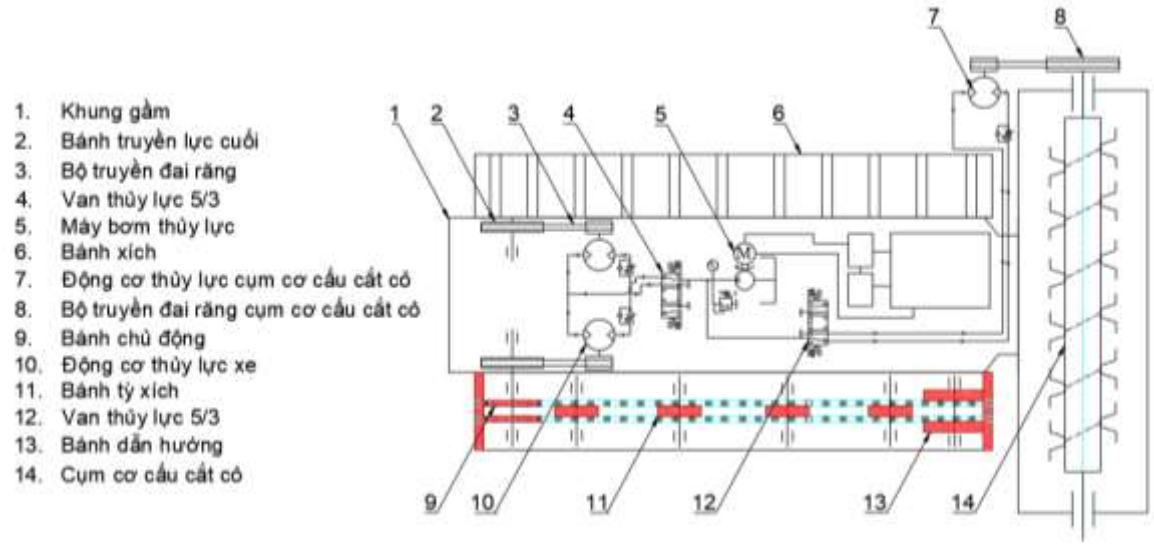
- Điều khiển chính xác, dễ dàng lập trình và tự động hóa.
- Giảm tổn thất cơ học do không cần hộp số hoặc truyền động cơ khí.
- Hoạt động êm ái, không tạo tiếng ồn lớn.
- Có thể sử dụng năng lượng tái tạo như pin mặt trời hoặc pin lithium-ion.

Nhược điểm

- Cần hệ thống pin hoặc bộ nguồn lớn để cung cấp đủ điện năng.
- Chi phí đầu tư ban đầu cao.
- Hệ thống điện có thể bị ảnh hưởng bởi điều kiện môi trường (nhiệt độ cao, ẩm ướt).

Ứng dụng phù hợp

- Xe cắt cỏ tự động trong khuôn viên rộng lớn như sân golf, công viên, khu đô thị.
- Môi trường yêu cầu vận hành êm ái, không gây ô nhiễm.



Hình 1. 3 Sơ đồ động của hệ truyền động thủy lực kết hợp với cơ cấu cắt thủy lực.

Cấu trúc hệ thống truyền động thủy lực kết hợp với cơ cấu cắt thủy lực.

- Động cơ đốt trong (xăng hoặc diesel) dẫn động bơm thủy lực.
- Hệ thống thủy lực cung cấp dầu áp suất cao để vận hành bánh xích thủy lực và cơ cấu cắt cỏ thủy lực.
- Các motor thủy lực trên mỗi bánh xích điều khiển tốc độ xe bằng cách điều chỉnh lưu lượng dầu.

Ưu điểm:

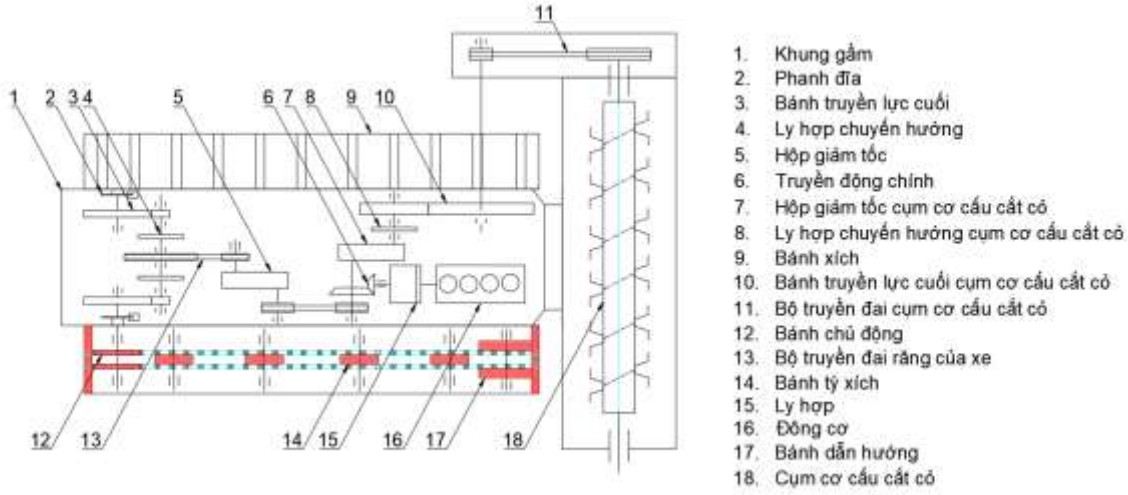
- Công suất mạnh, hoạt động tốt trên địa hình phức tạp.
- Dễ dàng điều chỉnh tốc độ và lực cắt thông qua điều tiết lưu lượng dầu.
- Độ bền cao, ít hư hỏng do không có hệ thống truyền động cơ khí phức tạp.
- Thích hợp cho xe cắt cỏ công suất lớn làm việc trên địa hình gồ ghề.

Nhược điểm

- Hệ thống thủy lực phức tạp, cần bảo trì thường xuyên.
- Hiệu suất thấp hơn do tổn thất năng lượng trong bơm và van thủy lực.
- Có nguy cơ rò rỉ dầu thủy lực, gây ảnh hưởng môi trường.

Ứng dụng phù hợp

- Xe cắt cỏ công nghiệp trên địa hình gồ ghề hoặc vùng nông nghiệp rộng lớn.
- Ứng dụng trong môi trường khắc nghiệt như đồi núi, đồng ruộng lầy lội.



Hình 1. 4 Sơ đồ động của hệ truyền động cơ khí bằng hộp số và trục truyền động.

Cấu trúc hệ thống hệ truyền động cơ khí bằng hộp số và trục truyền động .

- Trục truyền động kết nối với hai bánh xích thông qua vi sai cơ khí.
- Cơ cấu cắt sử dụng dây đai truyền động để quay lưỡi dao.

Ưu điểm

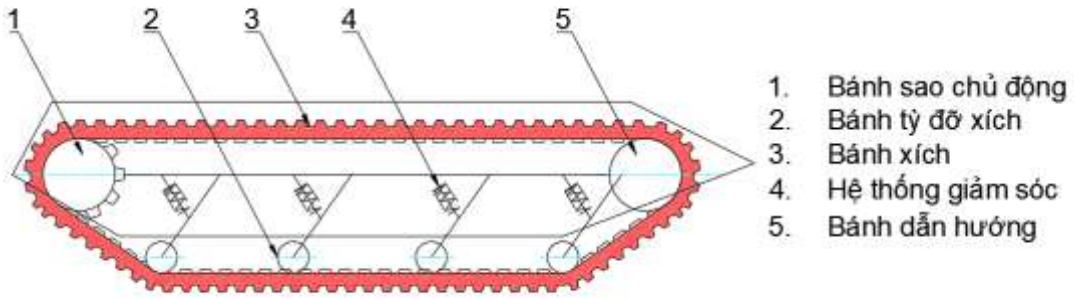
- Hiệu suất truyền động cao, ít tổn thất năng lượng.
- Cấu trúc đơn giản, chi phí thấp hơn so với hệ thống thủy lực hoặc điện.
- Dễ bảo trì, không cần hệ thống điều khiển phức tạp.

Nhược điểm

- Không linh hoạt trong điều khiển, khó quay xe tại chỗ.
- Phát sinh tiếng ồn lớn do truyền động cơ khí.
- Lực tác động lên hộp số và trục truyền lớn, cần bảo trì định kỳ.

Ứng dụng phù hợp

- Xe cắt cỏ giá rẻ, hoạt động trong điều kiện đơn giản.
- Ứng dụng trong các nông trại nhỏ, sân vườn tư nhân**.**



Hình 1. 5 Cấu tạo chung xích di chuyển.

Bánh sao chủ động: Bánh chủ động hình sao hay bánh chủ động của máy ủi hoặc máy kéo, nhận chuyển động quay từ ly hợp lái hoặc mô tơ thủy lực, qua cặp bánh răng truyền động cuối cùng để biến thành lực kéo dải xích và toàn bộ máy chuyển động tịnh tiến

Bánh dẫn hướng: Bánh dẫn hướng hay còn gọi là bánh căng xích, có tác dụng dẫn hướng chuyển động cho dải xích và cùng với cơ cấu căng xích giữ cho xích ở độ căng nhất định, bảo đảm cho máy làm việc được bình thường.

Bánh xích: hay còn gọi là dải xích là một vòng kín bao gồm các mắt xích nối bản lề với nhau, làm thành một đường ray vô tận để bánh chủ động quay hay chuyển động. Phía trong mỗi dải xích có các đường gân để cho răng của bánh sao chủ động ăn khớp và để dẫn hướng chuyển động cho các bánh căng xích, đỡ xích và đè xích. Phía ngoài mỗi mắt xích thường có vấu bám, để bám chắc với đất, bảo đảm chuyển động cho máy. Các mắt xích được nối bản lề với nhau, nhờ chốt xích, vòng đệm và chốt hãm.

Cơ cấu căng xích: có tác dụng giữ cho bánh dẫn hướng hay bánh căng xích ở một vị trí nhất định, bảo đảm độ căng của xích và có thể điều chỉnh độ căng của xích khi cần thiết, đồng thời còn làm giảm va đập (xóc) khi phần trước của xích va chạm phải vật cản trong khi làm việc. Nguyên tắc làm việc của cơ cấu căng xích là thay đổi hay điều chỉnh khoảng cách giữa bánh sao chủ động và bánh dẫn hướng bằng cách xê dịch bánh dẫn hướng.

Bánh tỳ đỡ xích: Bánh tì hay bánh đè xích có tác dụng truyền tải trọng của máy xuống nền qua phía dưới của dải xích, bảo đảm xích tiếp xúc với mặt đường đều hơn. Bánh tì xích làm việc trong điều kiện tải trọng lớn, do trọng lượng của máy, lực tác dụng ngang của đường khi quay vòng hay chuyển động mặt đường nghiêng, nên thường được đúc hay dập bằng thép các bon. Số lượng bánh tì xích, phụ thuộc vào chiều dài và trọng lượng của dải xích, thường mỗi dải xích có khoảng 4 đến 10 bánh tỳ xích. Để áp suất phân bố đều lên dải xích và giảm chấn động khi chuyển động trên nền cứng gồ ghề, người ta chế tạo các bánh tỳ xích theo từng cặp xoay quanh một trục.

1.5 Phân tích thiết kế module lưỡi cắt

Dưới đây là 3 kiểu lưỡi cắt module phổ biến được thiết kế để phù hợp với nhiều loại cỏ, địa hình khác nhau.

1.5.1 Phương án 1: Lưỡi cắt quay ngang (Rotary Blade)

Cấu tạo:

Hình 1. 6 Lưỡi dao quay ngang.

- Lưỡi dao quay tròn với tốc độ cao, có thể là lưỡi dao đơn hoặc đa lưỡi.
- Hoạt động dựa trên mô-tơ điện hoặc truyền động dây đai.
- Có thể điều chỉnh độ cao cắt bằng hệ thống nâng hạ thủy lực hoặc cơ khí.

Ưu điểm:

- Cắt nhanh, phù hợp với cỏ mềm, đồng cỏ bằng phẳng.
- Bảo trì đơn giản, dễ thay thế lưỡi dao.

Nhược điểm:

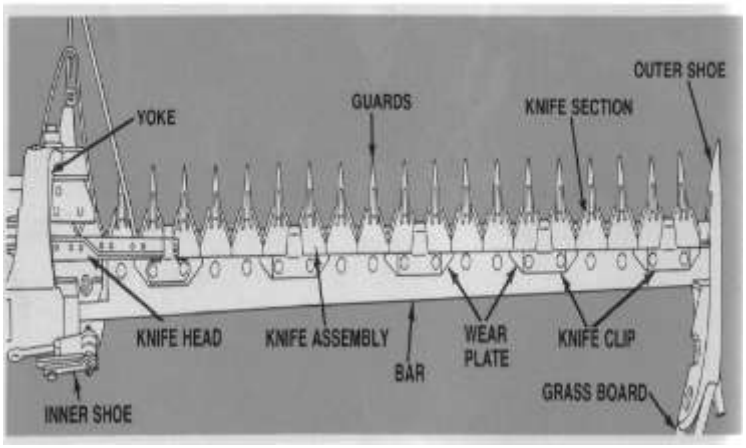
- Hiệu suất thấp trên địa hình gồ ghề hoặc cỏ dày, cứng.
- Không phù hợp với địa hình có nhiều đá hoặc gốc cây lớn.

Ứng dụng:

- Sân golf, công viên, sân vườn đô thị, đồng cỏ bằng phẳng.

1.5.2 Phương án 2: Lưỡi cắt lưỡi liềm dao di động (Sickle Bar Cutter)

Cấu tạo:



Hình 1. 7 Lưỡi cắt lưỡi liềm di động.

- Hệ thống lưỡi dao di chuyển qua lại với tốc độ cao.
- Lưỡi dao dạng răng cưa, được dẫn động bởi hệ thống cơ khí hoặc thủy lực.

Ưu điểm:

- Phù hợp với cỏ cao, cỏ cứng và địa hình gồ ghề.

- Cắt gọn gàng, không làm hỏng đất như lưỡi quay ngang.
- Tiêu thụ ít năng lượng hơn so với hệ thống lưỡi quay.

Nhược điểm:

- Tốc độ cắt chậm hơn so với lưỡi quay ngang.
- Dễ bị kẹt khi gặp cây nhỏ hoặc bụi rậm dày.

Ứng dụng:

- Đồng ruộng, bãi cỏ cao, vùng có nhiều loại cỏ cứng, đồi núi.

1.5.3 Phương án 3: Lưỡi cắt trống quay (Flail Mower)

Cấu tạo:

Hình 1. 8 Lưỡi cắt trục băm.

- Gồm nhiều lưỡi dao nhỏ gắn trên một trục quay, hoạt động như một bộ búa đập cỏ.
- Truyền động qua động cơ điện hoặc thủy lực.
- Có thể điều chỉnh tốc độ quay và độ cao cắt.

Ưu điểm:

- Hoạt động hiệu quả trên địa hình không bằng phẳng, có sỏi đá.
- Cắt được cỏ dày, cỏ bụi và cả cây nhỏ.
- Không bị kẹt lưỡi khi gặp vật cản như lưỡi liềm.

Nhược điểm:

- Tiêu thụ năng lượng cao hơn so với các phương án khác.
- Bảo trì phức tạp hơn do nhiều lưỡi dao nhỏ.

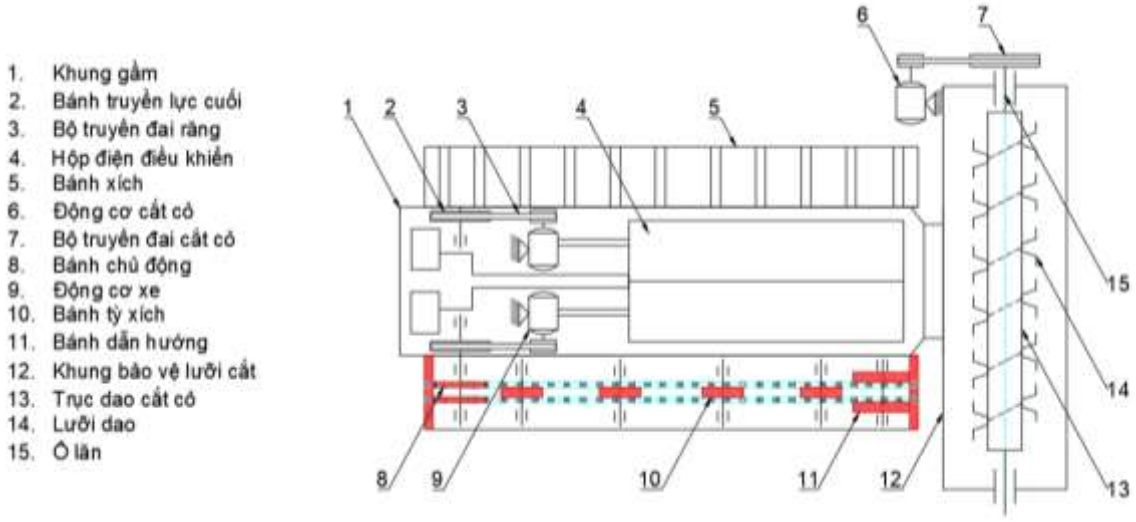
Ứng dụng:

- Trang trại, đường đi nông nghiệp, khu vực hoang dã, địa hình có gốc cây nhỏ.

⇨ *Chọn thiết kế khung cắt trục băm để vì ưu điểm dễ bảo trì phù hợp với điều kiện địa hình đồi núi, phát quan bụi rậm của nước ta.*

Chương 2 Tính toán & thiết kế cơ cấu trục băm

2.1 Cấu tạo và nguyên lý hoạt động của máy cắt cỏ bánh xích.



Hình 2. 1 Sơ đồ động máy cắt cỏ bánh xích.

Dao cắt 14 có vai trò tác động trực tiếp lên cỏ để cắt và làm tách rời cỏ. Dao chuyển động quay quanh trục 13 thông qua hệ truyền động bánh đai và nối với trục của động cơ. Khi làm việc ta bật động cơ làm cho dao cắt quay quanh trục và thực hiện việc cắt cỏ.

2.2 Xác định thông số kỹ thuật máy.

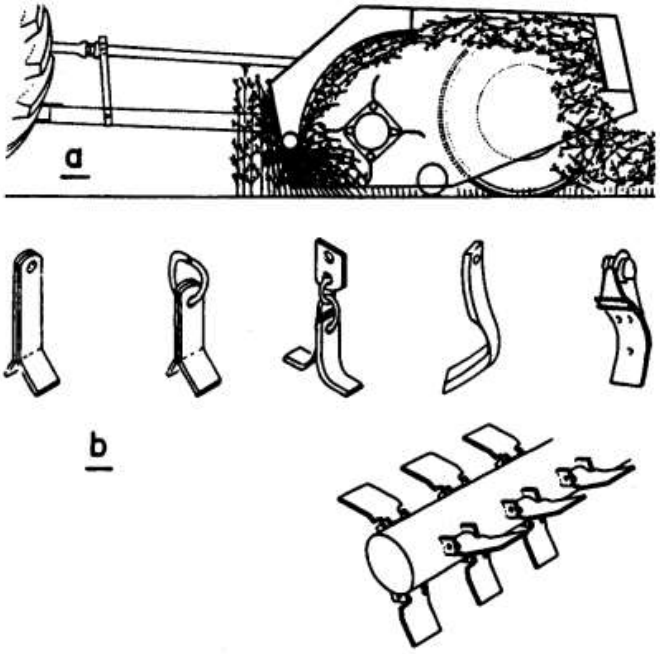
Để thiết kế đúng với năng suất mà ta yêu cầu ta phải tính chọn bề rộng của máy và vận tốc tiến của máy khi làm việc, tính chọn sao cho phù hợp năng suất và điều kiện kỹ thuật của mays. Với năng suất yêu cầu ta chọn là 0.2 ha/h.

2.2.1 Chọn điều kiện làm việc.

Điều kiện dốc 40°:

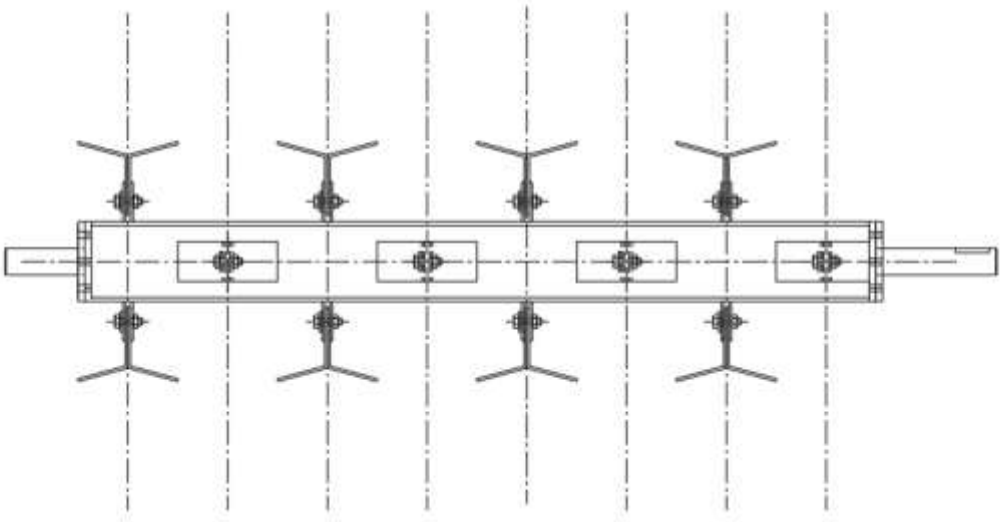
$$C_t=\frac{(X)\times(4{,}000)\times 0.85}{10{,}000}= 0.2 \text{ ha/h}$$

- Tốc độ di chuyển: 4km/h (4,000 m/h)
- Bề rộng lưỡi cắt: 0.6m
- Dạng lưỡi cắt cắt đập (trục ngang)



Hình 2. 2 Máy cắt cỏ quay, hiển thị (a) góc nhìn từ bên và (b) chi tiết máy cắt (in lại từ Persson, 1987)

- Lưỡi dao có góc vát 20°



Hình 2. 3 Kết cấu lưỡi dao theo thiết kế.

- Số lưỡi dao: 12 lưỡi

2.2.2 Khối lượng bộ lưỡi dao:

$$m = m_t + m_d$$

Với:

m_t : khối lượng trục quay (kg)

m_d : khối lượng lưỡi dao cắt cỏ (kg)

- Khối lượng trục quay

$$V_t = \pi.h_t.(r_1^2 - r_2^2)$$

Với:

V_t : thể tích trục quay (mm3)

h_t : chiều dài trục quay (mm)

r_1: đường kính ngoài trục quay (mm)

r_2: đường kính trong trục quay (mm)

$$V_t = \pi.600.(30^2 - 28^2) = 218654{,}8 \text{ mm}^3$$

$$m_t = 7850.10^{-9}.V_t.$$

$$= 7850.10^{-9}.\ 218654{,}8 = 1{,}7 \text{ kg}$$

- Khối lượng dao:

$$V_d = S_d \,.\, l_d$$

Với:

V_d: thể tích dao cắt

S_d : diện tích dao cắt, S_d = 165 (mm2)

l_d: chiều dày dao cắt

$$V_d = 165 \,.\, 30 = 4950 \text{ mm}^3$$

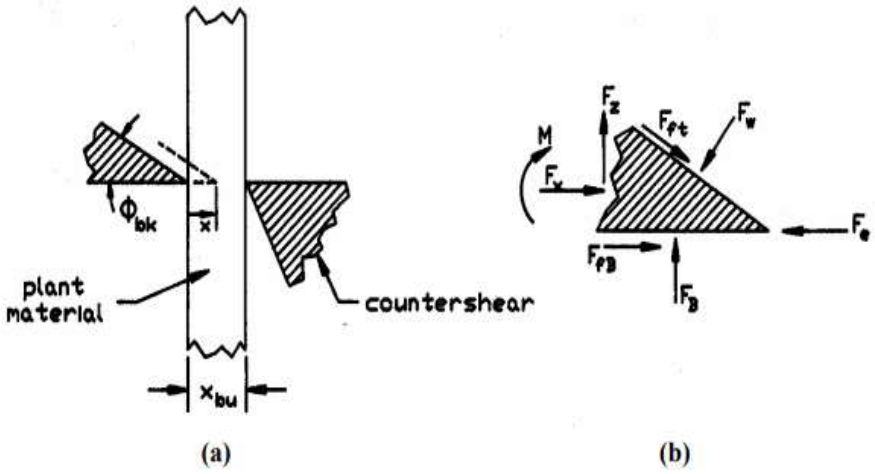
$$m_d = 7850.10^{-9}.V_d.$$

$$=7850.10^{-9}.\ 10605=0{,}039 \text{ kg}$$

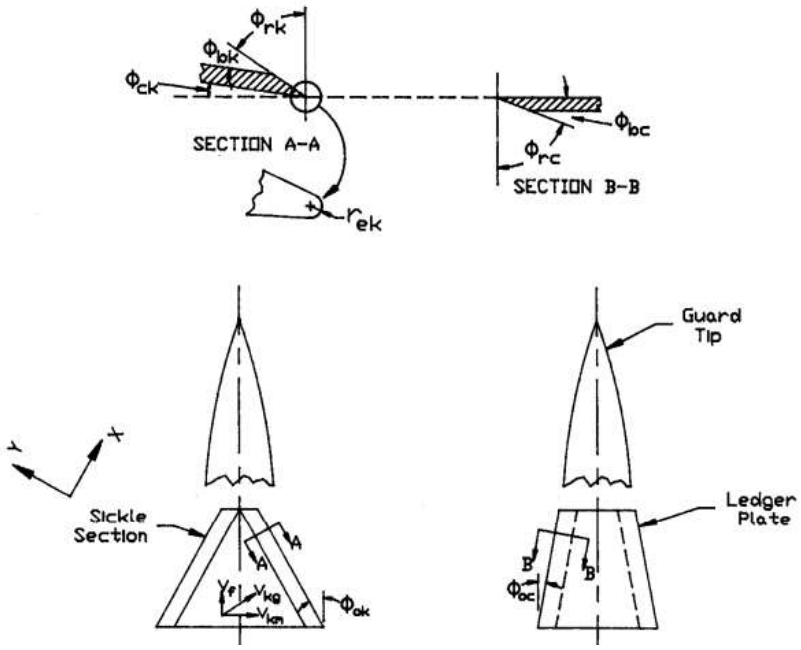
$$m = m_t + m_d = 1{,}7 + 0.039 = 1{,}739 \text{kg}$$

2.3 Tính toán các thông số cơ bản của bộ phận cắt.

2.3.1 Lực cần thiết để cắt cỏ.



Hình 2. 4 Lực của dao trong quá trình cắt.



Hình 2. 5 Cấu tạo lưỡi dao.

Khối lượng của cây phía trên vết cắt là 0,01 kg. Giả sử rằng vết cắt xảy ra khi áp suất phía trước lưỡi dao đạt 25 N/mm2[6]. Lưỡi dao có góc vát là 20°, góc hở bằng không và bán kính lưỡi dao là 0,3mm

Diện tích mặt trước của lưỡi dao có thể được tính toán:[6, trang 339 công thức (11.11)]:

$$A_{ek} = r_{ek}[1 + \cos(\varphi_{bk} + \varphi_{ck})]$$

Với:

A_{ek}: diện tích mặt trước của lưỡi dao, (mm^2).

r_{ek} : bán kính của mũi dao, (mm)

φ_{bk}: góc vát của lưỡi dao

φ_{ck}: góc nghiêng dao, $\varphi_{ck} = 0°$

$$A_{ek} = 0.3[1 + \cos(20° + 0)]=0,582 \text{ mm}^2$$

Chiều rộng sẽ được coi là bằng đường kính thân cây 5 mm. Cho áp suất tới hạn là 30 N/mm^2[6], lực cần thiết để bắt đầu cắt sẽ là:

$$F_{ek}= A_{ek} .(d_c). P_c$$

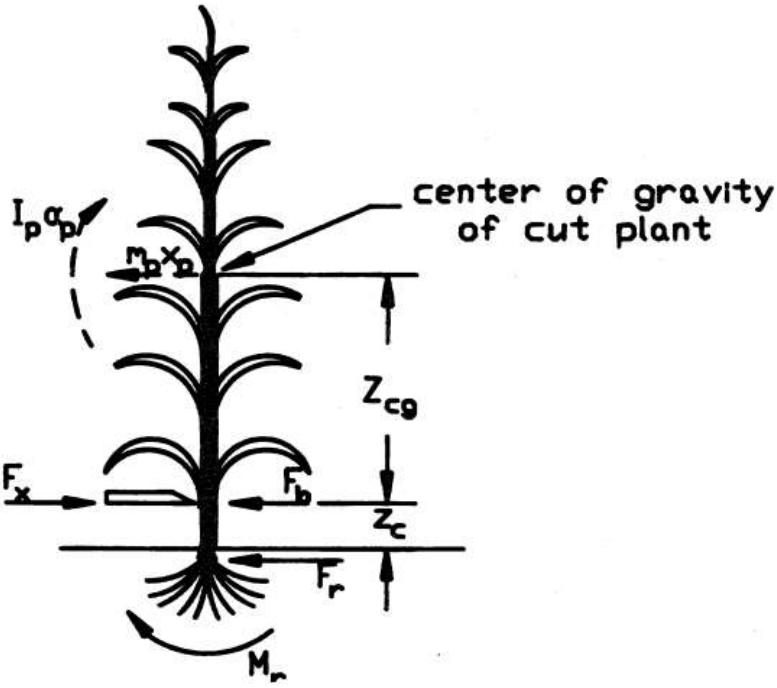
Với:

F_{ek}: lực cần thiết để bắt đầu cắt, (N).

d_c : đường kính thân cây, d_c =5 (mm)

P_c: áp suất tới hạn của cây dạng cỏ, P_c =25 N/mm^2

$$F_{ek}= 0,582. 5 . 30=87,4 \text{ N}$$



Hình 2. 6 Lực và mômen trong quá trình cắt va đập.

Theo tài liệu[6], các thông số cơ học của sợi thực vật thay đổi theo loại cây:

Bảng 2. 1 Ứng xuất kéo các loại thực vật.

Loại thực vật	**Ứng suất kéo giới hạn S_u (N/mm²)**
Thành tế bào thứ cấp (Secondary cell walls)	1100
Phần vỏ ngoài (Outer layer, skin)	2 - 14
Thân cỏ Timothy (phần rắn)	90 - 470
Thân cỏ Alfalfa (phần rắn)	90 - 470

Tải trọng giới hạn khi bị uốn.

$$F_{bu} = \frac{I}{c} . \frac{S_u}{L}$$

Với:

F_{bu}: lực uốn tới hạn, (N).

S_u : ứng suất kéo giới hạn, S_u = 90 (N/mm²)

I: momen quán tính của mặt cắt ngang, (mm^4)

c: bán kính của thân đến sợi chịu tải xa nhất, bằng một nửa thân cây(mm)

L: chiều cao cắt, L= 30mm

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi . 5^4}{64} = 30.6 \text{ mm}^4$$

$$F_{bu} = \frac{1.92}{2.5/2} . \frac{90}{30} = 36{,}72 \text{ N}$$

2.3.2 Vận tốc cắt.

Theo tài liệu[6, trang 342 công thức (11.16)], các thông số cơ học của sợi thực vật thay đổi theo từng loại.

$$V_k = [d_c \frac{(F_{ek} - F_{bu})}{1000\, m_p} \left(1 + \frac{z_{cg}^2}{r_g^2}\right)]^{0,5}$$

Với: Khi các giá trị cho r_g và z_{cg} không có sẵn, một phương trình gần đúng đơn giản hơn có thể thu được bằng cách giả sử rằng $r_g = z_{cg}$

V_k: vận tốc dao, m/s

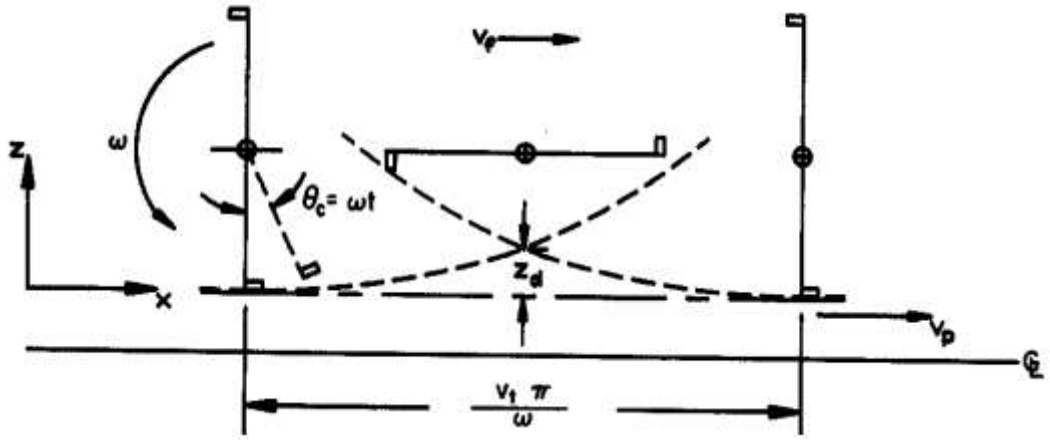
S_u : ứng suất kéo giới hạn, S_u = 90 (N/mm²)

I: momen quán tính của mặt cắt ngang, (mm^4)

m_p: khối lượng cây phía trên vết cắt, $m_p = 0.01$ kg

$$V_k = [5 \frac{(87{,}4 - 36{,}7)}{1000 . 0{,}01} \left(1 + \frac{1}{1}\right)]^{0,5} = 5{,}9 \text{ m/s}$$

Về mặt lý thuyết, chiều cao của gốc rạ có thể trở nên không đồng đều nếu vận tốc xe (v_f = 4 km/h =1,11 m/s) trở nên quá lớn so với tốc độ cắt của dao, v_p. Khoảng cách, z_d, trong Hình 2.8.



Hình 2. 7 Minh họa chiều cao gốc rạ không đồng đều khi cắt.

Có thể sử dụng phương trình[6, trang 351 công thức (11.23)] sau để tính giá trị gần đúng của z_d :

$$\frac{z_d}{r_f} = 1 - \cos\left(\frac{\pi}{\lambda_r(1+C_v)}\right)$$

Với:

z_d: độ chênh lệch chiều cao giữa các cây khi cắt, (m).

λ_r: số lượng hàng lưỡi dao trên trục λ_r = 4

C_v: tỷ lệ giữa vận tốc cắt và vận tốc di chuyển, $C_v = \frac{v_p}{v_f} \geq 10$

r_f*: bán kính đến đỉnh dao cắt* r_f = 0.09 m

Với:

$$v_f = 1{,}2 \text{ m/s} \Rightarrow v_p \geq 12 \text{ m/s}$$

$$\frac{z_d}{0{,}09} = 1 - \cos\left(\frac{\pi}{4\,.\,(1+10)}\right)$$

$$z_d = 6{,}98\,.10^{-8} \text{ m} = 6{,}98\,.10^{-5} \text{ mm}$$

⇨ Kết luận: chọn v_p = 12 m/s

2.3.3 *Xác định động cơ cắt.*

c) Xác định công suất động cơ.

$$P_{ct} = \frac{P_{lv}}{\eta}$$

Với:

P_{ct}: công suất trên trục động cơ điện, (kW).

P_{lv}: công suất trên trục cắt cỏ, (kW).

η: hiệu suất truyền động.

$$\eta = \eta_{ol}^3 . \eta_d = 0.995 . 0{,}95 = 0.945$$

$$P_{lv} = \frac{F_{ek} . v_p}{1000}$$

$$P_{lv} = \frac{87{,}4\,.\,12}{1000} = 1{,}048 \text{ kW}$$

$$P_{ct} = \frac{0.44}{0.945} = 1{,}099 \text{ kW}$$

d) Xác định sơ bộ số vòng quay đồng bộ.

$$n_{sb} = n_{lv} . u_t$$

Với:

n_{sb}: Số vòng sơ bộ của động cơ, (vg/ph).

n_{lv}: Số vòng quay trục cắt cỏ, (vg/ph).

u_t: tỉ số truyền.

$$u_t = u_d = 2$$

$$n_{lv} = \frac{60000 . v_p}{\pi . D} = \frac{60000 . 12}{\pi . 180} = 1273 \text{ vg/ph}$$

$$n_{sb} = 819 . u_t = 2457 \text{ vg/ph}$$

⇨ Vậy chọn động cơ có công suất 1,2 kW, n_{sb} = 2860 vg/ph

e) Tính momen xoắn trục.

$$T_{dc} = 9{,}55\,.\,10^6 . \frac{P_{dc}}{n_{dc}} = 9{,}55\,.\,10^6 . \frac{1{,}1}{2860} = 3673\ N.mm$$

$$T_c = 9{,}55\,.\,10^6 . \frac{P_c}{n_c} = 9{,}55\,.\,10^6 . \frac{1.048}{1273} = 7862\ N.mm$$

Trục động cơ :

$n_{max\ đc}$ =2860 (vg/ph).

$n_{min\ đc}$ =2860 (vg/ph).

$N_{đc}$ =1,099 (kW).

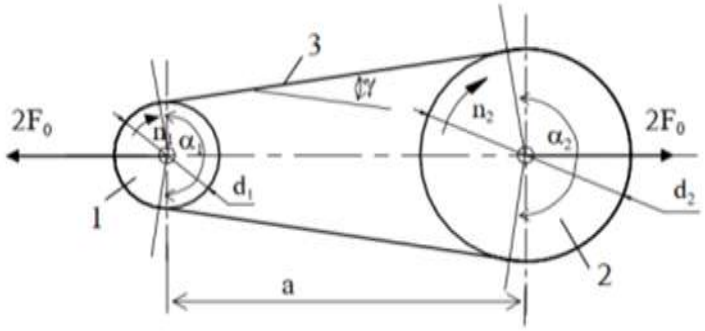
Trục cắt:

$n_{max\ c}$ = 934 (vg/ph).

$n_{min\ c}$ = 934 (vg/ph).

N_c = 1,048 (kW).

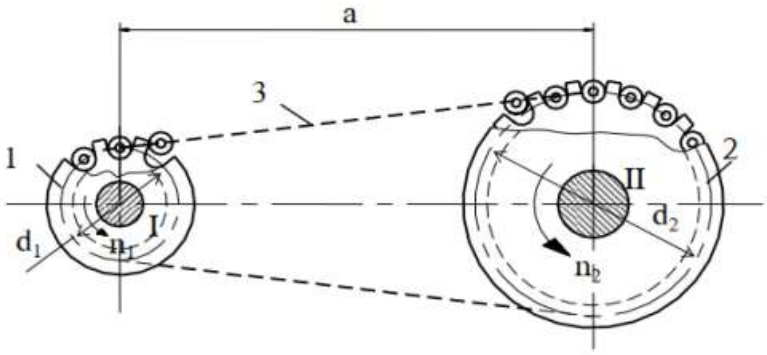
2.4 Phân tích phương án truyền động.



Hình 2. 8 Bộ truyền đai.

Bộ truyền đai:

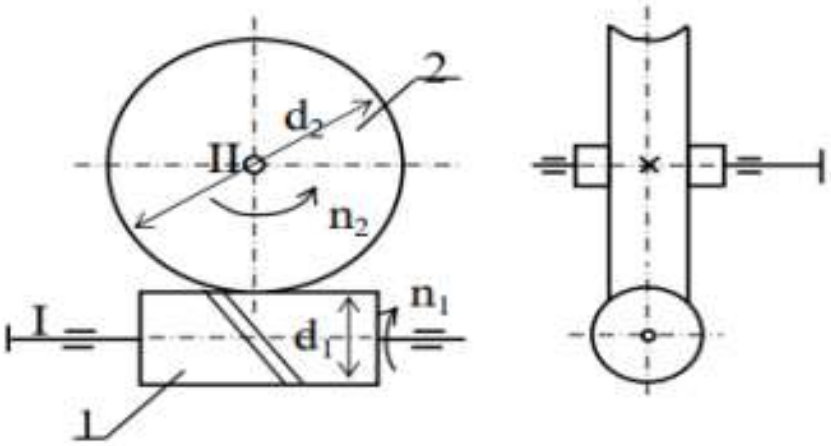
+ Bộ truyền đai có thể làm việc với công suất lên đến 1500 Kw (thường dùng trong khoảng 0,3 ÷ 500 kW).
+ Tỉ số truyền của đai dẹt thường không quá 5, đối với bộ truyền có bánh căng thì i có thể đến 10, đối với bộ truyền đai hình thang i có thể không quá 10.



Hình 2. 9 Bộ truyền xích.

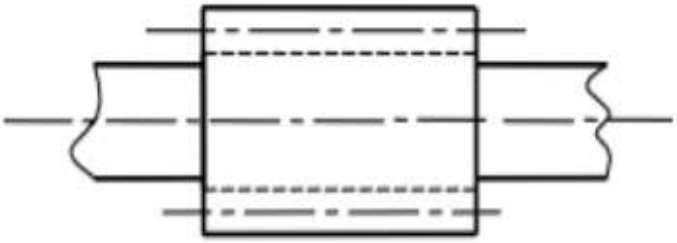
Bộ truyền xích:

+ Truyền công suất và chuyển động giữa trục có khoảng cách xa, cho nhiều trục đồng thời trong trường hợp n < 500v/p.
+ Công suất truyền thông thường < 100 kW.
+ Tỉ số truyền < 6, hiệu suất 0,95 ... 0,97.

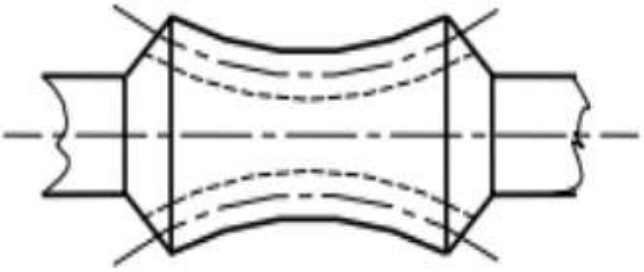


Hình 2. 10 Bộ truyền trục vít – bánh vít.

Bộ truyền trục vít – bánh vít:



Hình 2. 11 Trục vít trụ.



Hình 2. 12 Trục vít lõm.

+ Bộ truyền thường dùng truyền tải trọng nhỏ đến trung bình. Tải trọng lớn nhất nên dùng không quá 60 Kw.
+ Bộ truyền có thể làm việc với vận tốc nhỏ và trung bình, không nên cho bộ truyền làm việc với vận tốc lớn.

+ Tỷ số truyền thường dùng từ 10 đến 60. Tỷ số truyền tối đa cho một bộ truyền thông dụng không nên quá 100.
+ Hiệu suất trung bình trong khoảng 0,7 (khi Z1= 1) đến 0,92 (khi Z1 = 4).

⇨ Kết luận: Từ động cơ truyền động đến trục cắt ta sử dụng bộ truyền đai để đề phòng hiện tượng quá tải.

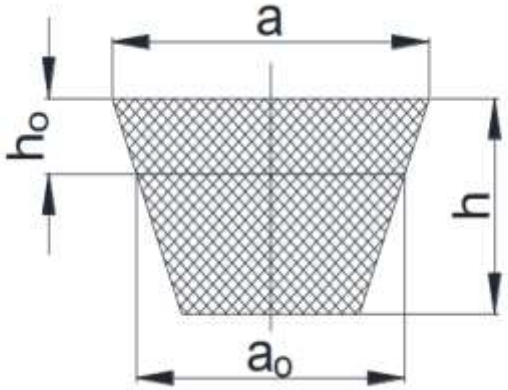
2.5 Tính bền chi tiết .

2.5.1 Thiết kế bộ truyền đai

Số liệu ban đầu:

- Công suất truyền: N = $N_{đc}$.$\eta_đ$ = 1,2.0,94 = 1,128 (kW)
- Tỉ số truyền: i_d = n_1/ n_2 = 1/2

Ta chọn loại đai B. Ta có a_0 = 14, h = 10,5, a = 17, h_0 = 4,1, F= 38mm ^{2} .



Hình 2. 13 Thông số dai thang B.

a) Định đường kính bánh đai

+ Chọn đường kính bánh đai dẫn D_1= 60 mm

+ Kiểm nghiệm vận tốc đai:

$$v_d = \pi.D_1.n_1 /60.1000 \leq v_{max}$$

$$v_d = \pi.60.4000 /60.1000 = 12,5\ (m/s) \leq vmax = (30 \div 35)\ (m/s)$$

⇨ Thỏa mãn điều kiện.

+ Đường kính bánh bị dẫn: $D_2 = i.D_1$ = 2.60 = 120(mm).

b) Sơ bộ chọn khoảng cách trục A.

Dựa vào bảng 4-14, trang 94, [I], với tỷ số truyền i = 2

Khoảng cách trục sơ bộ:

$$0,5\ (d_1 + d_2) + h \leq a \leq 2\ (d_1 + d_2)$$

$$100,5 \leq a \leq 360$$

$$a = 170\ (mm).$$

c) Định chính xác chiều dài L và khoảng cách trục A

- Xác định chính xác chiều dài L:

$$L = 2.a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D2 - D1)^2}{4a}$$

$$= 2 . 170 + \frac{\pi(120+ 60)}{2} + \frac{(120- 60)^2}{4 . 170} = 628$$

Chọn L_0 = 635 (mm) = 25 inches. Chọn dây đai B25.

- Khoảng cách chính xác trục a:

$$a = \frac{2L - \pi(d_2+d_1)+\sqrt{[2L - \pi(d_2+d_1)]^2 - 8.(d_2-d_1)^2}}{8}$$

$$a = \frac{2. 635 - \pi(120+60)+\sqrt{[2 . 635 - \pi(120+60)]^2 - 8.(120-60)^2}}{8} = 173.5 \text{ (mm)}.$$

d) Tính góc ôm.

Bánh đai dẫn:

$$\alpha_1 = 180° - \frac{(d_2-d_1)}{a}. 57° = 180° - \frac{(120-60)}{173,5}. 57° = 160°$$

Bánh đai bị dẫn:

$$\alpha_2 = 180° + \frac{(d_2-d_1)}{a}. 57° = 180° + \frac{(120-60)}{173,5}. 57° = 200°$$

Nhận thấy $\alpha_1 = 160° \geq 120° \Rightarrow$ thỏa mãn điều kiện góc ôm.

e) Xác định số đai cần thiết

- Ta có công thức:

$$Z \geq \frac{1000.N}{v.[\sigma_p]_0.C_t.C_\alpha.C_v.F}$$

Trong đó:

F = 138 (mm^2) – diện tích tiết diện đai.

v = 12,5 (m/s) – vận tốc đai.

$[\sigma_p]_0$= 1,51 N/mm^2 - ứng suất có ích cho phép.

N = 1,1 kW - Công suất truyền.

C_t = 0,8 (Bảng 5-6, trang 90, [8]).

C_α = 0,95 (Bảng 5-18,trang 95, [8])

C_v = 1 (Bảng 5-19, trang 95, [8])

$$Z \geq \frac{1000 . 1,1}{12,5 . 1,51 . 0,8 . 0,91 . 1. 138} = 0,58 \rightarrow Chọn\ Z = 1$$

f) Định các kích thước chủ yếu của bánh đai

- Đường kính ngoài:

$$D_1 = d_1 + 2\ h_o = 60 + 2.3,5 = 67 \text{ (mm)}$$

$$D_2 = d_2 + 2h_o = 120 + 2.3,5 = 127 \text{ (mm)}$$

g) Tính lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục

- Lực căng ban đầu:

$$F_0 = \frac{780 . P_1 . K_d}{v . C_\alpha . z} + F_v = \frac{780 . 1,2 . 1,25}{12,5 . 0,95 . 1} + 27,8 = = 126,32 \text{ N}$$

$$F_v = q_m . v^2 = 0.178 . 12,5^2 = 27,8 \text{ N}$$

Trong đó:

F_0 : lực căn ban đầu.

F_v : lực căng do lực li tâm.

K_d: hệ số tải trọng động , $K_d = 1,25$

q_m : Khối lượng một mét chiều dài đai , q_m= 0.178

Lực tác dụng lên trục (khi vận tốc không lớn v < 20 m/s) có thể tính theo công thức:

$$F_r = 2 . F_0 . \sin(\frac{\alpha_1}{2}) = 2 . 130,65 . \sin(\frac{160}{2}) = 248,81 \text{ N}$$

Trong đó:

F_r : lực tác dụng lên trục.

2.5.2 Thiết kế trục cắt và ổ lăn

a) Thiết kế trục cắt

Vật liệu thiết kế trục:

+ Chọn vật liệu chế tạo trục là thép C45.
+ Thép C45 σ_b=600MPa, ứng suất xoắn cho phép.

b) Thiết kế sơ bộ đường kính trục.

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{T_k}{0,2.[\tau]}}$$

Bảng 2. 2 Sơ bộ đường kính của trục.

Trục	I
Momen xoắn T(N.mm)	7862
Ứng suất [τ] (Mpa)	25
d_{sb} (mm)	9,65
Chọn d_{sb} (mm)	12

c) Chiều rộng ổ lăn:

Xác định chiều rộng ổ lăn theo SFK catalogue, chọn $b_1 = 9\ (mm)$

d) Phác thảo kích thước:

$$l_{11} = l_{m13} + b_1 + 2k_1 = 625\ (mm)$$

$$l_{12} = \frac{l_{m12}}{2} + k_3 + h_n + \frac{b_1}{2} = \frac{45}{2} + 10 + 15 + \frac{9}{2} = 39.5\ (mm)$$

$$l_{13} = \frac{l_{m13}}{2} + k_1 + \frac{b_1}{2} = 312.5\ (mm)$$

Với:

$k_1 = 8 \div 15; chọn\ k_1 = 8$: Khoảng cách giữa các chi tiết quay.

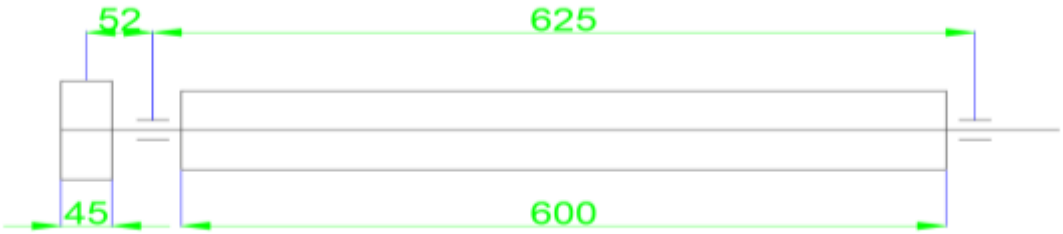
$k_2 = 5 \div 15; chọn\ k_2 = 8$: Khoảng cách từ mặt mút ổ tới thành trong của hộp.

$k_3 = 10 \div 20; chọn\ k_3 = 10$: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay tới nắp ổ

$h_n = 15 \div 20; chọn\ h_n = 15$: Chiều cao nắp ổ và đầu bulong

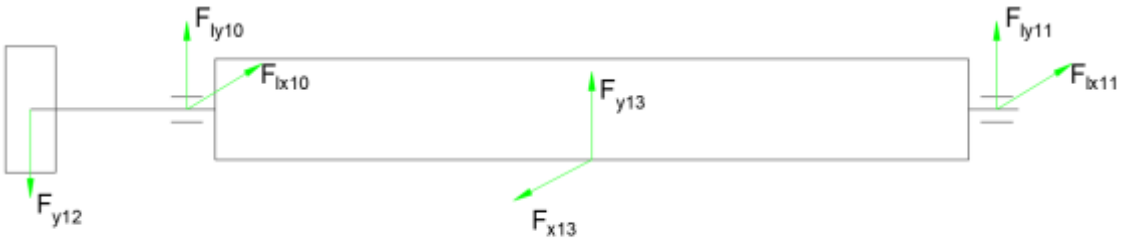
$l_{m12} = (1{,}2 \div 1{,}5)d_1 = 45\ (mm)$: Chiều rộng khớp nối

$l_{m13} = L_d = 600\ (mm)$: chiều dài dao cắt



Hình 2. 14 Kích thước bộ phần cắt

e) Xác định lực tác dụng lên trục



Hình 2. 15 Sơ đồ lực tác dụng.

Lực vòng:

$$F_{t1} = \frac{2.T_c}{d_c} = \frac{2.7862}{60} = 262\ N$$

Lực hướng tâm:

$$F_{r1} = 0{,}25 \,.\, F_{t1} = 65{,}5\ N$$

$$F_{x13} = \frac{r_{13}}{|r_{13}|} cq_1 . cb_{13} . F_{t1} = 1 \,.\, 1 \,.\, 1 \,.\, 262 = 262\ N$$

$$F_{y13} = -\frac{r_{13}}{|r_{13}|} . F_{t13} . tg(\alpha_{tw}) = -1 \,.\, 262\ tg(19{,}26) = -91{,}54\ N$$

Lực bộ truyền đai: $F_r = F_{y12} = 248{,}81N$

Tính phản lực tại 2 ổ lăn.

❖ Xét mặt Oy

$$\sum Y = -F_{y12} + F_{ly10} + F_{y13} + F_{ly11} = 0$$

$$= -248{,}81 + F_{ly10} - 91{,}5 + 15{,}16 = 0$$

$$\sum M_{y10} = F_{y12}.l_{12} + F_{y13}.l_{13} + F_{ly11}.l_{11} = 0$$

$$= 367{,}62 \,.\, 52 - 91{,}5 \,.\, 312{,}5 + F_{ly11}.625 = 0$$

$F_{ly11} = 15{,}16$ N.

$F_{ly10} = -325{,}15$N

❖ Xét mặt Ox

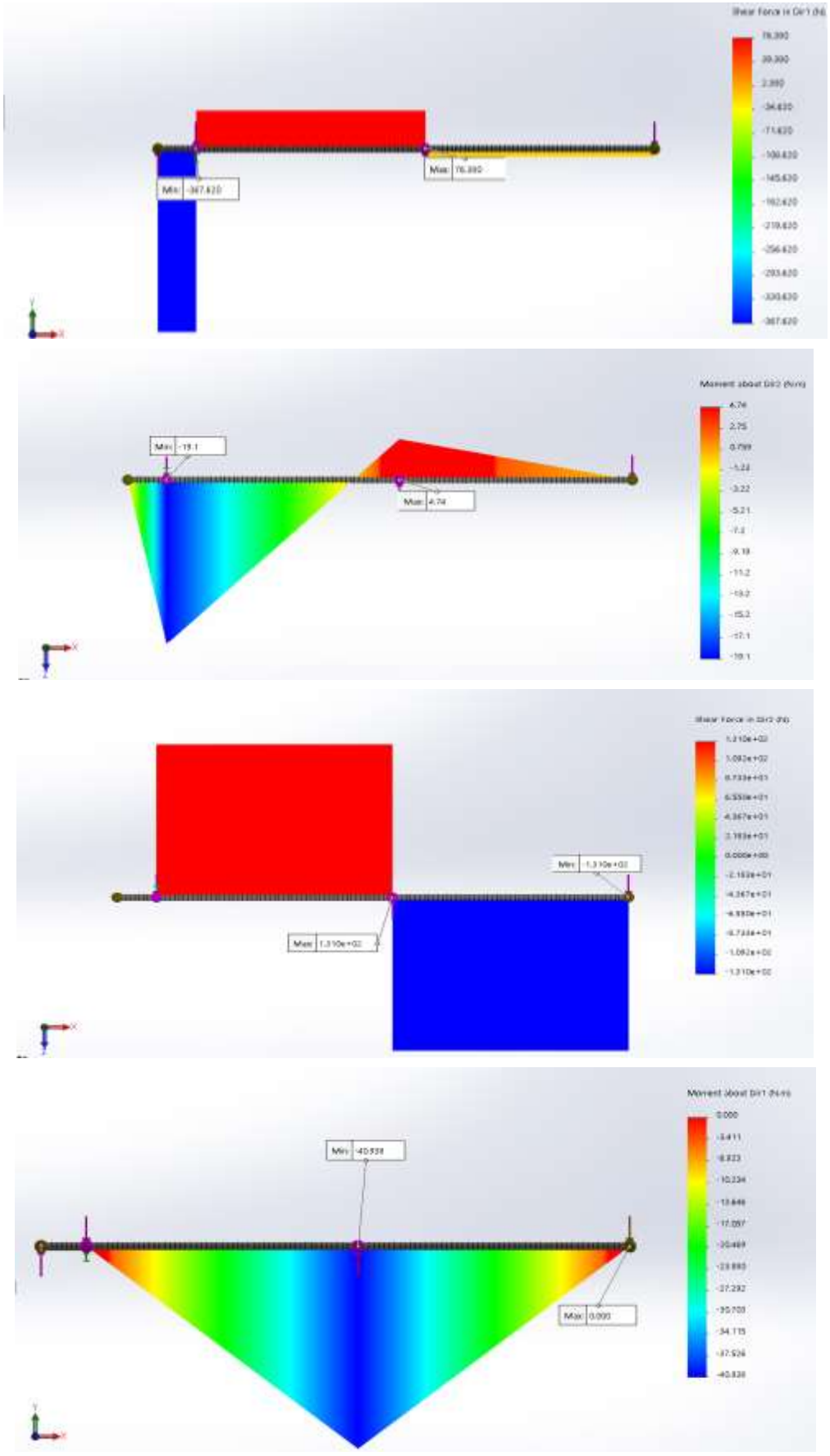
$$\sum X = F_{lx10} + F_{x13} + F_{lx11} = 0$$

$$\sum M_{x10} = F_{x13}.l_{13} + F_{x11}.l_{11} = 0$$

$$= 262 \,.\, 312{,}5 + F_{x11}.625 = 0$$

F_{lx11} = -131 N

F_{lx10} = -131 N



Hình 2. 16 Mô phỏng biểu đồ momen của trục cắt

❖ Momen tương đương tại các vị trí:

- Theo công thức 10.15, 10.16/194 [1], ta có:

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

Bảng 2. 3 Momen tương đương tại các vị trí.

M_{td12}	6808,7
M_{td10}	20277.65
M_{td13}	41772,11
M_{td11}	0

- Theo công thức 10.17/194 [1] ta có:

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

- Chọn σ = 50 Mpa

Bảng 2. 4 Đường kính trục tại các tiết diện.

d_{12}	11,08
d_{10}	15,9
d_{13}	20,29
d_{11}	0

⇨ Chọn lại đường kính trục tại các tiết diện theo tiêu chuẩn (T.195/[1])

d_{12} = 18mm; d_{10} = 20mm; d_{13} = 25mm; d_{11} = 20mm;

f) Kiểm nghiệm độ bền mỏi.

- Với thép C45 có σ_b=600MPa ; σ_{-1}= 0,436σ_b=261,6 ;
- τ_{-1}=0,58.σ_{-1}=151,728 , tra bảng 10.7/197 [1] ta có:

Trục của lưỡi cắt quay, ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó tính theo công thức 10.22/196 [1]. Vì trục quay 1 chiều nên ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ mạch động, do đó tính theo công thức 10.23/196 [1].

Vì trục quay nên ứng suất uốn thay đổi theo chu kỳ đối xứng, do đó:

$$\sigma_{mj}=0 \; ; \; \sigma_{aj}= \sigma_{ajmax}=\frac{M_j}{W_j}$$

Khi trục quay 1 chiều ứng suất xoắn thay đổi theo chu kỳ đối xứng do đó:

$$\tau_{mj}=\tau_{aj} = \tau_{ajmax}/2 = \frac{T_j}{2W_{oj}}$$

Bảng 2. 5 Tiết diện nguy hiểm:

Trục	Vị trí	
	12	13

Bảng 2. 6 Hệ số kích thước kể đến giới hạn mỏi

Trục	σ_{aj}	τ_{aj}
12	3	1.85
13	10.65	0.73

- Điều kiện thỏa độ bền mỏi là:

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

- $[s]$: hệ số an toàn cho phép
- Xác định các hệ số $K_{\sigma dj}$ và $K_{\tau dj}$ đối với các tiết diện nguy hiểm: công thức 10.25, 10.26[1]:

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

Trong đó:

K_x = 1, tra bảng 10.8/197 [1] với Ra= 2,5 ... 0,63

$K_\sigma = 1{,}76$; $K_\tau = 1{,}56$ tra bảng 10.12/199 [7]

$\varepsilon_\sigma = 0.92$ tra bảng 10.10/198 [7]

- Để đảm bảo được độ bền mỏi thì cần phải tiến hành kiểm nghiệm hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm. Hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp, hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp và hệ số an toàn độ bền mỏi được trình bày trong bảng 3.4.
- $s_{\sigma j}$: hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất pháp

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

- $s_{\tau j}$: hệ số an toàn chỉ xét riêng ứng suất tiếp

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

Bảng 2. 7 Bảng hệ số an toàn tại các thiết diện nguy hiểm:

Tiết diện	$s_{\sigma j}$	$s_{\tau j}$	s
12	2,6	7,41	2,45
13	3,5	9,31	3,27

⇨ Vậy kết cấu trục vừa thiết kế đảm bảo được độ bền mỏi nếu hệ số an toàn tại các tiết diện nguy hiểm.

g) Chọn và kiểm nghiệm then

- Điều kiện bền dập và điều kiện bền thấp.
- Then phải chọn thỏa mãn điều kiện cắt và dập theo công thức 9.1, trang 173[1] và 9.2, trang 173[1]:

$$\sigma_d = \frac{2T}{dl_t(h-t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2T}{dl_t b} \leq [\tau_c]$$

- Khi $\sigma_d$và $\tau_c$không thoải mãn điều kiện trên thì ra tăng chiều dày mayơ l_m, nếu không được có thể sử dụng 2 then đặt cách nhau 180^0, khi đó mỗi then có thể tiếp nhận 0.7T
- $\sigma_d$và τ_c: ứng suất dập và ứng suất tính toán

Bảng 2. 8 Thông số then.

Tiết diện	d	l_t	b×h	t_1	T	σ_d	τ_c
12	20	25	6 ×6	3.5	7862	12.57	5.24

h) Thiết kế ổ lăn.

Trục cắt: n = 934 vg/ph

Đường kính ổ lăn d=20 mm

Chọn ổ bi đỡ 1 dãy cỡ trung 304 có d = 20 mm, D=52 mm

Khả năng tải động C = 12,5 kn

Khả năng tải tĩnh C_0=7,94 kn

Hoạt động ổn định 20000 h

Kiểm nghiệm khả năng tải của ổ :

+ F_{ly11}=15,16N
+ F_{lx11}=-131N
+ F_{lx10}=15,16N
+ F_{ly10}=- 443,96 N

Tải trọng hướng tâm lên ổ (N). $F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ với F_x, F_y là lực hướng tâm tác dụng lên ổ theo phương x và y. Thay vào tính được:

$$F_{r11} = \sqrt{15.16^2 + 131^2} = 131(N);$$

$$F_{r10} = \sqrt{218.5^2 + 188.6^2} = 288.6\ (N);$$

- Tải trọng quy ước:

$$Q_{11} = (XVF_r + YF_a)K_tK_đ$$

$$= 1 . 1 . 1 . 1,8 . 131 = 235,8\ N$$

$$Q_{10} = (XVF_r + YF_a)K_tK_đ$$

$$= 1 . 1 . 1 . 1,8 . 288,6 = 519,48\ N$$

k_t - hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, chọn k_t=1

k_d - hệ số kể đến ảnh hưởng của nhiệt độ, k_d =1.8 chọn theo k_t trong bảng 11.3[1] : k_t = 1

- Khả năng tải động:

$$C_{d11} = Q_{11}\sqrt[m]{L} = 0,235 .\sqrt[3]{1120,8} = 2.5\ KN < 12,5\ KN$$

$$C_{d10} = Q_{10}\sqrt[m]{L} = 0,519 .\sqrt[3]{1120,8} = 5.39 KN < 12,5\ KN$$

- Ổ bi : m= 3 ;

$$L = \frac{60.n.L_h}{10^6} = \frac{60 . 934 .20000}{10^6} = 1120,8\ triệu\ vòng$$

- Khả năng tải tĩnh: $C_0 = Q_0.\sqrt[m]{L}$

$$Q_{011} = X_o . F_{r11} = 0,6.131 = 78,6\ N$$

$$Q_{010} = X_o . F_{r10} = 0,6 . 288,6 = 173,16\ N$$

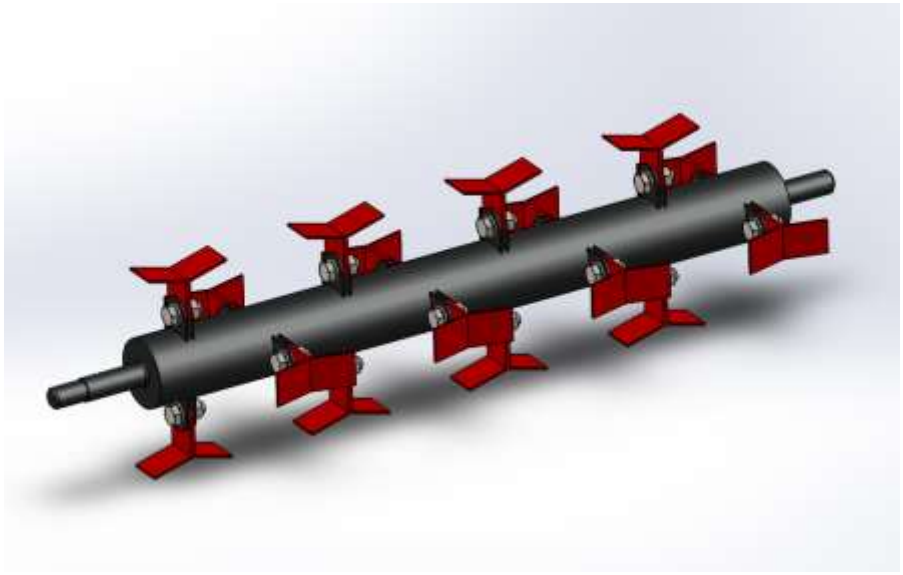
$$C_{011} = Q_{011}.\sqrt[m]{L} = 0,786.\sqrt[3]{1120,8} = 0.8\ KN$$

$$C_{010} = Q_{010}.\sqrt[m]{L} = 0,173 .\sqrt[3]{1120,8} = 1,8\ KN$$

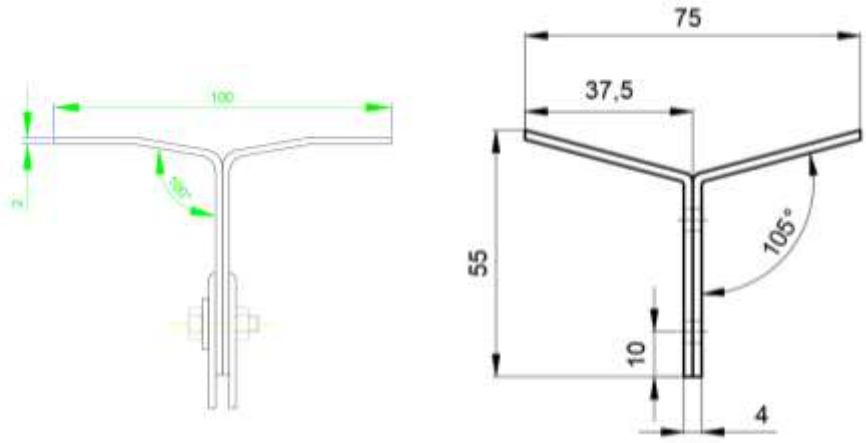
- Với hệ số tải trọng hướng tâm X_0=0,6

Thấy được, $C_{ol} < C, C_{0ol} < C_0 \Rightarrow$ Thõa mãn điều kiện tải động, tải tĩnh.

2.6 Mô phỏng kết cấu



Hình 2. 17 Trục cắt



Hình 2. 18 Hình dạng lưỡi cắt phiên bản A và B.

Chương 3 Tính toán động học xe

3.1 Giới thiệu và cơ sở lý thuyết

3.1.1 Giới thiệu chung về động học xe bánh xích

Động học là ngành khoa học nghiên cứu chuyển động của vật thể mà không xét đến nguyên nhân gây ra chuyển động đó (lực và mô-men). Trong thiết kế cơ khí, tính toán động học tập trung vào việc xác định:

- Tốc độ chuyển động: Liên quan đến vận tốc tuyến tính và góc của các bộ phận chuyển động.
- Gia tốc tuyến tính và góc: Đánh giá sự thay đổi vận tốc theo thời gian.
- Quan hệ giữa các thành phần trong hệ thống truyền động: Như bánh răng, bánh xích, puli, v.v.
- Đối với xe bánh xích điều khiển từ xa, tính toán động học giúp:
- Đảm bảo hệ thống truyền động hoạt động đồng bộ và hiệu quả.
- Xác định các thông số chuyển động như vận tốc, gia tốc, quỹ đạo di chuyển.
- Dự đoán hành vi của xe trên các loại địa hình và trong các điều kiện thời tiết khác nhau.

3.1.2 Ứng dụng và thông số thiết kế sơ bộ của xe cắt cỏ điều khiển từ xa

Thông số xe yêu cầu:

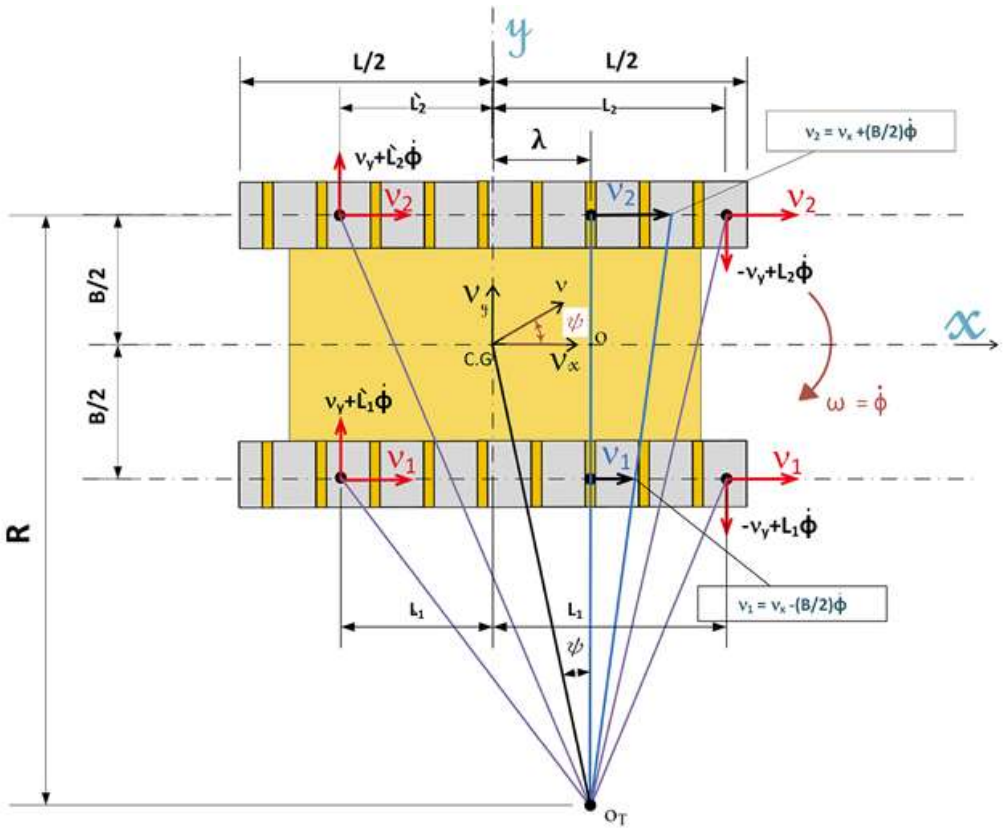
- Chiều dài toàn bộ xe (L): 1.2 m
- Chiều rộng xe (B): 0.7 m
- Chiều cao xe (H): 0.4 m
- Tổng khối lượng (W): 70 kg
- Vận tốc tối đa thiết kế (v_{max}): 8 km/h = 2.22 m/s
- Chiều rộng bánh xích: (b): 0.2 (m)

❖ Các yếu tố động học chính cần nghiên cứu:

- Lực kéo (Traction Force)
- Mô-men xoắn (Torque)
- Công suất cần thiết (Power)
- Khả năng di chuyển trên các loại địa hình khác nhau (Terramechanics)

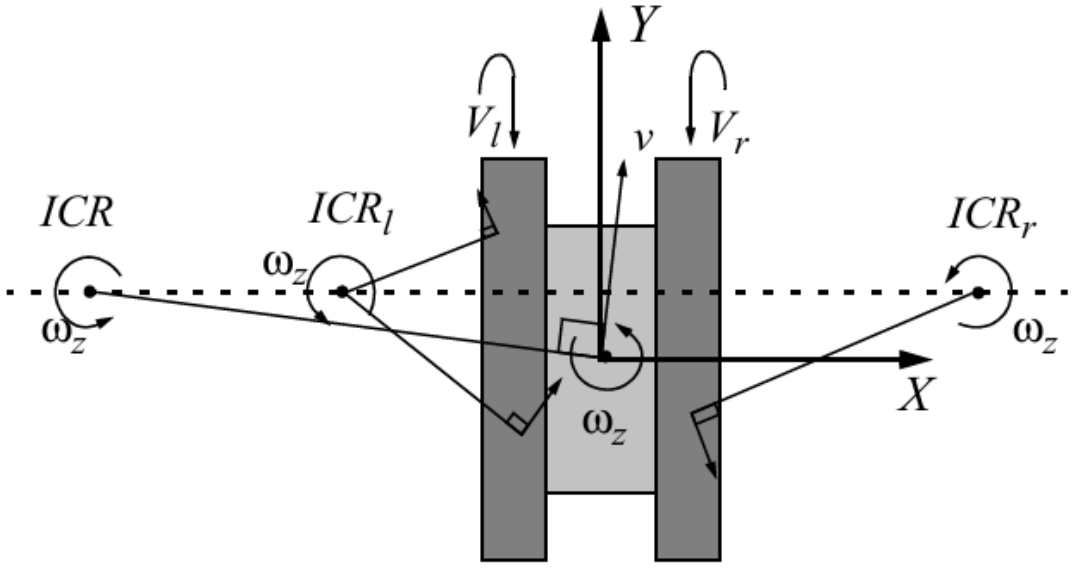
3.1.3 Sơ đồ động học xe

a) Sơ đồ động xe chuyển rẻ, quay đầu.

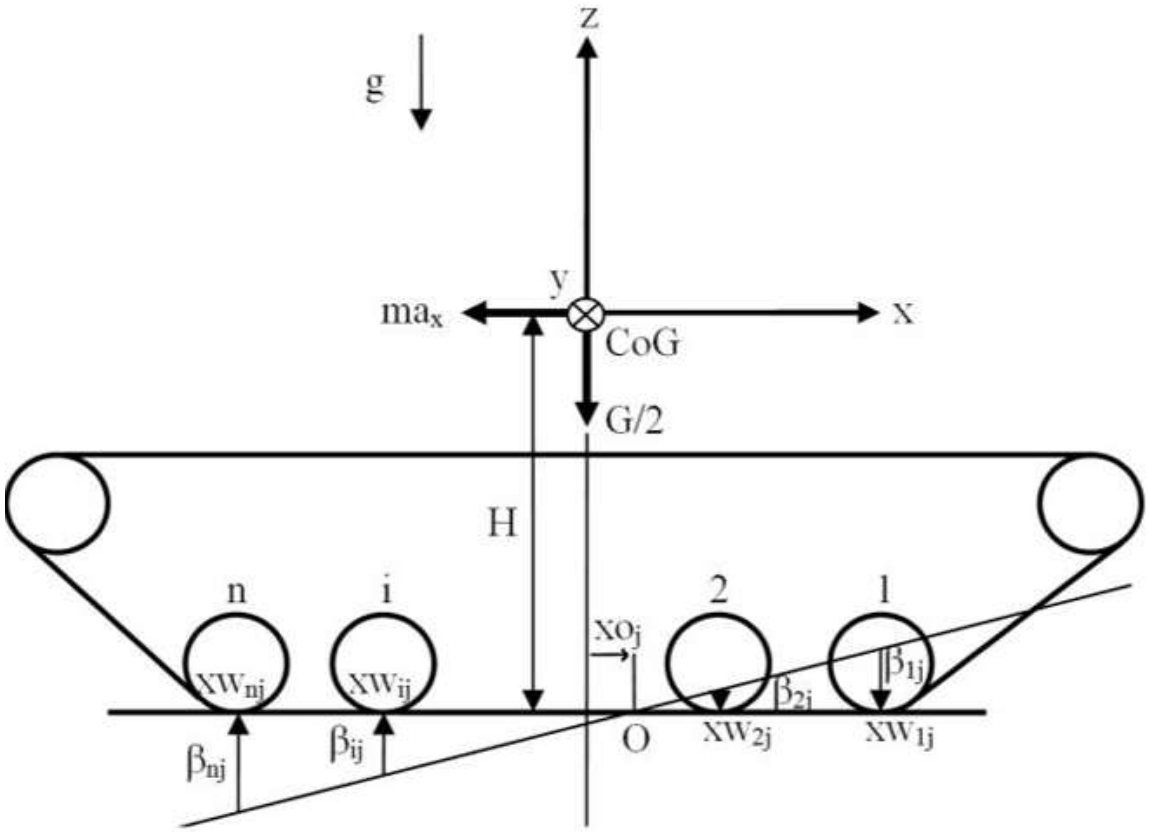


Hình 3. 1 Sơ đồ động xe chuyển rẻ, quay đầu.

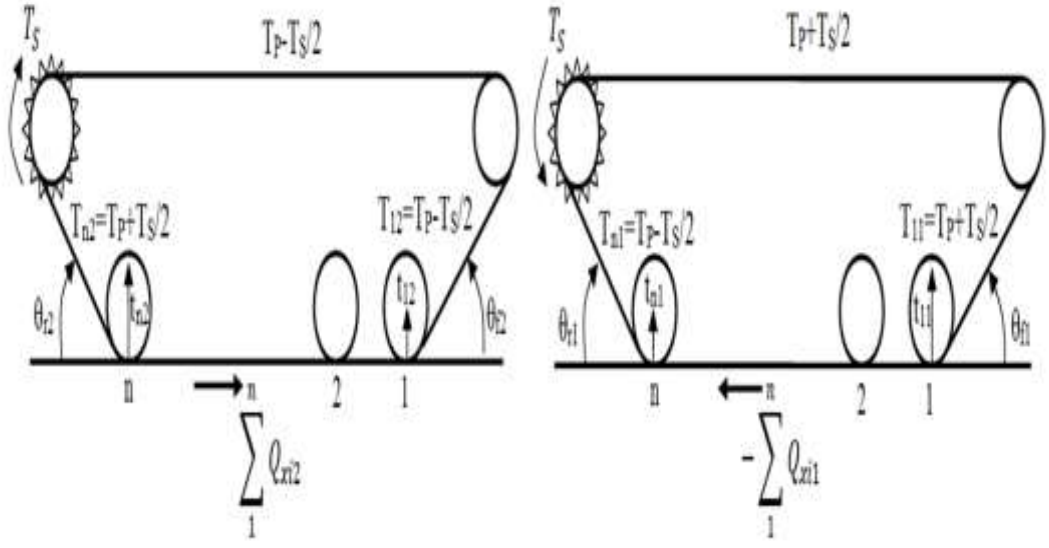
b) Sơ đồ động xe đi thẳng



Hình 3. 2 Sơ đồ động xe đi thẳng.

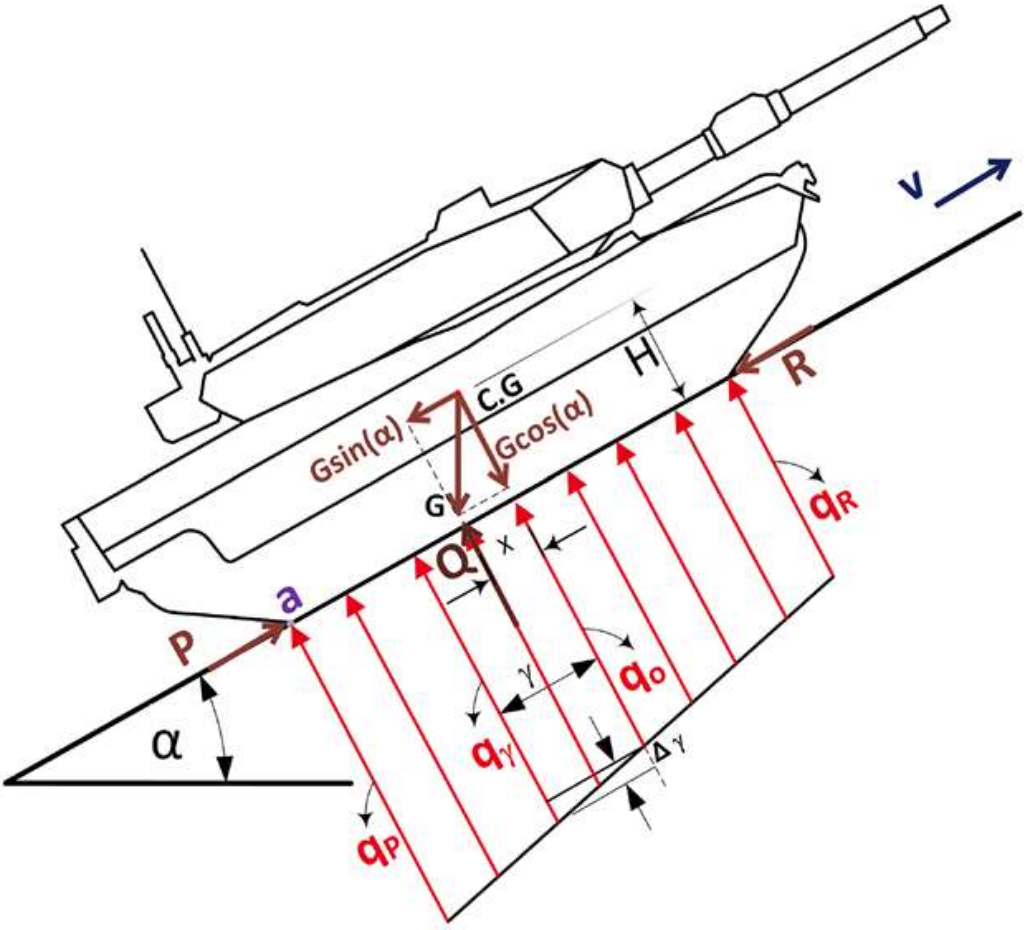


Hình 3. 3 Sơ đồ động bộ truyền xích cao su.



Hình 3. 4 Sơ đồ động bộ truyền xích cao su

c) Sơ đồ động học xe di chuyển lên dốc.



Hình 3. 5 Sơ đồ động xe lên dốc.

3.2 Động học xe bánh xích

3.2.1 Nguyên lý hoạt động và các đại lượng cơ bản

a) Vận tốc di chuyển

Vận tốc di chuyển của xe liên quan trực tiếp đến vận tốc góc của bánh dẫn động:

$$v = r.\omega$$

Trong đó:

v: Vận tốc dài tuyến tính của xe (m/s)

r: Bán kính của bánh dẫn động (m)

ω: Vận tốc góc của bánh chủ động (rad/s)

(Tài liệu tham khảo: ENAE 788X - Planetary Surface Robotics, University of Maryland, trang 9 [20])

b) Hệ số trượt (Slip ratio)

Trên nền đất yếu (cát, bùn), hệ số trượt cao, yêu cầu tăng mô-men xoắn và giảm tốc độ.

Trên nền đất cứng, lực kéo tối đa đạt nhanh hơn, nhưng lực ly tâm và nguy cơ lật tăng khi quay vòng.

Đặc trưng bởi sự sai lệch giữa tốc độ bánh và vận tốc xe:

$$s = 1 - \frac{v}{r.\omega}$$

s: Hệ số trượt, từ 0 (không trượt) đến 1 (trượt hoàn toàn) (Tài liệu tham khảo: ENAE 788X - Planetary Surface Robotics, trang 9 [20])

3.2.2 Diện tích tiếp xúc và áp suất phân bố

a) Diện tích tiếp xúc:

Diện tích tiếp xúc giữa xích và mặt đất được tính từ chiều dài tiếp xúc xích (l) và chiều rộng xích (B):

$$A = l.b$$

Giả thiết:

$$l = 0.6\ (m)$$
$$b = 0.15\ (m)$$

Vậy:

$$A = l.B = 0.6 * 0.15 = 0.09\ (m^2)$$

(Tài liệu tham khảo: ENAE 788X, trang 7 [20])

b) Áp suất phân bố:

Áp suất phân bố lực trọng lượng xe lên mặt đất:

$$P = \frac{W.g}{A}$$

Trong đó:

P: Áp suất (N/m²)

W: Khối lượng xe (kg)

g: Gia tốc trọng trường (9.81 m/s²)

Tính toán:

$$P = \frac{70 * 9.81}{0.09} = 7630\ (N/m^2)$$

3.3 Lực kéo (tractive effort)

3.3.1 Công thức tổng quát

Lực kéo (Tractive Effort): Lực cần thiết để vượt qua lực cản lăn và duy trì chuyển động thẳng.

Mô-men xoắn (Torque): Mô-men cần thiết tại bánh dẫn động để tạo lực kéo.

$$F_{max} = A.c_0 + W.g.tan(\emptyset)$$

Trong đó:

H_{max}: Lực kéo tối đa mà xe có thể sinh ra (N)

A: Diện tích tiếp xúc (m^2)

c_0: Độ bám dính của nền đất (Pa hoặc N/m^2)

φ: Góc ma sát trong của đất (độ)

c_0: Hệ số cản lăn

W: Trọng lượng của xe (N)

g: Gia tốc trọng trường (9,81 m/s^2)

(Tài liệu tham khảo: ENAE 788X, trang 8[20])

3.3.2 Trường hợp cụ thể theo từng địa hình

a) Địa hình cát khô

Nền cát: Ma sát thấp, dễ trượt, yêu cầu diện tích tiếp xúc lớn và lực kéo cao.

φ = 30°, tan(30°) ≈ 0.577

c_0 = 0 (Pa)

Tính toán:

$$F = 0.09 * 0 + 70 * 9.81 * tan(30°) = 396\ (N)$$

Mô-men xoắn yêu cầu:

$$T = H_{max}.r = 396 * 0.09 = 35.6\ (N.m)$$

(Tài liệu tham khảo: Fundamentals of Machine Component Design, trang 121[21])

b) Địa hình bùn

Nền bùn: Độ bám dính cao nhưng có nguy cơ lún, cần kiểm soát áp suất tiếp xúc.

φ = 15°, tan(15°) ≈ 0.268

c_0 = 50 kPa = 50,000 N/m^2

Tính toán:

$$F_{max} = 0.09 * 50 + 70 * 9.81 * tan(15°) = 190\ (N)$$

Mô-men xoắn yêu cầu:

$$T = F_{max}.r = 190 * 0.05 = 9.5\ (N.m)$$

(Tài liệu tham khảo: Fundamentals of Machine Component Design, trang 121 [21])

c) Nền bê tông hoặc đất cứng

Đất cứng hoặc bê tông: Ma sát tốt nhưng dễ gây mòn, đòi hỏi vật liệu bánh xích chịu mài mòn cao.

φ = 10°, tan(10°) ≈ 0.176

c_0 = 100,000 N/m^2

Tính toán:

$$F_{max} = 0.09 * 100 + 70 * 9.81.tan(10°) = 130\ (N)$$

Mô-men xoắn yêu cầu:

$$T = F_{max}.r = 130 * 0.05 = 6.5\ (N.m)$$

(Tài liệu tham khảo: Fundamentals of Machine Component Design, trang 121 [21])

3.4 Phân tích chuyển động khi leo dốc

3.4.1 Lực cản do trọng lực

$$F_g = W.g.\sin(\emptyset)$$

Với θ = 35°, Ta có:

$$F_g = 70.9{,}81\ .\ \sin(35°) = 394\ (N)$$

(Tài liệu tham khảo: Shigley's Mechanical Engineering Design, trang 540 [28])

3.4.2 Mô-men xoắn yêu cầu

$$T = F_g.r = 394 * 0.05 = 19.7\ (N.m)$$

3.5 Phân tích chuyển động khi quay vòng

3.5.1 Gia tốc và lực ly tâm.

Bán kính quay R=1.5 (m)

Vận tốc quay vòng:

$$\omega = \frac{v_{max}}{R} = \frac{4.17}{1.5} = 2.78\ (\frac{rad}{s})$$

3.5.2 Gia tốc hướng tâm:

$$a_c = \omega^2.R = 2.78^2 * 1.5 = 11.6\ (\frac{m}{s^2})$$

- Lực ly tâm:

$$F_c = W.a_c = 70 * 11.6 = 812\ (N)$$

- Mô-men xoắn yêu cầu để chống lại lực ly tâm:

$$T = F_c.r = 812 * 0.05 = 40.6\ (N.m)$$

3.6 Công suất động cơ cần thiết

3.6.1 Công thức tổng quát

$$P = F_{max}.v_{max} = 396.5 * 4.17 = 1.66\ (kW)$$

3.6.2 Công suất yêu cầu theo từng địa hình

- Cát khô:

$$P = F_{max}.v_{max} = 396.5 * 4.17 = 1.66\ (kW)$$

- Bùn mềm:

$$P = F_{max}.v_{max} = 190 * 4.17 = 0.7923\ (kW)$$

- Nền bê tông:

$$P = F_{max}.v_{max} = 133 * 4.17 = 0.557\ (kW)$$

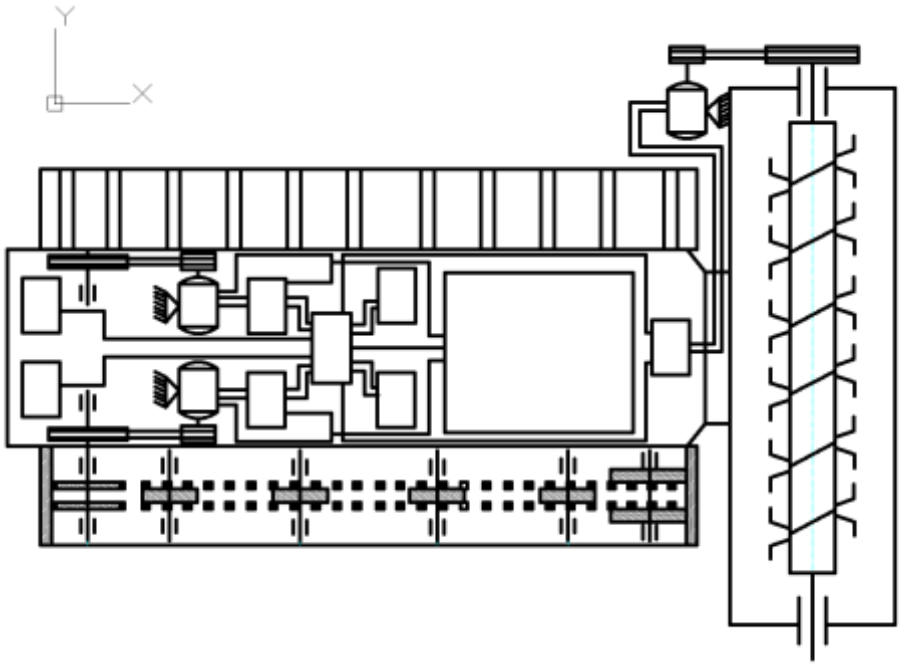
Chương 4 Thiết kế hệ thống truyền động xe cắt vỏ bánh xích điều khiển từ xa

4.1 Thông số kỹ thuật của xe:

Bảng 4. 1 Thông số kỹ thuật của xe.

Lực kéo tối đa F, N	245
Vận tốc tối đa của bánh xích v, m/s	2
Đường bánh dẫn D, mm	180
Thời gian phục vụ L, năm	5
Số ngày làm/năm K_{ng}, ngày	250
Số ca làm trong ngày, ca	1
Trọng lượng xe W, kG	70

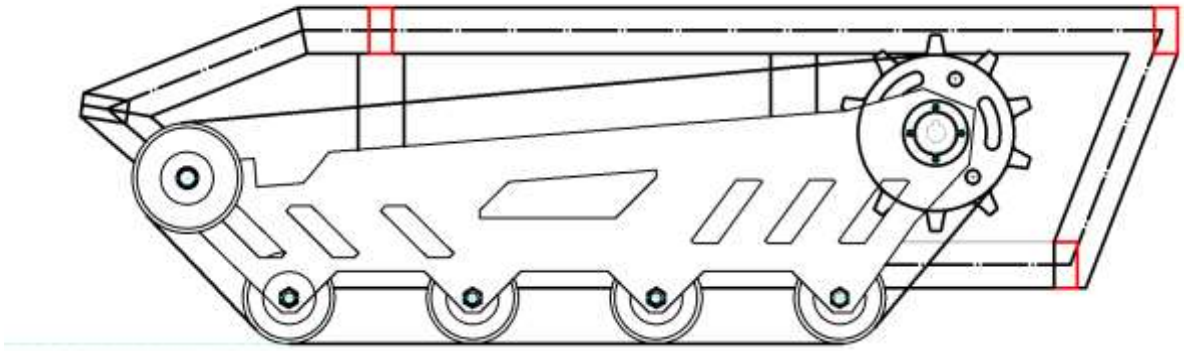
- Sơ đồ động hệ truyền động của xe.



Hình 4. 1 Sơ đồ hệ truyền động của xe.

- Cấu tạo bộ truyền.

1. Đai cao su
2. Bánh dẫn động
3. Bánh dẫn hướng
4. Bánh đỡ tải
5. Ổ lăn



Hình 4. 2 Sơ đồ bánh xích.

4.2 Tính toán thông số bộ truyền:

4.2.1 Tải trọng thân xe.

Lực tác dụng từ tải trọng thân xe được chia đều sang 2 bộ truyền bánh xích 2 bên xe. Như vậy, mỗi bên bánh xích phải chịu tải trọng: Tải trọng của xe P_{xe} (N):

$$P_{xe} = \frac{W \times g}{2} = \frac{70 \times 9.81}{2} = 343\ (N)$$

Tải trọng phân bổ trên 4 bánh đỡ tải bánh xích được phân bổ theo thiết kế như sau (Thứ tự tính từ phía trước thân xe):

- Bánh tải 1 và bánh tải 4:

$$P_{bt1} = P_{bt4} = 0.25P_{xe} = 0.25 \times 343 = 85.75\ (N)$$

- Bánh tải 2 và bánh tải 3:

$$P_{bt2} = P_{bt3} = 0.25P_{xe} = 0.25 \times 343 = 85.75\ (N)$$

4.2.2 Lực kéo tối đa F_{max} (N):

Lực kéo tối đa F_{max} cần thiết để xe có thể leo dốc với góc nghiêng của dốc so với bề mặt phẳng: $\emptyset = 35°$

$$F_{max} = W \times g \times sin(\emptyset) = 70 \times 9.81 \times \sin(35°) = 394\ (\text{N})$$

⇨ Lực kéo tối đa tác dụng lên mỗi bên: $F_{1b} = \frac{F_{max}}{2} = \frac{394}{2} = 197\ (N)$

4.2.3 Momen xoắn tối đa T_{max} $(N.m)$.

Momen xoắn tối đa mà bánh dẫn động tác động lên bánh xích trong trường hợp xe lên dốc:

$$T_{max} = F_{max}.r$$

Trong đó:

T_{max} : Momen xoắn tối đa tác dụng lên bánh xích

$F_{max} = 197\ (N)$: Lực kéo tối đa để xe lên dốc có góc nghiêng $\emptyset = 35°$

$r = 194\ (mm) = 0.097\ (m)$: Bán kính bánh dẫn động.

$$=> T_{max} = 197 \times 0.097 = 19.2\ (\text{N.m})$$

4.2.4 Thông số kỹ thuật của bộ truyền.

Bảng 4. 2 Thông số kỹ thuật của bộ truyền.

Chiều rộng bánh xích $b_{xích}$, mm	180
Độ dài bước của bánh xích $p_{xích}$, mm	60
Số răng trên mỗi bánh $z_{xích}$, răng	37

a) Chu vi bánh xích cao su:

Chu vi của bánh xích cao su được tính theo công thức sau:

$$C_{xích} = p_{xích} \times z_{xích} = 60 \times 37 = 2220 \text{ (mm)} = 2.22 \text{ (m)}$$

b) Vận tốc quay tối đa.

Vận tốc tối đa được tính theo công thức sau:

$$v_{max} = 2\ m/s$$

c) Số vòng quay tối đa.

Số vòng quay tối đa của bánh xích:

$$n_{max} = \frac{v_{max}}{C_{xích}} = \frac{2}{2.22} = 0.9 \frac{vòng}{giây} \leftrightarrow 54 \frac{vòng}{phút}$$

d) Công suất tối đa.

Công suất của bánh xích được tính theo công thức sau:

$$P_{xích\ max} = \frac{F_{max}.v_{max}}{1000} = \frac{197 \times 2}{1000} = 0.39\ (kW)$$

Từ công suất tối đa của bánh xích, tính được công suất của bánh dẫn động như sau:

$$P_{bánh\ dẫn\ động} = \frac{P_{xích\ max}}{\eta_{\text{bánh xích}} \times \eta_{\text{ol}}} = \frac{0.39}{0.96 \times 0.99} = 0.41\ (kW)$$

e) Xác định thông số của bánh dẫn động.

Đường kính sơ bộ của bánh dẫn động $D_{dđ} = 150\ (mm)$:

$$D_{dđ} = \frac{p_{xích}}{\sin(\frac{\pi}{z_{bánh\ dẫn\ động}})}$$

Trong đó:

$p_{xích}$(mm) : Bước xích (mm), $p_{xích} = 60\ (mm)$

$z_{bánh\ dẫn\ động}\ (răng)$: Số răng của bánh dẫn động:

$$z_{bánh\ dẫn\ động} = 10\ (răng)$$

Đường kính bánh dẫn động:

$$D_{dđ} = \frac{0.06}{\sin(\frac{\pi}{10})} = 194\ (mm)$$

Số vòng quay của bánh dẫn động:

$$n_{bánh\ dẫn\ động} = n_{max} \times \frac{z_{xích}}{z_{bánh\ dẫn\ động}} = 54 \times \frac{37}{10} = 199.8 \sim 200\ \ (\frac{vòng}{phút})$$

4.3 Tính toán thiết kế hộp giảm tốc.

4.3.1 Chọn động cơ điện

a) Chọn hiệu suất của hệ thống

Hiệu suất truyền động:

$$\eta = \eta_{kn} \times \eta_{côn} \times \eta_{ol}^3 \times \eta_{trụ}$$

Trong đó:

$\eta_{kn} = 0.99$: hiệu suất khớp nối

$\eta_{côn} = 0.97$: hiệu suất bộ truyền bánh răng côn

$\eta_{ol} = 0.99$: hiệu suất truyền động của 1 cặp ổ lăn

$\eta_{trụ} = 0.98$: hiệu suất bộ truyền bánh răng trụ

$$\eta = 0.99 \times 0.97 \times 0.99^3 \times 0.98 = 0.9$$

b) Công suất động cơ điện cần thiết

Công suất động cơ cần thiết của hệ truyền động:

$$P_{đc\ lv} = \frac{P_{bánh\ dẫn\ động}}{\eta} = \frac{0.41}{0.92} = 0.44\ (kW)\ (1)$$

c) Momen xoắn động cơ cần thiết

Momen xoắn động cơ cần thiết để truyền động:

$$T_{đc\ lv} = \frac{T_{max} \times u}{\eta} = \frac{19.2 \times \frac{1}{12}}{0.92} = 1.75\ (N.m)\ (2)$$

d) Xác định số vòng quay sơ bộ

Số vòng quay cần thiết:

$$n_{đc\ lv} = \frac{n_{bánh\ dẫn\ động}}{u}$$

Tỷ số truyền chung của hệ:

u = $\frac{1}{12}$, tỷ số truyền hộp giảm tốc, chọn theo tiêu chuẩn.

Chọn tỷ số truyền của hộp giảm tốc như sau:

- Cấp nhanh sử dụng bộ truyền bánh răng côn: $u_1 = \frac{1}{3}$
- Cấp chậm sử dụng bộ truyền bánh răng trụ: $u_2 = \frac{1}{4}$

Số vòng quay sơ bộ của động cơ:

$$n_{đc\ lv} = \frac{200}{\frac{1}{12}} = 2400\ (vòng/phút)\ (3)$$

Từ (1), (2) và (3) ta chọn được động cơ có thông số như sau:

Bảng 4. 3 Thông số động cơ.

Công suất (kW)	Vận tốc quay (Vòng/phút)	η %	$T_{đc\ max}$
0.6	2600	88	2,2

Tỷ số truyền thực tế:

$$u_{tt} = \frac{n_{lv}}{n_{đc}} = \frac{100}{2600} = \frac{1}{13}$$

4.4 Lập bảng đặc tính

4.4.1 Tính toán công suất trên trục

$$P_3 = \frac{P}{\eta_{ol}} = \frac{0.41}{0.99} = 0.415 \text{ kW}$$

$$P_2 = \frac{P_3}{\eta_{trụ} \times \eta_{ol}} = \frac{0.415}{0,98 \times 0,99} = 0.427 \text{ kW}$$

$$P_1 = \frac{P_2}{\eta_{côn} \times \eta_{ol}} = \frac{0.427}{0.97 \times 0,99} = 0.44 \text{ kW}$$

$$P_{đc} = \frac{P_1}{\eta_{ol}} = \frac{0.44}{0,99} = 0.44 \text{ kW} < 0.6 \text{ kW}$$ (thỏa mãn điều kiện)

4.4.2 Tính số vòng quay các trục

$$n_1 = n_{đc} = 2400 \text{ vòng/phút}$$

$$n_2 = n_1 \times u_1 = 2400 \times \frac{1}{3} = 800 \text{ vòng/phút}$$

$$n_3 = n_2 \times u_2 = 800 \times \frac{1}{4} = 200 \text{ vòng/phút}$$

4.4.3 Tính momen xoắn trên các trục

$$T_1 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_1}{n_1} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{0.44}{2400} = 1730(\text{N.mm})$$

$$T_2 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_2}{n_2} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{0.427}{800} = 5098 \text{ (N.mm)}$$

$$T_3 = 9.55 \times 10^6 \times \frac{P_3}{n_3} = 9.55 \times 10^6 \times \frac{0.415}{200} = 19816 \text{ (N.mm)}$$

$$T_{đc} = 9{,}55 \times 10^6 \times \frac{P_{đc}}{n_{đc}} = 9{,}55 \times 10^6 \times \frac{0.44}{2400} = 1750 \text{ (N.mm)}$$

$$T_{tải} = 9{,}55 \times 10^6 \times \frac{P_{xích\ max}}{n_{max}} = 9{,}55 \times 10^6 \times \frac{0.39}{54} = 68972 \text{ (N.mm)}$$

4.4.4 Bảng phân phối tỷ số truyền

Bảng 4. 4 Bảng phân phối tỷ số truyền.

	Động cơ	I	II	III	Bánh xích
P (kW)	0.445	0.44	0.427	0.415	0.39
n (vg/ph)	2400	2400	800	200	54
u	1	3	4	3.7	
T (N.mm**)**	1750	1730	5980	19816	68972

4.5 Thiết kế bộ truyền trong hộp giảm tốc

4.5.1 Tính toán và thiết kế bộ truyền bánh răng côn.

a) Thông số ban đầu

Momen xoắn trên trục của bánh răng côn chủ động $T_1 = 1730$ Nmm.

Tỷ số truyền $u_1 = 3$

số vòng quay $n_1 = 2400$ vòng/phút.

Công suất đầu vào: $P_1 = 0.445$ kW

b) Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn.

Chọn thép 45 được tôi cải thiện. Theo bảng 6.1 đối với bánh dẫn, ta chọn độ rắn trung bình là HB_1=285, đối với bánh bị dẫn ta chọn độ rắn trung bình HB_2=275, vật liệu này có khả năng chạy rà tốt.

Số chu kỳ làm việc cơ sở:

$$N_{HO1}=30HB_1^{2.4}=30\times285^{2.4}=2.34\times10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{HO2}=30HB_2^{2.4}=30\times275^{2.4}=2.14.10^7 \text{ chu kỳ}$$

$$N_{F01}=N_{F02}= 5\times10^6 \text{ chu kỳ}$$

Theo bảng 6.2, giới hạn mỏi tiếp xúc và uốn các bánh răng xác định như sau

$$\sigma_{0H\,lim} = 2HB+70, \text{ suy ra}$$

$$\sigma_{H\,lim1} =2\times285+70=640\text{Mpa}$$

$$\text{Và } \sigma_{0H\,lim\,2} =2\times250+70=620\text{Mpa}$$

$$\sigma_{0F\,lim} =1.8HB, \text{ suy ra}$$

$$\sigma_{0F\,lim\,1} =1.8\times285=513\text{Mpa}$$

$$\text{Và } \sigma_{0F\,lim\,2} = 1.8\times275=495\text{Mpa}$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép sơ bộ

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{0H\,lim} \times 1}{S_F} K_{HL}$$

Khi tôi cải thiện $S_H = 1.1$ do đó:

$$[\sigma_{H1}] = \frac{640\times1}{1.1} = 581.82 \text{ MPa}$$

$$[\sigma_{H2}] = \frac{620\times1}{1.1} = 563.64 \text{ MPa}$$

- Ứng suất tiếp xúc cho phép sơ bộ:

$$[\sigma_H]_{sb}=\min\{[\sigma_{H1}], [\sigma_{H2}]\}=563.64 \text{ Mpa}$$

- Ứng suất uốn cho phép: $[\sigma_F]= \frac{\sigma 0 Flim}{sF} K_{FL}$
- Chọn $S_F = 1.75$, ta có:

$$[\sigma_{F1}] = \frac{513}{1.75} \times 1.1 = 322.46 \text{ Mpa}$$

$$[\sigma_{F2}]= \frac{495}{1.75} \times 1.1 = 311.14\ (Mpa)$$

c) Thông số cơ bản

Chọn hệ số chiều rộng bánh răng $\psi_{be} = 0.285$

Chọn $K_{H\beta} = 1.13$; $K_{F\beta} = 1.25$ theo bảng 6.21

Chiều dài côn ngoài (đường kính chia ngoài của bánh côn chủ động)

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

$$= 50 \times \sqrt{3^2 + 1} \times \sqrt[3]{\frac{1730 \times 1.13}{(1 - 0.285).0.285 \times 3 \times 433.63^2}} = 19.77\ (mm)$$

d) Thông số ăn khớp

Theo bảng 6.22: chọn $z_1 = 17\ (răng) => z'_1 = z_1.u_1 = 17 \times 3 = 51\ (răng)$

Đường kính trung bình: $d_{m1} = (1 - 0{,}5\psi_{be}) \times d_{e1} = (1 - 0.5 \times 0.285) \times 19.77 = 16.95\ (mm)$

Modun trung bình $m_{tm} = \frac{d_{m1}}{z_1} = \frac{16.95}{17} = 0.99\ (mm)$

Modun: $m_{te} = \frac{m_{tm}}{1-0.5\psi_{be}} = \frac{0.99}{1-0.5\times0.285} = 1.16$ chọn $m_{te} = 1$

Tính lại modun trung bình: $m_{tm} = \frac{m_{tm}}{1-0.5\psi_{be}} = \frac{1}{1-0.5\times0.285} = 1.16$

Tính lại số răng bánh dẫn: $z_1 = \frac{d_{m1}}{m_{tm}} = \frac{16.95}{1} = 16.95 => \text{chọn } z_1 = 17$

Tính lại đường kính trung bình: $d_{m1} = m_{tm}.z_1 = 1 \times 17 = 17\ (mm)$;

$$d_{m2} = m_{tm}.z_2 = 1 \times 51 = 51\ (mm)$$

Góc côn chia: $\delta_1 = \tan^{-1}\frac{z_1}{z_2} = 18.43^o;\ \delta_2 = 90^o - \delta_1 = 71.57^o$

Chiều rộng vành bánh răng: $b = R_e\psi_{be} = 19.77 \times 0.285 = 5.63\ (mm)$

Đường kính vòng chia: $d_{e1} = m_{te} \times z_1 = 1 \times 17 = 17(mm)$

$$d_{e2} = m_{te} \times z_2 = 1 \times 51 = 51\ (mm)$$

Chiều cao đầu răng ngoài: $h_{ae1} = m_{te} = 1$; $h_{ae2} = 2m_{te} - h_{ae1} = 1$

Đường kính đỉnh răng ngoài:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1} \times \cos\delta_1 = 17 + 2 \times 1 \times \cos(18.43^o) = 18.9\ (mm)$$

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2} \times \cos\delta_2 = 51 + 2 \times 1 \times \cos(71.57^o) = 51.63\ (mm)$$

e) Vận tốc vòng bánh răng:

$$v=\frac{\pi d_{m1} n_1}{60000}=\frac{\pi\times 19.77\times 2400}{60000}=2.48\ (m/s)$$

f) Hệ số tải trọng động

$$K_{Hv}=1+\frac{v_H b d_{m1}}{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}}=1+\frac{2.21\times 5.63\times 17}{2\times 1730\times 1.13\times 1}=1.055$$

Bảng 6.13 [7] ta chọn cấp chính xác bộ truyền là 8. δ_H là trị số kể đến ảnh hưởng của sai số ăn khớp, theo bảng **6.15 [7]** với dạng răng thẳng có vát đầu răng thì $\delta_H = 0{,}004$. g_0 là hệ số kể đến ảnh hưởng của sai lệch bước răng, theo bảng **6.16 [7]** với cấp chính xác mức làm việc êm là 7 thì $g_0 = 47$. Suy ra:

$$v_H=\delta_H g_0 v\sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{u}}=0.004\times 47\times 2.48\sqrt{\frac{17\times(3+1)}{3}}=2.21\ (m/s)$$

Trong đó: $K_{H\alpha}= 1$

Suy ra: $K_H = K_{H\alpha}K_{H\beta}K_{Hv}=1\times 1.16\times 1.055=1.2$

g) Tính toán kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = Z_H . Z_M . Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2. T_1 . K_H . \sqrt{u^2+1}}{0{,}85 . b . d_{m1}^2 . u}}$$

$$\sigma_H = 1.47\times 274\times 0.89\sqrt{\frac{2\times 1730\ \times 1.2\times\sqrt{(3^2+1)}}{0.85\times 5.63\times 17^2\times 3}}=637\ (Mpa)$$

Như vậy: $\sigma_H = 637\ (Mpa) > [\sigma_H] = 497.9\ (MPa) \Rightarrow$ Không thỏa mãn điều kiện

Tăng bề rộng răng: $b = 10\ (mm) \Rightarrow\ \sigma_H = 478\ (Mpa) < [\sigma_H] \Rightarrow$ Thỏa mãn điều kiện.

$Z_M = 274$ Mpa$^{1/2}$ (bảng 6.5)

$$Z_H = 1.47$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4-\varepsilon_\alpha)/3} = 0.89$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2\times\left(\frac{1}{z_1}+\frac{1}{z_2}\right)\times\cos(\beta_m)\right]$$

$$= \left[1.88 - 3.2\times\left(\frac{1}{17}+\frac{1}{51}\right)\right] = 1.6$$

Theo bảng 6.1[7]:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{sb} z_v z_R K_{xH} = 0.95\times 0.93\times 1\times 563.64 = 497.9\ (MPa)$$

$$z_v = 0.85 v^{0,1} = 0.85\times 2.48^{0,1} = 0.93$$

Trong đó:

z_R : Hệ số xét đến độ nhám bề mặt, với $R_\alpha = 2{,}5 \div 1{,}25$ µm chọn $z_\alpha = 0{,}95$

K_{xH} : Hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng,

Với $d_\alpha < 700\ (mm) \Rightarrow\ K_{xH} = 1$

Tính lại chiều rộng vành răng

$$b = \psi_{be} R_e (\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]})^2 = 0.285 \times 19.77 \times \left(\frac{478}{497.9}\right)^2 = 5.19\ (mm)$$

h) Kiểm nghiệm độ bền uốn

Hệ số dạng răng Y_F:

Đối với bánh dẫn: Y_{F1}= 3,85

Đối với bánh bị dẫn: Y_{F2}= 3,6

Đặc tính so sánh độ bền các bánh răng (độ bền uốn):

Bánh dẫn: $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{322,46}{3,85}$ =83,75

Bánh bị dẫn: $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{311,14}{3,6}$=86,427

Ta kiểm tra độ bền uốn theo bánh dẫn có độ bền thấp hơn

Ứng suất uốn tính toán theo công thức:

$$\sigma_{F1} = \frac{2TK_F Y_\varepsilon Y_\beta Y_{F1}}{0,85 d_{m1}.b.m_{tm}} = \frac{2\times1730\times1.6\times1\times3.85}{0.85\times17\times5.19\times1} = 284.2\ (MPa) \le 322.46\ (Mpa)$$

$$K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1.25 \times 1.41 = 1 \times 6$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F b d_{m1}}{2TK_{F\beta}K_{F\alpha}} = 1 + \frac{8.87 \times 5.19 \times 17}{2 \times 1730 \times 1.25 \times 1} = 1.18$$

$$v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{d_{m1}(u+1)}{u}} = 0.016 \times 47 \times 2.48 \sqrt{\frac{17 \times (3+1)}{3}} = 8.87\ (m/s)$$

⇨ Do đó, độ bền uốn được thỏa.

4.5.2 Tính toán và thiết kế bộ truyền bánh trụ răng thẳng.

a) Thông số ban đầu

Momen xoắn trên trục của bánh dẫn $T_2 = 5980\ (N.mm)$

Tỷ số truyền $u_2 = 4$

Số vòng quay $n_2 = 800\ (vòng/phút)$

⇨ Công suất đầu vào $P_2 = 0.427\ (kW)$

b) Chọn vật liệu cho bánh dẫn và bánh bị dẫn.

Chọn thép C45 được tôi cải thiện. Theo bảng 6.1 [7] đối với bánh dẫn, ta chọn độ rắn trung bình là HB_1=285, đối với bánh bị dẫn ta chọn độ rắn trung bình HB_2=275, vật liệu này có khả năng chạy rà tốt.

c) Thông số cơ bản bộ truyền

Theo bảng 6.6 [7] do bánh răng nằm không đối xứng ở trục nên chọn ψ_{ba}= 0.3 theo tiêu chuẩn, khi đó:

$$\psi_{bd}=\frac{\psi_{ba}.(u+1)}{2}=0.75$$

Theo bảng 6.7 [7], ta chọn $K_H\beta$=1,05; $K_F\beta$=1,12

Hệ số phụ thuộc vật liệu cặp bánh răng: $K_a = 43\ (MPa)^{1/3}$

Số chu kỳ làm việc cơ sở:

$$N_{HO1}=30HB_1^{2.4}=30\times285^{2.4}=2.34\times10^7\ \textit{(chu kỳ)}$$

$$N_{HO2}=30HB_2^{2.4}=30\times275^{2.4}=2.14.10^7\ \textit{(chu kỳ)}$$

$$N_{F01}=N_{F02}=5\times10^6\ \textit{(chu kỳ)}$$

Theo bảng 6.2 [7], giới hạn mỏi tiếp xúc và uốn các bánh răng xác định như sau

$\sigma_{0H\ lim}$ = 2HB+70, suy ra

$\sigma_{H\ lim1}$ =2×285+70=640 *(Mpa)*

Và $\sigma_{0H\ lim\ 2}$ =2×250+70=620 *(Mpa)*

$\sigma_{0F\ lim}$ =1.8HB, suy ra

$\sigma_{0F\ lim\ 1}$ =1.8×285=513 *(Mpa)*

Và $\sigma_{0F\ lim\ 2}$ = 1.8×275=495 *(Mpa)*_

Ứng suất tiếp xúc cho phép sơ bộ

$$[\sigma_H]=\frac{\sigma_{0H\ lim}\times1}{S_F}K_{HL}$$

khi tôi cải thiện $S_H = 1.1$ do đó:

$$[\sigma_{H1}]=\frac{640\times1}{1.1}=581.82\ \textit{(Mpa)}$$

$$[\sigma_{H2}]=\frac{620\times1}{1.1}=563.64\ \textit{(Mpa)}$$

Ứng suất tiếp xúc cho phép $s[\sigma_H]_{sb}=\min\{[\sigma_{H1}],[\sigma_{H2}]\}=563.64$ *(Mpa)*

Ứng suất uốn cho phép: $[\sigma_F]=\frac{\sigma0Flim}{sF}K_{FL}$

Chọn $S_F = 1.75$, ta có:

$$[\sigma_{F1}]=\frac{513}{1.75}\times1.1=322.46\ (Mpa)$$

$$[\sigma_{F2}]=\frac{495}{1.75}\times1.1=311.14\ (Mpa)$$

Khoảng cách trục bộ truyền bánh răng:

$$a_w=K_a(u_2\pm1)\sqrt[3]{\frac{T_2K_{H\beta}}{\psi_{ba}[\sigma_H]^2u_2}}=43\times(4\pm1)\sqrt[3]{\frac{5980\times1.05}{0.3\times572.73^2\times4}}$$

$$32.47\le a_w\le54.12\ (mm)$$

Theo tiêu chuẩn ta chọn: $a_w = 50\ (mm)$

Môđun răng m (mm):

$$m=(0.01\div0.02)a_w=0.5\div1\ (mm)$$

Theo tiêu chuẩn chọn modun pháp $m_n = 1.25\ (mm)$

d) Thông số ăn khớp

Từ điều kiện $20° \geq \beta \geq 8°$

Suy ra:

$$z_1 = \frac{2 \times a_w}{m \times (u_2 + 1)} = \frac{2 \times 50}{1.25 \times (4 + 1)} = 16\ (răng)$$

Ta chọn $z_1 = 21\ (răng)$, suy ra số răng bánh bị dẫn: $z_2 = z_1 \times u_2 = 84\ (răng)$

Tỉ số truyền sau khi chọn số răng: $u_2 = \frac{z_2}{z_1} = \frac{84}{21} = 4$

Tính lại khoảng cách trục:

$$a_w = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{1.25 \times (21 + 84)}{2} = 65.625\ (mm)$$

Sử dụng răng không dịch chỉnh $x_1 = x_2 = 0$

Góc ăn khớp:

$$\cos(\alpha_{tw}) = \frac{z_t \times m \times \cos(\alpha)}{2a_w} = \frac{(21 + 84) \times 1.25 \times \cos(20°)}{2 \times 65.625} = 0.939$$

$$=> \alpha_{tw} = 20°$$

Đường kính vòng chia:

$$d_1 = m \times z_1 = 1.25 \times 21 = 26.25\ (mm)$$

$$d_2 = m \times z_2 = 1.25 \times 84 = 105\ (mm)$$

Đường kính vòng đỉnh:

$$d_{a1} = 2m + d_1 = 2 \times 1.25 + 26.25 = 28.75\ (mm)$$

$$d_{a2} = 2m + d_1 = 2 \times 1.25 + 105 = 107.5\ (mm)$$

e) Vận tốc vòng bánh răng:

$$v = \frac{\pi d_1 n_{II}}{60000} = \frac{\pi \times 26.25 \times 800}{60000} = 1.1\ m/s$$

Theo bảng 6.13 ta chọn cấp chính xác 9, $v_{gh} \leq 2\ (m/s)$

f) Hệ số tải trọng động theo P2.3 ta chọn:

$$K_{HV} = 1{,}01\ ;\ K_{Fv} = 1{,}04$$

g) Hệ số tải trọng phân bố không đều giữa các bánh răng, bảng 6.14[7]:

$$K_{H\alpha} = 1.01;\ K_{F\alpha} = 1.05$$

h) Tính toán kiểm nghiệm giá trị ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = \frac{Z_H.Z_M.Z\varepsilon}{d_{w1}} \sqrt{\frac{2TK_H(u+1)}{b_w.u}} = \frac{1.68 \times 274 \times 0.77}{26.25} \sqrt{\frac{2 \times 5980 \times 1.07 \times (4+1)}{19.68 \times 4}} = 384.96\ (Mpa)$$

$Z_M = 274$ (bảng 6.5)

$$Z_H = \sqrt{\frac{2\cos(\beta_b)}{\sin(2a_{tw})}} = \sqrt{\frac{2.\cos(0°)}{\sin(2\times 20°)}} = 1.76$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = 0.77$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right] = 1.68$$

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{(u+1)} = 26.25\ (\text{mm})$$

$$b_w = a_w \psi_{ba} = 19.68\ (\text{mm})$$

$$K_H = K_{HV} K_{H\alpha} K_{H\beta} = 1.01 \times 1.01 \times 1.05 = 1.07$$

Theo bảng 6.1 [7]:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{sb} z_v z_R K_{xH}$$

$$[\sigma_H] = 1 \times 1 \times 0.95 \times 572.73 = 544.1\text{MPa} > \sigma_H = 384.96\ \text{MPa}$$

$z_v = 1$: Hệ số ảnh hưởng vận tốc vòng

$z_R = 0{,}95$: Hệ số xét đến độ nhám bề mặt

$K_{xH} = 1$: Hệ số xét đến ảnh hưởng của kích thước bánh răng

Tính lại chiều rộng vành răng

$$b_w \geq \psi_{ba} a_w \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]}\right)^2 = 0.3 \times 65.625 \times \left(\frac{384.96}{544.1}\right)^2 \geq 9.85\ (mm)$$

⇨ $Chọn\ b_w = 10\ (mm)$

i) Kiểm nghiệm độ bền uốn

Đối với bánh dẫn: $Y_{F1} = 4.04$

Đối với bánh bị dẫn: $Y_{F2} = 3.61$

Đặc tính so sánh độ bền các bánh răng (độ bền uốn):

Bánh dẫn: $\frac{[\sigma_{F1}]}{Y_{F1}} = \frac{581.82}{4.04} = 144$

Bánh bị dẫn: $\frac{[\sigma_{F2}]}{Y_{F2}} = \frac{563.64}{3.61} = 156.1$

Ta kiểm tra độ bền uốn theo bánh bị dẫn có độ bền thấp hơn

Ứng suất uốn tính toán theo công thức:

$$\sigma_{F1} = \frac{2TK_F Y_\varepsilon Y_\beta Y_{F1}}{d_{w1} b_w m} = \frac{2 \times 5980 \times 1.138 \times 0.59 \times 1 \times 4.04}{26.25 \times 10 \times 1.25} = 19.77\ (Mpa)$$

Hệ số tải trọng khi tính về uốn:

$$K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{Fv} = 1.065 \times 1 \times 1.069 = 1.138$$

Hệ số kể đến tải trọng động xuất hiện trong vùng ăn khớp khi tính về uốn:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_H b_w d_{w1}}{2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha}} = 1 + \frac{3.35 \times 10 \times 26.25}{2 \times 5980 \times 1.065.1} = 1.069$$

$$v_F = \delta_F g_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0.016 \times 47 \times 1.1 \sqrt{\frac{65.625}{4}} = 3.35$$

Trong đó:

$\delta_F = 0.016$, Hệ số kể đến sai số của ăn khớp (bảng 6.15 [7])

$g_0 = 47$, Hệ số kể đến sai lệch bước răng (bảng 6.16 [7])

$a_w = 65.625\ (mm)$, Khoảng cách trục

$u = 4$, Tỷ số truyền của bộ truyền bánh răng trụ

Hệ số kể đến sự trùng khớp của răng: Y_ε

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1.67} = 0.59$$

Hệ số kể đến độ nghiêng của răng: $Y_\beta = 1$

⇨ *Do đó, độ bền uốn được thỏa.*

Bảng 4. 5 Thông số bộ truyền bánh trụ răng thẳng.

Thông số hình học		Bánh răng côn	Bánh răng trụ răng thẳng
Momen xoắn (Nmm)		1730	5980
Tỉ số truyền		3	4
Số vòng quay(vg/ph)		2400	800
Khoảng cách trục(mm)			65.625
Môđun(mm)		1	1.25
Số răng	z_1	17	21
	z_2	51	84
Góc nghiêng răng		$\delta_1 = 18.43^o;$ $\delta_2 = 71.57^o$	0^o
Đường kính vòng chia(mm)		18.9 56.7	26.25 105
Chiều rộng vành răng(mm)		10	10 10
Vận tốc vòng(m/s)		2.48	1.1

4.6 Kiểm tra bôi trơn và ngâm dầu

Điều kiện bôi trơn ngâm dầu trong hộp giảm tốc côn – trụ:

Bánh răng côn cần được ngâm hết chiều rộng bánh răng lớn *h* trong dầu

Bánh răng trụ răng nghiêng cần ngâm hết chiều cao răng *hr* và tối thiểu là 10mm.

Mức cao nhất của dầu không vượt quá $\frac{1}{3}R$ bánh răng 4.

Khoảng cách giữa mức dầu cao nhất và thấp nhất: $h_{max} - h_{min} = 10 \div 15mm$

Chiều cao thấp nhất bánh răng côn bị dẫn cần phải ngâm trong dầu là

$$h_{2min} = 2.25m = 2.25 \times 1 = 2.25 < 10mm$$

$$H_{min} = \frac{1}{2}d_{ae2} - 10 = \frac{1}{2} \times 51.63 - 10 = 15.8\ (mm)$$

$$H_{max} = H_{min} + 10 = 15.8 + 10 = 25.8\ (mm)$$

4.7 Thiết kế trục

4.7.1 Thiết kế trục I

a) Thông số ban đầu:

Momen xoắn: $T_1 = 1730\ Nmm$

Số vòng quay: $n_1 = 2400\ (vòng/phút)$

Chiều rộng vành răng: $b_w = 10\ (mm)$

b) Chọn vật liệu:

Chọn vật liệu là thép C45 thường hóa.

Giới hạn bền: $\sigma_b = 600\ MPa$

Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 340\ MPa$

Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 15 \div 30\ MPa$ chọn sơ bộ $[\tau_1] = 25\ (MPa)$

c) Chọn sơ bộ đường kính:

Đường kính tính toán sơ bộ:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{1730}{0{,}2.25}} = 7.02\ (mm)$$

Chọn $d_1 = 10\ (mm)$ theo tiêu chuẩn bảng 10.2

d) Chiều rộng ổ lăn:

Xác định chiều rộng ổ lăn theo SFK catalogue, chọn $b_1 = 9\ (mm)$

e) Tính toán phác thảo kích thước trục:

$$l_{11} = (2{,}5 \div 3)d_1 = 25 \div 30 \text{ chọn } l_{11} = 25\ (mm)$$

$$l_{12} = \frac{l_{m12}}{2} + k_3 + h_n + \frac{b_1}{2} = \frac{20}{2} + 10 + 15 + \frac{9}{2} = 39.5\ (mm)$$

$$l_{13} = l_{11} + k_1 + k_2 + l_{m13} + 0{,}5(b_1 - b_{13}\cos\delta_1)$$

$$= 25 + 8 + 8 + 12 + 0.5(9 - 10\cos 18.43\,°) = 52.75\ mm$$

Với:

$k_1 = 8 \div 15; chọn\ k_1 = 8$: Khoảng cách giữa các chi tiết quay

$k_2 = 5 \div 15; chọn\ k_2 = 8$: Khoảng cách từ mặt mút ổ tới thành trong của hộp

$k_3 = 10 \div 20; chọn\ k_3 = 10$: Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay tới nắp ổ

$h_n = 15 \div 20; chọn\ h_n = 15$: Chiều cao nắp ổ và đầu bulong

$l_{m12} = 2d_1 = 20\ (mm)$: Chiều rộng khớp nối

$l_{m13} = (1{,}2 \div 1{,}4)d_1 = 12 \div 14; chọn\ l_{m13} = 12\ (mm)$: chiều dài mayơ bánh răng côn

Chọn $l_{13} = 55\ (mm)$

f) Lực tác dụng lên trục

Lực từ bánh răng côn chủ động tác dụng lên trục:

- Lực vòng:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \times 1730}{18.9} = 183.06\ (N) = F_{t2}$$

- Lực hướng tâm:

$F_{r1} = F_{t1} \tan\alpha \cos\delta_1 = 183.06 \times \tan 20° \cos 18.43° = 63.2\ (N) = F_{a2}$

- Lực dọc trục:

$F_{a1} = F_{t1} \tan\alpha \sin\delta_1 = 183.06 \times \tan 20° \sin 18.43° = 21.06\ (N) = F_{r2}$

- Lực từ khớp nối tác dụng lên trục:

+ Lực vòng của khớp nối tác dụng lên trục:

$$F_{tkn1} = \frac{2T_1}{D_0} = \frac{2 \times 1730}{45} = 77\ (N)$$

Với $D_0 = 45\ (mm)$: Đường kính đi qua các chốt của khớp nối trục vòng đàn hồi.

+ Lực hướng tâm của khớp nối tác dụng lên trục.

$$F_{rkn1} = 0.25F_{tkn1} = 0.25 \times 77 = (N)$$

g) Xác định đường kính trục:

Xét mặt phẳng yOz:

Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_B = 0 \leftrightarrow R_{CY} \times 25 + F_{r1} \times 77.75 + M_{F_{a1}} = 0$$

⇨ $R_{CY} = \frac{F_{r1} \times 77.75 - M_{F_{a1}}}{25} = 0$

$$Với\ M_{F_{a1}} = F_{a1} \times \frac{d_{m1}}{2} = 21.06 \times \frac{18.9}{2} = 199.017\ (N)$$

⇨ $R_{CY} = \frac{63.2 \times 77.75 - 199.017}{25} = 188.6\ (N)$

Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương Y:

$$\Sigma Y = -R_{BY} + R_{CY} - F_{r1} = 0$$

⇨ $R_{BY} = R_{CY} - F_{r1} = 188.6 - 63.2 = 125.1\ (N)$

Xét mặt phẳng xOz

Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_B = 0 \leftrightarrow -F_{rkn1} \times 39.5 - R_{CX} \times 25 + F_{t1} \times 77.75 = 0$$

$$\rightarrow R_{CX} = \frac{-F_{rkn1} \times 39.5 + F_{t1} \times 77.75}{25} = 0$$

$$\rightarrow R_{CX} = \frac{-222 \times 39.5 + 183.06 \times 77.75}{25} = 218.55\ (N)$$

Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương X:

$$\Sigma X = -F_{rkn1} + R_{BX} + R_{CX} - F_{t1} = 0$$

$$R_{BX} = -F_{rkn1} + R_{CX} - F_{t1} = 222 - 218.55 + 183.06 = -186.51\ (N)$$

Theo thuyết bền I: $M_{tđ} = \sqrt{{M_x}^2 + {M_y}^2 + 0.75{M_z}^2}$, ta tính được:

$$M_{tđA} = \sqrt{0.75 \times 1730^2} = 1498.2\ (Nmm)$$

$$M_{tđC} = \sqrt{8202.9^2 + 0.75 \times 1730^2} = 8338.6\ (Nmm)$$

$$M_{tđC} = \sqrt{9090.15^2 + 3135^2 + 0.75 \times 1730^2} = 9731.6\ (Nmm)$$

$$M_{tđD} = \sqrt{5142.76^2 + 1778.8^2 + 0.75 \times 1730^2} = 5644.2\ (Nmm)$$

Đường kính các đoạn trục:

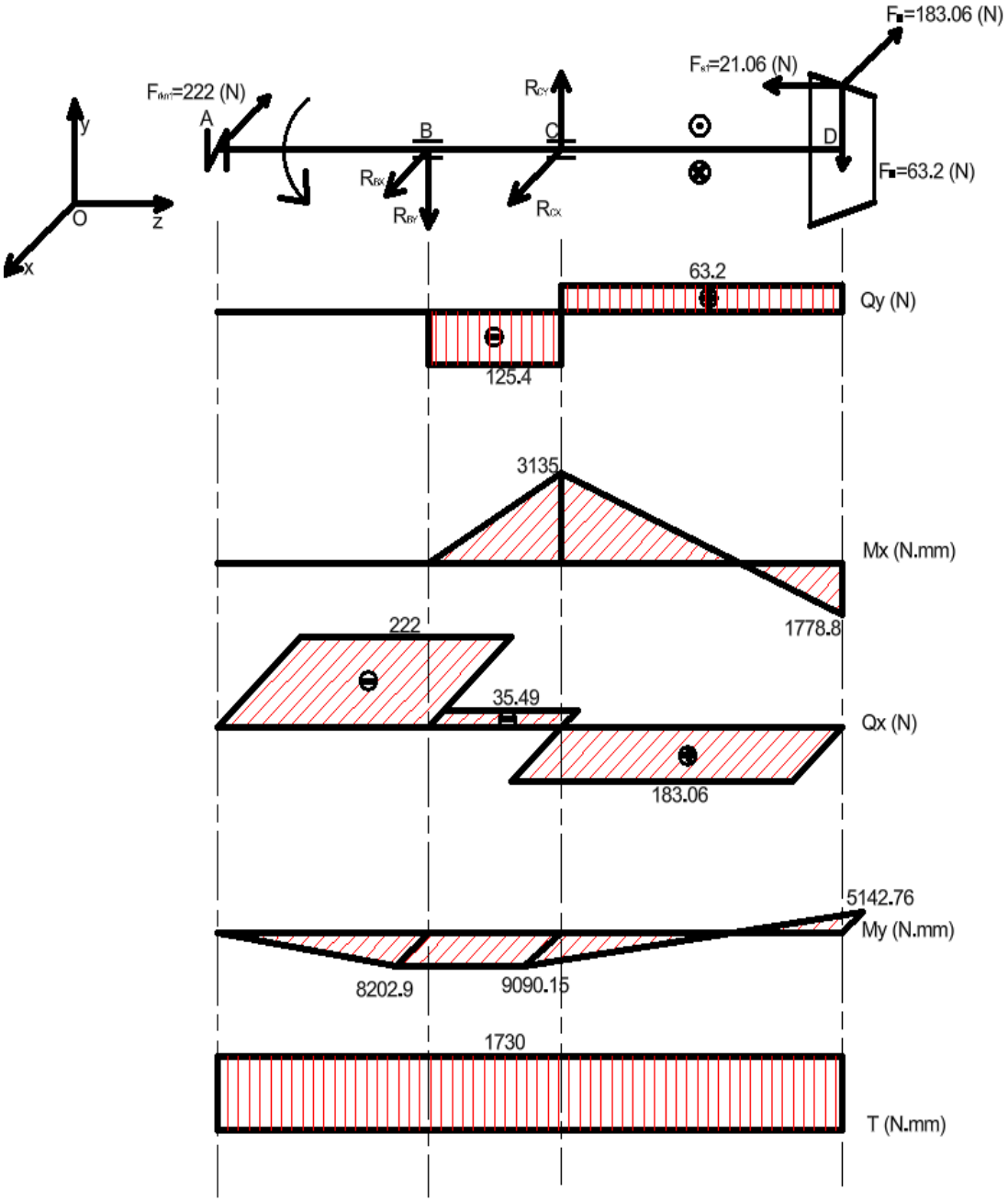
$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_{tđA}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{1498.2}{0{,}1.63}} = 6.19\ (mm) \rightarrow Chọn\ d_A = 10\ (mm)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{tđB}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{8338.6}{0{,}1.63}} = 10.97\ (mm) \rightarrow Chọn\ d_B = 12\ (mm)$$

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{M_{tđC}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{9731.6}{0{,}1.63}} = 11.55\ (mm) \rightarrow Chọn\ d_C = 12\ (mm)$$

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{M_{tđD}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{5644.2}{0{,}1.63}} = 9.64\ (mm) \rightarrow Chọn\ d_D = 12\ (mm)$$

-



Hình 4. 3 Biểu đồ momen trục I.

4.7.2 Thiết kế trục II.

a) Thông số ban đầu:

Momen xoắn: $T_1 = 5980\ Nmm$

Số vòng quay: $n_1 = 800\ (vòng/phút)$

Chiều rộng vành răng: $b_w = 9\ (mm)$

b) Chọn vật liệu:

Chọn vật liệu là thép C45 thường hóa.

Giới hạn bền: $\sigma_b = 600MPa$

Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 340\ MPa$

Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 15 \div 30\ MPa$ chọn sơ bộ $[\tau_1] = 25\ (MPa)$

c) Chọn sơ bộ đường kính:

Đường kính tính toán sơ bộ:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{5980}{0{,}2.25}} = 10.61\ (mm)$$

Chọn $d_1 = 12\ (mm)$ theo tiêu chuẩn bảng 10.2

d) Chiều rộng ổ lăn:

Xác định chiều rộng ổ lăn theo SFK catalogue, chọn $b_2 = 10\ (mm)$

e) Tính toán phác thảo kích thước trục:

$$l_{22} = 0.5(l_{m22} + b_2) + k_1 + k_2 = 0.5 \times (15 + 10) + 8 + 8 = 28.5\ (mm)$$

$$l_{23} = l_{22} + \frac{l_{m22}}{2} + \frac{b_{23}\cos\delta_2}{2} + k_1 = 28.5 + \frac{15}{2} + \frac{8\cos(71.57)}{2} + 8 = 45.26$$

$$l_{21} = l_{m22} + l_{m23} + b_2 + 3k_1 + 2k_2 = 15 + 15 + 10 + 3 \times 8 + 2 \times 8 = 80\ (mm)$$

Với:

$k_1 = 8 \div 15; chọn\ k_1 = 8$: Khoảng cách giữa các chi tiết quay

$k_2 = 5 \div 15; chọn\ k_2 = 8$: Khoảng cách từ mặt mút ổ tới thành trong của hộp

$l_{m23} = (1.2 \div 1.5)d_1 = 14.4 \div 18\ (mm), chọn\ l_{m23} = 15\ (mm)$: Chiều rộng mayo bánh răng trụ răng thẳng

$l_{m22} = (1{,}2 \div 1{,}4)d_1 = 14.4 \div 16.8; chọn\ l_{m22} = 15\ (mm)$: chiều dài mayơ bánh răng côn

Chọn $l_{13} = 55\ (mm)$

f) Lực tác dụng lên trục

Lực từ bánh răng côn chủ động tác dụng lên trục:

Lực vòng: $F_{t2} = 183.06\ (N)$

Lực hướng tâm: $F_{r2} = 63.2\ (N)$

Lực dọc trục: $F_{a2} = 21.06\ (N)$

Lực từ bánh răng trụ răng thẳng tác dụng lên trục:

Lực vòng:

$$F_{t3} = \frac{2T_2}{d_1} = \frac{2 \times 5980}{26.25} = 455.6\ (N) = F_{t4}$$

Lực hướng tâm:

$$F_{r3} = F_{t3} \times \tan(\alpha) = 455.6 \times \tan(20°) = 165.8\ (N) = F_{r4}$$

g) Xác định đường kính trục:

Xét mặt phẳng yOz

Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_A = 0 \leftrightarrow -F_{r2} \times 34.74 + F_{r3} \times 51.5 + R_{DY} \times 80 + M_{F_{a1}} = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{DY} = \frac{-F_{r2} \times 34.74 + F_{r3} \times 51.5 + M_{F_{a1}}}{-80}$$

$$M_{F_{a1}} = F_{a1} \times \frac{d_{m1}}{2} = 21.06 \times \frac{51.63}{2} = 543.7\ (N)$$

$$\Rightarrow \quad R_{DY} = \frac{-63.2 \times 34.74 + 165.8 \times 51.5 + 543.7}{-80} = -86.08\ (N)$$

Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương Y:

$$\Sigma \mathrm{Y} = R_{AY} - F_{r2} + F_{r3} - R_{DY} = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{AY} = F_{r2} - F_{r3} - R_{DY} = -63.2 + 165.8 - 86.08 = 16.52\ (N)$$

Xét mặt phẳng xOz:

Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_A = 0 \leftrightarrow F_{t2} \times 34.74 - F_{t3} \times 51.5 - R_{DX} \times 80 = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{DX} = \frac{F_{t2} \times 34.74 + F_{t3} \times 51.5}{-80}$$

$$\Rightarrow \quad R_{DX} = \frac{183.06 \times 34.74 + 455.6 \times 51.5}{-80} = 372.8\ (N)$$

Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương X:

$$\Sigma \mathrm{X} = R_{AX} - F_{t2} - F_{t3} + R_{DX} = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{AX} = F_{t2} + F_{t3} - R_{DX} = 183.06 + 455.6 - 372.8 = 265.86\ (N)$$

Theo thuyết bền 4:

$$M_{t\text{đ}} = \sqrt{{M_x}^2 + {M_y}^2 + 0.75{M_z}^2}$$

Ta tính được:

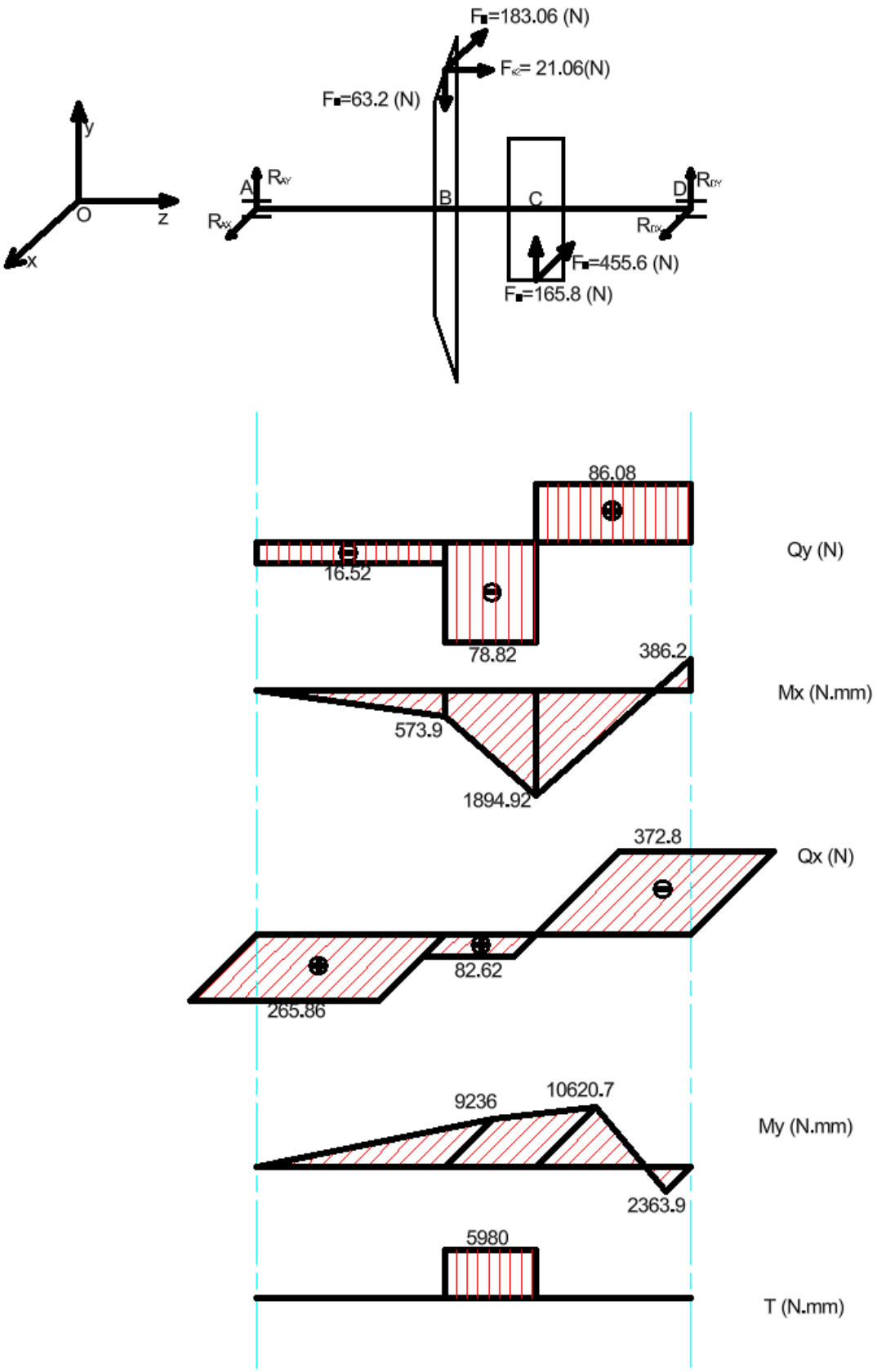
$$M_{t\text{đ}C} = \sqrt{573.9^2 + 9236^2 + 0.75 \times 5980^2} = 10604.4\ (Nmm)$$

$$M_{t\text{đ}C} = \sqrt{1894.2^2 + 10620.7^2 + 0.75 \times 5980^2} = 11966.9\ (Nmm)$$

Đường kính các đoạn trục:

$$d_{B1} = \sqrt[3]{\frac{M_{t\text{đ}B}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{10604.4}{0{,}1.63}} = 11.89\ (mm) \ \rightarrow Chọn\ d_{A1} = 15\ (mm)$$

$$d_{C1} = \sqrt[3]{\frac{M_{t\text{đ}C}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{11966.9}{0{,}1.63}} = 12.38\ (mm) \ \rightarrow Chọn\ d_{A1} = 15\ (mm)$$



Hình 4. 4 Sơ đồ trục II.

4.7.3 Thiết kế trục III

a) Thông số ban đầu:

Momen xoắn: $T_3 = 19816\ (Nmm)$

Số vòng quay: $n_3 = 200\ (vòng/phút)$

b) Chọn vật liệu:

Chọn vật liệu là thép C45 thường hóa.

Giới hạn bền: $\sigma_b = 600\ MPa$

Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 340\ MPa$

Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 15 \div 30\ MPa$ chọn sơ bộ $[\tau_3] = 30$

c) Chọn sơ bộ đường kính:

Đường kính tính toán sơ bộ:

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{19816}{0{,}2.30}} = 14.89\ (mm)$$

⇨ *Chọn* $d_3 = 15\ mm$ *theo tiêu chuẩn*

d) Chiều rộng ổ lăn:

Theo bảng 10.2 chọn $b_3 = 11\ mm$

e) Tính toán phác thảo kích thước trục:

$$l_{31} = l_{21} = 80\ (mm)$$

$$l_{32} = l_{31} - l_{22} = 80 - 28.5 = 51.5\ (mm)$$

$$l_{c33} = \frac{b_3 + l_{m33}}{2} + h_n + k_3 = \frac{11 + 25}{2} + 15 + 10 = 43\ (mm)$$

$$l_{32} = l_{31} + l_{c33} = 80 + 43 = 123\ (mm)$$

Với:

$k_3 = 10 \div 20; chọn\ k_3 = 10$: Khoảng cách từ mặt mút ổ tới nắp ổ

$h_n = 15 \div 20; chọn\ h_n = 15$: Chiều cao nắp ổ và đầu bulông

$l_{m32} = l_{m22} = 15\ (mm)$: Chiều rộng mayơ bánh răng trụ

$l_{m33} = (1{,}4 \div 2{,}5)d_3 = 21 \div 37.5\ (mm); chọn\ l_{m32} = 25(mm)$: chiều dài mayơ nửa khớp nối trục đàn hồi

f) Lực tác dụng lên trục

Lực tác dụng từ bánh răng trụ răng thẳng bị dẫn

$$F_{t4} = F_{t3} = 455.6\ (N)$$

$$F_{r4} = F_{r3} = 165.8\ (N)$$

Lực tác dụng từ trục đàn hồi

$$F_{rkn2} = 0.2F_t = 0.2\frac{2T_3}{D_t} = 0.2 \times \frac{2 \times 19816}{50} = 792.64\ (N)$$

g) Xác định đường kính trục:

Xét mặt phẳng yOz:

Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_A = 0 \leftrightarrow -F_{r4} \times 51.5 + R_{DY} \times 80 = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{DY} = \frac{-F_{r4} \times 51.5}{80} = \frac{-165.8 \times 51.5}{80} = -106.73$$

Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương Y:

$$\Sigma Y = R_{AY} - F_{r4} + R_{DY} = 0$$

$$\Rightarrow \quad R_{AY} = F_{r4} - R_{DY} = 165.8 - 106.73 = 59.07\ (N)$$

Xét mặt phẳng xOz:

Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_A = 0 \leftrightarrow -F_{t4} \times 51.5 + R_{DX} \times 80 + F_{rkn2} \times 123 = 0$$

$$R_{DX} = \frac{F_{t4} \times 51.5 - F_{rkn2} \times 123}{80} = 1111.95\ (N)$$

Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương X:

$$\Sigma X = R_{AX} + F_{t4} - R_{DX} - F_{rkn2} = 0$$

$$R_{AX} = -F_{t4} + F_{rkn2} + R_{DX} = 455.6 + 792.64 + 1111.95 = 1448.99\ (N)$$

Theo thuyết bền 4:

$$M_{t\text{đ}} = \sqrt{{M_x}^2 + {M_y}^2 + 0.75{M_z}^2}$$

Ta tính được:

$$M_{t\text{đ}A} = \sqrt{0.75 \times 19816^2} = 17161\ (Nmm)$$

$$M_{t\text{đ}C} = \sqrt{3042^2 + 74617^2 + 0.75 \times 19816^2} = 76625\ (Nmm)$$

$$M_{t\text{đ}D} = \sqrt{360.6^2 + 128898^2 + 0.75 \times 19816^2} = 130035\ (Nmm)$$

$$M_{t\text{đ}E} = \sqrt{0^2 + 94815^2 + 0.75 \times 1980^2} = 96355\ (Nmm)$$

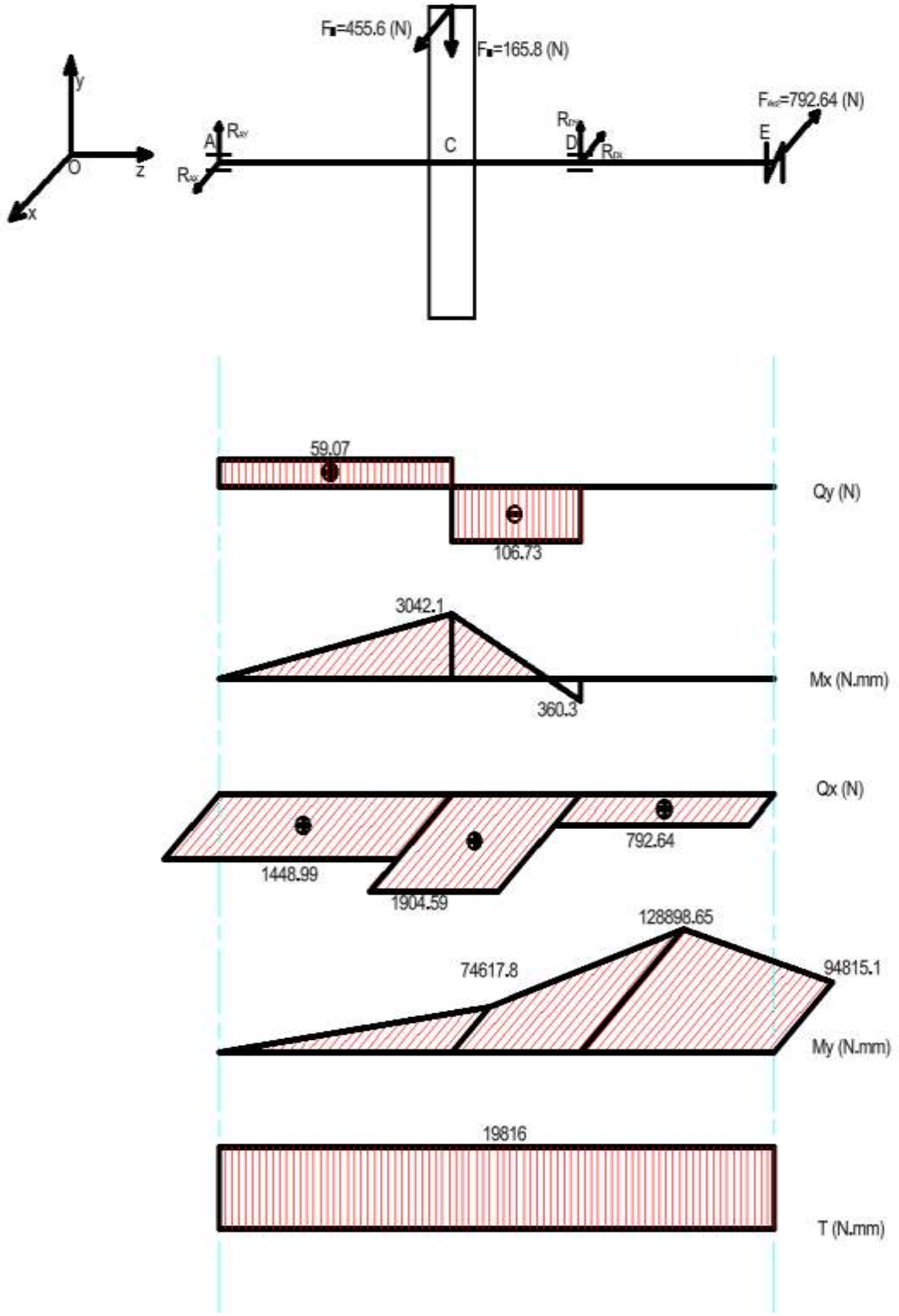
Đường kính các đoạn trục:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_{t\text{đ}A}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{17161}{0{,}1.63}} = 13.96\ (mm) \ \rightarrow Chọn\ d_A = 20\ (mm)$$

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{M_{t\text{đ}C}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{76625}{0{,}1.63}} = 22.99\ (mm) \ \rightarrow Chọn\ d_B = 25\ (mm)$$

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{M_{t\text{đ}D}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{130035}{0{,}1.63}} = 27.4\ (mm) \ \rightarrow Chọn\ d_C = 28\ (mm)$$

$$d_E = \sqrt[3]{\frac{M_{tđE}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{96355}{0{,}1.63}} = 24.8\ (mm)\ \rightarrow Chọn\ d_D = 25\ (mm)$$



Hình 4. 5 Sơ đồ trục III.

4.7.4 Kiểm nghiệm trục

a) Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi

Theo công thức (10.19), (10.20), (10.21) [7]:

$$s_j = \frac{s_{\sigma_j} s_{\tau_j}}{\sqrt{s_{\sigma_j}^2 + s_{\tau_j}^2}} \geq [s]$$

$$s_{\sigma_j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma dj}\sigma_{aj} + \psi_\sigma \sigma_{mj}}$$

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

Trong đó:

s_j hệ số an toàn tại tiết diện nguy hiểm.

$[s]$ là hệ số an toàn cho phép, thông thường: $[s] = 1.5 \div 2.5$

σ_{-1}, τ_{-1} là giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng,

$$\sigma_{-1} = 0.436\sigma_b = 370.6\ (MPa)$$

τ_{-1} là giới hạn mỏi xoắn ứng với chu kỳ đối xứng,

$$\tau_{-1} = 0.58\sigma_{-1} = 214.9\ (MPa)$$

σ_{aj}, τ_{aj}; σ_{mj}, τ_{mj} là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j. Với trục quay 1 chiều, theo (10.22) và (10.23) [7]:

$$\sigma_{mj} = 0$$

$$\sigma_{aj} = \frac{M_j}{W_j}$$

$$\tau_{aj} = \tau_{mj} = \frac{T_j}{2W_{oj}}$$

Trong đó:

W_j và W_{oj} là momen cản uốn và momen cản xoắn tại tiết diện j của trục. Để lắp ghép các chi tiết trên trục, thống nhất thiết kế, dùng then bằng và kiểu lắp khe hở h6 để lắp các chi tiết bánh răng và khớp nối trên các trục, kiểu lắp khe hở h6 để lắp các ổ lăn. Dựa theo kết cấu trục trên hình 4.1, hình 4.2 và hình 4.3, mặt cắt nguy hiểm trên trục I: bánh đai 12, ổ lăn 10 và bánh răng 13; trục II: bánh răng 22, bánh răng 23; trục III: bánh răng 32, ổ lăn 31 và khớp nối 33.

Theo bảng (9.1a) kết hợp với bảng 10.6 [7], lập được bảng sau.

Bảng 4. 6 . Bảng thông số hình học của then và momen cản uốn và cản xoắn của trục

Tiết diện	Đường kính trục (mm)	Tiết diện b x h (mm^2)	Chiều sâu rãnh then t_1 (mm)	Momen uốn W (mm^3)	Momen xoắn W_o (mm^3)
1A	10	3x3	1.8	80.02	178.2
1D	14	5x5	3	204.57	473.96
2B	15	5x5	3	259.33	590.67
2C	15	5x5	3	259.33	590.67
3C	28	8x7	4	1825.98	2785.72
3E	25	8x7	4	1251.74	2758.72

ψ_σ, ψ_τ là hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, theo bảng (10.7) [7], chọn được:

$$\psi_\sigma = 0.1;\ \psi_\tau = 0.05$$

$K_{\sigma dj}$, $K_{\tau dj}$ là hệ số, theo công thức (10.25), (10.26) [7]:

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

$$K_{\tau dj} = \frac{\left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_x - 1\right)}{K_y} \quad (4.2)$$

Trong đó:

K_x là hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, theo bảng (10.8) [7] chọn phương pháp tiện:

$$R_a = 2.5 \div 0.63 \text{ được } K_x = 1.1$$

K_y là hệ số tăng bền bề mặt, theo bảng (10.9) [7], chọn phương pháp thấm cacbon, chọn được: $K_y = 1.8$

ε_σ, ε_τ là hệ số kích thước, chọn trong bảng (10.10).

K_σ, K_τ là hệ số tập trung ứng suất, theo bảng (10.12) cắt bằng dao phay ngón, chọn được: $K_\sigma = 2.01; K_\tau = 1.388$

Thay vào (4.2) và (4.1) lập được bảng sau.

Bảng 4. 7. Bảng ảnh hưởng của đường kính đến hệ số an toàn s

Tiết diện	Đường kính trục (mm)	$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$		$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}$		$K_{\sigma d}$	$K_{\tau d}$	s_σ	s_τ	s
		Rãnh then	Khe hở	Rãnh then	Khe hở					
1C	12	-	2.06	-	1.64	0.055	0.055	56.32	79.68	1.39
1D	14	1.79	2.06	1.47	1.64	1.05	0.87	5.2	32.26	1.14
2B	12	-	2.06	-	1.64	0.055	0.055	-	-	-
2D	15	1.79	2.06	1.47	1.64	1.055	0.87	162.6	39.02	1.2
3C	25	-	2.06	-	1.64	0.055	0.055	-	-	-
3D	28	1.98	2.06	1.47	1.64	1.15	0.87	7.955	208.5	1.03
3E	25	1.98	2.06	1.47	1.64	1.15	0.87	5.45	145.9	1.03

⇨ *Thỏa mãn tất cả hệ số bền mỏi thoả mãn điều kiện cho phép.*

b) Kiểm nghiệm bền then

Chọn chiều dài then: $l = (0.8 \div 0.9)l_m$ với l_m: chiều dài mayơ,

Theo dãy chiều dài then tiêu chuẩn bảng (9.1a) [7], chọn được:

$l_{t1A} = (0.8 \div 0.9)l_{m12} = (0.8 \div 0.9) \times 20 = 16 \div 18$, $chọn\ l_{t1A} = 18$ (mm);

$l_{t1D} = (0.8 \div 0.9)l_{m13} = (0.8 \div 0.9) \times 12 = 9.6 \div 10.8$, $chọn\ l_{t1D} = 10$ (mm);

$l_{t2B} = (0.8 \div 0.9)l_{m22} = (0.8 \div 0.9) \times 15 = 12 \div 13.5$, $chọn\ l_{t2B} = 13$ (mm);

$l_{t3C} = (0.8 \div 0.9)l_{m32} = (0.8 \div 0.9) \times 15 = 12 \div 13.5$, $chọn\ l_{t3C} = 13$ (mm);

$l_{t3E} = (0.8 \div 0.9)l_{m33} = (0.8 \div 0.9) \times 25 = 20 \div 22.5$, $chọn\ l_{t3E} = 22$ (mm);

Theo công thức (9.1) và (9.2) [7]:

$$\sigma_d = \frac{2T}{dl_t(h - t_1)} \leq [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2T}{dl_t b} \leq [\tau_c] \quad (4.3)$$

Trong đó:

σ_d, τ_c là ứng suất dập và ứng suất cắt của then (MPa).

T là momen xoắn trên trục (Nmm).

d là đường kính trục (mm).

l_t, b, h, t_1 là chiều dài, chiều rộng, chiều cao của then và chiều sâu rãnh then (mm).

$[\sigma_d]$ là ứng suất dập ứng suất cắt cho phép của then (MPa), theo bảng (9.5) [7] với tải va đập nhẹ, chọn được $[\sigma_d] = 100$ (MPa).

$[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của then, với tải va đập nhẹ $[\tau_c] = 40 \ldots 60$ (MPa).

Từ bảng (4.5) kết hợp với (4.3) lập được bảng 4.8

Bảng 4. 8 Tính kiểm nghiệm then trên 3 trục.

Tiết diện	d	l_t	b x h	t_1	T	σ_d	τ_c
1A	10	18	3x3	1.8	1730	9.61	6.40
1D	14	10	5x5	3	1730	6.17	4.94
2B	15	13	5x5	3	5980	15.33	12.26
2C	15	13	5x5	3	5980	15.33	12.26
3C	28	13	8x7	4	19816	18.14	13.6
3E	25	22	8x7	4	19816	12	9

⇨ *Tất cả then đều thỏa mãn điều kiện bền.*

4.8 Chọn ổ lăn và nối trục:

4.8.1 Chọn loại ổ lăn.

Với $\frac{F_a}{F_r} > 0.3$ trên các trục nên chọn ổ bi đỡ – chặn để lắp vào các vị trí gối đỡ trên trục I và trục II, chọn ổ bi đỡ một dãy để lắp lên trục III.

4.8.2 Chọn cấp chính xác ổ lăn.

Đối với hộp giảm tốc, thường chọn cấp chính xác chế tạo ổ lăn là 0 từ đó, độ đảo hướng tâm là 20 (μm) [7].

4.8.3 Chọn kích thước ổ.

Từ đường kính ngõng trục và tải trọng, chọn ổ lăn theo SKF Catalogue để lắp vào các gối đỡ có thông số như sau:

Bảng 4. 9 Bảng thông số ổ lăn.

Mã sản phẩm (SKF)	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C_o (kN)
7201 BECBP	12	32	10	7.61	3.8
6204 RZJEM	25	47	12	13.5	6.55

4.8.4 Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ.

a) Tính phản lực của ổ.

F_r là tải trọng hướng tâm lên ổ (N). $F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ với F_x, F_y là lực hướng tâm tác dụng lên ổ theo phương x và y. Thay vào tính được:

$$F_{r1B} = \sqrt{186.5^2 + 125.1^2} = 224.5\ (N);$$

$$F_{r1D} = \sqrt{218.5^2 + 188.6^2} = 288.6\ (N);$$

$$F_{r2A} = \sqrt{265.5^2 + 16.52^2} = 266\ (N);$$

$$F_{r2D} = \sqrt{372.8^2 + 86.08^2} = 382.6(N);$$

$$F_{r3A} = \sqrt{1448.9^2 + 59.07^2} = 1450\ (N);$$

$$F_{r3D} = \sqrt{1111.9^2 + 106.7^2} = 1117(N).$$

b) Tính tải trọng động quy ước.

Theo công thức (11.3) [7]: $Q = (XVF_r + YF_a)k_t k_đ$

Trong đó:

Q là tải trọng động quy ước (kN).

F_r, F_a là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục (kN).

X, Y là hệ số tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục, Tra theo bảng 11.4 [7].

V là hệ số kể đến vòng nào quay, với vòng trong quay $V = 1$

k_t, $k_đ$ là hệ số nhiệt độ và hệ số tải trọng. Với nhiệt độ $\leq 100^0$C, $k_t = 1$. Theo bảng 11.3 [7], với va đập trung bình, chọn $k_đ = 1{,}8$.

Bảng 4. 10 Bảng tính tải trọng quy ước.

Gối đỡ	e	F_r (kN)	F_a (kN)	X	Y	Q (kN)
1B	0.68	0.2245	0.136	1	0	0.4041
1D	0.68	0.2886	0.174	1	0	0.51948
2A	0.68	0.2660	0.161	1	0	0.4788
2D	0.68	0.3826	0.231	1	0	0.68868
3A	-	1.4500	-	1	0	2.61
3D	-	1.1170	-	1	0	2.01

c) Tính tải trọng tương đương.

Theo công thức (11.1), (11.3), (11.18) và (11.19) [7] , Tải trọng động và tải trọng tĩnh của ổ lăn được tính như sau:

Tải trọng động của ổ lăn:$Q = (XVF_r + YF_a)K_t K_đ$

Tải trọng tĩnh của ổ lăn:$Q_t = X_o F_r + Y_o F_a$

Khả năng tải động:$C = Q.\sqrt[m]{L}$

Khả năng tải tĩnh: $C_0 = Q_0.\sqrt[m]{L}$

Thời hạn sử dụng của ổ lăn:$Với\ L = \frac{60nL_h}{10^6}$

$$L_1 = L_2 = \frac{60.2400.10000}{10^6} = 1440\ (Triệu\ vòng)$$

$$L_3 = L_4 = \frac{60.800.10000}{10^6} = 480\ (Triệu\ vòng)$$

$$L_6 = L_5 = \frac{60.200.10000}{10^6} = 120\ (Triệu\ vòng)$$

Trong đó:

Q: là tải trọng động (kN).

Q_0 là tải trọng tĩnh (kN).

L: là thời hạn (giờ), đối với hộp giảm tốc $L_h = 10000$ (giờ)

n là số vòng quay (vg/ph)

m là bậc của đường cong mỏi, với ổ bi $m = 3$.

C_d là khả năng tải động (kN).

Thay vào lập được bảng 5.3.

X_0: Hệ số tải trọng hướng tâm, $X_0 = 0.5$

Y_0: Hệ số tải trọng hướng trục, $Y_0 = 0.37$

Bảng 4. 11 Bảng tính khả năng tải động của ổ lăn.

Gối đỡ	Q (kN)	Q_0 (kN)	C_{ol} (kN)	C (kN)	C_{0ol} (kN)	C_0 (KN)
1B	0.4041	0.1625	4.56	7.61	1.83	3.8
1D	0.51948	0.2086	5.86	7.61	2.35	3.8
2A	0.4788	0.1925	3.74	7.61	1.51	3.8
2D	0.68868	0.2767	5.39	7.61	2.16	3.8
3A	2.61	0.7251	12.9	13.5	3.57	6.55
3D	2.01	0.5585	9.9	16.8	2.75	9.5

Thấy được, $C_{ol} < C, C_{0ol} < C_0 \Rightarrow$ Thỏa mãn điều kiện tải động, tải tĩnh.

4.9 Thiết kế vỏ hộp và các chi tiết phụ

Vỏ hộp giảm tốc có nhiệm vụ đảm bảo vị trí tương đối giữa các chi tiết và các bộ phận của máy, tiếp nhận tải trọng do các chi tiết lắp trên vỏ truyền đến, đựng dầu bôi trơn và bảo vệ các chi tiết tránh bụi.

Vật liệu chế tạo vỏ hộp là gang xám, *GX15-32*

Chọn bề mặt lắp ghép giữa nắp hộp và thân hộp đi qua đường tâm các trục để lắp các chi tiết thuận tiện và dễ dàng hơn. Bề mặt ghép song song với mặt đế.

Mặt đáy hộp nghiêng một góc từ 10 về phía lỗ tháo dầu nhằm thuận tiện hơn trong việc tháo dầu: dầu bôi trơn được thay thế sạch sẽ, tăng chất lượng làm việc cho hộp giảm tốc.Hộp giảm tốc đúc có các thông số cơ bản sau:

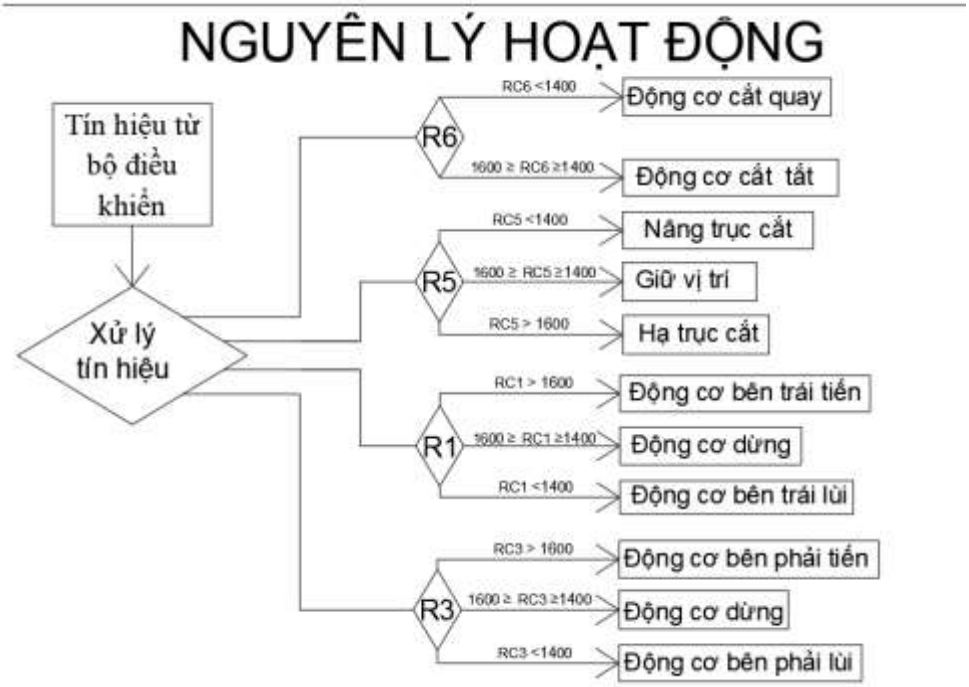
Bảng 4. 12 Thông số hộp giảm tốc.

Tên gọi	Thông số
Khoảng cách trục 2-3 Chiều dày: Thân hộp, δ Nắp hộp, δ_1	$a = 65.625\ (mm)$ $\delta = 0{,}03a + 3 = 4.96\ (mm)$ chọn $\delta = 5\ (mm)$ $\delta_1 = 0{,}9\delta = 4.5\ (mm)$ chọn $\delta_1 = 5\ (mm)$
Gân tăng cứng: Chiều dày, e Chiều cao, h Độ dốc	 $e = (0{,}8 \div 1)\delta = 4 \div 5\ (mm)$ $h < 5\delta = 25\ (mm)$ chọn $h = 25mm$ Khoảng 2°
Đường kính: Bulông nền, d_1 Bulông cạnh ổ, d_2 Bulông ghép bích nắp và thân, d_3 Vít ghép nắp ổ, d_4 Vít ghép nắp cửa thăm dầu, d_5	 $d_1 = 14\ (mm) > 0{,}04a + 10 = 12.5$ $d_2 = (0{,}7 \div 0{,}8)d_1$ $= 9.8 \div 11.2\ mm$ $d_3 = (0{,}8 \div 0{,}9)d_2 = 8 \div 9\ mm$ $d_4 = (0{,}6 \div 0{,}7)d_2 = 6 \div 7\ mm$ $d_5 = (0{,}5 \div 0{,}6)d_2 = 5 \div 6\ mm$
Mặt bích ghép nắp và thân: Chiều dày bích thân hộp, S_3 Chiều dày bích nắp hộp, S_4 Bề rộng bích nắp hộp và thân, K_3	 $S_3 = (1{,}4 \div 1{,}8)d_3$ $= 11.2 \div 14.4\ mm$ $S_4 = (0{,}9 \div 1)S_3 = 10.8 \div 12\ mm$ $K_3 = 30\ (mm)$
Kích thước gối trục: Đường kính ngoài và tâm lỗ vít, D_3, D_2 Bề rộng mặt ghép bulông cạnh ổ: K_2 Tâm lỗ bulông cạnh ổ: E_2 và C (k là khoảng cách từ tâm bulông đến mép lỗ)	Định theo kích thước nắp ổ $K_2 = E_2 + R_2 + (3 \div 5) = 42\ (mm)$ $E_2 \approx 1{,}6d_2 = 16\ (mm)$ $R_2 \approx 1{,}3d_2 = 13\ (mm)$
Mặt đế hộp: Chiều dày không có phần lồi S_1 Bề rộng mặt đế hộp, K_1 và q	 $S_1 = 10\ (mm)$ $K_1 = 15\ (mm)$ $q = 33\ mm \geq K_1 + 2\delta = 33\ (mm)$
Khe hở giữa các chi tiết: Giữa bánh răng với thành trong hộp Giữa đỉnh bánh răng lớn với đáy hộp	 $\Delta = 8\ (mm) \geq (1 \div 1{,}2)\delta = (5 \div 6)$

Giữa mặt bên các bánh răng với nhau.	$\Delta_1 = 20\ (mm) \geq (3 \div 5)\delta$ $= (15 \div 25)$ $\Delta_2 = 5\ (mm) \geq \delta = 5$
Số lượng bulông nền Z	$Z \approx 4$

Chương 5 Thiết kế hệ thống điều khiển

5.1 Hệ thống điều khiển.



Hình 5. 1 Biểu đồ hoạt động hệ thống máy cắt cỏ bánh xích.

5.2 Giới thiệu các linh kiện điện tử.

5.2.1 Bộ điều khiển 6 kênh Microzone MC6C (TX) và mạch thu MC7RB nâng cấp.

Hỗ trợ tín hiệu ra PWM và SBUS:

- Điều khiển 6 kênh, phù hợp chế tạo máy bay, Cano, ô tô, mô hình điều khiển từ xa…
- Tay điều khiển tích hợp đầy đủ chức năng mix kênh, đảo kênh, tăng giảm độ nhạy, ...
- Thích hợp cho những người mới chơi mô hình điều khiển từ xa (RC)
- Khoảng cách điều khiển: 300m - 800m.

Thông số tay điều khiển (TX):

Hình 5. 2 Tay điều khiển TX.

- Tần số: 2.400 GHz đến 2.483 GHz
- Công suất: ≤ 100mW
- Dòng hoạt động: ≤ 120mA
- Điện áp sử dụng: 8.4V - 12V (Sử dụng 4 PIN AA)
- Điều khiển 6 kênh

Thông số bộ thu (RX):

Hình 5. 3 Bộ thu sóng RX.

- Tần số: 2.400 GHz đến 2.483 GHz
- Điện áp sử dụng: 4.8V - 6V
- Trọng lượng: 9.6g

5.2.2 Arduino Mega 2560.

Hình 5. 4 Board mạch Arduino Mega 2560.

- Sử dụng vi điều khiển ATmega328
- Điện áp hoạt động: 5V
- Điện áp đầu vào(khuyến nghị): 7 - 12V (Cấp vào chân V_in hoặc Jack nguồn DC)
- Điện áp giới hạn: 6-20V, đừng cấp quá con số này nha!

- Dòng ra trên mỗi chân I/O: 20mA
- Dòng ra trên chân 3.3V: 50mA
- 14 chân I/0 số (trong đó có 6 chân PWM ra)
- 6 chân Analog vào (độ phân giải 10bit)
- Bộ nhớ Flash 32kB để lưu chương trình
- 2kB SRAM, 1kB EEPROM.
- Tốc độ xung nhịp 16MHz.

5.2.3 Mạch Điều Khiển Động Cơ DC L298N.

Hình 5. 5 Mạch điều khiển động cơ DC L298N

- IC chính: L298 – Dual Full Bridge Driver
- Điện áp đầu vào: 5~30VDC
- Công suất tối đa: 25W
- Dòng tối đa cho mỗi cầu H là: 2A
- Mức điện áp logic: Low -0.3V~1.5V, High: 2.3V~Vss
- Kích thước: 43x43x27mm

5.2.4 Bộ điều Tốc Hobbywing Xrotor.

a) Bộ điều tốc Hobbywing Xrotor 40A.

Hình 5. 6 Bộ điều tốc Hobbywing Xrotor 40A

Dòng điện tức thời (Transient Current): 60A (Dòng điện tối đa mà thiết bị có thể chịu đựng trong thời gian rất ngắn).

Dòng điện liên tục (Continuous Current): 40A (Dòng điện mà thiết bị có thể hoạt động ổn định liên tục mà không bị quá nhiệt).

Bộ pin (Battery Pack): 2-6S (Tương thích với các bộ pin LiPo từ 2 đến 6 cell).

Trọng lượng: 26g.

Kích thước: 68mm x 25mm x 2.7mm.

Ứng dụng: thích hợp cho các loại drone có kích thước này hoặc các thiết bị điều khiển từ xa.

b) Bộ điều tốc Hobbywing Xrotor 60A.

Hình 5. 7 Bộ điều tốc Hobbywing Xrotor 60A

Thông số kỹ thuật:

Dòng điện liên tục/tức thời: 60A/80A (Dòng điện có thể chịu liên tục là 60 Ampe và dòng điện tối đa trong thời gian ngắn là 80 Ampe).

Đầu vào (Input): 2-6S LiPo (Hỗ trợ nguồn điện từ pin LiPo có 2 đến 6 cell).

Kích thước & Trọng lượng:

Kích thước: 77.0 x 35.0 x 14.0 mm

Trọng lượng: 63g

5.3 Lập trình điều khiển

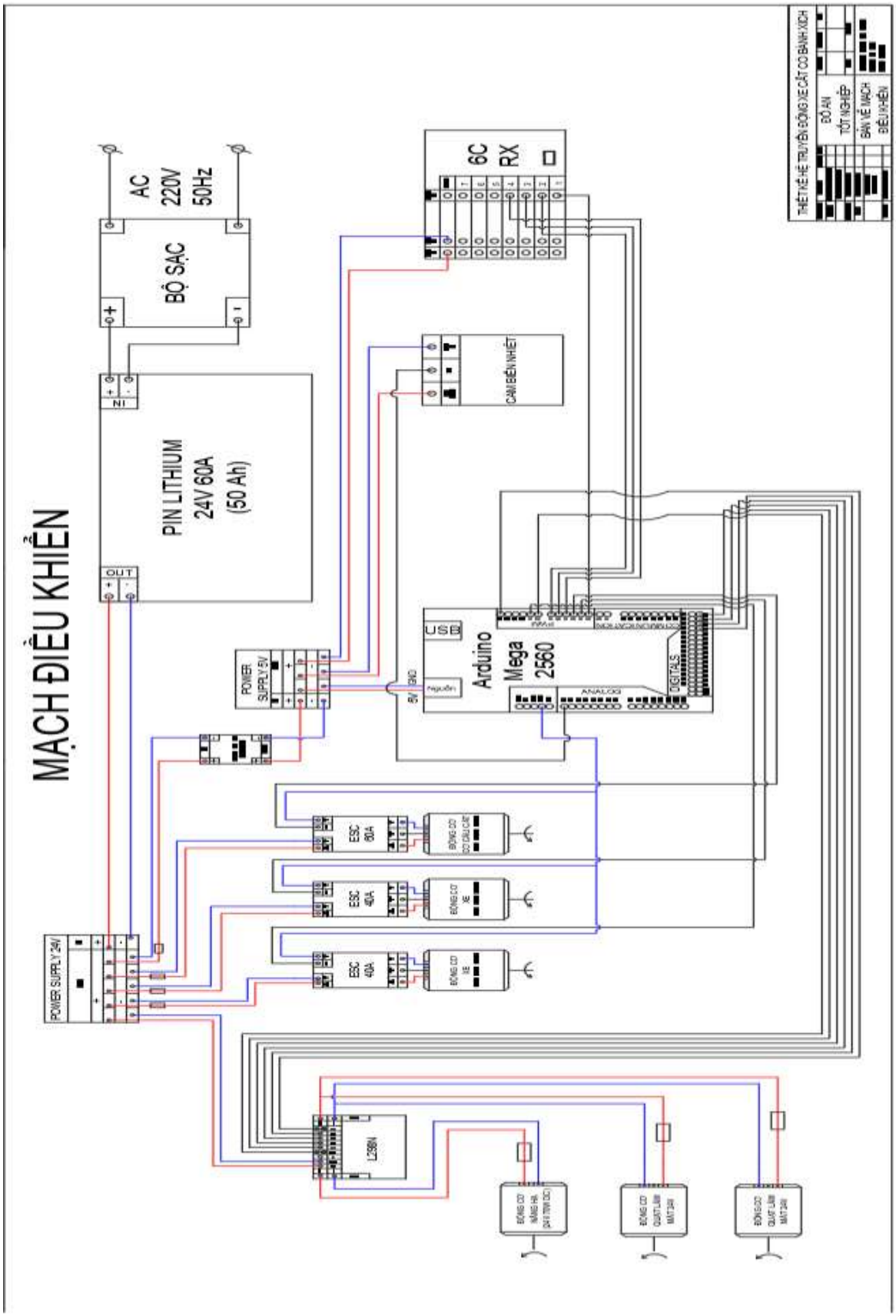
```
#include <Servo.h>

const int enA = 13;

const int in1 = 27;

const int in2 = 29;

const int enB = 23;
```

```
const int in3 = 25;
const int in4 = 23;
const int tempPin = A0;
Servo esc1;
Servo esc2;
Servo esc3;
const int ch1 = 2;
const int ch2 = 5;
const int ch3 = 6;
const int ch4 = 7;
const int chCut = 9;
int valCh1, valCh2, valCut;
void setup() {
  pinMode(enA, OUTPUT);
  pinMode(in1, OUTPUT);
  pinMode(in2, OUTPUT);
  pinMode(enB, OUTPUT);
  pinMode(in3, OUTPUT);
  pinMode(in4, OUTPUT);
  esc1.attach(3);
  esc2.attach(4);
  esc3.attach(9);
  pinMode(ch1, INPUT);
  pinMode(ch2, INPUT);
  pinMode(ch3, INPUT);
  pinMode(ch4, INPUT);
  Serial.begin(9600);
}
void loop() {
    valCh1 = pulseIn(ch1, HIGH, 25000);
  valCh2 = pulseIn(ch2, HIGH, 25000);
```

```
valCut = pulseIn(chCut, HIGH, 25000);
esc1.writeMicroseconds(mapRC(valCh1));
esc2.writeMicroseconds(mapRC(valCh2));
if (valCut > 1600) {
  esc3.writeMicroseconds(1700); // chạy
} else {
  esc3.writeMicroseconds(1000); // tắt
}
  int val3 = pulseIn(ch3, HIGH, 25000);
int val4 = pulseIn(ch4, HIGH, 25000);
if (val3 > 1600) { // tiến
  digitalWrite(in1, HIGH);
  digitalWrite(in2, LOW);
  analogWrite(enA, 200);
} else if (val4 > 1600) { // lùi
  digitalWrite(in1, LOW);
  digitalWrite(in2, HIGH);
  analogWrite(enA, 200);
} else {
  analogWrite(enA, 0);
}
  int raw = analogRead(tempPin);
float voltage = raw * 5.0 / 1023.0;
float tempC = voltage * 100;
  if (tempC > 35.0) {
  digitalWrite(in3, HIGH);
  digitalWrite(in4, LOW);
  analogWrite(enB, 180);
} else {
  analogWrite(enB, 0);
}
```

```
  delay(20);
}
int mapRC(int val) {
  if (val < 1000 || val > 2000) return 1500; // neutral nếu lỗi
  return constrain(val, 1000, 2000);
}
```

5.4 Sơ đồ đấu dây



Hình 5. 8 Sơ đồ đấu dây

Chương 6 Thiết kế kết cấu khung đỡ trục băm.

6.1 Xác định yêu cầu thiết kế.

6.1.1 Mục đích thiết kế.

Thiết kế khung đỡ cụm trục băm cho máy cắt cỏ

Đảm bảo độ cứng vững, ổn định và an toàn khi hoạt động với vận tốc di chuyển khoảng 4 km/h – 8 km/h.

6.1.2 Yêu cầu chức năng.

Chịu được tải trọng từ cụm trục băm (gồm động cơ, trục băm,).

Bảo vệ và giữ cố định các chi tiết khi làm việc.

Kết nối chắc chắn với phần khung xe.

6.1.3 Tải trọng tác dụng.

Lực va đập từ cỏ, sỏi, lực rung động trục quay trục băm.

Tải trọng động do chuyển động của máy.

Trọng lượng bản thân của trống cắt 1kg và động cơ khối lượng 5kg.

6.2 Vật liệu.

Thép hộp mạ kẽm 30x30x1,4 mm. Vật liệu SS400

Thép tấm 5mm. Vật liệu SS400

a) Đặc điểm chung của thép SS400

Tên gọi đầy đủ: Structural Steel 400 (SS400)

Loại thép: Thép cacbon cán nóng dùng cho kết cấu

b) Thành phần hóa học [5].

Bảng 6. 1 Thành phần hóa học mác thép SS400.

Nguyên tố	Hàm lượng tối đa (%)
C (Carbon)	≤ 0.050 – 0.25
Mn (Mangan)	≤ 1.40
Si (Silic)	≤ 0.05 – 0.35
P (Photpho)	≤ 0.050
S (Lưu huỳnh)	≤ 0.050

c) Tính chất cơ học.

Bảng 6. 2 Tính chất cơ học mác thép SS400

Tính chất	Giá trị tiêu biểu
Giới hạn chảy (Yield Strength)	≥ 245 MPa (cho thép dày ≤ 16 mm)
Độ bền kéo (Tensile Strength)	400 – 510 MPa
Độ giãn dài (Elongation)	≥ 21% (với mẫu chuẩn)

d) Ưu điểm.

- Dễ hàn, cắt, gia công.
- Giá thành rẻ.
- Dễ tìm trên thị trường.
- Phù hợp với các kết cấu chịu tải vừa và nhẹ.

e) Nhược điểm.

- Khả năng chống ăn mòn thấp (cần sơn phủ hoặc mạ kẽm khi dùng ngoài trời).
- Không thích hợp cho các kết cấu chịu lực cao hoặc môi trường khắc nghiệt.

6.3 Mô hình hóa 3d kết cấu.

6.3.1 Phần mềm mô phỏng 3d

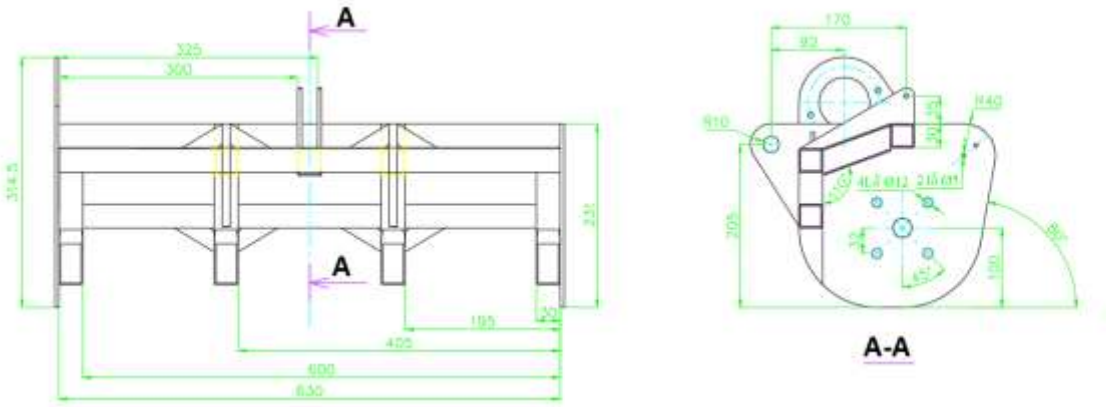
SOLIDWORKS là phần mềm thiết kế 3D tham số chạy trên hệ điều hành Windows và có mặt từ năm 1995, được tạo bởi công ty SOLIDWORKS Dassault Systèmes, là một công ty thành viên của tập đoàn công nghệ hàng đầu thế giới Dassault Systèmes, S. A. (Vélizy, Pháp). Cộng đồng người dùng SOLIDWORKS bản quyền trên thế giới hiện là gần 6 triệu người với khoảng 200.000 doanh nghiệp và tập đoàn.

Hình 6. 1 Phần mềm mô phỏng 3d.

- Các chức năng chính:

+ **Thiết kế 3D (3D Modeling):** Tạo và chỉnh sửa các chi tiết, cụm lắp ráp và bản vẽ kỹ thuật.
+ **Mô phỏng cơ học (Simulation):** Phân tích độ bền, biến dạng, ứng suất, rung động, truyền nhiệt.
+ **Mô phỏng chuyển động (Motion Analysis):** Mô phỏng các chuyển động thực tế giữa các chi tiết trong cơ cấu máy.
+ **Tối ưu hóa thiết kế:** Phân tích và cải tiến mô hình dựa trên tiêu chí tối ưu (trọng lượng, độ bền, chi phí…).
+ **Tích hợp CAM:** Lập trình gia công CNC trực tiếp từ mô hình 3D.

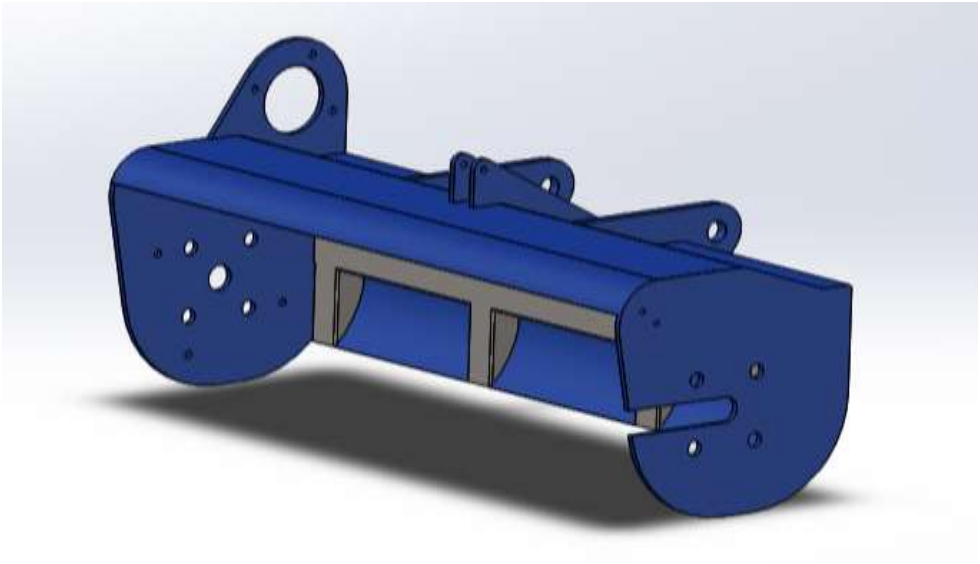
6.3.2 Dựng mô hình 3d.



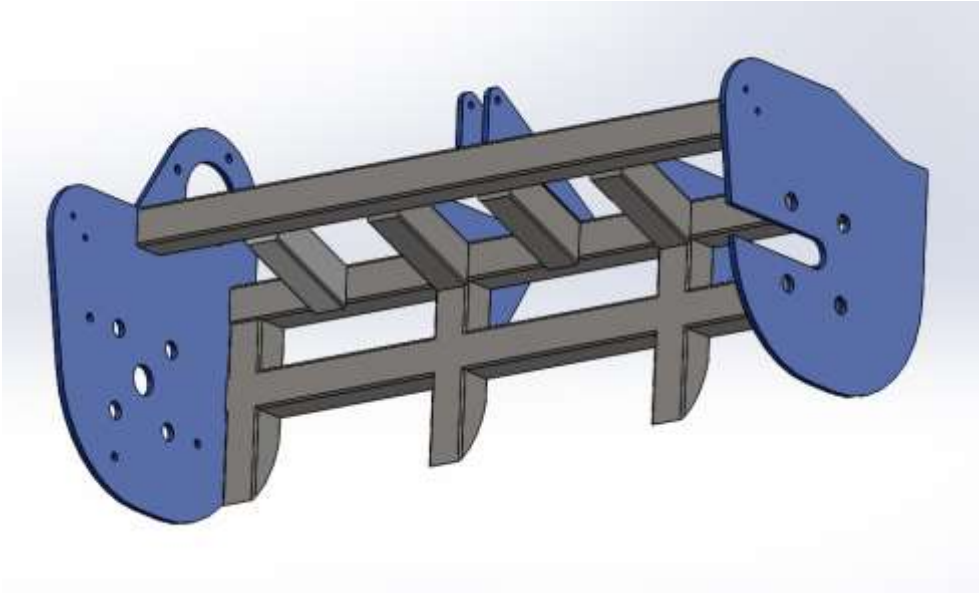
Hình 6. 2 Thiết kế khung cắt

Mô hình đầy đủ chi tiết gồm: khung cắt, trống cắt, bộ truyền, gối đỡ, điểm bắt động cơ.

- Khung cắt trong thiết kế máy cắt cỏ đóng vai trò là bộ phận chịu lực chính, đảm nhiệm chức năng nâng đỡ trục băm, động cơ và các chi tiết liên quan. Để đảm bảo độ cứng vững, khả năng chịu tải và độ bền trong điều kiện làm việc ngoài trời, khung được chế tạo từ hai loại vật liệu chính là thép hộp 30×30×1.4 mm và thép tấm dày 5 mm. Thép hộp 30×30×1.4 mm có kết cấu rỗng, trọng lượng nhẹ nhưng vẫn đảm bảo độ cứng cần thiết, rất phù hợp để làm khung xương bao quanh máy và đỡ các cụm chi tiết. Giúp tối ưu giữa độ bền, độ ổn định và trọng lượng tổng thể, đồng thời thuận tiện trong quá trình gia công, hàn lắp và bảo trì.

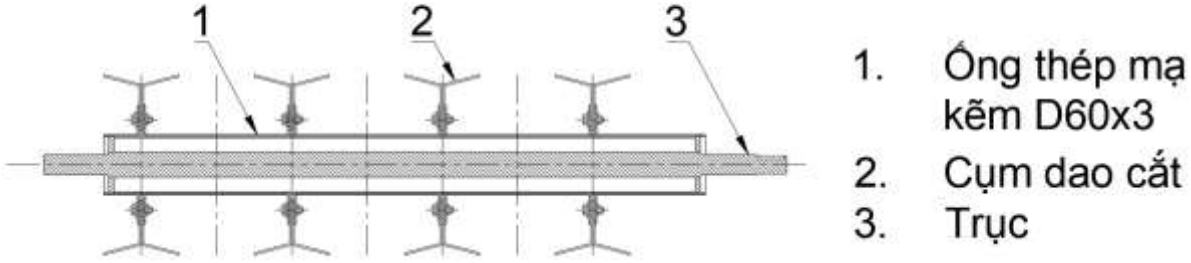


Hình 6. 3 Mô phỏng khung cắt.

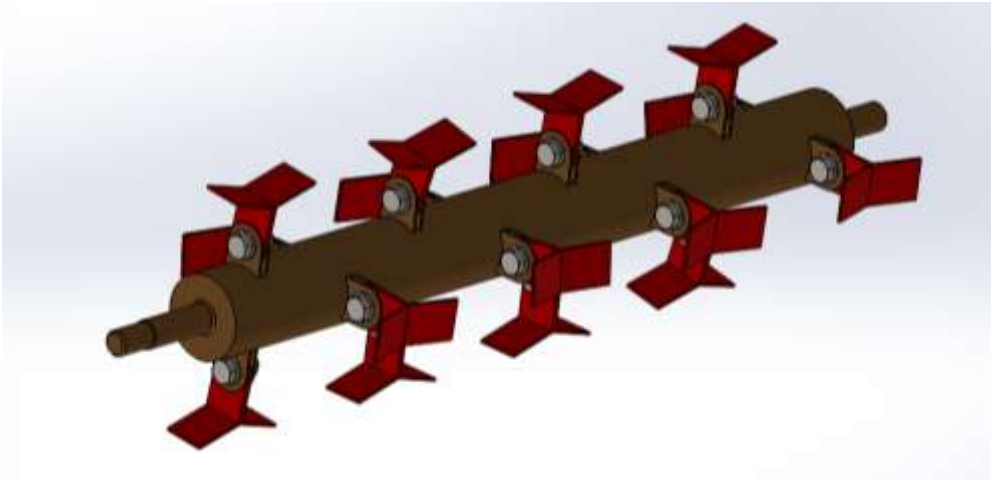


Hình 6. 4 Mô hình 3d khung cắt.

Trục băm: trục băm đóng vai trò trung tâm truyền lực từ động cơ ra lưỡi dao. Khi trục quay với tốc độ cao, các dao gắn trên trục sẽ tạo thành lực cắt đủ lớn để xử lý cả cỏ mềm và cây thân cứng có đường kính nhỏ.

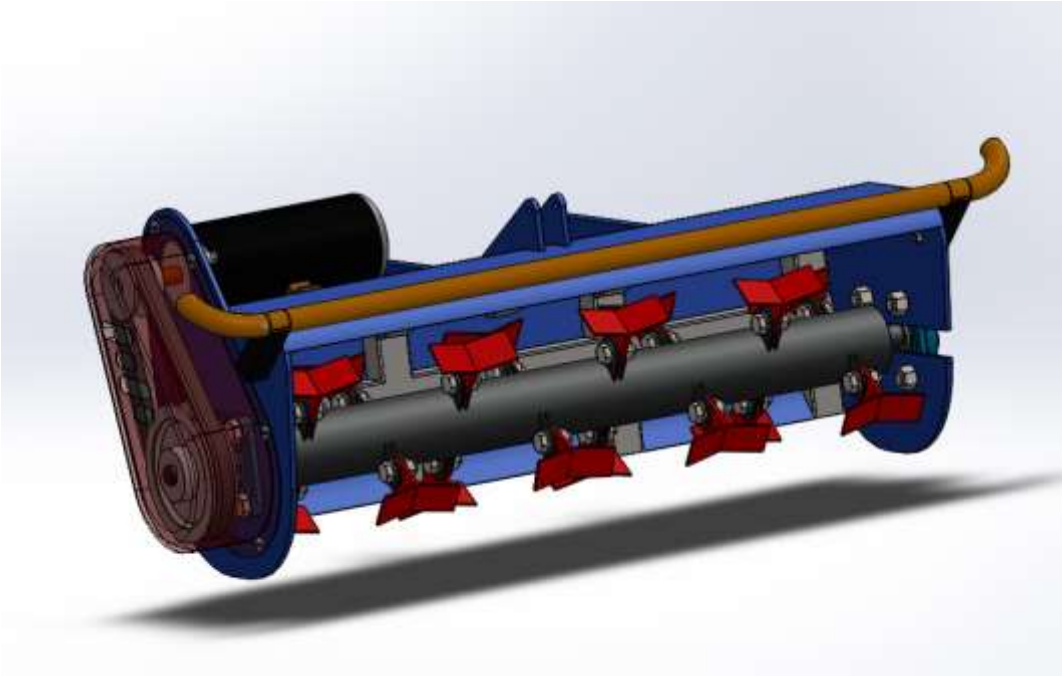


Hình 6. 5 Cấu tạo trục băm.



Hình 6. 6 Mô hình 3d trục băm.

Hình 6. 7 Bộ truyền đai thang B.



Hình 6. 8 Thiết kế lắp ghép cụm lắp ghép khung cắt cỏ trục băm.

6.4 Mô phỏng cơ học

Mục đích của việc kiểm nghiệm khung cắt: Mô phỏng trong ANSYS nhằm kiểm tra độ bền và khả năng làm việc an toàn của khung cắt.

Gồm hai tình huống điển hình:

- Tải trọng tĩnh trong điều kiện máy không hoạt động (phân bố đều tải trọng do trọng lượng các chi tiết, động cơ...).
- Mô phỏng va chạm mô phỏng tĩnh – đại diện cho trường hợp khung cắt va vào vật cản khiến xe dừng hẳn khi đang di chuyển tốc độ 8 km/h. Với:

+ Vận tốc đang đi của xe: v_{max} = 8km/h = 2,22 m/s
+ Momen xoắn tạo bởi bánh dẫn động T_{xe} = 19,816 N.m
+ Sử dụng bánh xích với thông số: 180 . 60 . 37 mm
+ Bước xích P_x= 60 mm

6.4.1 *Phần mềm ANSYS.*

Hình 6. 9 Phần mềm ansys.

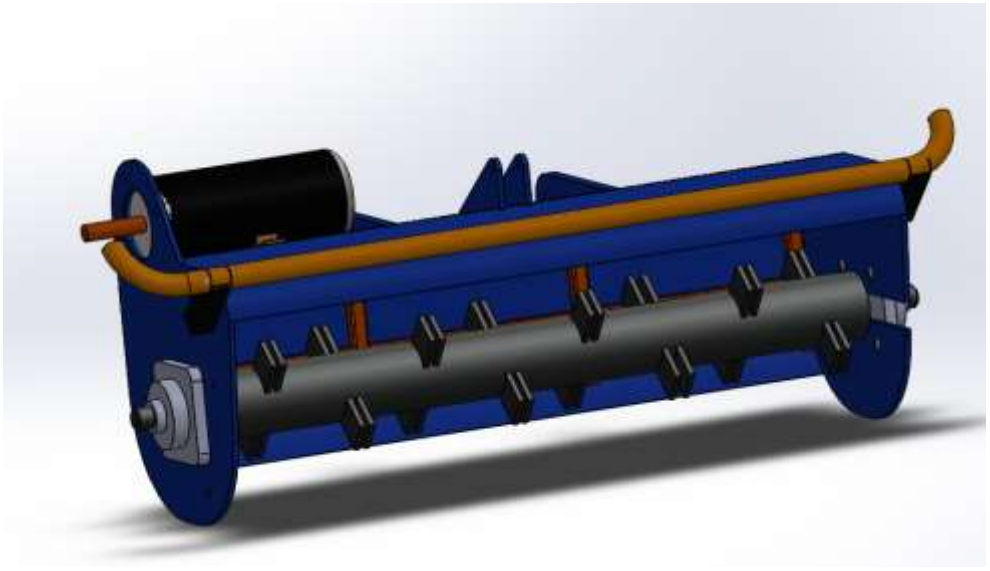
ANSYS là phần mềm mô phỏng kỹ thuật mạnh mẽ được sử dụng rộng rãi trong các lĩnh vực cơ khí, hàng không, điện – điện tử, xây dựng và vật liệu. Phần mềm này cho phép kỹ sư thực hiện các phân tích số như phân tích ứng suất – biến dạng, truyền nhiệt, dòng chảy chất lỏng (CFD), dao động, mỏi vật liệu và điện từ học bằng phương pháp phần tử hữu hạn (FEM). Với khả năng mô phỏng sát với thực tế, ANSYS giúp người dùng đánh giá chính xác độ bền và hiệu suất làm việc của sản phẩm ngay từ giai đoạn thiết kế, từ đó tối ưu hóa kết cấu, giảm chi phí sản xuất và rút ngắn thời gian phát triển**.** Giao diện thân thiện, tích hợp nhiều mô-đun chuyên sâu như *ANSYS Mechanical, ANSYS Fluent, ANSYS CFX* hay *ANSYS Electronics* khiến phần mềm trở thành công cụ không thể thiếu trong nghiên cứu và thiết kế kỹ thuật hiện đại. ANSYS đặc biệt hữu ích trong việc kiểm tra độ bền của kết cấu khung, mô phỏng tác động lực, phân bố ứng suất và kiểm chứng hệ số an toàn trong các dự án cơ khí – chế tạo.

6.4.2 *Quy trình mô phỏng*

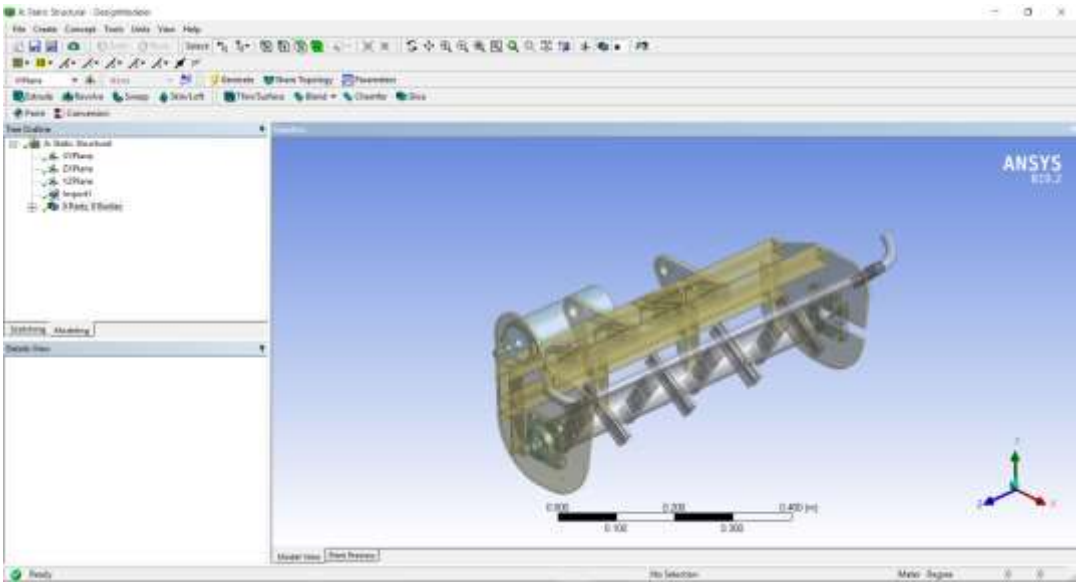
a) Tối giản thiết kế hình học và xuất file vào phần mềm ANSYS.

Cụm lắp ghép khung cắt được dựng trong phần mềm SolidWorks và nhập vào ANSYS.

Bao gồm đầy đủ các chi tiết: thép hộp, vị trí chịu tải, gối đỡ, trục băm, động cơ....



Hình 6. 10 Cụm lắp ghép khung cắt được tối giản thiết kế trên phần mềm solidworks.



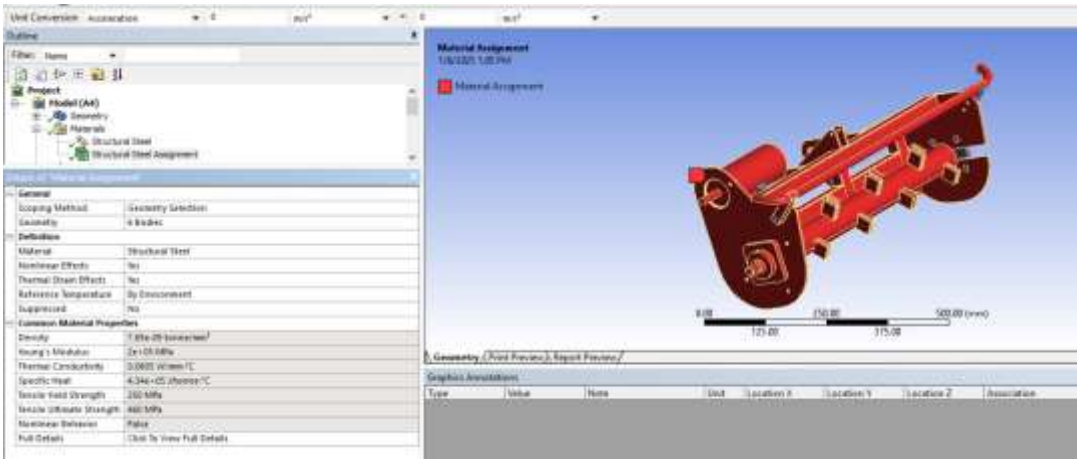
Hình 6. 11 Xuất file vào phần mềm ANSYS.

b) Gán vật liệu (Engineering Data)

Vật liệu: Structural Steel.

Bảng 6. 3 Khai báo thông tin vật liệu

Thông số	**Ý nghĩa / Đơn vị**
Mật độ khối lượng	7850 kg/m³
Giới hạn chảy	250 MPa
Độ bền kéo	460 MPa



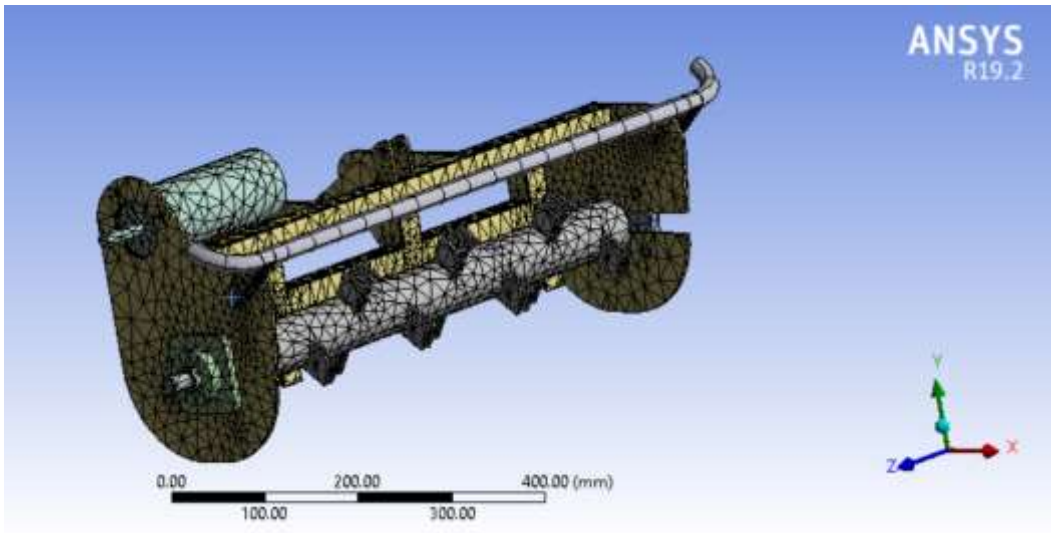
Hình 6. 12 Gán vật liệu cho cụm chi tiết khung cắt.

c) Lưới phần tử (Meshing)

Bảng 6. 4 Bảng thuộc tính và cài đặt của lưới (Mesh)

Object Name	*Mesh*
State	Solved
Display	
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
Element Size	Default
Sizing	
Use Adaptive Sizing	Yes
Resolution	Default (2)
Mesh Defeaturing	Yes
Defeature Size	Default
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Initial Size Seed	Assembly
Bounding Box Diagonal	918.96 mm
Average Surface Area	1672.5 mm²
Minimum Edge Length	9.2122e-002 mm
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Standard Mechanical

Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	None
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0.272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1.2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Advanced	
Number of CPUs for Parallel Part Meshing	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Number of Retries	Default (4)
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Topology Checking	Yes
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Statistics	
Nodes	58620
Elements	29518

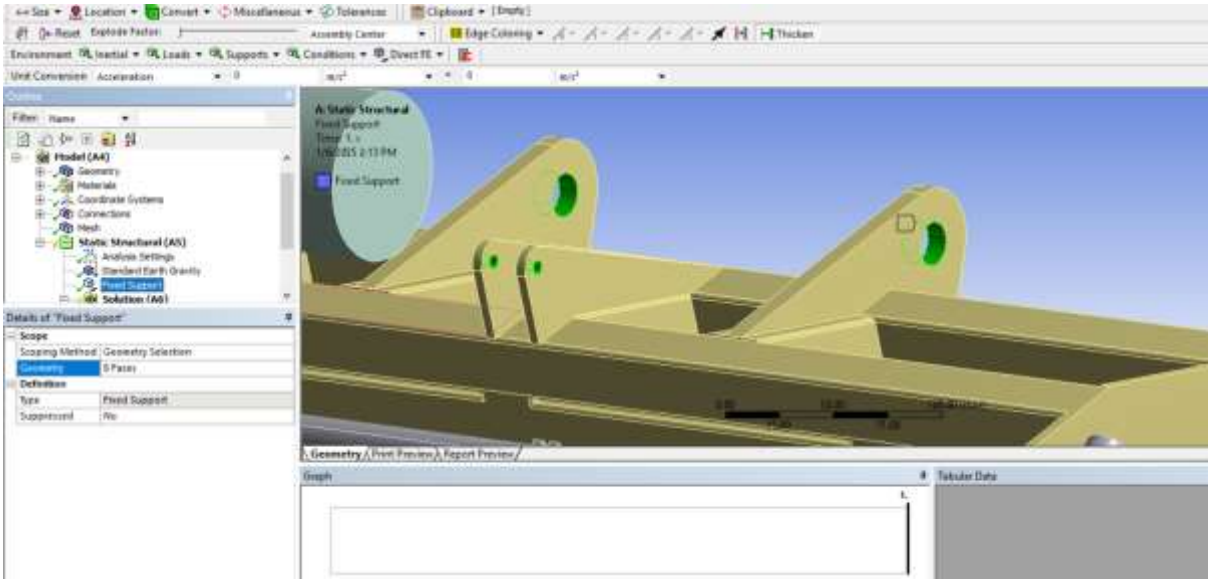


Hình 6. 13 Kết quả sau khi chia lưới.

d) Ràng buộc và tải trọng (Setup)

Tình huống 1 tải trọng tĩnh trong điều kiện máy không hoạt động (phân bố đều tải trọng do trọng lượng các chi tiết, động cơ...).

- Fixed support: đặt ràng buộc cố định tại bề mặt được chọn.

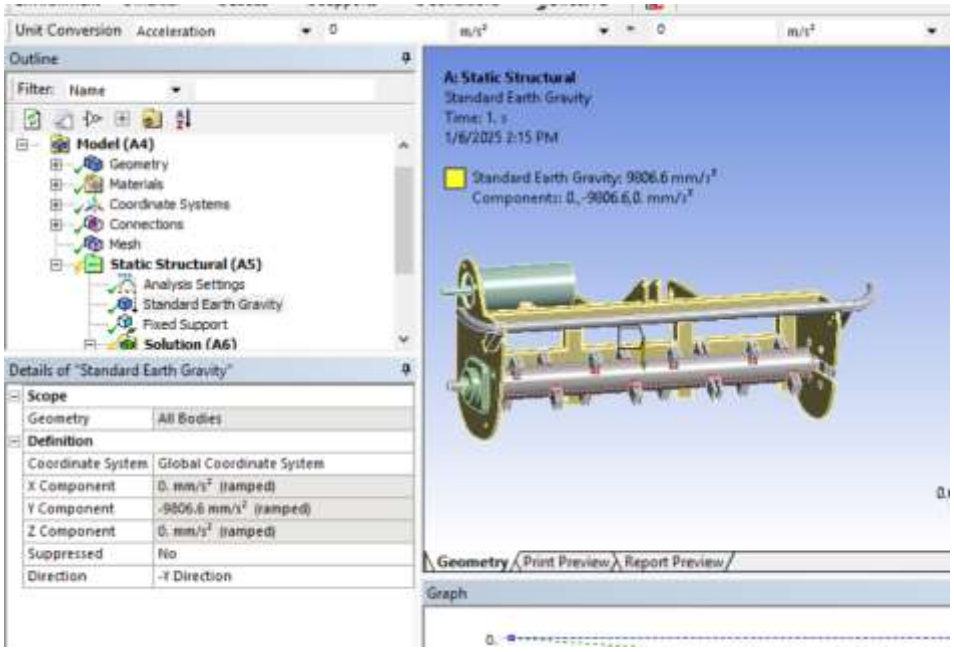


Hình 6. 14 Chọn bề mặt cố định.

- Standard Earth Gravity: tải trọng trọng lực do trái đất tác động lên khung.

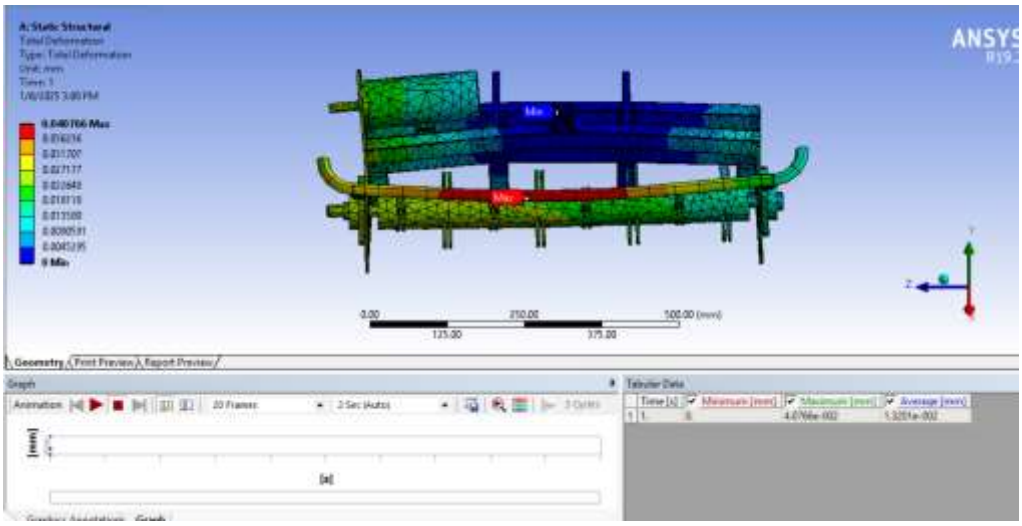
+ Gia tốc chuẩn: 9.8066 m/s² (theo phương -Y)

+ Tác động: Phân bố đều lên toàn bộ vật thể



Hình 6. 15 Đặt điều kiện trọng lực lên toàn bộ cụm chi tiết khung cắt

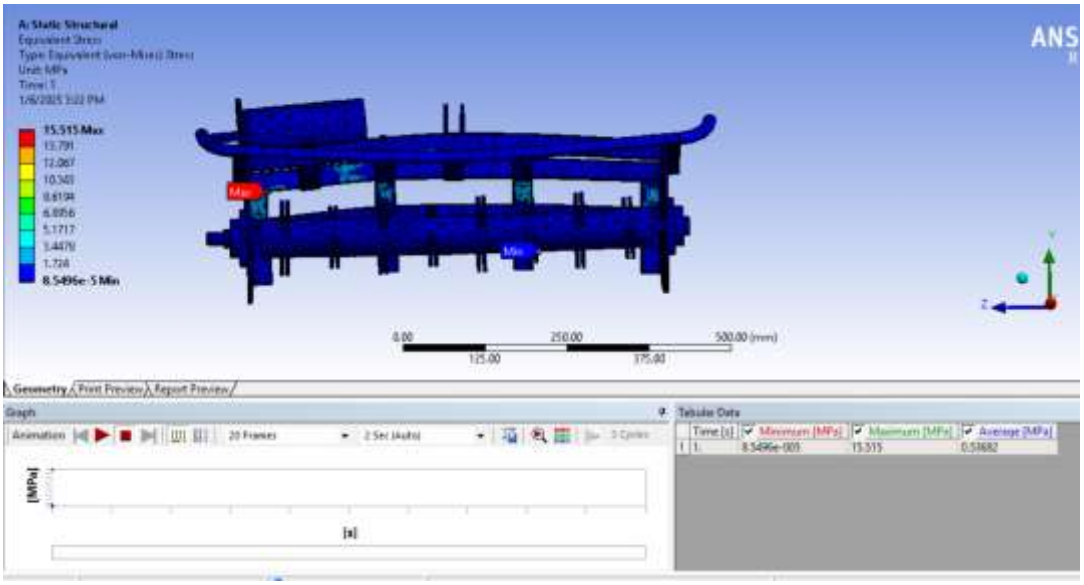
- Kết quả:



Hình 6. 16 Mô phỏng biến dạng của kết cấu dưới tác động của trọng lực.

Bảng 6. 5 Kết quả tổng biến dạng.

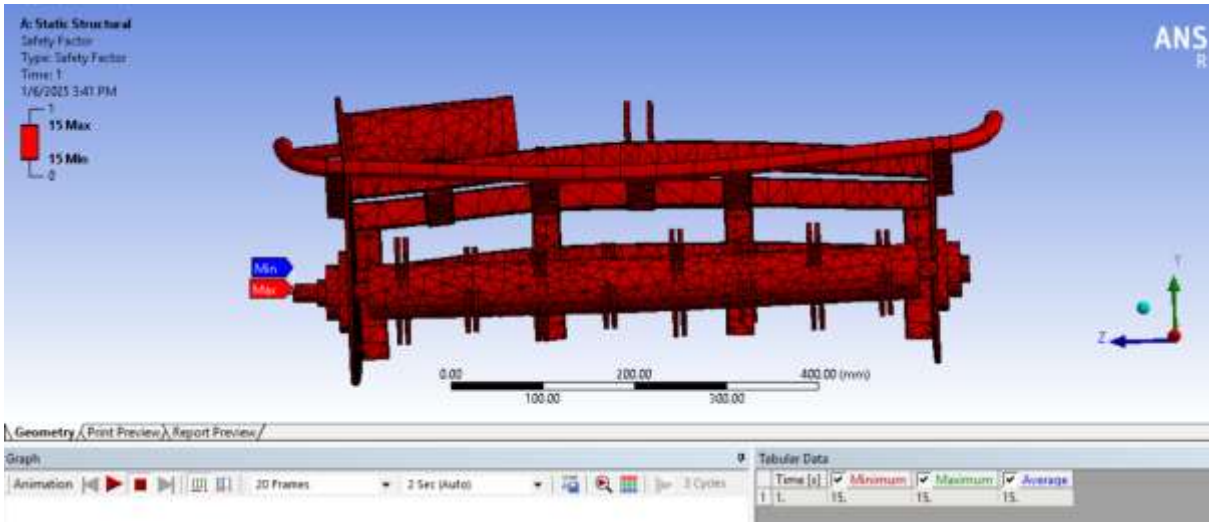
Time [s]	Minimum [mm]	Maximum [mm]	Average [mm]
1.	0.	4.0766e-002	1.3201e-002



Hình 6. 17 Phân tích kết quả ứng suất tương đương (Von-Mises).

Bảng 6. 6 Kết quả ứng suất Von-Mises (Equivalent Stress)

Time [s]	Minimum [MPa]	Maximum [MPa]	Average [MPa]
1.	8.5496e-005	15.515	0.53682



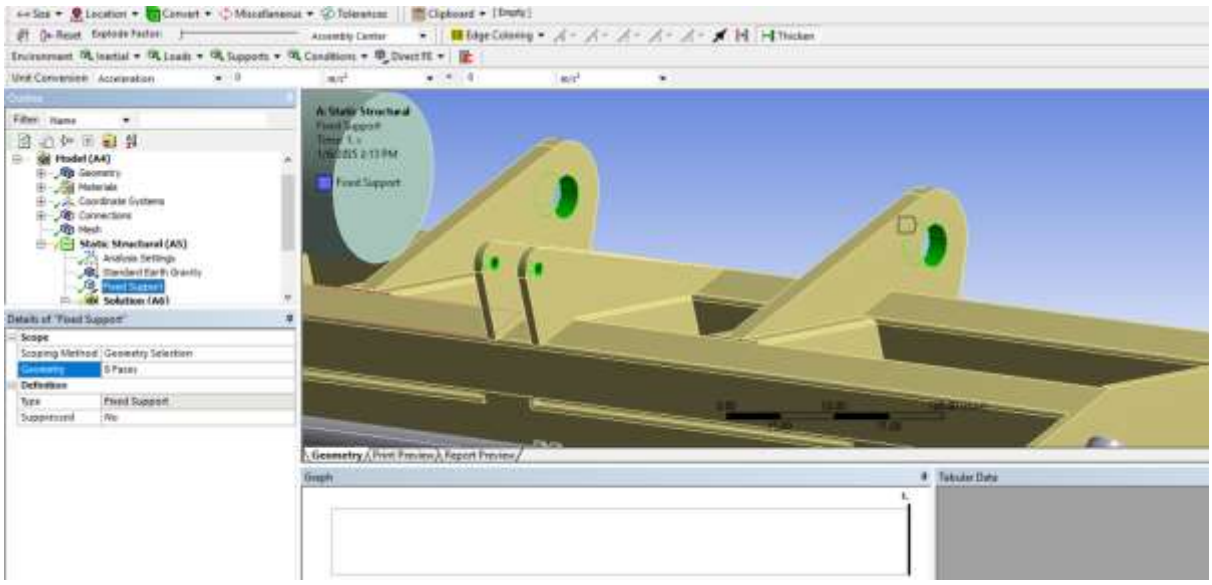
Hình 6. 18 Hệ số an toàn kết cấu khung cắt.

Bảng 6. 7 Kết quả phân tích hệ số an toàn kết cấu khung cắt.

Time [s]	Minimum	Maximum	Average
1.	15.	15.	15.

Tình huống 2 mô phỏng va chạm mô phỏng tĩnh – đại diện cho trường hợp khung cắt va vào vật cản khiến xe dừng hẳn khi đang di chuyển tốc độ 8 km/h.

- Fixed support: đặt ràng buộc cố định tại bề mặt được chọn.

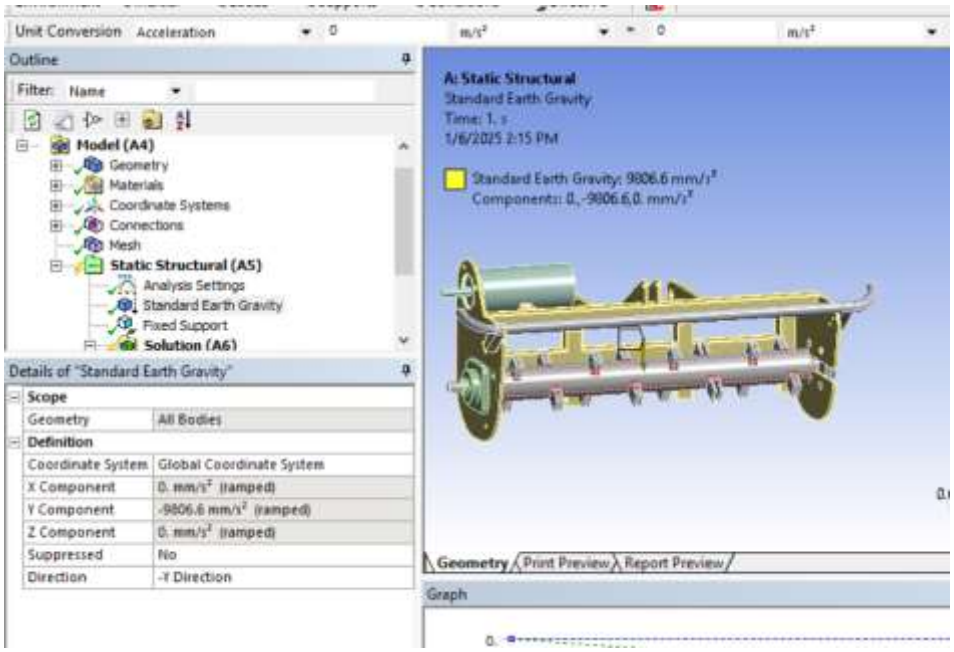


Hình 6. 19 Chọn bề mặt cố định.

- Standard Earth Gravity: tải trọng trọng lực do trái đất tác động lên khung.

+ Gia tốc chuẩn: 9.8066 m/s² (theo phương -Y)

+ Tác động: Phân bố đều lên toàn bộ vật thể

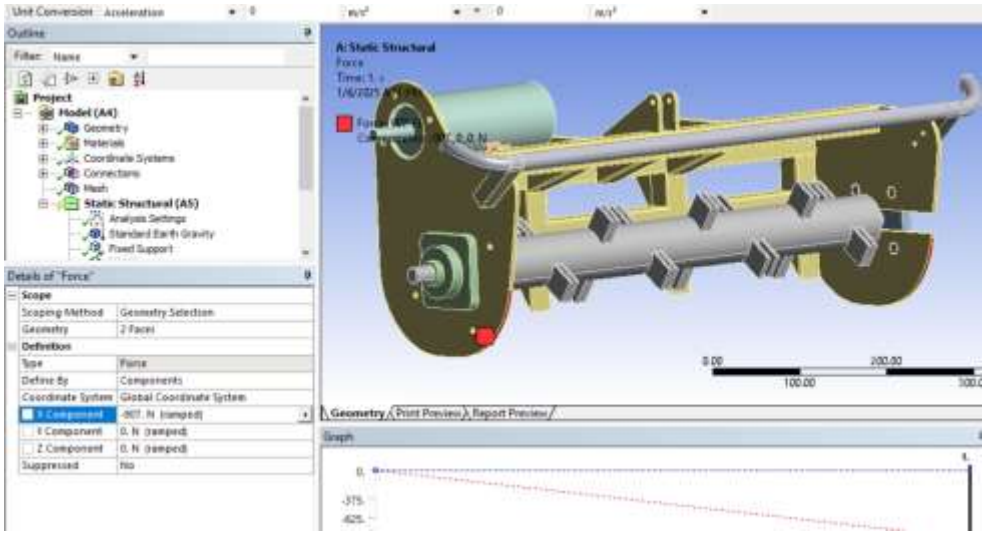


Hình 6. 20 Đặt điều kiện trọng lực lên toàn bộ cụm chi tiết khung cắt.

- Force: lực tác động do va chạm lên khung cắt.

+ Chọn bề mặt đặt lực là vị trí dễ va chạm trên khung cắt.

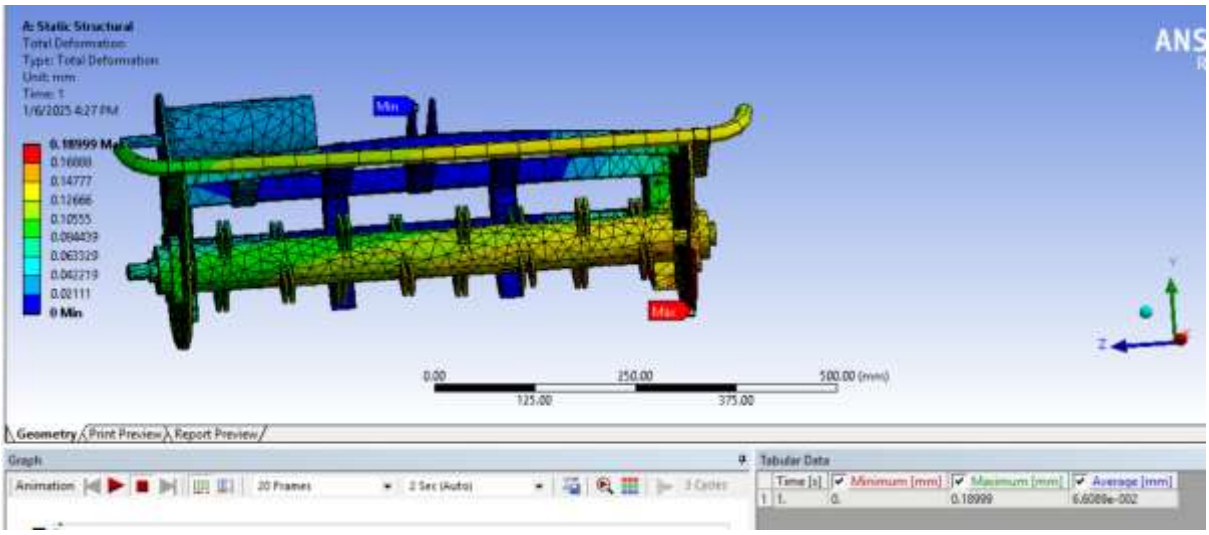
+ Lực va chạm: 907,2 N (theo phương -X)



Hình 6. 21 Đặt lực va chạm lên khung cắt.

- Kết quả:

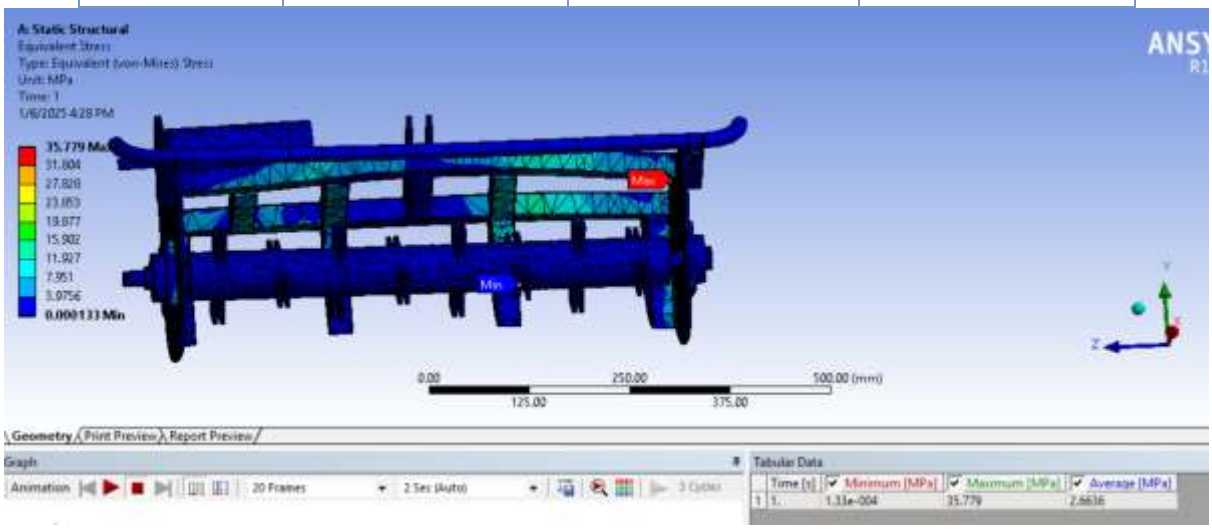
+ Tổng biến dạng (Total Deformation)



Hình 6. 22 Mô phỏng biến dạng của kết cấu dưới tác động của trọng lực và va chạm.

Bảng 6. 8 Kết quả tổng biến dạng.

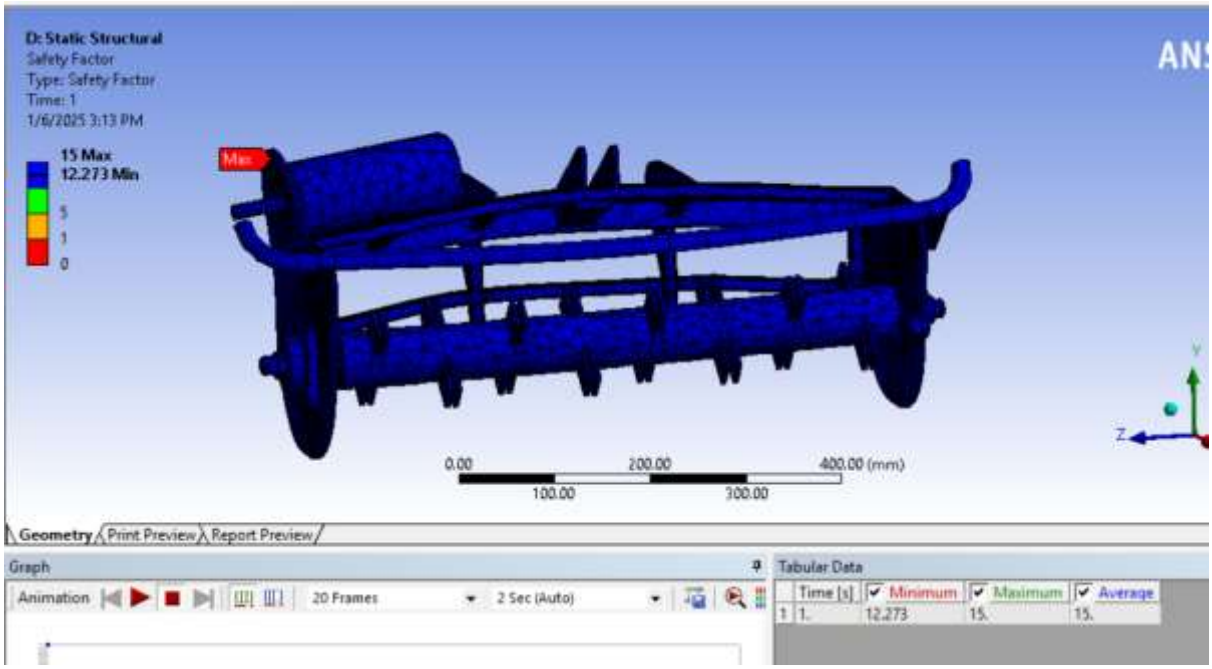
Time [s]	Minimum [mm]	Maximum [mm]	Average [mm]
1.	0.	0.18999	6.6089e-002



Hình 6. 23 Phân tích kết quả ứng suất tương đương (Von-Mises) khi có va chạm.

Bảng 6. 9 Kết quả ứng suất Von-Mises (Equivalent Stress)

Time [s]	Minimum [MPa]	Maximum [MPa]	Average [MPa]
1.	1.33e-004	35.779	2.6636



Hình 6. 24 Hệ số an toàn kết cấu khung cắt khi có va chạm.

Bảng 6. 10 Kết quả phân tích hệ số an toàn kết cấu khung cắt.

Time [s]	Minimum	Maximum	Average
1.	6.9873	15.	14.993

⇨ *Kết luận: Với hai tình huống mô phỏng ta thấy tổng biến dạng khi cụm cơ cấu cắt chịu tác dụng của trọng lực và có va chạm không đáng kể so với toàn bộ kết cấu. Hệ số Safety Factor của hai trường hợp đều lớn hơn 1,5. Dưới tác động trọng lực hệ số an toàn đều 15 và trường hợp có va chạm vị trí thấp nhất là 7. Có thể tối ưu giúp giảm khối lượng và vật liệu.*

6.4.3 Tối ưu thiết kế.

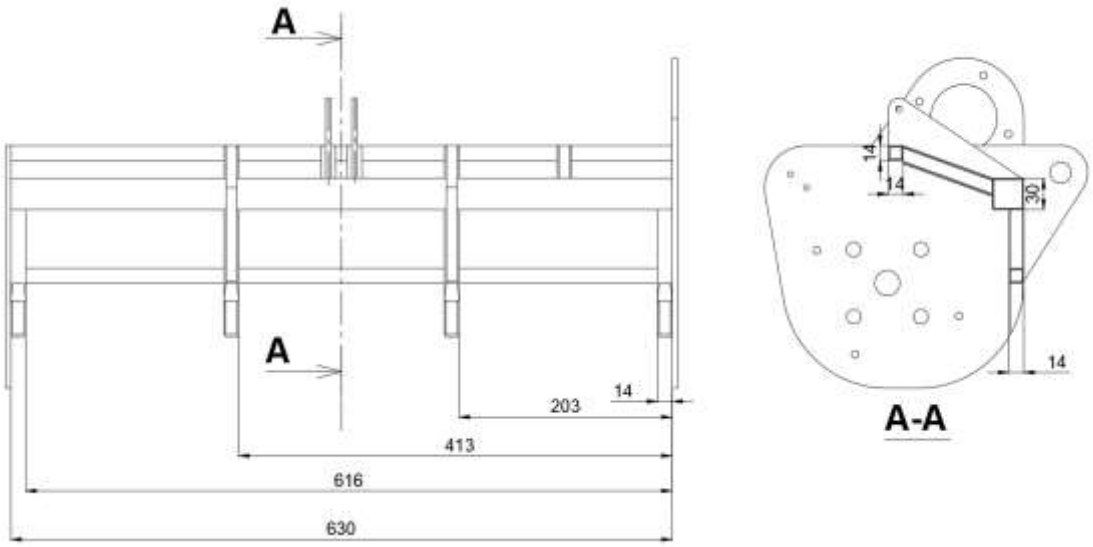
a) Tối ưu vật liệu

Trong kế ban đầu, toàn bộ kết cấu khung được chế tạo từ thép hộp có tiết diện 30×30×1.4 mm nhằm đảm bảo độ cứng và tính đồng bộ trong chế tạo. Tuy nhiên, qua quá trình phân tích tải trọng và mô phỏng ứng suất, nhóm thiết kế đã nhận thấy tiềm năng tối ưu kết cấu bằng cách thay đổi cấu hình thép hộp sao cho phù hợp hơn với từng vị trí chịu lực cụ thể.

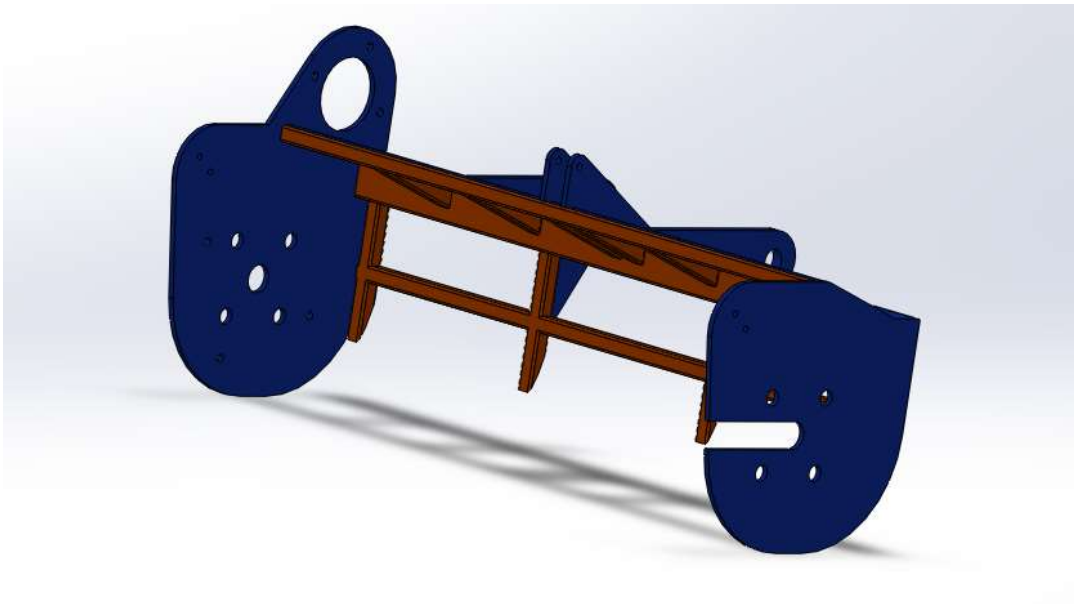
Khung cắt được tối ưu bằng cách phối hợp nhiều loại tiết diện thép hộp, với các kích thước và độ dày khác nhau tùy theo vai trò chịu lực của từng thanh. Cụ thể:

Thanh chính chịu tải lớn (như dầm ngang, trụ đứng trung tâm) vẫn sử dụng thép hộp 30×30×1.4 mm để đảm bảo độ cứng.

Các thanh phụ được thay bằng thép hộp tiết diện nhỏ hơn (14×14×1.4 mm), nhằm giảm khối lượng tổng thể mà vẫn duy trì được độ ổn định của hệ kết cấu.



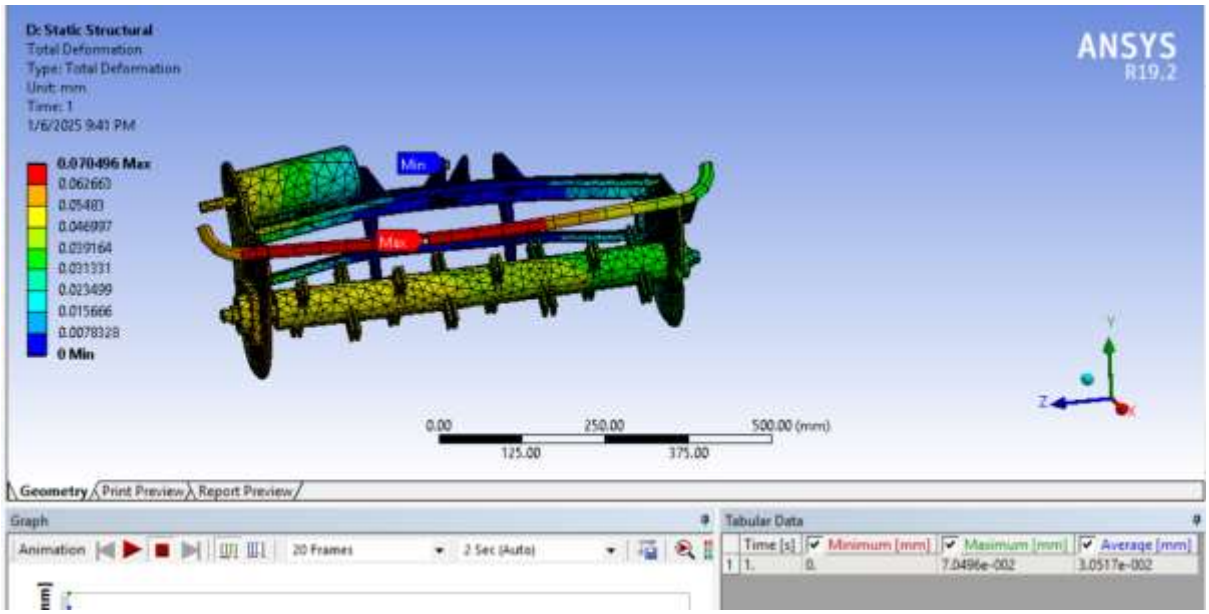
Hình 6. 25 Kết cấu khung cắt được tối ưu.



Hình 6. 26 Mô phỏng 3d khung cắt.

Kết quả mô phỏng với cùng điều kiện ràng buộc và tải trọng so với phương án trước.

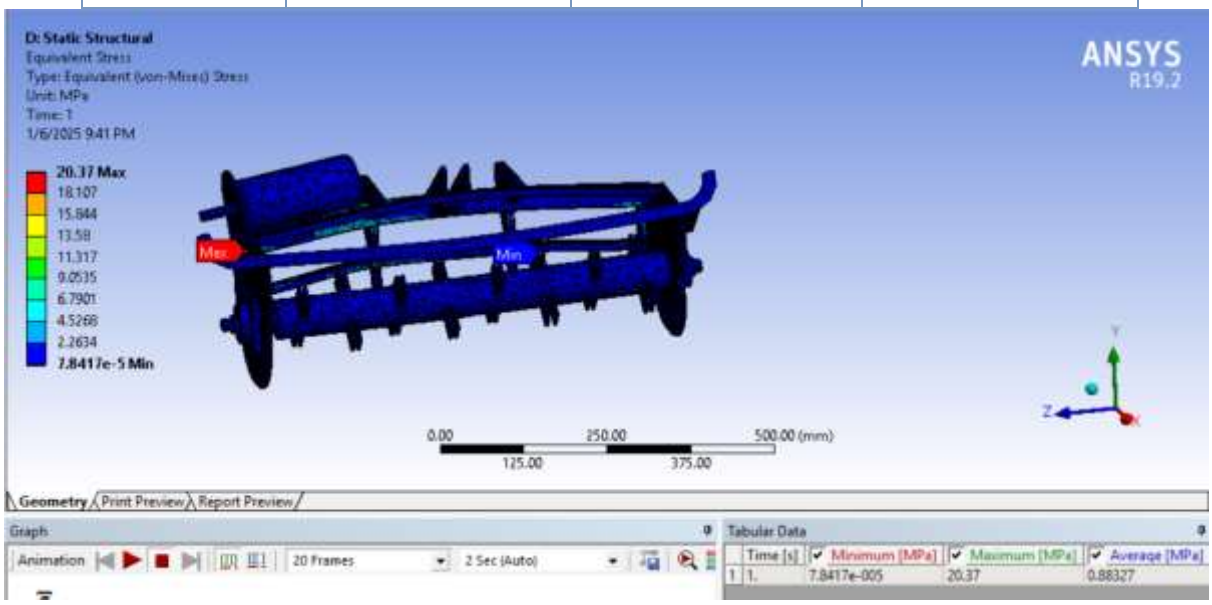
Tình huống 1 tải trọng tĩnh trong điều kiện máy không hoạt động (phân bố đều tải trọng do trọng lượng các chi tiết, động cơ...).



Hình 6. 27 Mô phỏng biến dạng của kết cấu dưới tác động của trọng lực và va chạm.

Bảng 6. 11 Kết quả tổng biến dạng.

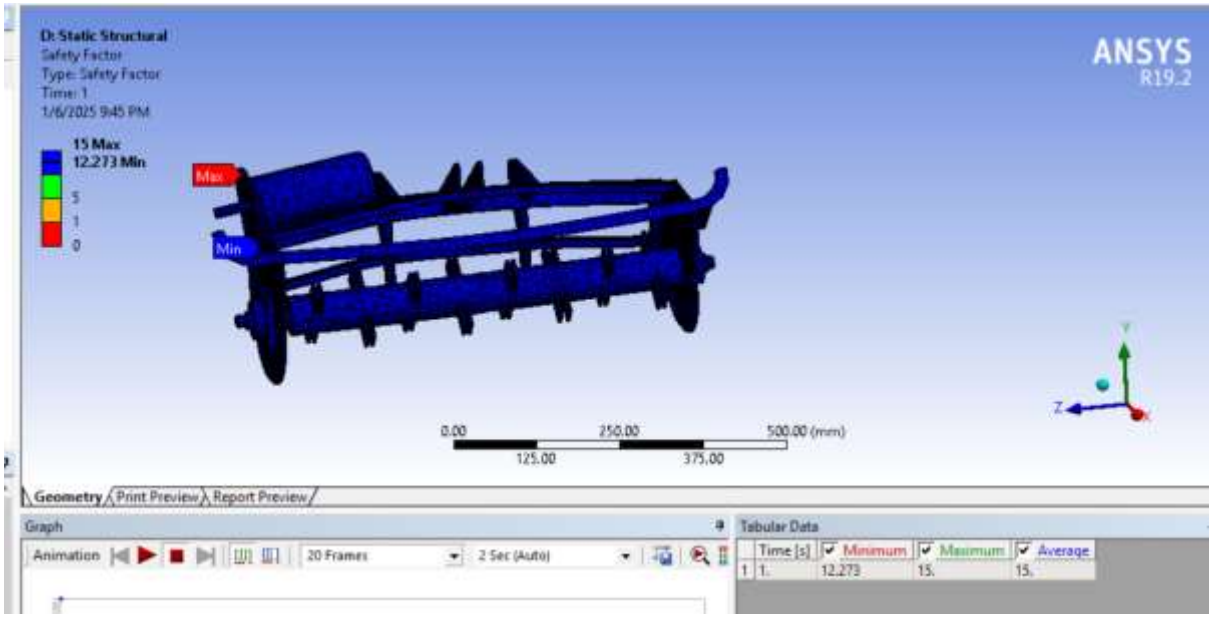
Time [s]	Minimum [mm]	Maximum [mm]	Average [mm]
1.	0.	7.0496e-002	3.0517e-002



Hình 6. 28 Phân tích kết quả ứng suất tương đương (Von-Mises).

Bảng 6. 12 Kết quả ứng suất Von-Mises (Equivalent Stress)

Time [s]	Minimum [MPa]	Maximum [MPa]	Average [MPa]
1.	7.8417e-005	20.37	0.88327

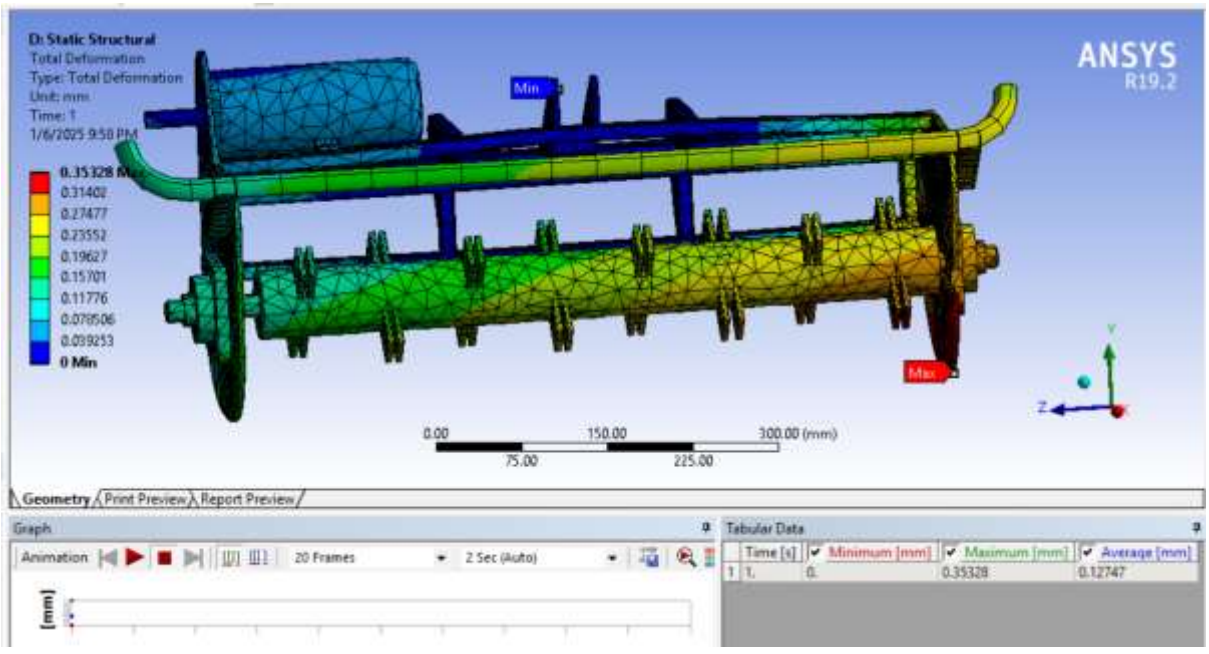


Hình 6. 29 Hệ số an toàn kết cấu khung cắt.

Bảng 6. 13 Kết quả phân tích hệ số an toàn kết cấu khung cắt.

Time [s]	Minimum	Maximum	Average
1.	12.273	15.	15.

Tình huống 2 mô phỏng va chạm mô phỏng tĩnh – đại diện cho trường hợp khung cắt va vào vật cản khiến xe dừng hẳn khi đang di chuyển tốc độ 8 km/h.

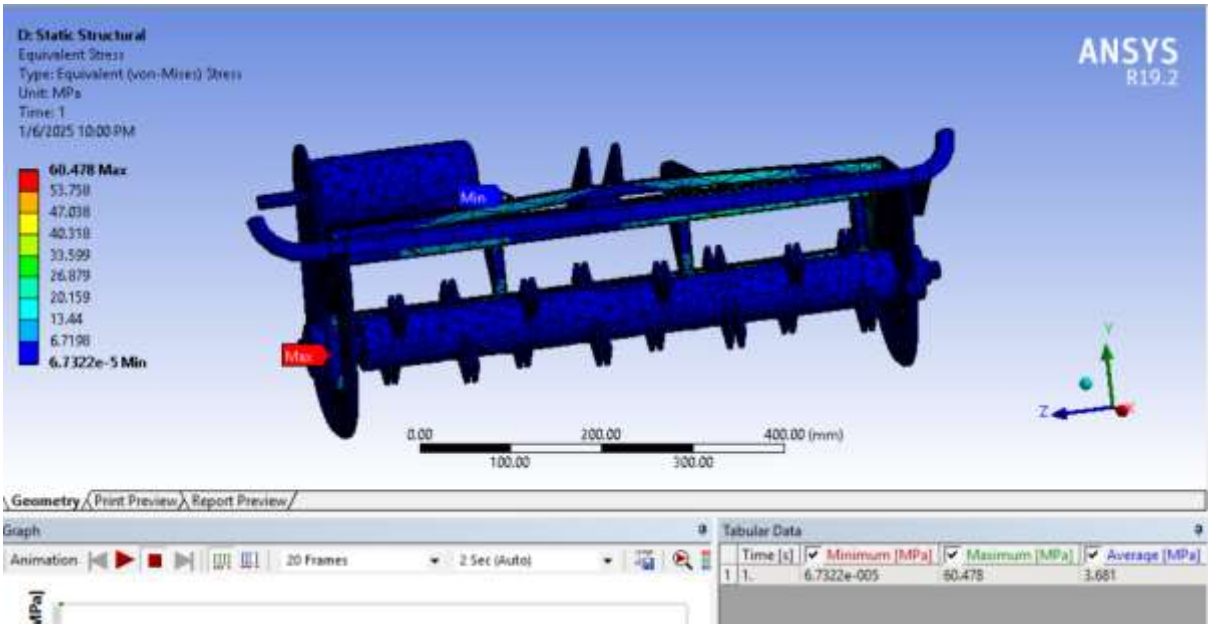


Hình 6. 30 Mô phỏng biến dạng của kết cấu dưới tác động của trọng lực và va chạm.

Bảng 6. 14 Kết quả tổng biến dạng.

Time [s]	Minimum [mm]	Maximum [mm]	Average [mm]

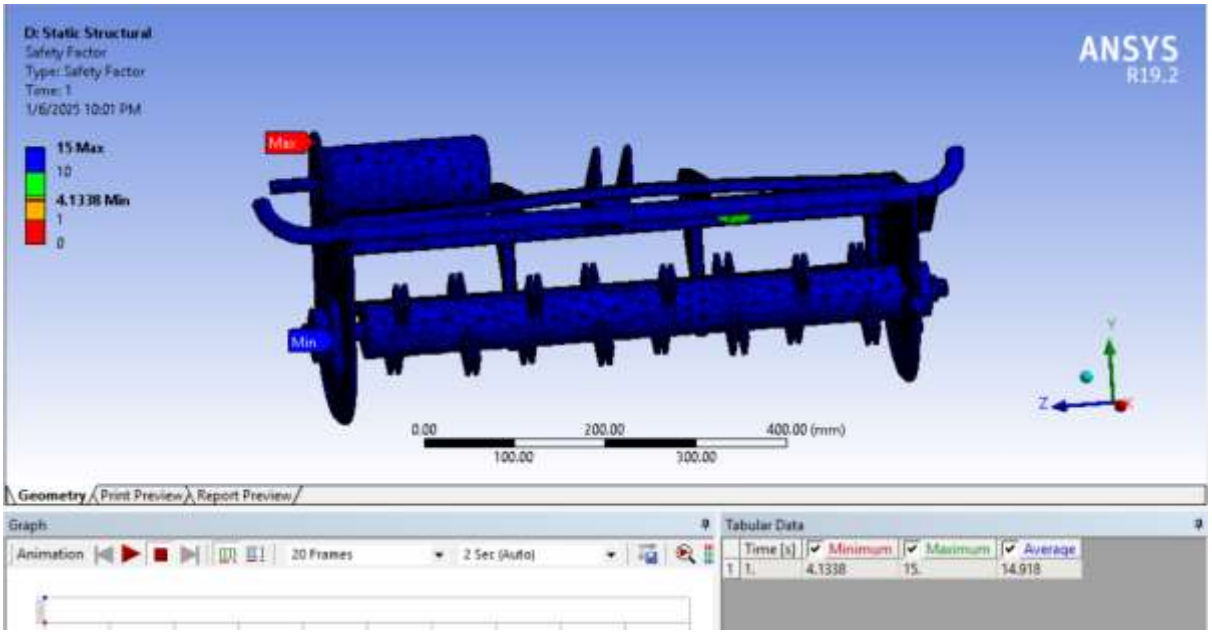
1.	0.	0.35328	0.12747



Hình 6. 31 Phân tích kết quả ứng suất tương đương (Von-Mises).

Bảng 6. 15 Kết quả ứng suất Von-Mises (Equivalent Stress)

Time [s]	Minimum [MPa]	Maximum [MPa]	Average [MPa]
1.	6.7322e-005	60.478	3.681

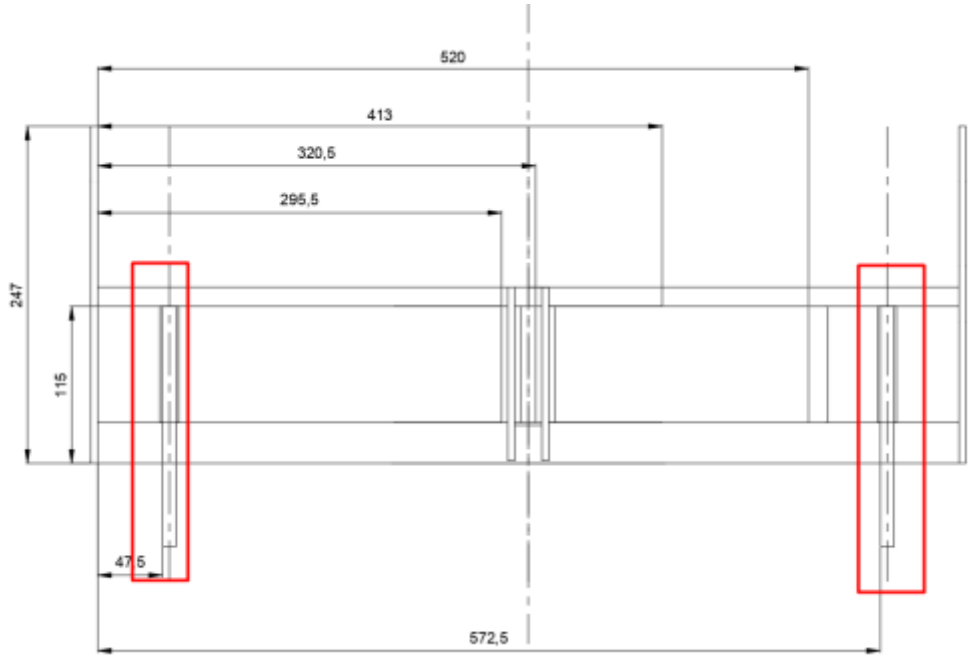


Hình 6. 32 Hệ số an toàn kết cấu khung cắt khi có va chạm.

Bảng 6. 16 Kết quả phân tích hệ số an toàn kết cấu khung cắt.

Time [s]	Minimum	Maximum	Average
1.	4.1338	15.	14.918

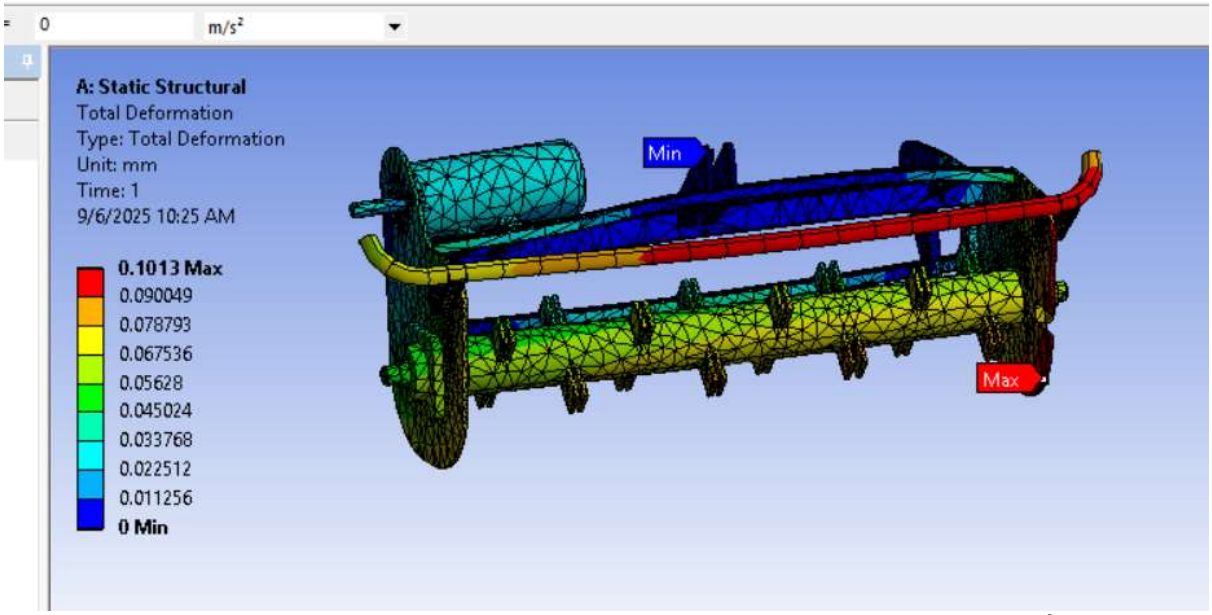
b) Tối ưu khoảng cách các tấm đỡ.



Hình 6. 33 Thiết kế thay đổi khoảng cách các tấm đỡ khung cắt liên kết với khung xe.

Trong thiết kế trước các vật liệu được giữ nguyên không thay đổi loại thép sử dụng. Khi các tấm đỡ khung cắt có khoảng cách xa hơn theo lý thuyết khả năng chịu va chạm tốt hơn ít biến dạng hơn. Tuy nhiên vẫn phải đánh giá xem xét ảnh hưởng ta tiến hành mô phỏng bài toán va chạm sau.

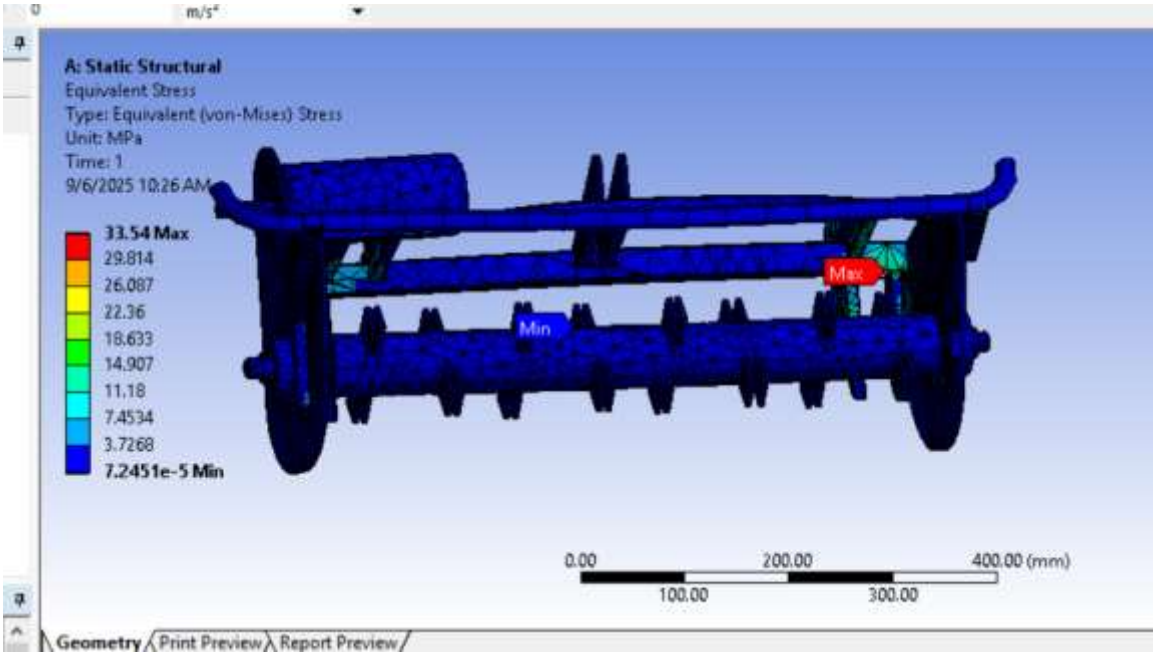
Tình huống mô phỏng va chạm mô phỏng tĩnh – đại diện cho trường hợp khung cắt va vào vật cản khiến xe dừng hẳn khi đang di chuyển tốc độ 8 km/h.



Hình 6. 34 Mô phỏng biến dạng của kết cấu dưới tác động của trọng lực và va chạm.

Bảng 6. 17 Kết quả tổng biến dạng.

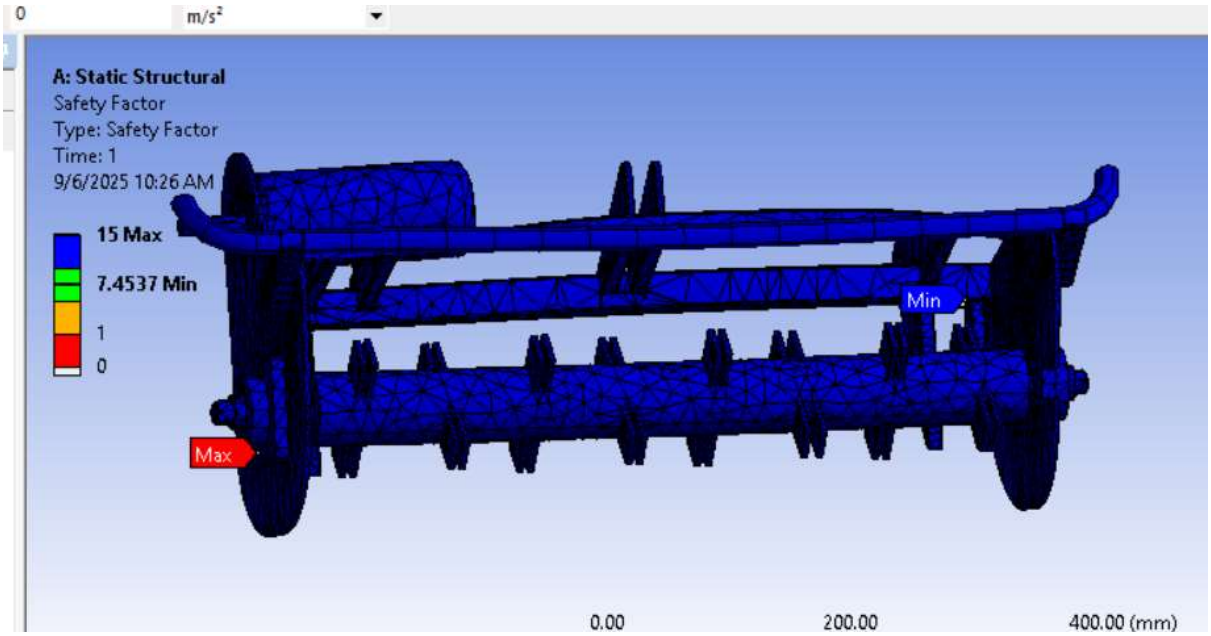
Time [s]	Minimum [mm]	Maximum [mm]	Average [mm]
1.	0.	0.1013	3.7312e-002



Hình 6. 35 Phân tích kết quả ứng suất tương đương (Von-Mises).

Bảng 6. 18 Kết quả ứng suất Von-Mises (Equivalent Stress)

Time [s]	Minimum [MPa]	Maximum [MPa]	Average [MPa]
1.	7.2451e-005	33.54	2.0854



Hình 6. 36 Hệ số an toàn kết cấu khung cắt khi có va chạm.

Bảng 6. 19 Kết quả phân tích hệ số an toàn kết cấu khung cắt.

Time [s]	Minimum	Maximum	Average
1.	7.4537	15.	14.996

⇨ Kết luận:

+ Khối lượng khung giảm từ 10.1 kg xuống còn 7.1 kg (~30%).
+ Trong bài toán mô phỏng va chạm với tốc độ di chuyển 8 km/h, hệ số an toàn tối thiểu (SF min) đạt 4.2, vượt xa ngưỡng yêu cầu thiết kế thông thường (SF ≥ 1.5 ÷ 2), cho thấy kết cấu vẫn đảm bảo an toàn cao dù đã được giảm nhẹ.
+ Thiết kế mới không chỉ nhẹ hơn mà còn duy trì khả năng làm việc ổn định trong điều kiện rung động, va đập khi vận hành ngoài thực địa.

6.5 Tính toán cơ cấu nâng hạ.

6.5.1 Giới thiệu các cơ cấu nâng hạ

a) Tay quay – Trục vít (Screw Jack)

- Nguyên lý hoạt động: Tay quay quay trục vít → chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến nhờ ren → nâng/hạ vật.
- Ưu điểm: Chính xác cao, giữ tải tốt không cần nguồn năng lượng giữ lực.
- Nhược điểm: Chậm, cần lực quay lớn nếu tải nặng.
- Ứng dụng: Kích nâng xe, cơ cấu nâng trong máy ép, bàn nâng...

b) Xi lanh khí nén (Pneumatic Cylinder).

Hình 6. 37 Phân bố lực khung cắt.

- Nguyên lý hoạt động: Khí nén đẩy piston di chuyển trong xi lanh → sinh chuyển động nâng/hạ.
- Ưu điểm: Nhẹ, phản hồi nhanh, chi phí thấp.
- Nhược điểm: Lực yếu hơn thủy lực, khó điều khiển chính xác.
- Ứng dụng: Dây chuyền đóng gói, cơ cấu gắp, tự động hóa.

c) Xi lanh thủy lực (Hydraulic Cylinder)

- Nguyên lý hoạt động: Dầu thủy lực được bơm vào xi lanh làm đẩy piston
- giúp nâng vật.
- Ưu điểm: Lực rất lớn, chính xác, ổn định.
- Nhược điểm: Nặng, giá cao, dễ rò rỉ dầu.
- Ứng dụng: Máy xúc, máy ép, thang nâng, thiết bị công nghiệp nặng.

d) Xi lanh điện (Electric Linear Actuator)

Hình 6. 38 Xilanh điện.

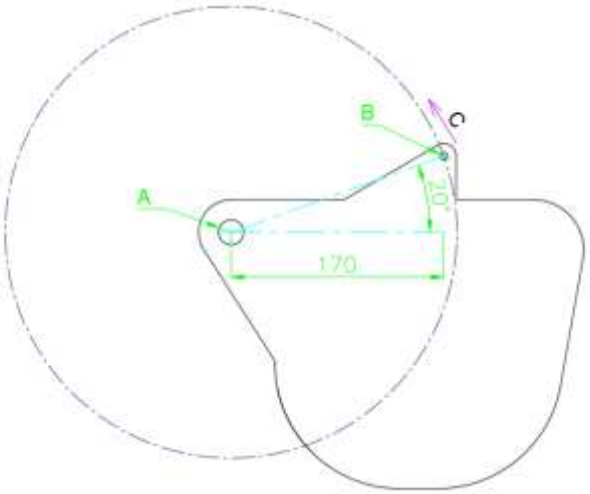
- Nguyên lý hoạt động: Motor điện quay → truyền động trục vít → đẩy piston → tạo chuyển động thẳng.
- Ưu điểm: Chính xác, điều khiển dễ (PLC, remote), sạch sẽ.
- Nhược điểm: Giá cao, lực giới hạn theo motor.

- Ứng dụng: Tự động hóa thông minh, bàn nâng, cửa tự động, robot công nghiệp.

⇨ Chọn xilanh điện phù hợp với điều kiện làm việc.

6.5.2 Tính toán chọn xilanh điện.

a) Thông tin đầu vào:



Hình 6. 39 Phân bố lực khung cắt.

- Khối lượng vật: 20 kg
- Trọng lực F_{tl} : F_{tl} = m.g=20 . 9.81= 196,2 N
- Khoảng cách AB: 170 mm = 0.17 m
- Vị trí lực tác dụng: tại B
- Hướng lực nâng C: lực C tiếp tuyến cung tròn tâm A bán kính AB (đã cho trên hình vẽ)

b) Tính momen trọng lực quanh điểm A:

Vì trọng lực tác dụng tại trọng tâm vật, ta giả sử rằng toàn bộ vật thể có khối lượng tập trung tại điểm B.

Do đó, mô-men trọng lực quanh điểm A là:

$$M_A = F_{tl} . AB = 196,2 . 0,17 = 33.354 \text{ Nm}$$

c) Xác định phương và momen của lực tại điểm B:

Lực tại điểm B có hướng theo vector C → B, tức là có thể xác định góc giữa lực C và vector CB.

Gọi:

$\vec{r}$=AC: vector từ A đến điểm tác dụng lực

F: lực tại C theo hướng C → B

Momen của lực tại C quanh A là:

$$M_C=|\vec{r}|\cdot|\vec{F}|\cdot\sin(\theta)$$

Trong đó:

$|\vec{r}|$=độ dài đoạn AB

θ : góc giữa vector $\vec{r}$ và $\vec{F}$

Ta giải phương trình cân bằng momen:

$$|\vec{F}|\cdot|\vec{AC}|\cdot\sin(\theta)=M_A=33.354$$

Biết rằng AC = AB = 0.17 m, và góc giữa AB và hướng lực luôn tiếp tuyến với cung tròn tâm A bán kính AB là 90°:

$$F=\frac{33,354}{0,17\ .1}=98,1\ N=10\ kg$$

Hình 6. 40 Xi lanh điện hành trình 7cm.

6.6 Tính toán một số chi tiết khác.

6.6.1 Tính chọn chốt liên kết khung cắt với xilanh điện nâng hạ.

a) Lực tác dụng lên chốt.

Lực tác dụng lên chốt chính là lực kéo lớn nhất của xylanh, ở phần trên ta tính được lực kéo lớn nhất trong trường hợp nâng bộ công. Lực nâng F = 98,1 N . Lực tác dụng lên chốt sẽ làm cho nó bị đứt hoặc bị dập, vậy ta tính chọn đường kính chốt theo hai điều kiện này.

Lực tác dụng lên chốt sẽ làm cho nó bị đứt hoặc dập, vậy ta tính chọn đường kính chốt theo hai điều kiện này.

b) Tính chọn đường kính chốt.

Vật liệu làm chốt là thép C45 có:

Giới hạn bền: $\sigma_b = 600\ MPa$

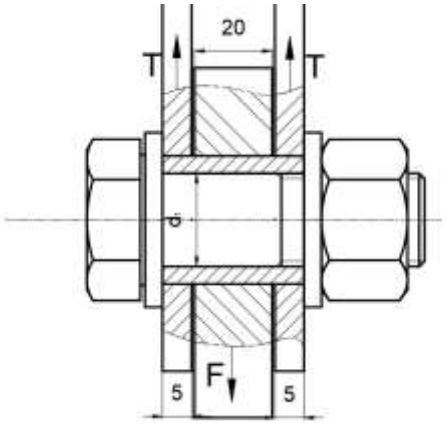
Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 340\ MPa$

Chọn hệ số an toàn S= 4

Ứng suất kéo cho phép: [σ]=150 Mpa =15 N/mm^2

Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 60 \div 90\ MPa$

Mặt cắt thể hiện chốt của khung ủi với xi lanh nâng bộ công tác như sau:



Hình 6. 41 Mặt cắt liên kết chốt giữa xilanh với khung cắt.

Theo điều kiện cắt đứt chốt:

$$\tau = \frac{T}{S} < [\tau]$$

Với:

$[\tau]$ = 60 Mpa = 6 N/mm^2

S_1: *diện tích chốt*

$$T = \frac{F}{2} = 49\ N$$

Vậy:

$$S_1 > \frac{T}{[\tau]} = \frac{49}{6} = 8{,}16\ mm^2$$

$$\frac{\pi {d_1}^2}{4} > 8{,}16$$

$$d_1 = 3.12\ mm$$

Theo điều kiện bền dập:

$$\sigma = \frac{T}{d_1.S} < [\sigma]$$

Với chiều dài diện tích tiếp xúc ngắn nhất l_{min} = 5 mm

$$d_1 > \frac{T}{[\sigma]\ .\ l_{min}} = \frac{49}{15\ .5} = 0.6\ mm$$

Vậy để thỏa mãn hai điều kiện trên ta chọn đường kính chốt = 6 mm để có thể lắp với xilanh.

c) Chọn bạc lót.

Bạc lót là một chi tiết trung gian dùng để, đỡ và giảm ma sát giữa hai bộ phận có chuyển động tương đối, thường là trục quay với gối đỡ.

Hình 6. 42 Thông số bạc lót

- Chọn bạc lót 6*12*30 phù hợp với thiết kế.

6.6.2 Tính chọn chốt liên kết khung cắt với khung xe.

a) Lực tác dụng lên chốt.

Lực tác dụng lên chốt chính là lực dọc khung cắt , ở phần trên ta tính được lực va chạm khi xe di chuyển với vận tốc 8km/h . Lực nâng F_{vacham} = 900 N . Lực tác dụng lên chốt sẽ làm cho nó bị đứt hoặc bị dập, vậy ta tính chọn đường kính chốt theo hai điều kiện này.

Lực tác dụng lên chốt sẽ làm cho nó bị đứt hoặc dập, vậy ta tính chọn đường kính chốt theo hai điều kiện này.

b) Tính chọn đường kính chốt.

Vật liệu làm chốt là thép C45 có:

Giới hạn bền: $\sigma_b = 600\ MPa$

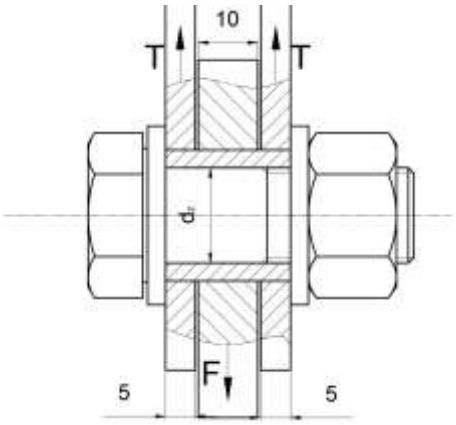
Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 340\ MPa$

Chọn hệ số an toàn S= 4

Ứng suất kéo cho phép: [σ]=150 Mpa =15 N/mm^2

Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 60 \div 90\ MPa$

Mặt cắt thể hiện chốt của khung ủi với xi lanh nâng bộ công tác như sau:



Hình 6. 43 Mặt cắt liên kết chốt giữa khung xe với khung cắt.

Theo điều kiện cắt đứt chốt:

$$\tau = \frac{T}{S} < [\tau]$$

Với:

$[\tau]$ = 60 Mpa = 6 N/mm^2

S: *diện tích chốt*

$$T = \frac{F}{2} = 450 \text{ N}$$

Vậy:

$$S > \frac{T}{[\tau]} = \frac{450}{6} = 75 \text{ mm}^2$$

$$\frac{\pi {d_2}^2}{4} > 75$$

$$d_2 = 9{,}77 \text{ mm}$$

Theo điều kiện bền dập:

$$\sigma = \frac{T}{d_2 \,.\, l} < [\sigma]$$

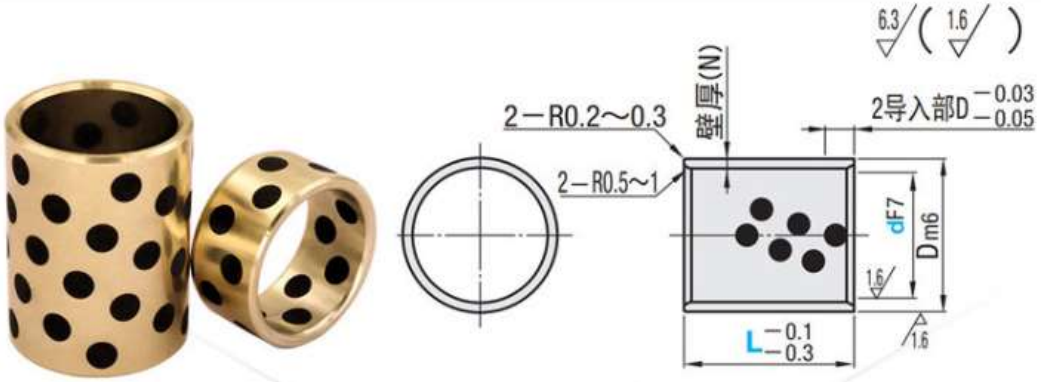
Với chiều dài diện tích tiếp xúc ngắn nhất l_{min} = 5 mm

$$d_2 > \frac{T}{[\sigma] \,.\, l_{min}} = \frac{75}{15 \,.5} = 1 \text{ mm}$$

Vậy để thỏa mãn hai điều kiện trên ta chọn đường kính chốt d= 15 mm để có thể lắp với xilanh.

c) Chọn bạc lót

Bạc lót là một chi tiết trung gian dùng để, đỡ và giảm ma sát giữa hai bộ phận có chuyển động tương đối, thường là trục quay với gối đỡ.



d		D		
5	+0. 022 +0. 010	7	+0. 015 +0. 006	8 10 12 15 20
6		8		6 8 10 12 15 16 20
8	+0. 028 +0. 013	10		6 8 10 12 15 16 20 25
10		12	+0. 018 +0. 007	8 10 12 15 16 20 25 30
12	+0. 034 +0. 016	15		10 12 15 16 20 25 30 35 40
13		16		10 12 15 16 20 25 30 35
15		18		10 12 15 16 20 25 30 35 40
16		20		6 10 12 15 16 20 25 30 35 40 60
18		22	+0. 021 +0. 008	10 12 15 16 20 25 30 35 40

Hình 6. 44 Thông số bạc lót.

- Chọn bạc lót 16*20*20 phù hợp với thiết kế.

Chương 7 Thiết kế hệ thống truyền động bánh xích cao su

7.1 Tính toán thiết kế bánh đỡ tải

7.1.1 Tổng quan về bánh đỡ tải.

Trong hệ thống bánh xích cao su của xe cắt cỏ điều khiển từ xa, bánh đỡ đóng vai trò là các điểm chịu tải trực tiếp từ thân xe xuống mặt đất. Việc tính toán lực tác động lên từng bánh là bước quan trọng để:

- Thiết kế trục bánh và ổ bi phù hợp
- Đảm bảo độ bền, không bị quá tải khi hoạt động
- Tối ưu hóa trọng lượng và độ bền của kết cấu treo

7.1.2 Thông số đầu vào.

Dưới đây là các thông số vật lý và kết cấu được sử dụng:

Khối lượng xe: $m = 70\ (kg)$

Gia tốc trọng trường: $g = 9.81\ m/s^2$

Tổng số bánh đỡ tải: 8 bánh (4 bánh mỗi bên)

Phân tích trường hợp tĩnh (xe đứng yên)

Trong điều kiện xe không di chuyển, tải trọng sẽ phân bố đều lên 8 bánh đỡ.

Tổng trọng lực được tính bằng:

$$F_1 = \frac{m \times g}{8} = \frac{70 \times 9.81}{8} = 85.83\ (N)$$

Với giả thiết rằng lực này được chia đều, tải trọng tác dụng lên mỗi bánh là:

Khi xe đứng yên trên mặt đất phẳng, mỗi bánh đỡ chịu khoảng 85.83 N.

7.1.3 Phân tích trường hợp động (xe vận hành qua địa hình)

Trong thực tế, xe không luôn vận hành trên mặt phẳng hoàn hảo. Khi xe vượt gờ, địa hình nghiêng, hoặc rơi vào hố nhỏ, tải trọng có thể không còn phân bố đều nữa.

7.1.4 Tình huống cực đoan: một bánh chịu tải lớn hơn

Giả sử toàn bộ nửa bên trọng lượng xe (tức là 50%) dồn vào 1 bánh do vị trí nghiêng hoặc va chạm:

$$F_2 = \frac{m \times g}{2} = \frac{70 \times 9.81}{2} = 343.35\ (N)$$

⇨ *Đây là giá trị cực đại mà một bánh đơn lẻ có thể phải chịu trong điều kiện khắc nghiệt.*

7.1.5 Thêm tải do va chạm

Khi xe chạy và va vào vật cản (gờ, đá, dốc), sinh ra tải trọng quán tính do gia tốc đột ngột với trọng lượng mà bánh đớ tải phải đỡ khi chia đều tải trọng lên 8 bánh.

Giả sử gia tốc va chạm là: $a = 6\ m/s^2$

$$F_{quán\ tính} = m.a = \frac{70}{8} \times 6 = 52.5\ (N)$$

⇨ *Khi cộng thêm vào lực tĩnh, tổng lực trên mỗi bánh:*

$$F = F_1 + F_{quán\ tính} = 85.84 + 52.5 = 138.34\ (N)$$

Kết luận:

Bảng 7. 1 Lực tác động lên bánh xe từng trường hợp.

Trường hợp	Lực tác động trên mỗi bánh
Tĩnh (xe đứng yên)	≈ 85.85 N
Động thông thường (va nhẹ)	≈ 138.35 N
Động cực đoan (1 bánh chịu tải bên xe)	≈ 343 N

7.2 Tính toán thiết kế bánh đỡ tải.

7.2.1 Vật liệu.

Trong hệ thống di chuyển bằng xích cao su, các bánh đỡ chịu lực trực tiếp từ thân xe và truyền ma sát từ xích xuống mặt đất. Do đó, vật liệu chế tạo bánh đỡ cần đảm bảo các tiêu chí:

- Đủ độ bền cơ học để chịu tải trọng tĩnh và động
- Độ mài mòn thấp khi tiếp xúc với xích cao su
- Đảm bảo độ đàn hồi hoặc giảm chấn phù hợp để hạn chế rung động
- Xe được xem xét có khối lượng 70 kg, sử dụng 8 bánh đỡ chia đều 2 bên. Tốc độ tối đa là 8 km/h và có thể chịu va chạm với gia tốc cực đại lên đến 6 m/s^2.

Phân tích các loại vật liệu phổ biến:

- Kim loại: Thép, nhôm, gang… là các loại vật liệu kim loại phổ biến thường được dùng làm bánh đỡ tải trên các phương tiện bánh xích phổ biến như xe xúc lật, xe cơ giới phục vụ tại các hầm mỏ quặng, các máy phục vụ trong nông nghiệp hiện đại hoặc trong các khí tài quân sự.

Hình 7. 1 Bánh đỡ tải bằng kim loại.

- Ưu điểm: Độ bền cao, chịu được va đập mạnh, không biến dạng dưới tải lớn, tiềm năng công nghệ tốt
- Nhược điểm: Trọng lượng lớn, chi phí gia công và bảo trì thay mới cao, vật liệu cứng, dễ ma sát gây mòn xích, hấp thụ lực kém, cần hệ thống treo có kết cấu giảm chấn phức tạp đi kèm.

Kết luận: Phù hợp với các xe có tải trọng lớn, làm việc va đập mạnh trong thời gian dài hoặc những loại xe có kích thước quá nhỏ…

- Nhựa kỹ thuật: PA6-GF, POM, PU, HDPE… là những loại nhựa được dùng khá phổ biến trong các lĩnh vực kỹ thuật, với các đặc tính cơ lý phù hợp với nhiều ngành kỹ thuật khác nhau với những ứng dụng phổ biến như: làm các chi tiết máy trong các máy với yêu cầu cách điện, bảng vi mạch, khuôn mẫu trong các ngành công nghiệp ngoài kỹ thuật như dệt may, da dày….

Hình 7. 2 Chi tiết bằng vật liệu nhựa phổ biến hiện nay.

- Ưu điểm: Khối lượng nhẹ, dễ gia công, giá thành rẻ, đặc biệt phổ biến, dễ tiếp cận. Một số loại nhựa đặc biệt còn có các đặc tính nổi bật như hệ số ma sát thấp, chống ăn mòn tốt.
- Nhược điểm: Độ bền không cao, không hấp thụ được lực va đập do tính đàn hồi kém. Mòn nhanh khi tiếp xúc với xích cao su, đặc biệt là xích có lõi thép, có thể biến dạng, hư hỏng hoặc vỡ dưới tải lâu hoặc nhiệt cao

Kết luận: Phù hợp với những robot có tải trọng nhẹ, làm việc trong điều kiện môi trường nhiệt độ, địa hình phù hợp, ít va đập mạnh

- Cao su đặc: Cao su tự nhiên, cao su tổng hợp… Những loại vật liệu rất phổ biến trong cuộc sống hằng ngày, được ứng dụng rộng rãi trong nhiều lĩnh vực. Trong công nghiệp, cao su đóng vai trò quan trọng trong nhiều ngành công nghiệp với các ứng dụng quan trọng trong các ngành như giao thông vận tải, y tế, nông nghiệp và cả ngành công nghệ chế tạo…

Hình 7. 3 Vật liệu cao su.

- Ưu điểm: Độ đàn hồi cao, khả năng hấp thụ lực va đập tốt, hệ số ma sát cao hạn chế chuyển động trượt tương đối giữa bánh đỡ và xích làm giảm hiện tượng mài mòn. Ngài các đặc tính kỹ thuật còn có các ưu điểm khác như vận hành êm, không gây tiếng ồn, rung động, giá thành rẻ dễ chế tạo.

- Nhược điểm: Tuổi thọ không cao, dễ biến đổi cơ lý tính khi gặp các điều kiện vận hành, môi trường có đặc tính hóa học không phù hợp. Tính ổn định kém khi di chuyển với tốc độ cao.

Kết luận: Là loại vật liệu phù hợp với robot bánh xích có tải trọng nhẹ, điều kiện hoạt động có va đập, thích hợp với địa hình gồ ghề

Sau khi phân tích nhiều loại vật liệu phổ biến trên nhiều tiêu chí khác nhau, nhóm quyết định chọn vật liệu cho bánh đỡ là cao su đặc kết hợp trục nhôm để tăng độ cứng vững, cải thiện độ ổn định khi di chuyển tốc độ cao.

- Đặc tính vật liệu:

+ Độ cứng: Khoảng 1.3 - 1.5 (Mohs), chọn 1.5 để tính toán
+ Độ bền kéo: 10 – 25 (Mpa), chọn 20 (Mpa)
+ Module đàn hồi: 1 – 10 (Mpa), chọn 2 (Mpa)
+ Nhiệt độ làm việc: -30℃ đến 70℃

7.2.2 Thiết kế bánh đỡ.

Kết cấu bánh đỡ dạng đĩa, có lỗ để lắp ổ lăn và gờ chặn ở giữa để đảm bảo vị trí tương đối giữa bánh đỡ và ổ lăn.

Tính toán độ bền:

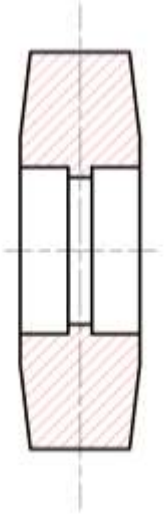
- Lực tác động cực đại: $F_{max} = 343\ (N)$
- Khoảng cách ổ lăn: $l = 18\ (mm)$
- Đường kính: $D = 100\ (mm)$

Momen uốn của bánh đỡ cao su:

$$M = \frac{F_{max} \times l}{4} = \frac{343 \times 18}{4} = 1543\ (\frac{N}{mm})$$

Momen quán tính của bánh đỡ cao su:

$$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64}(100^4 - 42^4) = 4.74 \times 10^6\ (mm^4)$$



Hình 7. 4 Bánh đỡ

Ứng suất uốn bánh đỡ tác dụng lên trục:

$$\sigma = \frac{10M}{I} = \frac{10 \times 1543}{4.74 \times 10^6} = 3.25 \times 10^{-3}\ (MPa) < [\sigma] = 2$$

Như vậy, bánh đỡ tải bằng cao su thỏa mãn điều kiện bền.

7.3 Thiết kế trục bánh đỡ tải

7.3.1 Thông số ban đầu:

Hiệu suất truyền động từ xích cao su sang bánh đỡ ước lượng dựa trên hệ số ma sát: $\eta = 0.75$

Momen xoắn: $T_1 = 0.75 * 64000 = 48000\ (Nmm)$

Số vòng quay: $n_1 = \frac{(n_{xích} \times C_{xích})}{C_{bánh\ đỡ}} = \frac{54 \times 2220}{2\pi * 50} = 381.6\ (vòng/phút)$

Chiều rộng bánh đỡ: $b_w = 30\ (mm)$

7.3.2 *Chọn vật liệu.*

Chọn vật liệu là nhôm 6061T6, có các thông số:

- Giới hạn bền: $\sigma_b = 290\ (MPa)$
- Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 240\ (MPa)$
- Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 100 \div 120\ MPa$ chọn sơ bộ $[\tau_1] = 100\ (MPa)$

Chọn sơ bộ đường kính:

- Đường kính tính toán sơ bộ:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{48000}{0{,}2.100}} = 6.21\ (mm)$$

- Chọn trục rỗng bằng nhôm có $D_1 = 20\ (mm),\ d_1 = 12\ (mm)$
- Chiều rộng ổ lăn: Xác định chiều rộng ổ lăn theo SFK catalogue, chọn $b_1 = 12\ (mm)$
- Lực tác dụng lên trục: Lực từ bánh răng côn chủ động tác dụng lên trục:

+ Lực nâng của nền đất:

$$F_1 = 85.83\ (N)$$

+ Lực va chạm cực đại: Lấy trường hợp xe va chạm với vật thể, lực tác động ở góc: $\alpha = 45°$

$$F_2 = 343.55\ (N)$$

$$F_{2x} = 343.55 \times \cos(45°) = 242.89\ (N) = F_{2y}$$

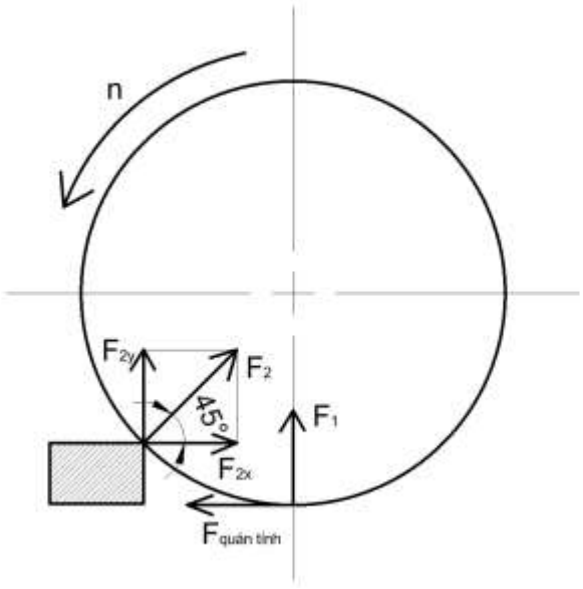
+ Lực quán tính do va chạm:

$$F_{quán\ tính} = 52.5\ (N)$$

- Như vậy, ta tính được lực tác động lên trục như sau:

$$F_X = F_{2X} - F_{quán\ tính} = 242.9 - 52.5 = 190.4\ (N)$$

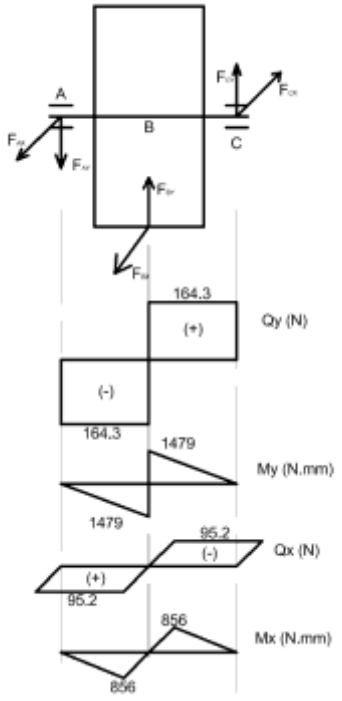
$$F_y = F_{2y} + F_1 = 242.9 + 85.83 = 328.73\ (N)$$



Hình 7. 5 Phân bố lực tác dụng lên trục bánh đỡ tải.

7.3.3 Xác định đường kính trục:

- Xét mặt phẳng yOz:



Hình 7. 6 Biểu đồ momen lực trục bánh đỡ tải

+ Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_B = 0 \leftrightarrow -F_{BY} \times 9 + F_{Ay} * 18 = 0$$

$$\rightarrow F_{AY} = \frac{F_{BY} \times 9}{18} = \frac{328.73 \times 9}{18} = 164.365\ (N)$$

+ Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương Y:

$$\Sigma Y = -F_{AY} + F_{BY} + F_{CY} = 0$$

$$\rightarrow F_{CY} = -F_{BY} + F_{AY} = -328.73 + 164.365 = 164.365\ (N)$$

- Xét mặt phẳng xOz:

+ Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_B = 0 \leftrightarrow F_{BX} \times 9 + F_{AX} * 18 = 0$$

$$\rightarrow F_{AX} = \frac{-F_{BX} \times 9}{18} = \frac{-190.4 \times 9}{18} = -95.2\ (N)$$

+ Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương X:

$$\Sigma Y = F_{AX} + F_{BY} - F_{CX} = 0$$

$$\rightarrow F_{CY} = -F_{BY} - F_{AY} = -190.4 - (-95.2) = 95.2\ (N)$$

Theo thuyết bền I:

$$M_{t\text{đ}} = \sqrt{{M_x}^2 + {M_y}^2 + 0.75T^2}$$

Ta tính được:

$$M_{t\text{đ}B} = \sqrt{1479^2 + 856^2 + 0.75 \times 48000^2} = 41604\ (Nmm)$$

Đường kính các đoạn trục:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{t\text{đ}B}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{41604}{0{,}1.96}}$$

$$= 16.2\ (mm) \rightarrow Chọn\ d_B = 20\ (mm) = d_A = d_C$$

7.3.4 Kiểm nghiệm bền trục

Theo công thức (10.19), (10.20), (10.21) [7]:

$$s_j = \frac{s_{\sigma_j} s_{\tau_j}}{\sqrt{s_{\sigma_j}^2 + s_{\tau_j}^2}} \geq [s]$$

$$s_{\sigma_j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma dj}\sigma_{aj} + \psi_\sigma \sigma_{mj}}$$

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

Trong đó:

s_j hệ số an toàn tại tiết diện nguy hiểm.

$[s]$ là hệ số an toàn cho phép, thông thường: $[s] = 1.5 \div 2.5$

σ_{-1}, τ_{-1} là giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng,

$$\sigma_{-1} = 0.436\sigma_b = 126.5\ (MPa)$$

τ_{-1} là giới hạn mỏi xoắn ứng với chu kỳ đối xứng,

$$\tau_{-1} = 0.58\sigma_{-1} = 63.2\ (MPa)$$

σ_{aj}, τ_{aj}; σ_{mj}, τ_{mj} là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j. Với trục quay 1 chiều, theo (10.22) và (10.23) [7]:

$$\sigma_{mj} = 0$$

$$\sigma_{aj} = \frac{M_j}{W_j}$$

$$\tau_{aj} = \tau_{mj} = \frac{T_j}{2W_{oj}}$$

Trong đó:

W_j và W_{oj} là momen cản uốn và momen cản xoắn tại tiết diện j của trục. Để lắp ghép các chi tiết trên trục, thống nhất thiết kế, và kiểu lắp khe hở H8/Js7 để lắp các chi tiết lại với nhau. Dựa theo kết cấu trục trên hình 7.1, hình 7.2 và hình 7.3, mặt cắt nguy hiểm trên trục : mặt cắt A, B và C

Bảng 7. 2 Thông số momen của các vị trí nguy hiểm trục bánh dẫn hướng.

Tiết diện	Đường kính trục (mm)	Tiết diện b x h (mm^2)	Chiều sâu rãnh then t_1 (mm)	Momen uốn W (mm^3)	Momen xoắn W_o (mm^3)
A	20	0	0	785.4	1570.8
B	20	0	0	785.4	1570.8
C	20	0	0	785.4	1570.8

ψ_σ, ψ_τ là hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, theo bảng (10.7) [7], chọn được

$\psi_\sigma = 0.1;\ \psi_\tau = 0.05$

$K_{\sigma dj}$, $K_{\tau dj}$ là hệ số, theo công thức (10.25), (10.26) [7]:

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

$$K_{\tau dj} = \frac{\left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_x - 1\right)}{K_y} \quad (4.2)$$

Trong đó:

K_x là hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, theo bảng (10.8) [7] chọn phương pháp tiện:

$R_a = 2.5 \div 0.63$ được $K_x = 1.1$

K_y là hệ số tăng bền bề mặt, theo bảng (10.9) [7], chọn phương pháp thấm cacbon, chọn được:

$$K_y = 1.8$$

ε_σ, ε_τ là hệ số kích thước, chọn trong bảng (10.10).

K_σ, K_τ là hệ số tập trung ứng suất, theo bảng (10.12) cắt bằng dao phay ngón, chọn được

$$K_\sigma = 2.01; K_\tau = 1.388$$

Thay vào (4.2) và (4.1) lập được bảng 7.3

Bảng 7. 3 Thông số kích thước trục bánh đỡ tải.

Tiết diện	Đường kính trục (mm)	$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$		$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}$		$K_{\sigma d}$	$K_{\tau d}$	s_σ	s_τ	s
		Rãnh then	Khe hở	Rãnh then	Khe hở					
A	20	-	2.06	-	1.64	0.055	0.055	-	-	-
B	20	-	2.06	-	1.64	1.05	0.87	-	-	-
C	20	-	2.06	-	1.64	0.055	0.055	-	-	-

7.3.5 Tính toán thiết kế ổ lăn

a) Chọn loại ổ lăn

Với $\frac{F_a}{F_r} > 0.3$ trên các trục nên chọn ổ bi đỡ − chặn để lắp vào các vị trí gối đỡ trên trục I và trục II, chọn ổ bi đỡ một dãy để lắp lên trục III.

Đối với hộp giảm tốc, thường chọn cấp chính xác chế tạo ổ lăn là 0 từ đó, độ đảo hướng tâm là 20 (μm) [7].

Từ đường kính ngõng trục và tải trọng, chọn ổ lăn theo SKF Catalogue để lắp vào các gối đỡ có thông số như sau:

Bảng 7. 4 Thông số ổ lăn.

Mã sản phẩm (SKF)	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C_o (kN)
6004	20	42	12	10	5

b) Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ

F_r là tải trọng hướng tâm lên ổ (N). $F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ với F_x, F_y là lực hướng tâm tác dụng lên ổ theo phương x và y. Thay vào tính được:

$$F_{rA} = \sqrt{164.3^2 + 95.2^2} = 189.9 = F_{rC}\ (N);$$

Tải trọng động quy ước: Theo công thức (11.3) [7]: $Q = (XVF_r + YF_a)k_t k_đ$,trong đó:

Q là tải trọng động quy ước (kN).

F_r, F_a là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục (kN).

X, Y là hệ số tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục, Tra theo bảng 11.4 [7].

V là hệ số kể đến vòng nào quay, với vòng trong quay $V = 1$

k_t, $k_đ$ là hệ số nhiệt độ và hệ số tải trọng.

Với nhiệt độ $\leq 100^0$C, $k_t = 1$. Theo bảng 11.3 [7], với va đập trung bình, chọn $k_đ = 1{,}8$.

Thay vào lập được bảng 7.5

Bảng 7. 5 Bảng tính tải trọng quy ước.

Gối đỡ		e	F_r (kN)	F_a (kN)	X	Y	Q (kN)
A		0.68	0.1899	0	1	0	0.34182

c) Tải trọng tương đương

Theo công thức (11.1), (11.3), (11.18) và (11.19), Tải trọng động và tải trọng tĩnh của ổ lăn được tính như sau:

- Tải trọng động của ổ lăn:

$$Q = (XVF_r + YF_a)K_tK_đ$$

- Tải trọng tĩnh của ổ lăn:

$$Q_t = X_oF_r + Y_oF_a$$

- Khả năng tải động:

$$C = Q.\sqrt[m]{L}$$

- Khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = Q_0.\sqrt[m]{L}$$

- Thời hạn sử dụng của ổ lăn:

$$Với\ L = \frac{60nL_h}{10^6}$$

$$L_1 = L_2 = \frac{60.381.6.10000}{10^6} = 228.96\ (Triệu\ vòng)$$

Trong đó:

Q: là tải trọng động (kN).

Q_0 là tải trọng tĩnh (kN).

L: là thời hạn (giờ), đối với bánh đỡ $L_h = 10000$ (giờ)

n là số vòng quay (vg/ph)

m là bậc của đường cong mỏi, với ổ bi $m = 3$.

C_d là khả năng tải động (kN).

Thay vào lập được bảng 5.3.

X_0: Hệ số tải trọng hướng tâm, $X_0 = 0.5$

Y_0: Hệ số tải trọng hướng trục, $Y_0 = 0.37$

Bảng 7. 6 Bảng tính khả năng tải động của ổ lăn

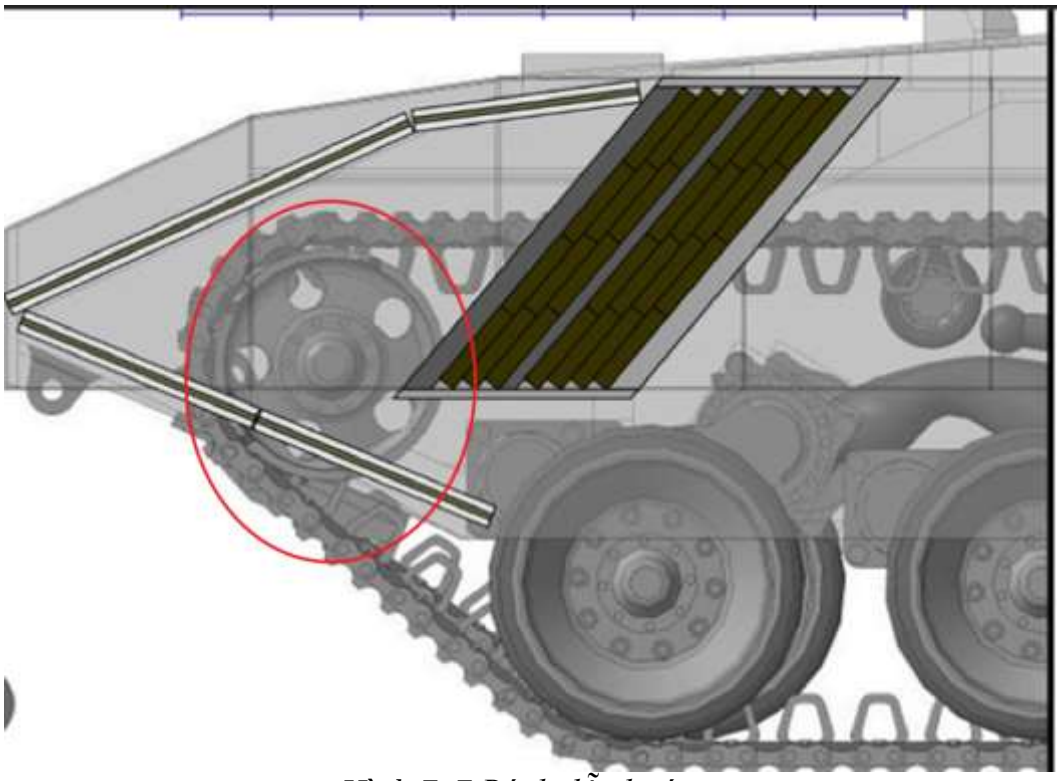
Gối đỡ	Q (kN)	Q_0 (kN)	C_{ol} (kN)	C (kN)	C_{0ol} (kN)	C_0 (KN)
A, C	0.34812	0.09495	2.09	10	0.58	5

Thấy được, $C_{ol} < C, C_{0ol} < C_0$ => Thỏa mãn điều kiện tải động, tải tĩnh.

7.4 Tính toán thiết kế bánh dẫn hướng.

7.4.1 Định nghĩa:

Bánh dẫn hướng (Idler) là bộ phận không chủ động "điều hướng" xích cao su trên hệ truyền động bánh xích. Trong các ứng dụng như máy xúc, robot địa hình hay xe chuyên dụng, bánh dẫn hướng đóng vai trò quan trọng trong việc đảm bảo độ bền, độ êm, và hiệu suất truyền động. Bánh dẫn hướng thường được bố trí ở đầu hoặc cuối hệ khung chịu lực, đặc biệt phổ biến trong các hệ thống như xe tự hành, robot địa hình, xe bánh xích, xe công trình.



Hình 7. 7 Bánh dẫn hướng.

7.4.2 Đặc điểm và cấu tạo

a) Đặc điểm

Vật liệu:

- Thân bánh: thường được gia công từ thép C45, 20Cr, hoặc hợp kim nhôm 6061-T6 trong các hệ thống yêu cầu trọng lượng nhẹ.
- Bề mặt tiếp xúc xích: thường được gia công hoặc lót vật liệu chống mài mòn như cao su polyurethane (PU), hoặc lớp phủ chịu mài mòn.
- Trục bánh dẫn: Thường bằng thép hợp kim, được tôi cứng và mài chính xác.
- Ổ đỡ: Ổ bi cầu 2 dãy (double-row deep groove ball bearing) hoặc vòng bi côn để chịu tải hướng tâm và tải dọc trục.

Kích thước cơ bản:

- Đường kính ngoài bánh: chọn theo chiều rộng và bước xích. Ví dụ: xích $180 \times 60 \times 37$ thường dùng bánh $D = 100 \div 120\ (mm)$.
- Trục lắp ổ bi: Thường được làm bằng kim loại để tăng độ bền, độ ổn định cho hệ thống
- Bề rộng bánh: rộng hơn xích để tránh lệch xích.

b) Cấu tạo.

Bánh dẫn hướng thường được lắp với trục cố định (hoặc trục xuyên bu lông), quay tự do nhờ ổ bi.

Trục bánh được gá cố định lên khung hoặc hệ thống treo thông qua gối đỡ, bulông hoặc cụm tăng xích.

Các phương án gá bao gồm gá cứng, gá trượt có lò xo, hoặc cơ cấu vít điều chỉnh để tăng xích.

7.4.3 Nhiệm vụ và chức năng

Dẫn hướng: Bánh dẫn có vai trò giữ xích không bị lệch khỏi hành trình thiết kế. Nếu không có bánh dẫn, xích dễ bị trượt khỏi rãnh dẫn hoặc ăn khớp sai với bánh chủ động.

Căng xích: Duy trì lực căng hợp lý cho xích. Bánh dẫn thường được lắp vào cơ cấu tăng xích để điều chỉnh vị trí bánh khi xích bị giãn dài do mài mòn trong quá trình làm việc.

Hấp thụ và truyền lực: Bánh dẫn chịu tải trọng từ xích và truyền vào khung. Khi phương tiện di chuyển trên địa hình gồ ghề, lực va đập sẽ truyền qua bánh dẫn xuống ổ đỡ và khung xe.

Tăng tuổi thọ hệ thống: Nhờ việc dẫn hướng và căng xích đúng kỹ thuật, bánh dẫn làm giảm mài mòn không đều, giảm rung lắc và tăng độ ổn định, từ đó tăng tuổi thọ cho toàn hệ truyền động.

7.4.4 Yêu cầu trong thiết kế bánh đỡ.

Phù hợp kích thước xích:

- Bánh dẫn phải phù hợp bước xích (tỷ lệ đường kính ngoài so với bước).
- Rãnh dẫn phải tương thích chiều rộng và độ dày xích.

Lực tác dụng lên bánh:

- Phải tính được tải trọng tĩnh và động truyền qua bánh dẫn.
- Tải trọng tác dụng giúp tính toán chọn vòng bi và vật liệu.

Vật liệu và xử lý:

- Nhôm 6061-T6 dùng cho trục nhẹ, cần xử lý anod hóa cứng để tăng độ bền.
- Vật liệu phải phù hợp với điều kiện vận hành, yêu cầu kỹ thuật và yêu cầu kinh tế

Cơ cấu căng xích:

- Phải có khả năng điều chỉnh dễ dàng (vít chỉnh, lò xo hoặc hệ tay đòn).

7.4.5 Tính toán thiết kế bánh dẫn hướng

a) Thông số đầu vào.

Đặc tính vật liệu:

- Độ cứng: Khoảng 1.3 - 1.5 (Mohs), chọn 1.5 để tính toán
- Độ bền kéo: 10 – 25 (Mpa), chọn 20 (Mpa)
- Module đàn hồi: 1 – 10 (Mpa), chọn 2 (Mpa)

- Nhiệt độ làm việc: -30℃ đến 70℃
- Đường kính bánh đỡ: $D_{đỡ} = 120\ (mm)$
- Hiệu suất truyền động giữa xích cao su và bánh đỡ:

b) Lực tác động lên bánh dẫn hướng

Lực căng đai tĩnh Lực căng đai tĩnh (khi không có tải trọng hoặc lực tác động bên ngoài, xe đứng yên) chủ yếu để có thể đảm bảo đai không bị chùng khi đứng yên, có thể ước tính lực căng đai do chính trọng lượng của phần đai được treo trên bánh dẫn hướng và bánh dẫn động.

Có thể tính lực căng đai tĩnh theo công thức sau:

$$F_{đt} = \frac{l_{đai}}{C_{đai}} \times m_{đai} \times g = \frac{821.9}{2220} \times 18 \times 9.81 = 65.37\ (N)$$

Trong đó:

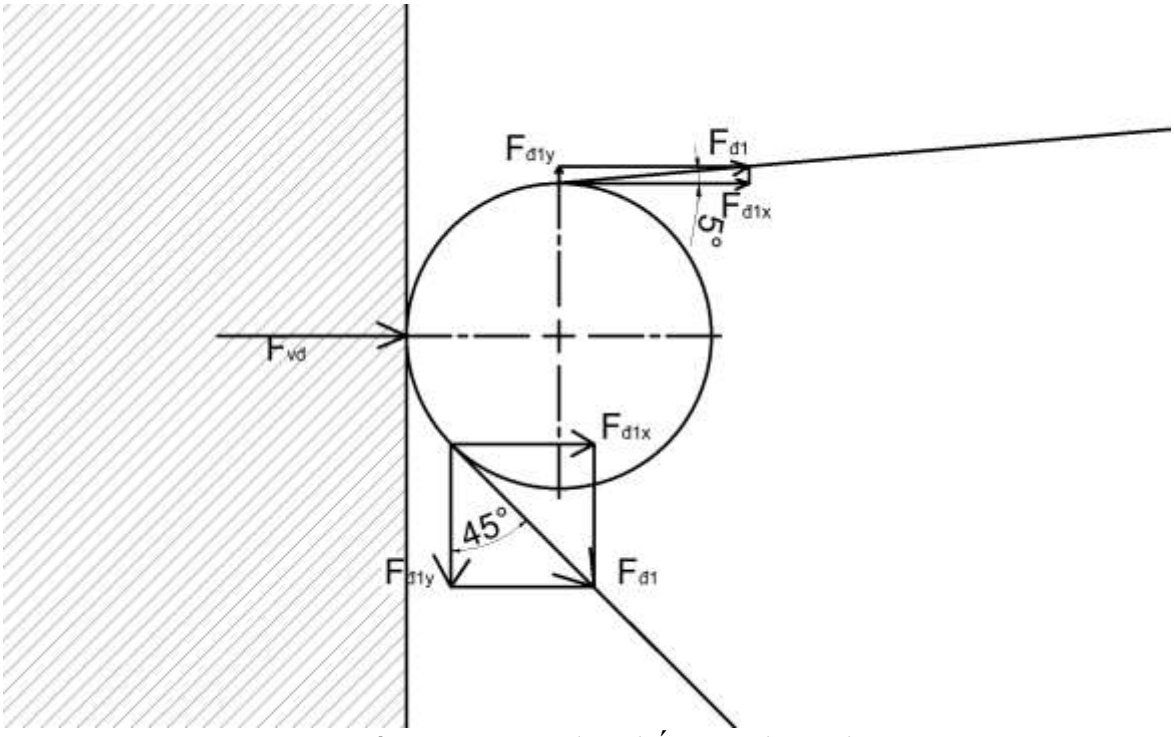
$F_{đt} = 65.37\ (N)$: Lực căng đai tĩnh

$l_{đai} = 821.9\ (mm)$: Chiều dài phần đai treo từ puly dẫn hướng đến puly dẫn động.

$C_{đai} = 2220\ (mm)$: Chu vi đai xích cao su 180x60x37

$m_{đai} = 18\ (kg)$: Khối lượng đai

$g = 9.81\ (m/s^2)$: Gia tốc trọng trường



Hình 7. 8 Lực phân bố căng đai tĩnh.

Lực căng đai động: Lực căng đai động là lực căng đai khi xe hoạt động và có tải bên ngoài, thường được tính bằng lực kéo lớn nhất tạo ra bởi bánh dẫn động

$$F_{cd\,max} = F_{max} = 394\ (N)$$

Với kết cấu 2 bánh dẫn hướng 1 bên, ta tính được lực căng đai lớn nhất tác dụng lên 1 bánh dẫn hướng bằng công thức sau:

$$F_{cd1} = \frac{F_{cdmax}}{2} = \frac{394}{2} = 197\ (N)$$

Lực tác động khi va chạm

Đặt giả thuyết khi xe va chạm với gia tốc có giá trị: $a = 6\ m/s^2$, ta có lực quán tính tác động lên bánh dẫn hướng được tính theo công thức sau (1 bánh va chạm, tải trọng toàn bộ dồn về 1 bên của hệ thống treo:

$$F_{qt} = ma = 70 \times 6 = 420\ (N)$$

Với kết cấu 2 bánh dẫn hướng 1 bên, ta tính được lực tác dụng lớn nhất tác dụng lên 1 bánh dẫn hướng bằng công thức sau:

$$F_{vđ} = \frac{F_{qt}}{2} = \frac{420}{2} = 210\ (N)$$

Kết luận: Các lực dùng để tính toán thiết kế bánh dẫn hướng:

Lực căng đai: $F_{cd1} = 197\ (N)$

$$F_{cd1x} = F_{cd1} \times \cos(5°) = 197 \times \cos(5°) = 196.25(N)$$

$$F_{cd1y} = F_{cd1} \times \cos(45°) = 197 \times \cos(45°) = 139.3\ (N)$$

Lực tác dụng khi va chạm: $F_{vđ} = 210\ (N)$

7.4.6 Tính toán thiết kế bánh dẫn động

a) Tính toán độ bền:

Lực tác động cực đại: $F_{vđ} = 210\ (N)$

Khoảng cách ổ lăn: $l = 18\ (mm)$

Đường kính: $D = 120\ (mm)$

b) Momen uốn của bánh đỡ cao su:

$$M = \frac{F_{vđ} \times l}{4} = \frac{210 \times 18}{4} = 945\ (N/mm)$$

c) Momen quán tính của bánh đỡ cao su:

$$I = \frac{\pi}{64}(D^4 - d^4) = \frac{\pi}{64}(120^4 - 42^4) = 1 \times 10^7\ (mm^4)$$

d) Ứng suất uốn bánh đỡ tác dụng lên trục:

$$\sigma = \frac{10M}{I} = \frac{10 \times 945}{1 \times 10^7} = 9.45 \times 10^{-4}\ (MPa) < [\sigma] = 2$$

Như vậy, bánh đỡ tải bằng cao su thỏa mãn điều kiện bền.

7.4.7 Thiết kế trục bánh dẫn hướng

a) Thông số ban đầu:

Hiệu suất truyền động từ xích cao su sang bánh đỡ ước lượng dựa trên hệ số ma sát: $\eta = 0.75$

Momen xoắn:

$$T_1 = 0.75 * 64000 = 48000\ (Nmm)$$

Số vòng quay:

$$n_1 = \frac{(n_{xích} \times C_{xích})}{C_{bánh\ đỡ}} = \frac{54 \times 2220}{2\pi * 60} = 318\ (vòng/phút)$$

Chiều rộng bánh đỡ: $b_w = 25\ (mm)$

b) Chọn vật liệu.

Chọn vật liệu là nhôm 6061T6, có các thông số:

Giới hạn bền: $\sigma_b = 290\ (MPa)$

Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 240\ (MPa)$

Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 100 \div 120\ MPa$ chọn sơ bộ $[\tau_1] = 100\ (MPa)$

c) Chọn sơ bộ đường kính:

Đường kính tính toán sơ bộ:

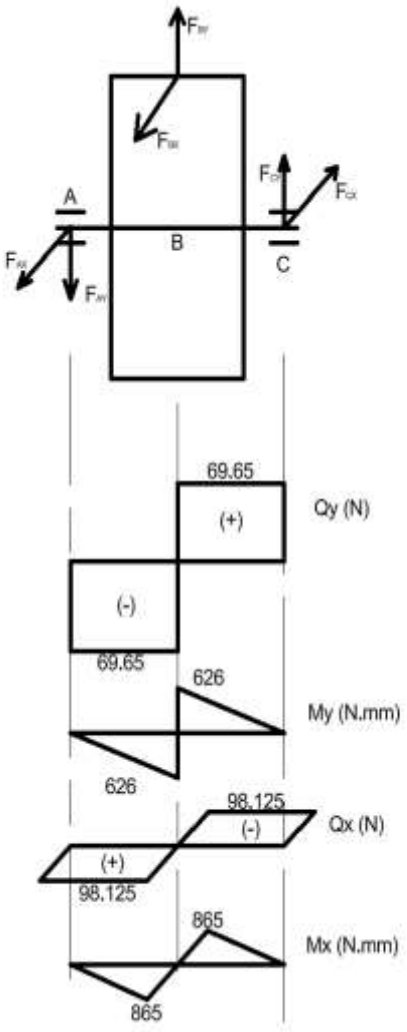
$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{48000}{0{,}2.100}} = 6.21\ (mm)$$

Chọn trục rỗng bằng nhôm có: $D_1 = 20\ (mm), d_1 = 12\ (mm)$

Chiều rộng ổ lăn: Xác định chiều rộng ổ lăn theo SFK catalogue, Chọn $b_1 = 12\ (mm)$

Như vậy, ta tính được lực tác động lên trục như sau:

d) Xác định đường kính trục:



Hình 7. 9 Biểu đồ moomen bánh dẫn hướng

Xét mặt phẳng yOz:

Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_B = 0 \leftrightarrow F_{BY} \times 9 + F_{Ay} * 18 = 0$$

$$\rightarrow F_{AY} = \frac{F_{BY} \times 9}{18} = \frac{139.3 \times 9}{18} = 69.65\ (N)$$

Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương Y:

$$\Sigma Y = -F_{AY} + F_{BY} + F_{CY} = 0$$

$$\rightarrow F_{CY} = -F_{BY} + F_{AY} = -139.9 + 69.5$$

$$= -69.65\ (N)$$

Xét mặt phẳng xOz:

Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_B = 0 \leftrightarrow F_{BX} \times 9 + F_{AX} * 18 = 0$$

$$\rightarrow F_{AX} = \frac{-F_{BX} \times 9}{18} = \frac{-169.25 \times 9}{18}$$

$$= -98.125\ (N)$$

Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương X:

$$\Sigma Y = F_{AX} + F_{BY} - F_{CX} = 0$$

$$\rightarrow F_{CY} = -F_{BY} - F_{AY}$$

$$= -196.25 - (-98.125) = -98.125\ (N)$$

Theo thuyết bền I:

$$M_{tđ} = \sqrt{{M_x}^2 + {M_y}^2 + 0.75T^2}$$

$$M_{tđB} = \sqrt{626^2 + 865^2 + 0.75 \times 48000^2} = 41582\ (Nmm)$$

Đường kính các đoạn trục:

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{tđB}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{41582}{0{,}1.96}}$$

$$= 16.3\ (mm) \rightarrow Chọn\ d_B = 20\ (mm) = d_A = d_C$$

e) Kiểm nghiệm bền trục

Theo công thức (10.19), (10.20), (10.21) [7]:

$$s_j = \frac{s_{\sigma_j} s_{\tau_j}}{\sqrt{s_{\sigma_j}^2 + s_{\tau_j}^2}} \geq [s]$$

$$s_{\sigma_j} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma dj}\sigma_{aj} + \psi_\sigma \sigma_{mj}}$$

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

Trong đó:

s_j hệ số an toàn tại tiết diện nguy hiểm.

$[s]$ là hệ số an toàn cho phép, thông thường: $[s] = 1.5 \div 2.5$

σ_{-1}, τ_{-1} là giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng,

$$\sigma_{-1} = 0.436\sigma_b = 126.5\ (MPa)$$

τ_{-1} là giới hạn mỏi xoắn ứng với chu kỳ đối xứng,

$$\tau_{-1} = 0.58\sigma_{-1} = 63.2\ (MPa)$$

σ_{aj}, τ_{aj}; σ_{mj}, τ_{mj} là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j. Với trục quay 1 chiều, theo (10.22) và (10.23) [7]:

$$\sigma_{mj} = 0$$

$$\sigma_{aj} = \frac{M_j}{W_j}$$

$$\tau_{aj} = \tau_{mj} = \frac{T_j}{2W_{oj}}$$

Trong đó:

W_j và W_{oj} là momen cản uốn và momen cản xoắn tại tiết diện j của trục. Để lắp ghép các chi tiết trên trục, thống nhất thiết kế, và kiểu lắp khe hở H8/Js7 để lắp các chi tiết lại với nhau. Dựa theo kết cấu trục trên hình 4.1, hình 4.2 và hình 4.3, mặt cắt nguy hiểm trên trục I: mặt cắt A, B và C

Bảng 7. 7 Bảng giá trị momen uốn, momen xoắn của trục bánh dẫn động

Tiết diện	Đường kính trục (mm)	Tiết diện b x h (mm^2)	Chiều sâu rãnh then t_1 (mm)	Momen uốn W (mm^3)	Momen xoắn W_o (mm^3)
A	20	0	0	785.4	1570.8
B	20	0	0	785.4	1570.8
C	20	0	0	785.4	1570.8

ψ_σ, ψ_τ là hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, theo bảng (10.7) [7], chọn được

$\psi_\sigma = 0.1;\ \psi_\tau = 0.05$

$K_{\sigma dj}$, $K_{\tau dj}$ là hệ số, theo công thức (10.25), (10.26) [7]:

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

$$K_{\tau dj} = \frac{\left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_x - 1\right)}{K_y} \quad (4.2)$$

Trong đó:

K_x là hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, theo bảng (10.8) [7] chọn phương pháp tiện: $R_a = 2.5 \div 0.63$ được $K_x = 1.1$

K_y là hệ số tăng bền bề mặt, theo bảng (10.9) [7], chọn phương pháp thấm cacbon, chọn được:$K_y = 1.8$

ε_σ, ε_τ là hệ số kích thước, chọn trong bảng (10.10).

K_σ, K_τ là hệ số tập trung ứng suất, theo bảng (10.12) cắt bằng dao phay ngón, chọn được $K_\sigma = 2.01; K_\tau = 1.388$

Thay vào (4.2) và (4.1) lập được bảng 4.2

Bảng 7. 8 Kích thước trục bánh dẫn động

Tiết diện	Đường kính trục (mm)	$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$		$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}$		$K_{\sigma d}$	$K_{\tau d}$	s_σ	s_τ	
		Rãnh then	Khe hở	Rãnh then	Khe hở					
A	20	-	2.06	-	1.64	0.055	0.055	-	-	
B	20	-	2.06	-	1.64	1.05	0.87	-	-	
C	20	-	2.06	-	1.64	0.055	0.055	-	-	

f) Tính toán thiết kế ổ lăn

Chọn loại ổ lăn

Với $\frac{F_a}{F_r} > 0.3$ trên các trục nên chọn ổ bi đỡ – chặn để lắp vào các vị trí gối đỡ trên trục I và trục II, chọn ổ bi đỡ một dãy để lắp lên trục III.

Đối với hộp giảm tốc, thường chọn cấp chính xác chế tạo ổ lăn là 0 từ đó, độ đảo hướng tâm là 20 (μm) [7].

Từ đường kính ngõng trục và tải trọng, chọn ổ lăn theo SKF Catalogue để lắp vào các gối đỡ có thông số như sau

Bảng 7. 9 Thông số ổ lăn cho bánh dẫn hướng

Mã sản phẩm (SKF)	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C_o (kN)
6004	20	42	12	10	5

g) Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ

F_r là tải trọng hướng tâm lên ổ (N). $F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$ với F_x, F_y là lực hướng tâm tác dụng lên ổ theo phương x và y. Thay vào tính được:

$$F_{rA} = \sqrt{98.125^2 + 69.65^2} = 120.3 = F_{rC}\ (N);$$

Tải trọng động quy ước: Theo công thức (11.3) [7]:

$$Q = (XVF_r + YF_a)k_t k_đ$$

Trong đó:

Q là tải trọng động quy ước (kN).

F_r, F_a là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục (kN).

X, Y là hệ số tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục, Tra theo bảng 11.4 [7].

V là hệ số kể đến vòng nào quay, với vòng trong quay $V = 1$

k_t, $k_đ$ là hệ số nhiệt độ và hệ số tải trọng. Với nhiệt độ $\leq 100^0$C, $k_t = 1$. Theo bảng 11.3 [7], với va đập trung bình, chọn $k_đ = 1{,}8$.

Thay vào lập được bảng 7.2

Bảng 7. 10 Bảng tính tải trọng quy ước.

Gối đỡ	e	F_r (kN)	F_a (kN)	X	Y	Q (kN)
A	0.68	0.1899	0	1	0	0.216

h) Tải trọng tương đương

Theo công thức (11.1), (11.3), (11.18) và (11.19), Tải trọng động và tải trọng tĩnh của ổ lăn được tính như sau:

Tải trọng động của ổ lăn:

$$Q = (XVF_r + YF_a)K_t K_đ$$

Tải trọng tĩnh của ổ lăn:

$$Q_t = X_o F_r + Y_o F_a$$

Khả năng tải động:

$$C = Q.\sqrt[m]{L}$$

Khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = Q_0.\sqrt[m]{L}$$

Thời hạn sử dụng của ổ lăn:

$$Với\ L = \frac{60nL_h}{10^6}$$

$$L_1 = L_2 = \frac{60.318.10000}{10^6} = 190.8\ (Triệu\ vòng)$$

Trong đó:

Q: là tải trọng động (kN).

Q_0 là tải trọng tĩnh (kN).

L: là thời hạn (giờ), đối với bánh đỡ $L_h = 10000$ (giờ)

n là số vòng quay (vg/ph)

m là bậc của đường cong mỏi, với ổ bi $m = 3$.

C_d là khả năng tải động (kN).

Thay vào lập được bảng 5.3.

X_0: Hệ số tải trọng hướng tâm, $X_0 = 0.5$

Y_0: Hệ số tải trọng hướng trục, $Y_0 = 0.37$

Bảng 7. 11 Bảng tính khả năng tải động của ổ lăn.

Gối đỡ	Q (kN)	Q_0 (kN)	C_{ol} (kN)	C (kN)	C_{0ol} (kN)	C_0 (KN)
A, C	0.216	0.06	1.32	10	0.36	5

Thấy được, $C_{ol} < C, C_{0ol} < C_0 =>$ Thỏa mãn điều kiện tải động, tải tĩnh.

7.5 Thiết kế hệ thống bánh dẫn động trong truyền động bánh xích

7.5.1 Thông số đầu vào.

Bánh dẫn động trong hệ thống truyền động bánh xích được kết nối trực tiếp với trục ra của hộp giảm tốc thông qua khớp nối.

Thông số đầu vào của trục:

Momen xoắn: $T = 19813\ (N.mm)$

Công suất: $P = 0.415\ (KW)$

Số vòng quay: $n = 200\ (vòng/phút)$

Lực kéo tối đa: $F_{max} = 197\ (N)$

Số răng bánh dẫn: $z = 10\ (răng)$

7.5.2 Thiết kế bánh dẫn động.

Bánh xích có thông số: $180x60x37$ với:

Bề rộng xích: $B = 180\ (mm)$

Độ dài bước xích: $P = 60\ (mm)$

Số răng của bánh xích: $Z = 37(răng)$

Với Số răng là 10, góc chia răng của bánh dẫn động có thể tính bằng công thức sau:

$$\alpha = \frac{360°}{z} = \frac{360}{10} = 36°$$

Đường kính vòng chia:

$$d_{\mathrm{m}} = \mathrm{P}\sin(\pi.z) = 60\ \sin(\pi.10) = 194$$

Góc lượn đầu răng có thể tính gần đúng bằng công thức sau:

$$\theta_{răng} \approx \frac{1}{2} \times \alpha \times k$$

Với $k = 0.5 \div 0.7$: Hệ số biến dạng răng, chọn $k = 0.6$. Như vậy, ta tính được góc lượn đâu răng gần đúng:

$$\theta_{răng} = \frac{1}{2} \times 36 \times 0.6 = 10.8°, chọn\ \theta = 11°$$

Với độ dày $t_{xcs} = 20\ (mm)$, ta có đường kính đỉnh răng và đường kính chân răng được tính gần đúng bằng công thức sau:

$$d_{max} \approx d_m + t_{xcs} = 194 + 20 = 214\ (mm)$$

$$d_{min} \approx d_m - t_{xcs} = 194 - 20 = 174\ (mm)$$

Để đảm bảo chân răng của bánh dẫn và đỉnh răng của xích cao su không bị mài mòn, chọn $d_{min} = 170\ (mm)$ với góc bo $r = 8\ (mm)$ để đảm bảo sự ăn khớp giữa bánh xích cao su và bánh dẫn được ổn định, kéo dài tuổi thọ chi tiết.

7.5.3 Thiết kế trục truyền động bánh dẫn động.

a) Thông số ban đầu:

Momen xoắn: $T_3 = 19816\ (Nmm)$

Số vòng quay: $n_3 = 200\ (vòng/phút)$

b) Chọn vật liệu:

Chọn vật liệu là thép CT3. Các thông số:

Giới hạn bền: $\sigma_b = 461\ MPa$

Giới hạn chảy: $\sigma_{ch} = 225\ MPa$

Ứng suất xoắn cho phép: $[\tau] = 106 \div 177\ MPa$ chọn sơ bộ $[\tau_3] = 120$

c) Chọn sơ bộ đường kính:

Đường kính tính toán sơ bộ: $d_3 = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{19816}{0{,}2.120}} = 9.38\ (mm)$

Chọn đường kính trục $d = 20\ (mm)$ theo tiêu chuẩn với hệ số an toàn bằng 2

d) Chiều rộng ổ lăn:

Theo bảng 10.2 chọn $b_{ol} = 12\ mm$

e) Tính toán phác thảo kích thước trục:

Với:

$$l = 180\ (mm)$$

$l_{ol} = 36\ (mm)$: Khoảng cách 2 ổ lăn

$k_n = 8\ (mm)$: Khoảng cách từ ổ lăn đến nắp ổ

$l_m = 20\ (mm)$: Chiều rộng mayơ bánh dẫn động

$l_{mkn} = (1{,}4 \div 2{,}5)d_3 = 21 \div 37.5\ (mm); chọn\ l_{m32} = 27(mm)$: chiều dài mayơ nửa khớp nối trục đàn hồi

$l_{tn} = 107\ (mm)$: Khoảng cách từ mép trong ổ lăn đến mép ngoài của khớp nối:

f) Lực tác dụng lên trục

Lực tác dụng từ khớp nối trục đàn hồi:

$$F_{rkn2} = 0.2F_t = 0.2\frac{2T_3}{D_t} = 0.2 \times \frac{2 \times 19816}{50} = 792.64\ (N)$$

Lực tác dụng của bánh dẫn động:

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{m1}} = \frac{2 \times 19816}{194} = 204\ (N)$$

$$F_{r1} = F_{t1} \times \frac{tg(\alpha)}{\cos\beta} = 204 \times \frac{tg(20)}{\cos(0)} = 74.25\ (N)$$

g) Xác định đường kính trục:

Xét mặt phẳng yOz:

- Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_C = 0 \leftrightarrow -F_{AY} \times 36 + F_{BY} \times 18 = 0$$

$$\rightarrow F_{AY} = \frac{F_{BY} \times 18}{36} = \frac{74.25 \times 18}{36} = 37.125\ (N)$$

- Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương Y:

$$\Sigma \mathrm{Y} = \mathrm{F}_{AY} - F_{BY} + F_{CY} = 0$$

$$\rightarrow F_{CY} = F_{BY} - F_{AY} = 74.25 - 37.125 = 37.125(N)$$

Xét mặt phẳng xOz:

- Phương trình cân bằng momen xoắn tại ổ lăn B:

$$\Sigma M_C = 0 \leftrightarrow -F_{AX} \times 170 + F_{BX} \times 156.5 - F_{rkn} \times 143 = 0$$

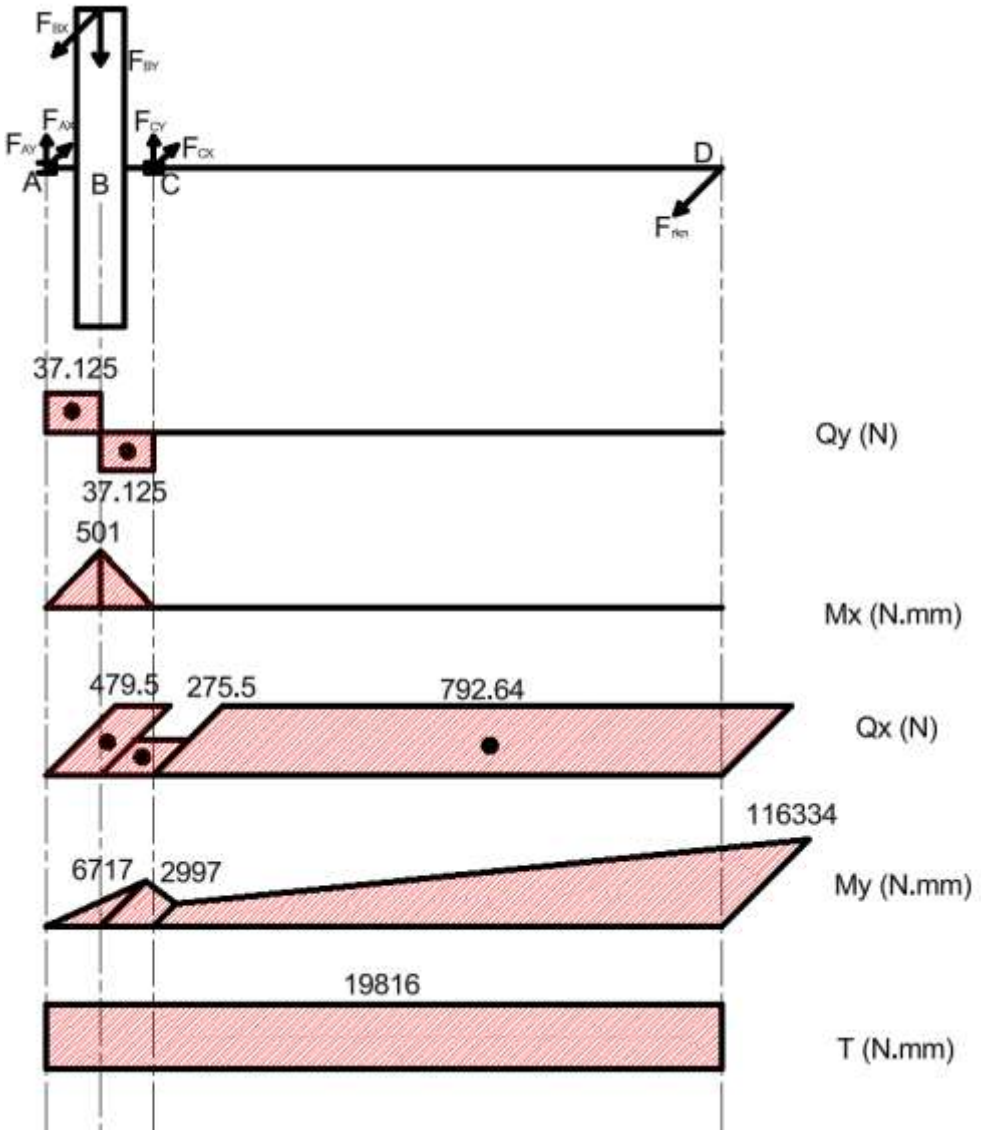
$$\rightarrow F_{AX} = \frac{-F_{BX} \times 156 + F_{rkn} \times 143}{170}$$

$$\rightarrow F_{AX} = \frac{-204 \times 156 + 792.64 \times 143}{170} = 479.55\ (N)$$

- Phương trình cân bằng lực dọc trục theo phương X:

$$\Sigma \mathrm{X} = -F_{AX} + F_{BX} - F_{CX} + F_{rkn} = 0$$

$$\rightarrow F_{CX} = F_{AX} - F_{BX} - F_{CX} = 479.55 - 204 - 792.64 = 517.09\ (N)$$



Hình 7. 10 Biểu đồ momen bánh dẫn động.

Theo thuyết bền 4: $M_{t\text{đ}} = \sqrt{{M_x}^2 + {M_y}^2 + 0.75{M_z}^2}$, ta tính được:

$$M_{t\text{đ}A} = \sqrt{0.75 \times 19816^2} = 17161\ (Nmm)$$

$$M_{t\text{đ}B} = \sqrt{501^2 + 6717^2 + 0.75 \times 19816^2} = 18435\ (Nmm)$$

$$M_{t\text{đ}C} = \sqrt{2997^2 + 0.75 \times 19816^2} = 17420\ (Nmm)$$

$$M_{t\text{đ}D} = \sqrt{0^2 + 116334^2 + 0.75 \times 1980^2} = 117592\ (Nmm)$$

Đường kính các đoạn trục:

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{M_{t\text{đ}A}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{17161}{0{,}1.63}} = 13.9\ (mm) \rightarrow Chọn\ d_A = 20\ (mm)$$

$$d_B = \sqrt[3]{\frac{M_{tđB}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{18436}{0{,}1.63}} = 14.3\ (mm)\ \rightarrow Chọn\ d_B = 20\ (mm)$$

$$d_C = \sqrt[3]{\frac{M_{tđC}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{17420}{0{,}1.63}} = 14035\ (mm)\ \rightarrow Chọn\ d_C = 20\ (mm)$$

$$d_D = \sqrt[3]{\frac{M_{tđD}}{0{,}1[\sigma]}} = \sqrt[3]{\frac{117592}{0{,}1.63}} = 26.5\ (mm)\ \rightarrow Chọn\ d_D = 30\ (mm)$$

h) Kiểm nghiệm trục

Kiểm nghiệm trục về độ bền mỏi theo công thức (10.19), (10.20), (10.21) [7]:

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

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

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

Trong đó:

s_j hệ số an toàn tại tiết diện nguy hiểm.

$[s]$ là hệ số an toàn cho phép, thông thường: $[s] = 1.5 \div 2.5$

σ_{-1}, τ_{-1} là giới hạn mỏi uốn và xoắn ứng với chu kỳ đối xứng,

$$\sigma_{-1} = 0.436\sigma_b = 370.6\ (MPa)$$

τ_{-1} là giới hạn mỏi xoắn ứng với chu kỳ đối xứng,

$$\tau_{-1} = 0.58\sigma_{-1} = 214.9\ (MPa)$$

σ_{aj}, τ_{aj}; σ_{mj}, τ_{mj} là biên độ và trị số trung bình của ứng suất pháp và ứng suất tiếp tại tiết diện j. Với trục quay 1 chiều, theo (10.22) và (10.23) [7]:

$$\sigma_{mj} = 0$$

$$\sigma_{aj} = \frac{M_j}{W_j}$$

$$\tau_{aj} = \tau_{mj} = \frac{T_j}{2W_{oj}}$$

Trong đó: W_j và W_{oj} là momen cản uốn và momen cản xoắn tại tiết diện j của trục. Để lắp ghép các chi tiết trên trục, thống nhất thiết kế, dùng then bằng và kiểu lắp khe hở h6 để lắp các chi tiết bánh răng và khớp nối trên các trục, kiểu lắp khe hở h6 để

lắp các ổ lăn. Dựa theo kết cấu trục trên hình 4.1, hình 4.2 và hình 4.3, mặt cắt nguy hiểm trên trục I: bánh đai 12, ổ lăn 10 và bánh răng 13; trục II: bánh răng 22, bánh răng 23; trục III: bánh răng 32, ổ lăn 31 và khớp nối 33.

Theo bảng (9.1a) kết hợp với bảng 10.6 [7], lập được bảng 7.12.

Bảng 7. 12 Bảng thông số hình học của then và momen cản uốn và cản xoắn của trục

Tiết diện	Đường kính trục (mm)	Tiết diện b x h (mm^2)	Chiều sâu rãnh then t_1 (mm)	Momen uốn W (mm^3)	Momen xoắn W_o (mm^3)
B	20	6×6	3.5	642.5	1247.8
D	28	8×7	4.5	569.2	1354.6

ψ_σ, ψ_τ là hệ số xét đến ảnh hưởng của ứng suất trung bình đến độ bền mỏi, theo bảng (10.7) [7], chọn được

$$\psi_\sigma = 0.1;\ \psi_\tau = 0.05$$

$K_{\sigma dj}$, $K_{\tau dj}$ là hệ số, theo công thức (10.25), (10.26) [7]:

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

$$K_{\tau dj} = \frac{\left(\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} + K_x - 1\right)}{K_y} \quad (4.2)$$

Trong đó:

K_x là hệ số tập trung ứng suất do trạng thái bề mặt, theo bảng (10.8) [7] chọn phương pháp tiện:

$R_a = 2.5 \div 0.63$ được $K_x = 1.1$

K_y là hệ số tăng bền bề mặt, theo bảng (10.9) [7], chọn phương pháp thấm cacbon, chọn được:

$$K_y = 1.8$$

ε_σ, ε_τ là hệ số kích thước, chọn trong bảng (10.10).

K_σ, K_τ là hệ số tập trung ứng suất, theo bảng (10.12) cắt bằng dao phay ngón, chọn được

$$K_\sigma = 2.01; K_\tau = 1.388$$

Thay vào (4.2) và (4.1) lập được bảng 4.2

Bảng 7. 13 Bảng ảnh hưởng của đường kính đến hệ số an toàn s

Tiết diện	Đường kính trục (mm)	$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma}$		$\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau}$		$K_{\sigma d}$	$K_{\tau d}$	s_σ	s_τ	s
		Rãnh then	Khe hở	Rãnh then	Khe hở					
A	20	-	2.06	-	1.64	0.055	0.055	-	-	-
B	20	1.79	2.06	1.47	1.64	1.05	0.87	11.19	6.63	1.36
C	20	-	2.06	-	1.64	0.055	0.055	-	-	-
D	28	1.79	2.06	1.47	1.64	1.055	0.87	0.6	6.3	1.08

Từ bảng trên, ta thấy được tất cả hệ số bền mỏi thoả mãn điều kiện cho phép.

7.5.4 Kiểm nghiệm bền then

Chọn chiều dài then: $l = (0.8 \div 0.9)l_m$ với l_m: chiều dài mayơ,

Theo dãy chiều dài then tiêu chuẩn bảng (9.1a) [7], chọn được:

$l_{t1A} = (0.8 \div 0.9)l_{m12} = (0.8 \div 0.9) \times 20 = 16 \div 18,\ chọn\ l_{t1A} =$ 18 (mm);

$l_{t1D} = (0.8 \div 0.9)l_{m13} = (0.8 \div 0.9) \times 27 = 21.6 \div 29.3,\ chọn\ l_{t1D} =$ 28 (mm);

Theo công thức (9.1) và (9.2) [7]:

$$\sigma_d = \frac{2T}{dl_t(h - t_1)} \le [\sigma_d]$$

$$\tau_c = \frac{2T}{dl_t b} \le [\tau_c] \quad (4.3)$$

Trong đó:

σ_d, τ_c là ứng suất dập và ứng suất cắt của then (MPa).

T là momen xoắn trên trục (Nmm).

d là đường kính trục (mm).

l_t, b, h, t_1 là chiều dài, chiều rộng, chiều cao của then và chiều sâu rãnh then (mm).

$[\sigma_d]$ là ứng suất dập ứng suất cắt cho phép của then (MPa), theo bảng (9.5) [7] với tải va đập nhẹ, chọn được $[\sigma_d] = 100$ (MPa).

$[\tau_c]$ là ứng suất cắt cho phép của then, với tải va đập nhẹ $[\tau_c] = 40 \dots 60$ (MPa).

Ta lập được bảng 7.14

Bảng 7. 14 Tính kiểm nghiệm then trên 3 trục.

Tiết diện	d	l_t	b x h	t_1	T	σ_d	τ_c
A	20	18	6x6	3.5	19816	55	36
D	28	28	8x7	4.5	19816	25	20

⇨ *Thấy tất cả then đều thỏa mãn điều kiện bền.*

7.5.5 *Chọn ổ lăn và nối trục:*

a) Chọn loại ổ lăn.

Với $\frac{F_a}{F_r} > 0.3$ trên các trục nên chọn ổ bi đỡ − chặn để lắp vào các vị trí gối đỡ trên trục I và trục II, chọn ổ bi đỡ một dãy để lắp lên trục III.

b) Chọn cấp chính xác ổ lăn.

Đối với hộp giảm tốc, thường chọn cấp chính xác chế tạo ổ lăn là 0 từ đó, độ đảo hướng tâm là 20 (μm) [7].

c) Chọn kích thước ổ.

Từ đường kính ngõng trục và tải trọng, chọn ổ lăn theo SKF Catalogue để lắp vào các gối đỡ có thông số như sau

Bảng 7. 15 Thông số ổ lăn.

Mã sản phẩm (SKF)	d (mm)	D (mm)	B (mm)	C (kN)	C_o (kN)
6004	20	42	12	10	5

d) Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ.

Tính phản lực của ổ.

F_r là tải trọng hướng tâm lên ổ (N)

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

Với F_x, F_y là lực hướng tâm tác dụng lên ổ theo phương x và y. Thay vào tính được:

$$F_{r1A} = \sqrt{517.1^2 + 37.125^2} = 518.4\ (N);$$

$$F_{r1D} = \sqrt{479.5^2 + 37.125^2} = 480.9\ (N);$$

e) Tính tải trọng động quy ước.

Theo công thức (11.3) [7]:

$$Q = (XVF_r + YF_a)k_t k_đ$$

Trong đó:

Q là tải trọng động quy ước (kN).

F_r, F_a là tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục (kN).

X, Y là hệ số tải trọng hướng tâm và tải trọng dọc trục, Tra theo bảng 11.4 [7].

V là hệ số kể đến vòng nào quay, với vòng trong quay $V = 1$

k_t, $k_đ$ là hệ số nhiệt độ và hệ số tải trọng. Với nhiệt độ $\leq 100^0$C, $k_t = 1$. Theo bảng 11.3 [7], với va đập trung bình, chọn $k_đ = 1{,}8$.

Thay vào lập được bảng sau:

Bảng 7. 16 Bảng tính tải trọng quy ước.

Gối đỡ	e	F_r (kN)	F_a (kN)	X	Y	Q (kN)
A	0.68	0.5184	0	1	0	0.9331
D	0.68	0.4809	0	1	0	0.8656

f) Tính tải trọng tương đương.

Theo công thức (11.1), (11.3), (11.18) và (11.19), Tải trọng động và tải trọng tĩnh của ổ lăn được tính như sau:

Tải trọng động của ổ lăn:

$$Q = (XVF_r + YF_a)K_tK_đ$$

Tải trọng tĩnh của ổ lăn:

$$Q_t = X_oF_r + Y_oF_a$$

Khả năng tải động:

$$C = Q.\sqrt[m]{L}$$

Khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = Q_0.\sqrt[m]{L}$$

Thời hạn sử dụng của ổ lăn:

$$Với\ L = \frac{60nL_h}{10^6}$$

$$L = \frac{60.200.10000}{10^6} = 1200\ (Triệu\ vòng)$$

Trong đó:

Q: là tải trọng động (kN).

Q_0 là tải trọng tĩnh (kN).

L: là thời hạn (giờ), đối với hộp giảm tốc $L_h = 10000$ (giờ)

n là số vòng quay (vg/ph)

m là bậc của đường cong mỏi, với ổ bi $m = 3$.

C_d là khả năng tải động (kN).

Thay vào lập được bảng 5.3.

X_0: Hệ số tải trọng hướng tâm, $X_0 = 0.5$

Y_0: Hệ số tải trọng hướng trục, $Y_0 = 0.37$

Bảng 7. 17 Bảng tính khả năng tải trọng động của ổ lăn.

Gối đỡ	Q (kN)	Q_0 (kN)	C_{ol} (kN)	C (kN)	C_{0ol} (kN)	C_0 (KN)
1B	0.9331	0.2592	9.91	10	2.75	5
1D	0.8656	0.3048	9.2	10	3.2	5

Thấy được, $C_{ol} < C, C_{0ol} < C_0$ => Thỏa mãn điều kiện tải động, tải tĩnh.

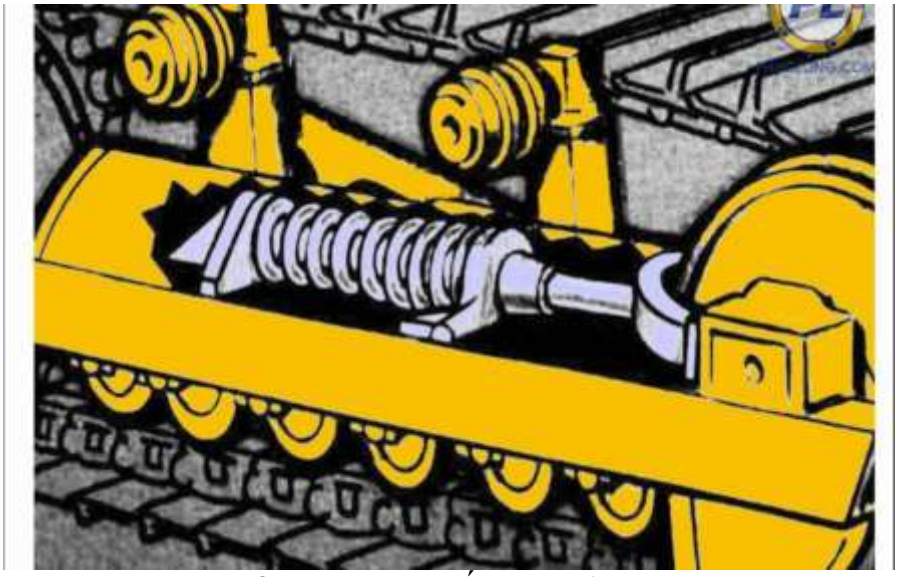
7.6 Tính toán thiết kế cơ cấu căng đai.

7.6.1 Tổng quan về cơ cấu căng đai

a) Khái niệm và chức năng.

Cơ cấu căng đai (hay còn gọi là bộ căng xích) là một bộ phận cơ khí được thiết kế để duy trì độ căng thích hợp cho xích cao su trên xe bánh xích. Đai xích cao su là bộ phận tiếp xúc trực tiếp với mặt đất và truyền động giữa bánh dẫn động và các bánh dẫn hướng, do đó việc căng đai đúng cách giúp:

- Đảm bảo xích không bị trượt, lỏng hoặc bung ra trong quá trình di chuyển.
- Giảm mài mòn không đều và tăng tuổi thọ xích.
- Tăng hiệu suất truyền động và độ ổn định khi vận hành.



Hình 7. 11 Cơ cấu căng đai.

b) Các dạng cơ cấu căng xích phổ biến.

Cơ cấu căng xích bằng lò xo (kiểu cơ khí).

- Cấu tạo:

+ Bánh căng: Đặt ở đầu cuối phía trước xích, được gắn trên một trục có thể trượt trên ray hoặc bệ.

+ Lò xo nén: Đặt phía sau trục trượt, tạo lực đẩy bánh căng ra phía trước.
+ Cụm khung dẫn hướng: Giữ cho trục chuyển động đúng hướng.

- Nguyên lý hoạt động:

+ Lò xo luôn tạo một lực đẩy nhất định lên bánh căng → bánh căng đẩy xích để giữ độ căng.
+ Khi xích dãn ra do mài mòn, lực căng từ lò xo giúp bánh căng tự động đẩy ra thêm.
+ Khi bảo trì, có thể tháo nhanh và thay lò xo dễ dàng.

- Ưu điểm:

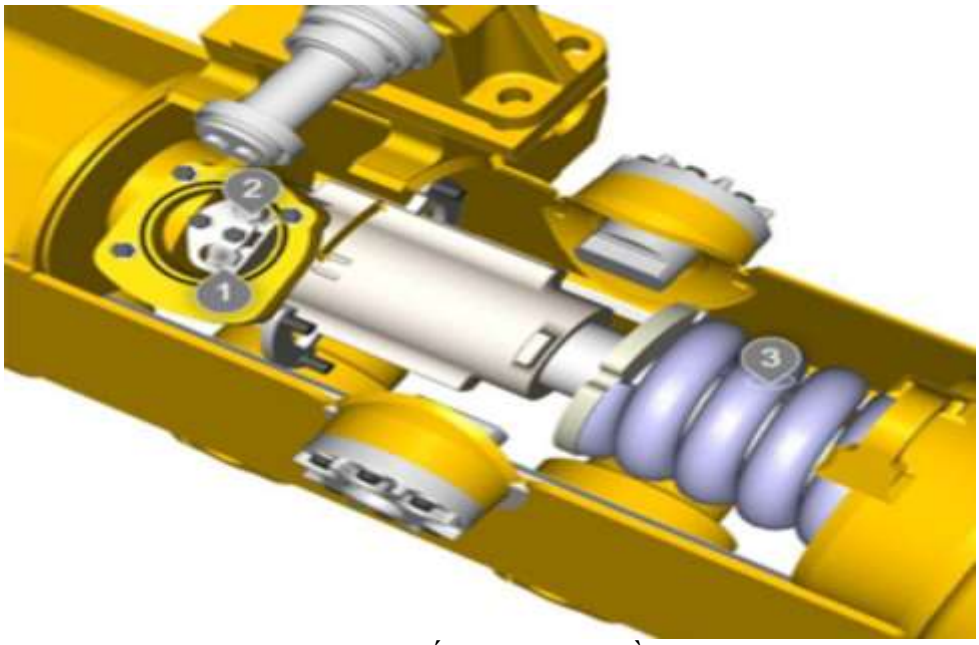
+ Cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo và lắp đặt.
+ Chi phí thấp, phù hợp với robot, xe nhỏ.

- Nhược điểm

+ Lực căng không ổn định nếu lò xo yếu hoặc mỏi theo thời gian.
+ Không điều chỉnh chính xác được trong các điều kiện tải thay đổi.

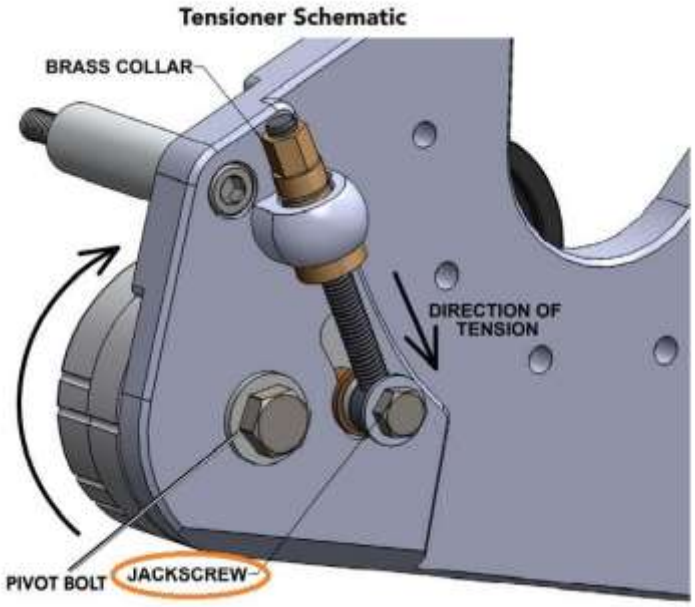
- Ứng dụng

+ Xe robot mini, xe trinh sát, máy nông nghiệp nhỏ, xe bánh xích điều khiển từ xa.



Hình 7. 12 Cơ cấu căng xích bằng lò xo.

Cơ cấu căng xích bằng vít (dạng thủ công).



Hình 7. 13 Cơ cấu căng xích bằng cụm đai vít thủ công.

- Cấu tạo:

+ Trục bánh căng: Gắn với một thanh ren/vít me.
+ Cụm vít và đai ốc điều chỉnh: Thay đổi vị trí bánh căng bằng cách xoay vít.
+ Có thể đi kèm bulông khóa sau khi điều chỉnh.

Nguyên lý hoạt động

+ Khi xích bị chùng, kỹ thuật viên dùng cờlê xoay vít để đẩy bánh căng ra → căng xích.
+ Sau đó khóa bulông để cố định vị trí.

- Ưu điểm

+ Căng xích chính xác.
+ Không phụ thuộc vào lực lò xo.
+ Dễ sản xuất và điều chỉnh khi bảo trì.

- Nhược điểm

+ Không tự động điều chỉnh theo độ mài mòn xích.
+ Tốn thời gian điều chỉnh thủ công.
+ Nếu không siết chặt kỷ → dễ bị tuột.

- Ứng dụng

+ Xe nông nghiệp vừa và nhỏ, robot cần độ chính xác truyền động cao.

Cơ cấu căng xích bằng thủy lực (xilanh thủy lực)

Hình 7. 14 Cơ cấu căng xích bằng thuỷ lực..

- Cấu tạo
+ Bánh căng: Gắn vào pít-tông của xilanh thủy lực.
+ Xilanh: Có thể được điều khiển bằng bơm tay hoặc hệ thống thủy lực trung tâm.
+ Van an toàn và ống dẫn thủy lực.
- Nguyên lý hoạt động
+ Khi cần căng xích, xilanh thủy lực được cấp áp suất để đẩy bánh căng ra.
+ Áp suất bên trong xilanh được duy trì → lực căng ổn định, tự điều chỉnh khi xích dãn.
+ Có thể xả áp khi cần bảo trì.
- Ưu điểm
+ Tự động điều chỉnh độ căng, rất phù hợp với hệ thống vận hành liên tục.
+ Lực căng mạnh, ổn định, đáng tin cậy.
+ Dễ điều khiển trong hệ thống tự động.
- Nhược điểm
+ Giá thành cao.
+ Yêu cầu bảo trì định kỳ (rò rỉ dầu, hư phốt…).
+ Phụ thuộc vào hệ thống thủy lực chung.
- Ứng dụng
+ Xe công trình cỡ lớn, xe quân sự, robot vận chuyển nặng, robot cứu hộ chuyên dụng.

Cơ cấu căng xích bán tự động (lò xo vít điều chỉnh)

Hình 7. 15 Cơ cấu căng xích bằng lò xo vít điều chỉnh..

- Cấu tạo
+ Bánh căng lắp trên trục có thể dịch chuyển.
+ Trục này được giữ cố định bởi vít me điều chỉnh ban đầu và lò xo duy trì lực.
- Nguyên lý hoạt động
+ Khi lắp ráp, dùng vít me để điều chỉnh vị trí bánh căng ban đầu.
+ Sau đó, lò xo sẽ duy trì một lực căng ổn định trong phạm vi nhỏ khi xích dãn ra.

Ưu điểm

+ Kết hợp được tính chính xác (vít) và tính đàn hồi (lò xo).
+ Không cần hệ thống thủy lực.
- Nhược điểm
+ Không tự động hoàn toàn.
+ Lực căng giới hạn do phụ thuộc vào lò xo.
- Ứng dụng
+ Xe tải nhỏ bánh xích, robot có tải trọng trung bình.

⇨ *Sau khi phân tích các điều kiện, yêu cầu kỹ thuật thiết kế, chế tạo, yêu cầu bảo trì và các vấn đề khác như chi phí, độ phức tạp, khối lượng của cụm căng đai, nhóm quyết định chọn thiết kế cơ cấu căng đai dạng*

7.6.2 Tính chọn lò xo đẩy.

a) Các thông số kỹ thuật cần thiết của lò xo.

Lò xo đẩy được gắn trong cụm căng đai, lắp phía sau bánh dẫn hướng và phía trong hệ khung treo. Vì vậy, thông số của lò xo được chọn sao cho phù hợp với hệ thống treo tổng thể và đạt hiệu quả tốt trong việc căng đai.

Các thông số đầu vào như sau:

Lực đẩy tối thiểu: $F_{min} = F_{cd1} = 197\ (N)$

Đường kính ngoài của lò xo: $D = 30\ (mm)$

Đường kính trong: $d = 16\ (mm)$

Hành trình làm việc: $f = 50\ (mm)$

Tổng chiều dài tự do: $L = 80\ (mm)$

Chiều dày dây thép: $t \leq 2\ (mm), chọn\ t = 2\ (mm)$

Số vòng tổng cộng: $n = 13\ (vòng)$

Vật liệu: Thép lò xo 65Mn có các thông số như sau:

Thành phần hóa học:

Bảng 7. 18 Bảng thành phần hóa học vật liệu.

Tiêu chuẩn	Mác thép	Thành phần hóa học của thép 65Mn (%)							
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Cu
GB/T 1222	65Mn	0.62-0.70	0.17-0.37	0.90-1.20	≤0.030	≤0.030	≤0.25	≤0.35	≤0.25

Tính chất cơ học:

Bảng 7. 19 Bảng tính chất cơ học vật liệu.

Tiêu chuẩn	Mác thép	Tính chất cơ học của thép 65Mn					
		Tỷ trọng	Độ bền kéo	Giới hạn chảy	Độ dãn dài	Sự giảm mặt cắt	Độ cứng Brinell
GB/T 1222	65Mn	7.85g/cm3	≥980MPa	≥783MPa	≥8.0%	≥30%	≤302 HBW

b) Tính toán các thông số hình học khác

Đường kính trung bình của lò xo:

$$D_{tb} = \frac{D + d}{2} = \frac{30 + 16}{2} = 23\ (mm)$$

Bước lò xo trung bình:

$$p = \frac{L}{n} = \frac{80}{13} = 6.15\ (mm)$$

Tỷ số D/t để tính hệ số hiệu chỉnh:

$$\frac{D}{t} = \frac{23}{2} = 11.5$$

Độ rộng của dây thép lò xo:

$$b = \frac{D - d}{2} = \frac{30 - 16}{2} = 7\ (mm)$$

c) Tính độ cứng lò xo

Độ cứng lò xo có thể tính bằng công thức sau:

$$k = \frac{F}{f} = \frac{197}{50} = 3.94\ N/mm$$

d) Kiểm tra bền lo xo.

Momen xoắn trên dây lò xo:

$$M_t = \frac{F \times D_{tb}}{2} = \frac{197 \times 23}{2} = 2265.5\ (N.mm)$$

Ứng suất cắt lớn nhất:

$$\tau_{max} = \frac{6M_t}{a \times b\text{^}2} = \frac{6 \times 2265.5}{2 \times 4^2} = 138.7\ (MPa)$$

⇨ $\tau_{max} = 138.7 < [\tau] = 783\ (MPa)$: Đủ bền

Hình 7. 16 Lò xo

Chương 8 Tính toán thiết kế hệ thống khung hàn thép tấm cho hệ thống treo.

8.1 Tổng quan.

8.1.1 Khái niệm về hệ thống khung trong truyền động bánh xích.

Khái niệm về kết cấu khung trong cơ cấu bánh xích, khung là kết cấu chịu lực chính, liên kết các bộ phận của hệ thống truyền động bánh xích như trục bánh dẫn, bánh đỡ tải, giảm chấn, gối đỡ ổ bi và truyền lực đến thân xe hoặc robot. Khung đảm bảo phân phối tải trọng, chịu được các lực va đập từ địa hình, trọng lượng bản thân và tải trọng làm việc.

Hình 8. 1 Hệ thống khung treo trong truyền động bánh xích.

8.1.2 Vai trò của khung hệ thống treo:

Chịu tải trọng từ hệ truyền động và bánh xích.

Là nền tảng gắn các cơ cấu chuyển động như giảm chấn, giá đỡ, trục.

Ảnh hưởng trực tiếp đến độ bền, độ ổn định và tính năng làm việc của hệ thống treo.

Là phần kết cấu chịu va đập, rung động liên tục => đòi hỏi độ bền mỏi cao.

8.1.3 Các loại khung của hệ thống treo phổ biến.

a) Khung ống thép (kết cấu dạng ống hàn)

Khung ống thép là một trong những lựa chọn phổ biến nhờ tính cơ động và khả năng chịu xoắn tốt. Loại khung này thường được chế tạo từ các đoạn ống thép tròn hoặc vuông (thường là ống thép tròn Φ21 – Φ48 mm), được cắt và hàn theo hình dạng không gian tùy biến.

Ưu điểm của khung ống thép là có tỷ lệ độ cứng trên khối lượng tốt, dễ uốn cong theo đường cong 3D, thích hợp cho những thiết kế khung yêu cầu sự linh hoạt về hình học. Kết cấu ống có khả năng chống xoắn và chịu rung động tốt hơn so với khung hàn bằng thép tấm nhờ bề mặt tròn đều, phân bố ứng suất đồng đều.

Tuy nhiên, điểm yếu của khung ống thép là khó tích hợp các chi tiết cần mặt phẳng chính xác như ổ bi, gối đỡ, mặt bích, đặc biệt trong các hệ thống cần bắt vít hoặc gá mặt phẳng. Ngoài ra, các vị trí nối bằng hàn nếu không được xử lý tốt có thể gây lệch tâm hoặc sai số lắp ráp.

Hình 8. 2 Kết cấu khung dạng ống.

b) Khung thép hộp (thép hộp vuông)

Thép hộp vuông hoặc chữ nhật là loại kết cấu khung khá phổ biến trong thiết bị công nghiệp và máy móc cơ khí. Ưu điểm nổi bật của thép hộp là dễ thi công, dễ lắp ghép bằng phương pháp hàn, cho phép tạo các mặt tiếp xúc vuông góc với độ chính xác cao.

Khung thép hộp cung cấp khả năng chịu lực tốt nhờ các tiết diện khép kín, chống cong và chống xoắn hiệu quả. Việc bố trí bulong, bản lề, hoặc các gối đỡ rất dễ thực hiện do bề mặt phẳng.

Tuy nhiên, khối lượng của khung thép hộp thường lớn hơn các loại kết cấu nhẹ như nhôm hoặc khung tấm. Việc gia cố hoặc sửa chữa khung thép hộp cũng phức tạp hơn vì thường phải tháo bỏ cả đoạn khung thay vì chỉ một tấm hoặc chi tiết.

Hình 8. 3 Khung thép hộp,

c) Khung hàn thép tấm

Khung hàn từ thép tấm (dạng bản phẳng) là loại kết cấu được sử dụng rộng rãi trong các hệ thống cần độ chính xác cao về vị trí lắp đặt và có yêu cầu chịu tải tập trung lớn. Loại khung này được gia công từ các tấm thép CT3, SS400 hoặc thép kết cấu S235JR có độ dày từ 3 đến 10 mm, được cắt bằng laser hoặc plasma CNC và hàn thành cụm.

Ưu điểm lớn của khung thép tấm là cho phép thiết kế linh hoạt về hình dạng, thuận tiện tích hợp gân cứng, mặt bích, lỗ lắp ổ bi, v.v. Ngoài ra, với phương pháp gia công CNC, sai số vị trí được giảm tối thiểu, tăng độ chính xác lắp ghép. Dạng khung này cũng dễ dàng kiểm tra và sửa chữa mối hàn khi cần.

Tuy nhiên, nhược điểm của khung hàn thép tấm là khối lượng khá lớn nếu không tối ưu về kết cấu rỗng. Quá trình hàn nếu không kiểm soát tốt có thể gây biến dạng nhiệt, ảnh hưởng đến độ chính xác hình học tổng thể. Ngoài ra, chi phí chế tạo sẽ cao hơn nếu cần xử lý bề mặt hoặc mạ chống ăn mòn.

Hình 8. 4 Khung thép tấm.

d) Khung nhôm (tấm hoặc hộp nhôm)

Với các yêu cầu về trọng lượng nhẹ và khả năng chống ăn mòn tốt, khung nhôm – đặc biệt là nhôm tấm 6061-T6 hoặc 5083 – là lựa chọn ưu tiên cho các robot di động, UAV mặt đất hoặc thiết bị chuyên dụng. Khung nhôm có thể chế tạo từ các tấm cắt CNC, ghép lại bằng bulong hoặc hàn TIG.

Khung nhôm có ưu điểm là nhẹ, dễ tạo hình và không bị gỉ trong môi trường ẩm. Khả năng gia công chính xác của nhôm rất cao, phù hợp với các hệ thống cần độ tinh xảo và tháo lắp dễ dàng. Tuy nhiên, nhược điểm của nhôm là độ cứng và khả năng chịu tải kém hơn so với thép, dễ biến dạng hoặc mòn nếu phải làm việc trong môi trường có tải trọng va đập lớn, phù hợp với những mô hình nhỏ, chịu tải thấp.

Ngoài ra, hàn nhôm đòi hỏi thiết bị chuyên dụng (TIG hoặc MIG) và tay nghề cao, nếu không sẽ dễ xảy ra nứt hoặc kết dính kém ở các mối hàn.

Hình 8. 5 Khung xe làm bằng nhôm.

e) Khung vật liệu composite (carbon fiber...)

Trong các thiết kế cao cấp như UAV, xe đua tốc độ cao hoặc robot dò đường siêu nhẹ, khung composite (đặc biệt là sợi carbon) được ưa chuộng nhờ trọng lượng siêu nhẹ, độ bền kéo rất cao và hấp thụ rung động tốt. Composite còn có tính năng chống ăn mòn và ổn định hóa học tuyệt vời.

Tuy nhiên, khung composite có giá thành rất cao, khó gia công (đòi hỏi khuôn, ép nhiệt) và gần như không thể sửa chữa nếu bị nứt gãy. Điều này khiến loại khung này không phù hợp với hệ thống chịu va đập địa hình hoặc yêu cầu bảo trì linh hoạt.

Hình 8. 6 Khung vật liệu composite.

⇨ *Kết luận: mỗi loại kết cấu khung đều có đặc điểm phù hợp với một số nhóm ứng dụng cụ thể. Trong khuôn khổ đồ án này, việc lựa chọn kết cấu khung hàn thép tấm cho hệ thống treo kết hợp với khung thép hộp 50x25x1.4 cho khung thân chính của xe là hợp lý vì nó đáp ứng tốt yêu cầu chịu tải trọng trung bình, dễ thi công, linh hoạt trong thiết kế và lắp ghép chính xác các chi tiết cơ khí như ổ bi, gối đỡ, cụm giảm chấn, cụm căng đai...*

8.1.4 Ưu điểm của khung hàn thép tấm của hệ thống treo kết hợp khung thép hộp cho thân xe trong ứng dụng thực tế:

Có thể thiết kế hình học theo yêu cầu, lắp ghép chính xác với các chi tiết như ổ bi, trục, cụm treo.

Gia công bằng công nghệ CNC phổ biến (cắt plasma, laser, uốn) → tiết kiệm chi phí, rút ngắn thời gian.

Kết cấu hàn tăng độ cứng tổng thể, dễ gia cố thêm gân tăng cứng ở những vị trí chịu lực lớn.

Mối hàn có thể kiểm tra, sửa chữa hoặc gia cố nhanh chóng.

Khung thép hộp cho thân xe có thể chịu lực tốt, dễ kết hợp với hệ khung thép tấm của treo bằng nhiều phương pháp như hàn, bắt bulog, đạt hiệu quả cao với chi phí chế tạo rẻ

- Phù hợp với hệ thống tải trọng vừa đến lớn, không yêu cầu di chuyển với tốc độ cao.

8.2 Thiết kế hệ khung cho hệ thống treo.

8.2.1 Các thông số đầu vào.

a) Thông số xe.

- Trọng lượng robot: $m = 70\ (kg)$
- Vận tốc tối đa: $v_{max} = 8\ (km/h) = 2.22\ (m/s)$
- Chiều dài phần đai tiếp xúc với mặt đất: $L = 600\ (mm)$
- Lực va đập lớn nhất: $F_{vđ} = 210\ (N)$
- Lực kéo lớn nhất: $F_{max} = 397\ (N)$
- Số bánh đỡ tải: $n_{đt} = 8$
- Số bánh dẫn hướng: $n_{dh} = 4$
- Số bánh dẫn động: $n_{dđ} = 2$
- Khoảng cách giữa các bánh đỡ tải: $l = 200\ (mm)$

b) Thông số treo.

Xe có 2 hệ thống treo cứng độc lập cho 2 bên bánh xích, mỗi hệ thống treo có:

- 4 bánh đỡ: $D_{đỡ} = 100\ (mm)$
- 2 bánh dẫn hướng phía trước: $D_{dh} = 120\ (mm)$
- 1 bánh dẫn động có đường kính: $d_{min} = 170\ (mm)$

c) Vật liệu.

Hệ thống khung hàn thép tấm được làm từ vật liệu là thép CT3 có thành phần hóa học và cơ tính như sau:

Bảng 8. 1 Bảng thành phần hóa học và cơ tính thép CT3.

Mác thép	Thành phần hóa học				
	C	Si	Mn	P(max)	S(max)
CT3	0.14 ~ 0.22	012 ~ 0.30	0.40 ~ 0.60	0.45	0.45

Thép	Giới hạn chảy(min)	Giới hạn bền kéo	Độ giãn dài (min)
CT3	(N/mm2)	(N/mm2)	(%)
	225	373 – 461	22

8.2.2 Tính toán thiết kế hệ thống khung treo.

a) Thông số ban đầu.

Chiều dài phần tiếp xúc với mặt đất: $l = 600\ (mm)$

Góc nâng đai từ bánh đỡ tải đầu tiên lên bánh dẫn hướng: $\theta_1 = 45°$

Góc nâng đai từ bánh đỡ tải cuối cùng lên bánh dẫn hướng: $\theta_2 = 50°$

Số bánh đỡ tải của 1 bên treo: $n_{bdt} = 4$

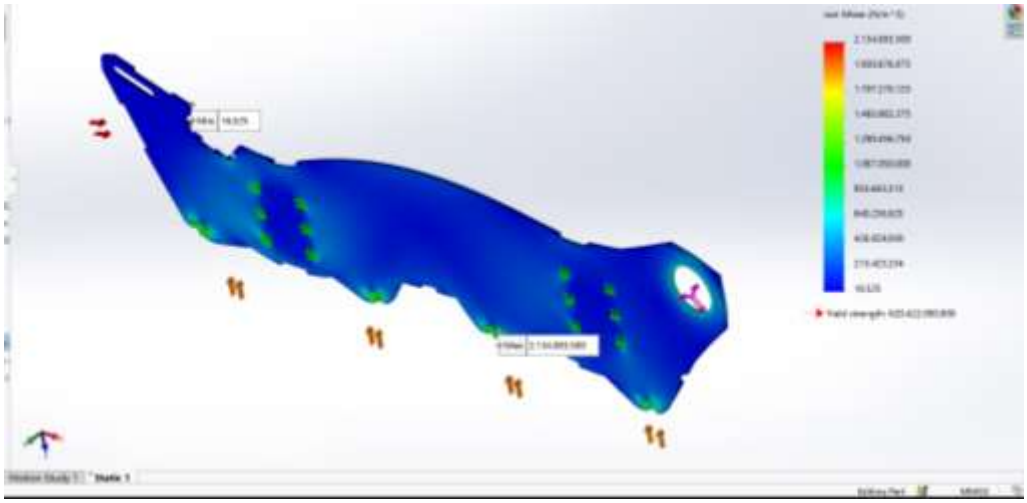
Đường kính bánh đỡ tải: $D_{dt} = 100\ (mm)$

Đường kính bánh dẫn hướng: $D_{dh} = 120\ (mm)$

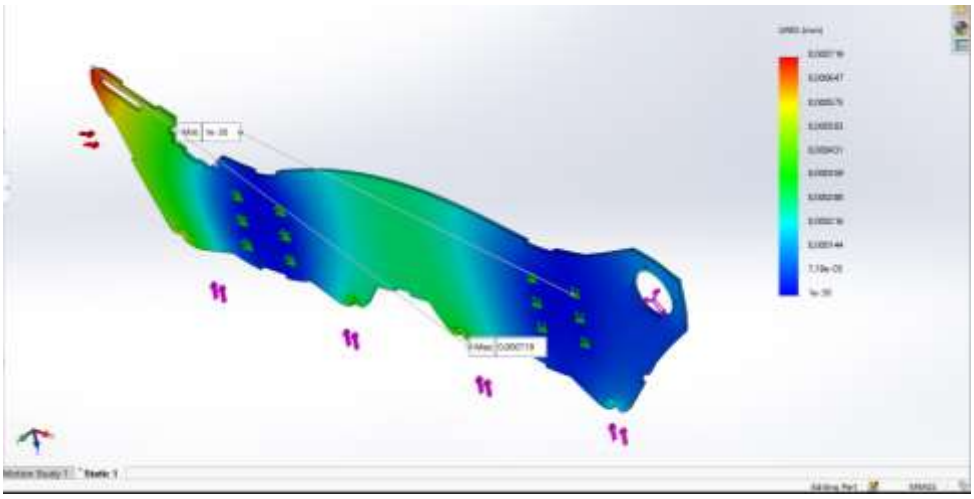
Đường kính trong của bánh dẫn động: $D_{dđ} = 170\ (mm)$

Thông số xích cao su: $B = 180\ (mm),\ P = 60\ (mm),\ Z = 37\ (Răng)$

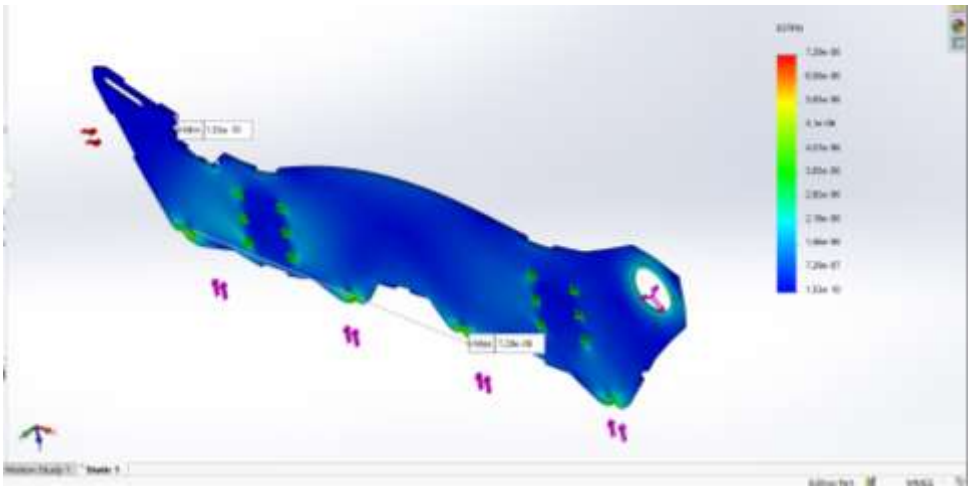
b) Kiểm nghiệm bền khung.



Hình 8. 7 Ứng suất mô phỏng của hệ thống treo khung hàn thép tấm

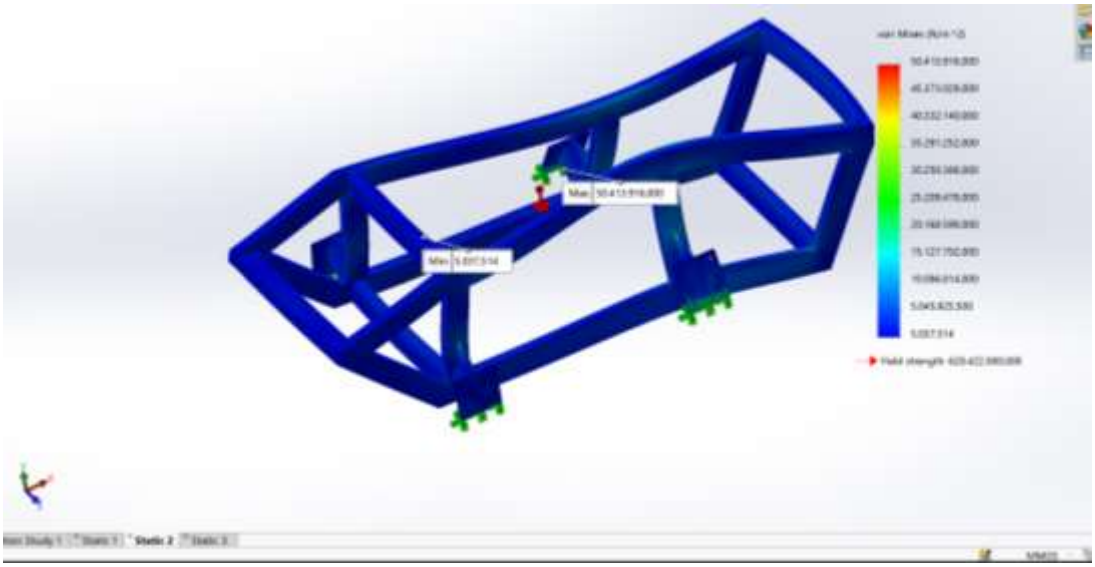


Hình 8. 8 Chuyển vị của khung treo.

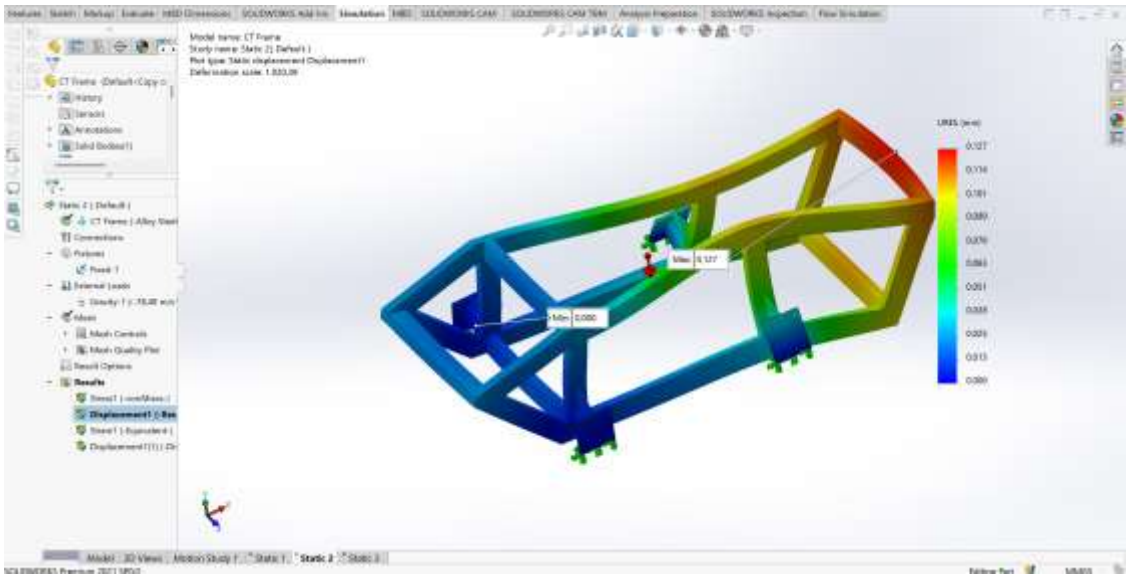


Hình 8. 9 Biến dạng của khung treo

c) Tính toán kiểm nghiệm bền khung chính thân xe.



Hình 8. 10 Ứng suất khung chính của xe



Hình 8. 11 Biến dạng khung thân chính của xe.

=> Hệ thống khung đảm bảo độ bền

Chương 9 Tính toán thiết kế hệ thống làm mát cho xe

9.1 Tính toán nhiệt phát sinh.

a) Nhiệt từ động cơ điện.

Dựa vào hiệu suất trung bình của động cơ điện là $\eta = 0.85$, ta có thể tính được công suất hao phí của động cơ sẽ chuyển thành nhiệt:

$$Q_{đc} = P_{đc} \times (1 - 0.85) = 600 \times (1 - 0.85) = 180\ (W)$$

b) Nhiệt từ pin Lithium 24V, 50Ah

Dựa vào các thông số phổ biến của các loại pin lithium trên thị trường như CATL, Samsung…, ta có dòng xả cực đại của pin dùng cho xe là $I = 30\ (A)$, nội trở của mỗi viên pin là $R \approx 0.1\ (\Omega)$, ta tính được công suất hao phí sẽ chuyển thành nhiệt của pin như sau:

$$Q_{pin} = I^2.R = 30^2.0.1 = 90\ (W)$$

Tổng công suất hao phí của các linh kiện điện tử sẽ chuyển hóa thành nhiệt:

$$Q_0 = Q_{đc} + Q_{pin} = 180 + 90 = 270\ (W)$$

9.2 Tính toán tản nhiệt.

Giả sử hệ thống làm mát là dạng đối lưu cưỡng bức bằng quạt, sử dụng công thức:

$$Q_0 = h.A.\Delta T$$

Với: $Q_0 = 270\ (W)$

$h = 30 \div 100\ (W/m^2.K)$: Hệ số trao đổi nhiệt đối lưu cưỡng bức, giả sử dùng quạt gió hiệu quả, chọn $h = 50$

$\Delta T = T_{tk} - T_{mt} = 70 - 35 = 35\ (℃)$

Diện tích tiết diện của cửa hút và cửa xả được tính bằng công thức sau:

$$A = \frac{Q_0}{h \times \Delta T} = \frac{270}{50 \times 35} = 0.15\ (m^2)$$

Do đó, hốc hút gió được thiết kế với diện tích mặt cắt ngang tối thiểu: $A = 0.15\ (m^2)$

9.3 Thiết kế hốc hút gió.

Dựa trên thông số kích thước cơ sở của xe, bố trí cửa hút hút và cửa xã ở 2 bên thân xe.

Dựa theo tiêu chuẩn làm mát điện tử và động cơ. Lưu lượng gió cần thiết để làm mát được tính như sau:

$$L = \frac{Q_0}{\Delta T \times \rho \times c_p} = \frac{270}{50 \times 1.2 \times 1005} = 0.0063\ (m^3/s) = 13.3\ (CFM)$$

Trong đó:

$\rho \approx 1.2\ (kg/m\text{^}3)$: Mật độ không khí

$c_p = 1005\ \left(\frac{J}{kg}.K\right)$: Nhiệt dung riêng của không khí

$1\ (CFM) = 0.000472\ (m^3/s)$: Với CFM (Cubic Feed per Minute) là đơn vị đo lưu lượng gió

Từ lưu lượng gió vừa tính được, ta có thể tính chọn động cơ với các thông số như sau, giả sử chọn quạt có đường kính cánh $D_f = 80(mm)$:

$$L = k \times D_f^3 \times N$$

Trong đó:

$L = 13.3\ (CFM)$: Lưu lượng gió tối thiểu để làm mát.

$k = 0.1\ \div 0.2$: Hệ số thực nghiệm

$N\ (v\grave{o}ng/ph\acute{u}t)$: Số vòng quay cần thiết của quạt tản nhiệt

$D_f^3 = 80\ (mm) = 0.08\ (m)$: Đường kính quạt làm mát

Suy ra:

$$N = \frac{L}{k \times D_f^3} = \frac{0.0063}{0.1 \times 0.08} = 123\ (v\grave{o}ng/ph\acute{u}t)$$

Công suất khí động:

$$P = \frac{L \times \Delta P}{\eta} = \frac{0.0063 \times 30}{0.8} = 0.23625\ (W)$$

Với $\Delta P = 30\ (Pa)$: Chênh lệch áp suất không khí cần thiết.

Vận tốc góc của cánh quạt:

$$\omega = \frac{2\pi \times N}{60} = \frac{2\pi \times 123}{60} = 12.88\ (rad/s)$$

Momen xoắn của quạt:

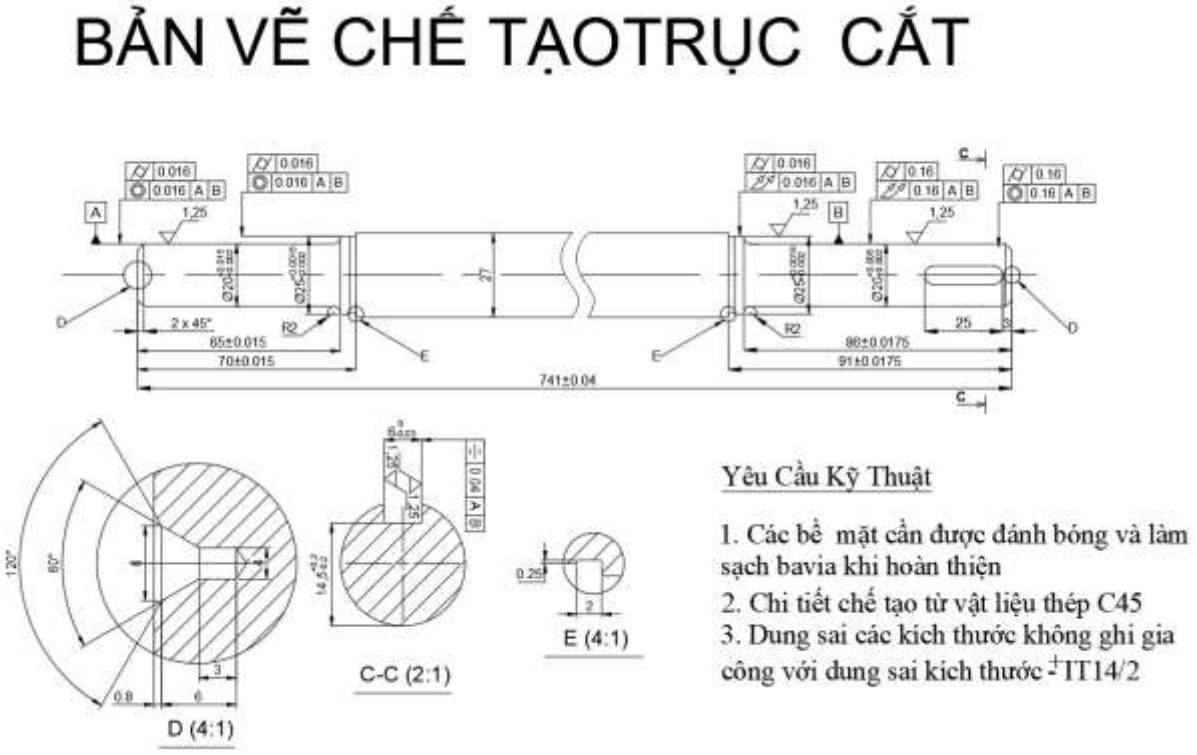
$$T = \frac{P \times \eta}{\omega} = \frac{0.23625 \times 0.8}{12.88} = 0.01\ (Nm)$$

Từ các thông số đã tính toán, chọn 2 quạt làm mát DC 24V 80x80 (mm) Với lưu lượng gió $L_0 = 30\ (CFM)$, bố trí 1 quạt hút và 1 quạt xả

Chương 10 Quy trình chế tạo chi tiết trục cắt

10.1 Chi tiết trục

10.1.1 Phân tích các đặc điểm về yêu cầu kỹ thuật các bề mặt cần gia công



Hình 10. 1 Trục cắt

Ở các bề mặt lắp ghép nên yêu cầu độ chính xác cao về độ bóng bề mặt, yêu cầu về độ nhám bề mặt là cấp 7 (Ra = 1,25).

Các bề mặt còn lại thì không làm việc nên không cần yêu cầu về độ nhám bề mặt. Bề mặt càng bóng thì khả năng chống mài mòn của chi tiết càng tốt nhưng gia công phức tạp chi phí cao và không có tính kinh tế. Chi tiết có dạng trục với phôi ban đầu Ø37 ta dùng phương pháp gia công tiện cho các nguyên công gia công bề mặt Ø25, Ø20, rãnh then 6x6x25 ta dùng phương pháp phay.

4.1.2 Trình tự các nguyên công

Nguyên công 1: Khỏa mặt đầu, tiện trụ A, tiện bậc, khoan lỗ tâm.

Nguyên công 2: Trở đầu trục khỏa mặt đầu còn lại và khoan lỗ tâm.

Nguyên công 3: Tiện trụ B, tiện bật và vát mép, tiện đoạn trục Ø25, tiện rãnh.

Nguyên công 4: Trở đầu trục, tiện đoạn trụ Ø25, tiện rãnh, tiện đoạn trụ Ø27.

Nguyên công 5: Phay rãnh then.

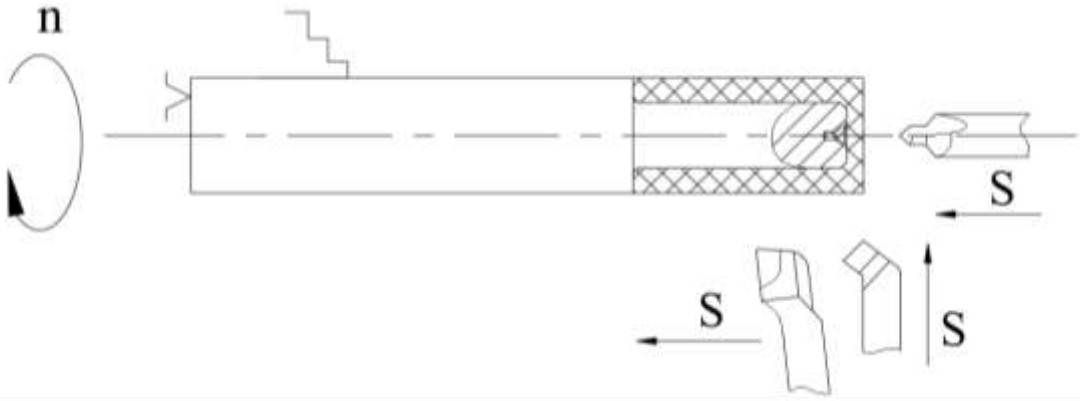
Nguyên công 6: Mài bán tinh các đoạn trục B đoạn trục Ø25 để đạt độ nhám Ra = 1,25.

Nguyên công 7: Mài bán tinh các đoạn trục A đoạn trục Ø25 để đạt độ nhám Ra = 1,25.

Nguyên công 8: Kiểm tra.

10.2 Lập quy trình công nghệ, chọn máy, dao cho từng nguyên công

10.2.1 Nguyên công 1: Khỏa mặt đầu, tiện trụ A, tiện bậc, khoan lỗ tâm.



Hình 10. 2 Sơ đồ định vị phay mặt đầu và khoan lỗ chống tâm

Định vị, kẹp chặt:

- Kẹp chặt mặt trụ Ø37 bằng mâm cặp 3 chấu kết hợp với chốt khống chế 5 BTD.
- Chọn dao tiện ngoài thân cong gắn mảnh hợp kim cứng (mm) để tiện mặt đầu và tiện đoạn trục (Bảng 4-6, trang 297, [15])

h	b	L	n
40	25	200	10

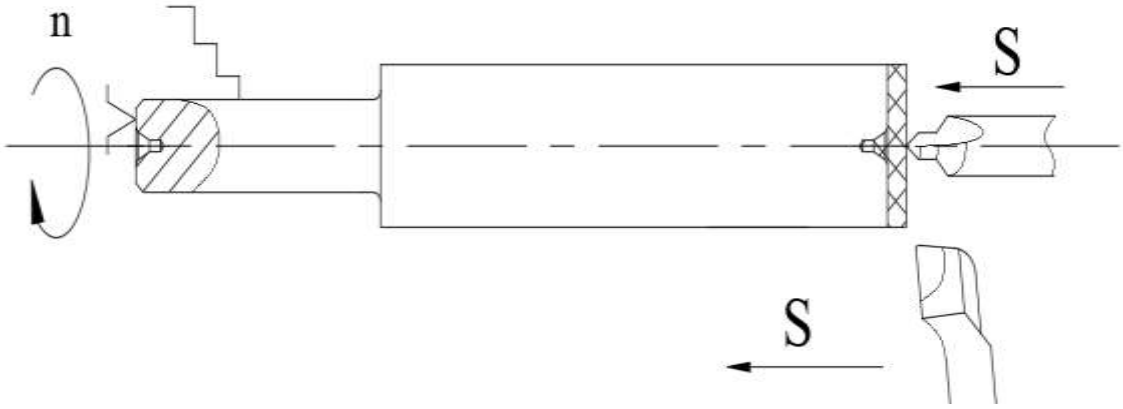
- Khoan lỗ tâm: Chọn mũi khoan thép gió đuôi trụ (mm)) (Bảng 4-40, trang 319, [IV])

d	L	l
6	131	60

- Chọn máy: Máy tiện T616
  + Đường kính gia công: 320 (mm)
  + Số cấp tốc độ trục chính: 12 cấp
  + Phạm vi tốc độ trục chính (vòng/phút): 44 – 66 – 91 – 120 – 173 – 249 – 350 – 503 – 723 – 958 – 1380 – 1980
  + Công suất động cơ: 4,5 (Kw)

+ Đường kính lỗ trục chính: 30 (mm)

10.2.2 Nguyên công 2: Trở đầu trục khỏa mặt đầu còn lại và khoan lỗ tâm.



Hình 10. 3 Sơ đồ định vị nguyên công 2

- Kẹp chặt mặt trụ B bằng mâm cặp 3 chấu kết hợp với chốt khống chế 5 BTD.
- Chọn dao tiện ngoài thân cong gắn mảnh hợp kim cứng (mm) để tiện mặt đầu và tiện đoạn trục (Bảng 4-6, trang 297, [15])

h	b	L	n
40	25	200	10

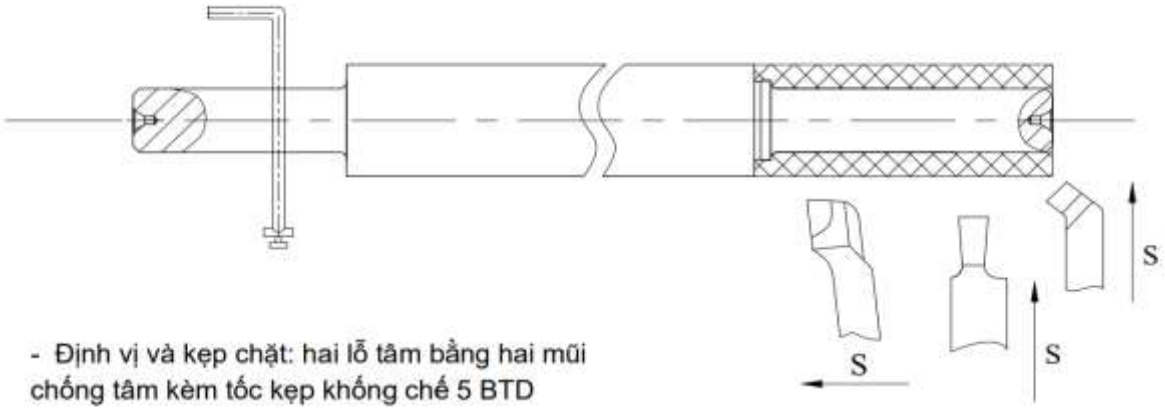
- Khoan lỗ tâm: Chọn mũi khoan thép gió đuôi trụ (mm)) (Bảng 4-40, trang 319, [15])

d	L	l
6	131	60

- Chọn máy: Máy tiện T616

+ Đường kính gia công: 320 (mm)
+ Số cấp tốc độ trục chính: 12 cấp
+ Phạm vi tốc độ trục chính (vòng/phút): 44 – 66 – 91 – 120 – 173 – 249 – 350 – 503 – 723 – 958 – 1380 – 1980
+ Công suất động cơ: 4,5 (Kw)
+ Đường kính lỗ trục chính: 30 (mm)

10.2.3 Nguyên công 3: Tiện trụ B, tiện bật và vát mép, tiện đoạn trục Ø25, tiện rãnh.



Hình 10. 4 Sơ đồ định vị nguyên công 3

Định vị, kẹp chặt:

- Kẹp chặt mặt trụ Ø20 bằng tốc kẹp kết hợp với hai mũi chống tâm 5 BTD.
- Chọn dao tiện ngoài thân cong gắn mảnh hợp kim cứng (mm) để tiện mặt đầu và tiện đoạn trục (Bảng 4-6, trang 297, [15])

h	b	L	n
40	25	200	10

- Chọn dao tiện ngoài thân cong gắn mảnh thép gió (mm) để vát mép (Bảng 4-4, trang 295, [15])

H	B	L	m
16	10	100	6

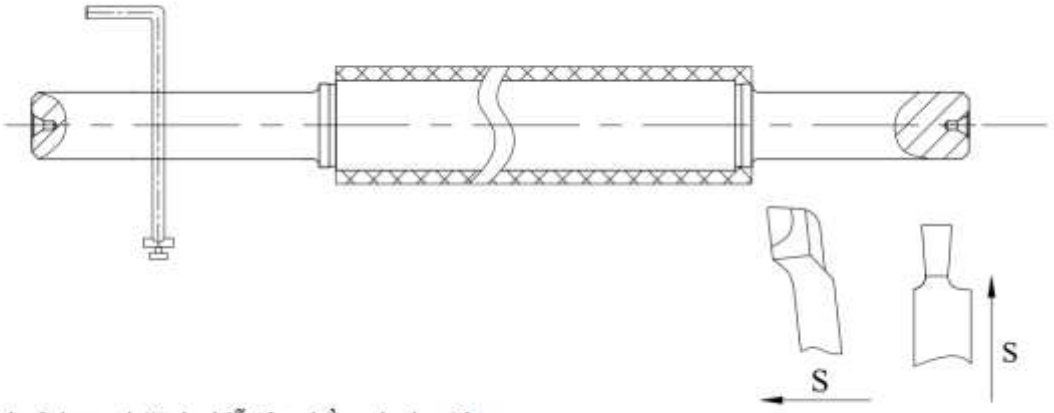
- Chọn dao tiện cắt đứt (mm) để tiện rãnh (Bảng 4-21, trang 307, [15])

H	B	L	a
18	8	170	2

Chọn máy: Máy tiện T616

- Đường kính gia công: 320 (mm)
- Số cấp tốc độ trục chính: 12 cấp
- Phạm vi tốc độ trục chính (vòng/phút): 44 – 66 – 91 – 120 – 173 – 249 – 350 – 503 – 723 – 958 – 1380 – 1980
- Công suất động cơ: 4,5 (Kw)
- Đường kính lỗ trục chính: 30 (mm)

10.2.4 Nguyên công 4: Trở đầu trục, tiện đoạn trụ Ø25, tiện rãnh, tiện đoạn trụ Ø27.



Hình 10. 5 Sơ đồ định vị nguyên công 4

Định vị, kẹp chặt:

- Kẹp chặt mặt trụ Ø20 bằng tốc kẹp kết hợp với hai mũi chống tâm 5 BTD.

Chọn dao tiện ngoài thân cong gắn mảnh hợp kim cứng (mm) để tiện mặt đầu và tiện đoạn trục (Bảng 4-6, trang 297, [15])

h	b	L	n
40	25	200	10

Chọn dao tiện cắt đứt (mm) để tiện rãnh (Bảng 4-21, trang 307, [15])

H	B	L	a
18	8	170	2

Chọn máy: Máy tiện T616

- Đường kính gia công: 320 (mm)
- Số cấp tốc độ trục chính: 12 cấp
- Phạm vi tốc độ trục chính (vòng/phút): 44 – 66 – 91 – 120 – 173 – 249 – 350 – 503 – 723 – 958 – 1380 – 1980
- Công suất động cơ: 4,5 (Kw)
- Đường kính lỗ trục chính: 30 (mm)

10.2.5 Nguyên công 5: Phay rãnh then.

Hình 10. 6 Sơ đồ định vị nguyên công 5

Định vị, kẹp chặt:

- Định vị 5 bậc tự do bằng 1 khối V ngắn và 3 chốt tỳ cố định đầu phẳng, kẹp chặt bằng cơ cấu ren vít – đòn kẹp.

Chọn dao:

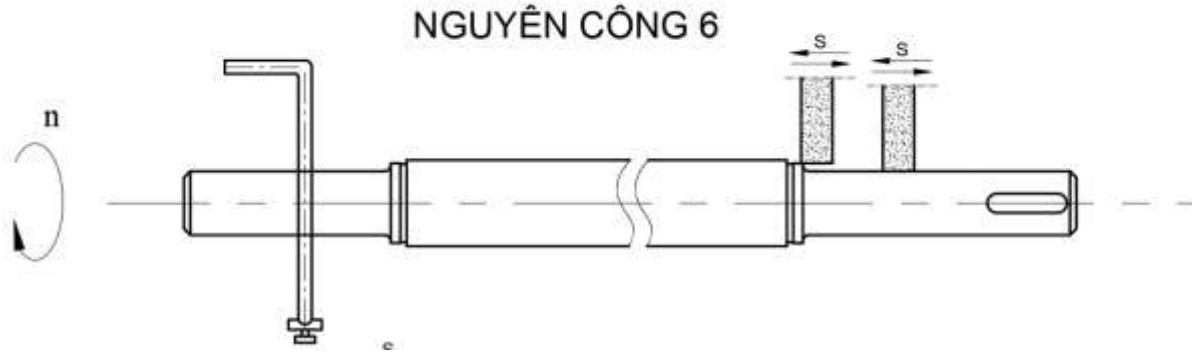
- Chọn dao phay ngón thép gió chuôi trụ (mm) (Bảng 4-65, trang 322, [15])

d	L	l	Số răng loại 2
6	57	13	4

Chọn máy: Máy phay 6H12

- Công suất động cơ chạy dao: 1,7 (Kw)
- Số cấp tốc độ trục chính: 18 cấp
- Phạm vi tốc độ trục chính (vòng/phút): 30 – 37,5 – 47,5 – 60 – 75 – 95 – 118 – 160 – 190 – 235 – 300 – 375 – 475 – 600 – 750 – 950 – 1130 – 1500.
- Công suất động cơ: 7 Kw
- Kích thước bàn làm việc: 320x1250 (mm)
- Số rãnh chữ T: 3

10.2.6 Nguyên công 6: Mài bán tinh các đoạn trục B và đoạn trục Ø25 để đạt độ nhám Ra = 1,25.



Hình 10. 7 Sơ đồ định vị nguyên công 6

Định vị, kẹp chặt:

- Định vị 5 bậc tự do bằng 1 mũi tâm cố định và 1 mũi tâm di động, truyền momen bằng tốc kẹp.
- Kẹp chặt bằng tốc kẹp vào mặt trụ A.

Chọn đá mài:

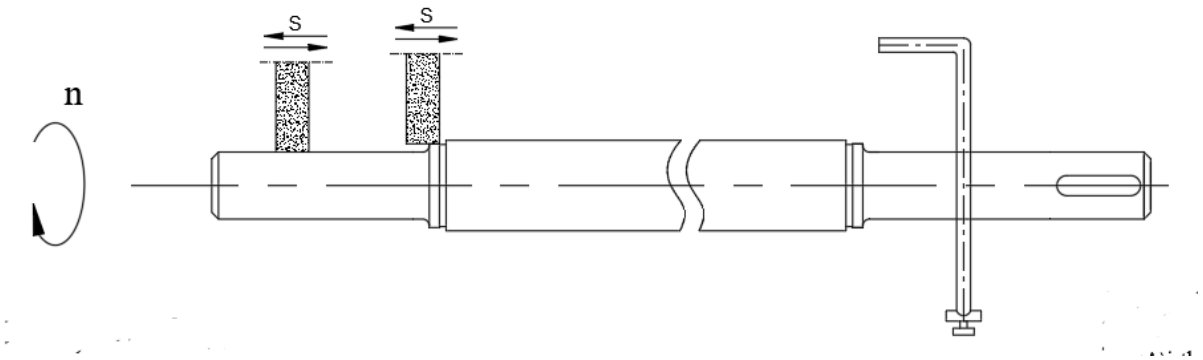
- Chọn đá mài có chất kết dính kêramit (Bảng 4-172, trang 426, [IV])

Loại đá	D	H	d
1A1-1	48	45	15

Chọn máy: Máy mài tròn 3M151

- Kích thước đường kính và chiều dài lớn nhất của phôi mài: 200x750(mm)
- Phạm vi tốc độ trục chính: 50 – 500 (vòng/phút)
- Công suất động cơ: 10 (Kw) +
- Chiều dài mài lớn nhất: 700 (mm)

10.2.7 Nguyên công 7: Mài bán tinh các đoạn trục A và đoạn trục Ø25 để đạt độ nhám Ra = 1,25.



Hình 10. 8 Sơ đồ định vị nguyên công 7

Định vị, kẹp chặt:

- Định vị 5 bậc tự do bằng 1 mũi tâm cố định và 1 mũi tâm di động, truyền momen bằng tốc kẹp.
- Kẹp chặt bằng tốc kẹp vào mặt trụ A.

Chọn đá mài:

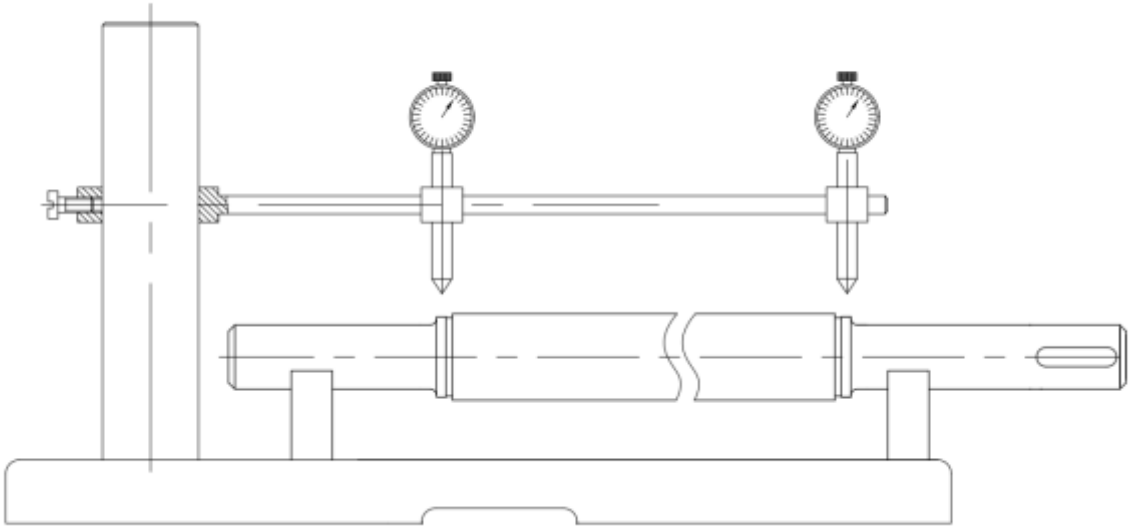
- Chọn đá mài có chất kết dính kêramit (Bảng 4-172, trang 426, [IV])

Loại đá	D	H	d
1A1-1	48	40	15

Chọn máy: Máy mài tròn 3M151

- Kích thước đường kính và chiều dài lớn nhất của phôi mài: 200x750(mm)
- Phạm vi tốc độ trục chính: 50 – 500 (vòng/phút)
- Công suất động cơ: 10 (Kw)
- Chiều dài mài lớn nhất: 700 (mm)

10.2.8 Nguyên công 8: kiểm tra.



Hình 10. 9 Sơ đồ định vị kiểm tra chi tiết.

10.3 Chế độ cắt quy trình gia công.

10.3.1 Nguyên công 1:

a) Bước 1: tiện thô trụ A

Chiều sâu cắt t = 2 (mm)

- Lượng chạy dao $S_z = 0{,}3$ (mm/vòng) (Bảng 5-61, trang 53, tài liệu [24])
- Tốc độ cắt : V = 89 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])
- Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)
- Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [25])

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

  Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =89.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 53,3 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{53.3 .1000}{\pi.20} = 848.5 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [28])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{848.5}{44} = 19$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^{9} = 22.56$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 22{,}56 = 992.64$(vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1380$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1380}{1000} = 86.7$ (m/phút)

Lượng chạy dao: $S = \frac{V}{n_m} = 0{,}062$ (mm/vòng)

b) Bước 2: tiện tinh trụ A

Chiều sâu cắt t = 0.5 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}17$ (mm/vòng) (Bảng 5-62, trang 54, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 106 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.\ K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6 = 106.1.0{,}81.0{,}87.0{,}85.1.1 = 63.5$ (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{63{,}5 .1000}{\pi.20} = 1010{,}5 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{1010{,}5}{44} = 23$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^{9} = 32$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.32 = 1408$ (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1980$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.20.1980}{1000} = 124.4$(m/phút)

Lượng chạy dao: $S = \frac{V}{n_m} = 0{,}062$ (mm/vòng)

c) Bước 3: Khoan lỗ tâm

Chiều sâu cắt t = 3 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}16$ (mm/vòng) (Bảng 5-87, trang 84, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 43 (m/phút) (Bảng 5-86, trang 83, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 15 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-86, trang 83, tài liệu [25])

+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_1 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào trạng thái thép: $K_2 = 0{,}8$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chiều sâu của lỗ: $K_3 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào mác của vật liệu thép: $K_4 = 1$ ➢

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4 = 43.1.0{,}8.1.1 = 34\text{(m/phút)}$$

- Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{34.1000}{\pi.20} = 541 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{541}{44} = 12$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^{7} = 11.28$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.11.28 = 496.32$ (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 600$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 600}{1000}$ = 37.7 (m/phút)

Lượng chạy dao: S= $\frac{V}{n_m}$= 0,066 (mm/vòng)

Bước 4: Vát mép trụ B

d) Chiều sâu cắt t = 1 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}25$ (mm/vòng) (Bảng 5-61, trang 53, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 109 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =109.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 65.29 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{65{,}29\ .1000}{\pi.20} = 991.5 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^x = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{991.5}{44} = 22.53$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^9 = 22.56$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 22.56$ = 992.64 (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1380$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1380}{1000}$ = 86.7(m/phút)

Lượng chạy dao: S= $\frac{V}{n_m}$ = 0,06 (mm/vòng)

10.3.2 Nguyên công 2: Trở đầu trục khỏa mặt đầu còn lại và khoan lỗ tâm.

a) Bước 1: tiện thô mặt đầu

Chiều sâu cắt t = 2 (mm)

- Lượng chạy dao $S_z = 0{,}3$ (mm/vòng) (Bảng 5-61, trang 53, tài liệu [24])
- Tốc độ cắt : V = 89 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])
- Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)
- Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [25])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =89.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 53,3 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{53.3\ .1000}{\pi.20} = 848.5 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{848.5}{44} = 19$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^9 = 22.56$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 22{,}56 = 992.64$(vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1380$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1380}{1000} = 86.7$ (m/phút)

Lượng chạy dao: $S = \frac{V}{n_m} = 0{,}062$ (mm/vòng)

b) Bước 2: tiện tinh mặt đầu

Chiều sâu cắt t = 0.5 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}17$ (mm/vòng) (Bảng 5-62, trang 54, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 106 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =106.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 63.5 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{63{,}5\ .1000}{\pi.20} = 1010{,}5 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{1010{,}5}{44} = 23$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^{9} = 32$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 32 = 1408$ (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1980$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.\text{n}}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1980}{1000} = 124.4$(m/phút)

Lượng chạy dao: S= $\frac{\text{V}}{n_m}$= 0,062 (mm/vòng)

c) Bước 3: Khoan lỗ tâm

Chiều sâu cắt t = 3 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}16$ (mm/vòng) (Bảng 5-87, trang 84, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 43 (m/phút) (Bảng 5-86, trang 83, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 15 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-86, trang 83, tài liệu [25])

+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_1 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào trạng thái thép: $K_2 = 0{,}8$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chiều sâu của lỗ: $K_3 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào mác của vật liệu thép: $K_4 = 1$ ➢

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4$ =43.1.0,8.1.1 = 34(m/phút)

- Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{34.1000}{\pi.20} = 541 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{541}{44} = 12$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^{7} = 11.28$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 11.28 = 496.32$ (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 600$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 600}{1000} = 37.7$ (m/phút)

Lượng chạy dao: $S = \frac{V}{n_m} = 0{,}066$ (mm/vòng)

10.3.3 Nguyên công 3: Tiện trụ B, tiện bật và vát mép, tiện đoạn trục Ø25, tiện rãnh.

a) Bước 1: tiện thô trụ B

Chiều sâu cắt t = 2 (mm)

- Lượng chạy dao $S_z = 0{,}3$ (mm/vòng) (Bảng 5-61, trang 53, tài liệu [24])
- Tốc độ cắt : V = 89 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])
- Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)
- Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [25])

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

  Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6 = 89.1.0{,}81.0{,}87.0{,}85.1.1 = 53{,}3 \text{ (m/phút)}$$

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{53.3.1000}{\pi.20} = 848.5 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11}=\frac{n_{max}}{n_{min}}=44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi=1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x}=\frac{n_t}{n_{min}}=\frac{848.5}{44}=19$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi=1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^{9}=22.56$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m=44.\ 22{,}56=992.64$(vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m=1380$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V=\frac{\pi.D.\mathrm{n}}{1000}=\frac{\pi.\ 20.\ 1380}{1000}$ = 86.7 (m/phút)

Lượng chạy dao: $\mathrm{S}=\frac{\mathrm{V}}{n_m}$= 0,062 (mm/vòng)

b) Bước 2: tiện tinh trụ B

Chiều sâu cắt t = 0.5 (mm)

Lượng chạy dao $S_z=0{,}17$ (mm/vòng) (Bảng 5-62, trang 54, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 106 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1=1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2=0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3=0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4=0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5=1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6=1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t=V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =106.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 63.5 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n=\frac{V.1000}{\pi.D}=\frac{63{,}5\ .1000}{\pi.20}=1010{,}5 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min}=44$ (vòng/phút), $n_{max}=1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11}=\frac{n_{max}}{n_{min}}=44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi=1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{1010,5}{44} = 23$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1,41$ ta có giá trị $\varphi^{9} = 32$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.32$ = 1408 (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1980$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1980}{1000}$ = 124.4(m/phút)

Lượng chạy dao: S= $\frac{V}{n_m}$= 0,062 (mm/vòng)

c) Bước 3: Vát mép trụ B

Chiều sâu cắt t = 1 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0,25$ (mm/vòng) (Bảng 5-61, trang 53, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 109 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0,8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0,87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0,85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =109.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 65.29 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{65,29.1000}{\pi.20}$$ = 991.5 vòng/phút

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1,41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{991.5}{44} = 22.53$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1,41$ ta có giá trị $\varphi^{9} = 22.56$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.22.56$ = 992.64 (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1380$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1380}{1000}$ = 86.7(m/phút)

Lượng chạy dao: S= $\frac{V}{n_m}$ = 0,06 (mm/vòng)

d) Bước 4: tiện thô trụ Ø 25

Chiều sâu cắt t = 2 (mm)

- Lượng chạy dao $S_z = 0{,}3$ (mm/vòng) (Bảng 5-61, trang 53, tài liệu [24])
- Tốc độ cắt : V = 89 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])
- Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)
- Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [25])

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

  Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.\ K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =89.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 53,3 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{53.3\ .1000}{\pi.25} = 678.6 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^x = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{678.6}{44} = 15$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^8 = 16$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 16 = 704$ (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 750$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 25.\ 750}{1000}$ = 59 (m/phút)

Lượng chạy dao: S= $\frac{V}{n_m}$= 0,083 (mm/vòng)

e) Bước 5: tiện tinh trụ Ø 25

Chiều sâu cắt t = 0.5 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}17$ (mm/vòng) (Bảng 5-62, trang 54, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 130 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =130.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 77.9 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{77.9 .1000}{\pi.25} = 991.5 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{991.5}{44} = 22.53$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^9 = 22.56$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 22.56$ = 992.64 (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1380$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1380}{1000}$ = 86.7(m/phút)

Lượng chạy dao: $S = \frac{V}{n_m}$ = 0,06 (mm/vòng)

f) Bước 6: tiện rãnh

Chiều sâu cắt t = 0.5 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}17$ (mm/vòng) (Bảng 5-62, trang 54, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 130 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.\ K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =130.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 77.9 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{77.9\ .1000}{\pi.24{,}5} = 1012{,}1 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{1012}{44} = 23$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^{9} = 22.56$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 22.56 = 992.64$ (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1380$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.\text{n}}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1380}{1000} = 86.7$(m/phút)

Lượng chạy dao: S= $\frac{\text{V}}{n_m}$= 0,06 (mm/vòng)

10.3.4 Nguyên công 4: Trở đầu trục, tiện đoạn trụ Ø25, tiện rãnh, tiện đoạn trụ Ø27.

a) Bước 1: tiện thô trụ Ø 25

Chiều sâu cắt t = 2 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}3$ (mm/vòng) (Bảng 5-61, trang 53, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 89 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [25])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =89.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 53,3 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{53.3 .1000}{\pi.25} = 678.6 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{678.6}{44} = 15$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^8 = 16$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.16 = 704$ (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 750$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.25.750}{1000}$ = 59 (m/phút)

Lượng chạy dao: $S = \frac{V}{n_m}$ = 0,083 (mm/vòng)

b) Bước 2: tiện tinh trụ Ø 25

Chiều sâu cắt t = 0.5 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}17$ (mm/vòng) (Bảng 5-62, trang 54, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 130 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =130.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 77.9 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{77.9 .1000}{\pi.25} = 991.5 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{991.5}{44} = 22.53$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^{9} = 22.56$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 22.56 = 992.64$ (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1380$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1380}{1000} = 86.7$(m/phút)

Lượng chạy dao: $S = \frac{V}{n_m} = 0{,}06$ (mm/vòng)

c) Bước 3: tiện rãnh

Chiều sâu cắt t = 0.5 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}17$ (mm/vòng) (Bảng 5-62, trang 54, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 130 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.\ K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6 = 130.1.0{,}81.0{,}87.0{,}85.1.1 = 77.9$ (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{77.9\ .1000}{\pi.24{,}5} = 1012{,}1 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{1012}{44} = 23$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^{9} = 22.56$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 22.56$ = 992.64 (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1380$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.\mathrm{n}}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1380}{1000}$ = 86.7(m/phút)

Lượng chạy dao: S= $\frac{\mathrm{V}}{n_m}$= 0,06 (mm/vòng)

d) Bước 4: tiện thô trụ Ø 27

Chiều sâu cắt t = 2 (mm)

- Lượng chạy dao $S_z = 0{,}5$ (mm/vòng) (Bảng 5-61, trang 53, tài liệu [24])
- Tốc độ cắt : V = 77 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])
- Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)
- Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [25])

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

  Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

  Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.\ K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =77.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 46,12 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{46{,}12\ .1000}{\pi.27} = 543.75 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{543{,}75}{44} = 12.35$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^{8} = 16$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 16$= 704 (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 750$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 25.\ 750}{1000}$ = 59 (m/phút)

Lượng chạy dao: S= $\frac{V}{n_m}$= 0,083 (mm/vòng)

e) Bước 5: tiện tinh trụ Ø 27

Chiều sâu cắt t = 0.5 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}17$ (mm/vòng) (Bảng 5-62, trang 54, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 130 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =130.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 77.9 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{77.9\ .1000}{\pi.27} = 918{,}38 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^x = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{18{,}38}{44} = 20.87$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^9 = 22.56$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 22.56$ = 992.64 (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1380$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1380}{1000}$ = 86.7(m/phút)

Lượng chạy dao: S= $\frac{V}{n_m}$= 0,06 (mm/vòng)

f) Bước 6: tiện rãnh

Chiều sâu cắt t = 0.5 (mm)

Lượng chạy dao $S_z = 0{,}17$ (mm/vòng) (Bảng 5-62, trang 54, tài liệu [24])

Tốc độ cắt : V = 130 (m/phút) (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-63, trang 55, tài liệu [24])

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm thép: $K_1 = 1$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào cơ tính của thép: $K_2 = 0{,}8$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền T của dao: $K_3 = 0{,}87$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào góc nghiêng chính của dao $K_4 = 0{,}85$

Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào tình trạng bề mặt phôi: $K_5 = 1$

Hệ số điều chỉnh vào dung dịch trơn nguội: $K_6 = 1$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4.K_5.K_6$ =130.1.0,81.0,87.0,85.1.1 = 77.9 (m/phút)

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{77.9 .1000}{\pi.24,5} = 1012,1 \text{ vòng/phút}$$

Máy T616 có $n_{min} = 44$ (vòng/phút), $n_{max} = 1980$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 12 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = 44$$

Ứng với φ^{11} có giá trị 32 gần với 44 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}41$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{1012}{44} = 23$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}41$ ta có giá trị $\varphi^9 = 22.56$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 44.\ 22.56$ = 992.64 (vòng/phút)

➢ Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1380$ (vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 20.\ 1380}{1000}$ = 86.7(m/phút)

Lượng chạy dao: $S = \frac{V}{n_m}$ = 0,06 (mm/vòng)

g) Nguyên công 5: Phay rãnh then.

Phay thô

Chiều sâu cắt t = 2 (mm)

Lượng chạy dao $S = 0{,}2$ (mm/răng) (Bảng 5-153, trang 138, tài liệu [25])

Tốc độ cắt : V =25 (m/phút) (Bảng 5-186, trang 169, tài liệu [25])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-186, trang 169, tài liệu [25])

+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm và cơ tính của thép: $K_1 = 0{,}9$

+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền của dao T: $K_2 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chiều sâu phay t: $K_3 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào dung dịch trơn nguội: $K_4 = 0{,}8$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4$ =25.0,9.1.1.0,8 = 18 (m/phút)

- Số vòng quay tính toán:

$$n_t = \frac{V_t.1000}{\pi.D} = \frac{18.1000}{\pi.12} = 477{,}46 \text{ (vòng/phút)}$$

$$n_t = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{18.1000}{\pi.6} = 955 \text{ vòng/phút}$$

Máy 6H82 có $n_{min} = 30$ (vòng/phút), $n_{max} = 1500$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 18 cấp, tìm công bội :

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{1500}{30} = 50$$

Ứng với φ^{17} có giá trị 50,56 gần với 50 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}26$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [17])

Mặt khác:

$$\varphi^x = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{955}{30} = 31.8$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}26$ ta có giá trị $\varphi^{15} = 32$

Vậy số vòng quay theo máy là $n = 30.32$= 960 (vòng/phút)

Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 950$ (vòng/ phút)

- Tốc độ cắt thực tế: : $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 6.\ 950}{1000}$ = 17.9 (m/phút)
- Lượng chạy dao: : S= $\frac{V}{n_m}$ = 0,018 (mm/vòng)

Phay tinh

Chiều sâu cắt t = 0.5 (mm)

Lượng chạy dao $S = 0{,}2$ (mm/răng) (Bảng 5-153, trang 138, tài liệu [25])

Tốc độ cắt : V =25 (m/phút) (Bảng 5-186, trang 169, tài liệu [25])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-186, trang 169, tài liệu [25])

+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm và cơ tính của thép: $K_1 = 0{,}9$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền của dao T: $K_2 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chiều sâu phay t: $K_3 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào dung dịch trơn nguội: $K_4 = 0{,}8$

Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4$ =25.0,9.1.1.0,8 = 18 (m/phút)

- Số vòng quay tính toán:

$$n_t = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{18.1000}{\pi.6} = 955 \text{ vòng/phút}$$

Máy 6H82 có $n_{min} = 30$ (vòng/phút), $n_{max} = 1500$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 18 cấp, tìm công bội :

$$\varphi^{11} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{1500}{30} = 50$$

Ứng với φ^{17} có giá trị 50,56 gần với 50 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}26$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [17])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{955}{30} = 31.8$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}26$ ta có giá trị $\varphi^{15} = 32$

Vậy số vòng quay theo máy là $n = 30.32 = 960$ (vòng/phút)

Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1130$ (vòng/ phút)

- Tốc độ cắt thực tế: : $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 6.\ 1130}{1000} = 21.3$ (m/phút)
- Lượng chạy dao: : $S = \frac{V}{n_m} = 0{,}01$ (mm/vòng)

10.3.5 Nguyên công 5: Phay rãnh then

Bước 1: Phay thô rãnh then 6x6x25

Chiều sâu cắt t = 2 (mm)

Lượng chạy dao $S = 0{,}2$ (mm/răng) (Bảng 5-153, trang 138, tài liệu [25])

Tốc độ cắt : V = 22,3 (m/phút) (Bảng 5-186, trang 169, tài liệu [25])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-186, trang 169, tài liệu [25])

+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm và cơ tính của thép: $K_1 = 0{,}9$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền của dao T: $K_2 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chiều sâu phay t: $K_3 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào dung dịch trơn nguội: $K_4 = 0{,}8$ ➢ Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4 = 22{,}3.0{,}9.1.1.0{,}8 = 16 \text{ (m/phút)}$$

Số vòng quay tính toán:

$$n_t = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{16.1000}{\pi.6} = 848 \text{ vòng/phút}$$

Máy 6H82 có $n_{min} = 30$ (vòng/phút), $n_{max} = 1500$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 18 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{17} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{1500}{30} = 50$$

Ứng với φ^{20} có giá trị 50,56 gần với 50 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}26$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{848}{30} = 28.26$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}26$

Ta có giá trị $\varphi^{15} = 32$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 30.32 = 960$ (vòng/phút)

Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 950$(vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 6.\ 950}{1000}$ = 17.9 (m/phút)

Lượng chạy dao: $S = \frac{V}{n_m} = \frac{17.9}{600}$ = 0,018 (mm/vòng)

Bước 2: Phay tinh rãnh then 6x6x25

Chiều sâu cắt t = 0.5 (mm)

Lượng chạy dao $S = 0{,}2$ (mm/răng) (Bảng 5-153, trang 138, tài liệu [25])

Tốc độ cắt : V = 25 (m/phút) (Bảng 5-186, trang 169, tài liệu [25])

Chu kỳ bền trung bình của dao: T = 180 (phút)

Các hệ số điều chỉnh (Bảng 5-186, trang 169, tài liệu [25])

+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào nhóm và cơ tính của thép: $K_1 = 0{,}9$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chu kỳ bền của dao T: $K_2 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào chiều sâu phay t: $K_3 = 1$
+ Hệ số điều chỉnh phụ thuộc vào dung dịch trơn nguội: $K_4 = 0{,}8$ ➢ Vậy tốc độ cắt tính toán là:

$$V_t = V.K_1.K_2.K_3.K_4 = 25.0{,}9.1.1.0{,}8 = 18 \text{ (m/phút)}$$

Số vòng quay tính toán:

$$n_t = \frac{V.1000}{\pi.D} = \frac{18.1000}{\pi.6} = 954 \text{ vòng/phút}$$

Máy 6H82 có $n_{min} = 30$ (vòng/phút), $n_{max} = 1500$ (vòng/phút), số cấp tốc độ là 18 cấp, tìm công bội:

$$\varphi^{20} = \frac{n_{max}}{n_{min}} = \frac{1500}{30} = 50$$

Ứng với φ^{20} có giá trị 50,56 gần với 50 tương ứng với cột $\varphi = 1{,}26$ (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26])

Mặt khác:

$$\varphi^{x} = \frac{n_t}{n_{min}} = \frac{954}{30} = 31.8$$

Theo (Bảng 4.7, trang 54, tài liệu [26]), ứng với $\varphi = 1{,}26$

Ta có giá trị $\varphi^{15} = 32$

Vậy số vòng quay theo máy là $n_m = 30.32$ = 960 (vòng/phút)

Chọn số vòng quay theo máy là: $n_m = 1130$(vòng/ phút)

Tốc độ cắt thực tế: $V = \frac{\pi.D.n}{1000} = \frac{\pi.\ 6.\ 1130}{1000}$ = 21.3 (m/phút)

Lượng chạy dao: S= $\frac{V}{n_m}$ = $\frac{21{,}3}{600}$ = 0,01 (mm/vòng)

10.3.6 Nguyên công 6: Mài bán tinh các đoạn trục B đoạn trục Ø25 để đạt độ nhám Ra = 1,25.

a) Bước 1: Mài thô đoạn trục B.

- Chiều sâu cắt t = 0,3 (mm)
- Ta có đường kính mài D = 20 (mm) → $n_{ct} = 380$ (vòng/phút) (Bảng 5-203, trang 181, [24])
- Tra bảng 5-203, trang 181, [24]) ta có lượng chạy dao ngang $S_{ct} = 3$ (mm/phút)

b) Bước 2: Mài tinh đoạn trục B.

- Chiều sâu cắt t = 0,05 (mm)
- Ta có đường kính mài D = 20 (mm) → $n_{ct} = 245$ (vòng/phút) (Bảng 5-204, trang 182, [24])
- Tra bảng 5-204, trang 182, [24]) ta có lượng chạy dao ngang $S_{ct} = 2{,}68$ (mm/phút)

c) Bước 3: Mài thô đoạn trục Ø25.

- Chiều sâu cắt t = 0,3 (mm)
- Ta có đường kính mài D = 25 (mm) → $n_{ct} = 310$ (vòng/phút) (Bảng 5-203, trang 181, [24])
- Tra bảng 5-203, trang 181, [24]) ta có lượng chạy dao ngang $S_{ct} = 2.56$ (mm/phút)

d) Bước 4: Mài tinh đoạn trục Ø25.

- Chiều sâu cắt t = 0,05 (mm)
- Ta có đường kính mài D = 25 (mm) → $n_{ct} = 200$ (vòng/phút) (Bảng 5-204, trang 182, [24])
- Tra bảng 5-204, trang 182, [24]) ta có lượng chạy dao ngang $S_{ct} = 2{,}38$ (mm/phút)

10.3.7 Nguyên công 7: Mài bán tinh các đoạn trục A đoạn trục Ø25 để đạt độ nhám Ra = 1,25.

a) Bước 1: Mài thô đoạn trục A.

- Chiều sâu cắt t = 0,3 (mm)
- Ta có đường kính mài D = 20 (mm) → $n_{ct} = 380$ (vòng/phút) (Bảng 5-203, trang 181, [24])
- Tra bảng 5-203, trang 181, [24]) ta có lượng chạy dao ngang $S_{ct} = 3$ (mm/phút)

b) Bước 2: Mài tinh đoạn trục A.

- Chiều sâu cắt t = 0,05 (mm)
- Ta có đường kính mài D = 20 (mm) → $n_{ct} = 245$ (vòng/phút) (Bảng 5-204, trang 182, [24])
- Tra bảng 5-204, trang 182, [24]) ta có lượng chạy dao ngang $S_{ct} =$ (mm/phút)

c) Bước 3: Mài thô đoạn trục Ø25.

- Chiều sâu cắt t = 0,3 (mm)
- Ta có đường kính mài D = 25 (mm) → $n_{ct} = 310$ (vòng/phút) (Bảng 5-203, trang 181, [24])
- Tra bảng 5-203, trang 181, [24]) ta có lượng chạy dao ngang $S_{ct} = 2.56$ (mm/phút)

d) Bước 4: Mài tinh đoạn trục Ø25.

- Chiều sâu cắt t = 0,05 (mm)
- Ta có đường kính mài D = 25 (mm) → $n_{ct} = 200$ (vòng/phút) (Bảng 5-204, trang 182, [24])
- Tra bảng 5-204, trang 182, [24]) ta có lượng chạy dao ngang $S_{ct} = 2{,}38$ (mm/phút)

Kết luận

Sau quá trình nghiên cứu, thiết kế nhóm đã hoàn thiện đề tài **"Thiết kế – Chế tạo máy cắt cỏ bánh xích điều khiển từ xa"**. Kết quả đạt được như sau:

Đã thiết kế hoàn chỉnh hệ thống máy cắt cỏ sử dụng cơ cấu trục băm với khả năng hoạt động hiệu quả trên địa hình gồ ghề và dốc nghiêng đến 35^{O} độ.

Máy cắt cỏ bánh xích được khiển từ xa bằng sóng RC, giúp người vận hành dễ dàng điều khiển từ giảm sức người ngồi trên xe.

Cơ cấu bánh xích là ưu điểm lớn đối với việc dọn cỏ ở các địa hình gồ ghề không bằng phẳng.

Cơ cấu cắt dạng trục băm với lưỡi dao thép SS400 được bố trí hợp lý, đảm bảo khả năng cắt các loại cỏ thân mềm và thân cứng với hiệu suất cao.

Bên cạnh đó nhóm tiến hành mô phỏng lực tác động, độ bền kết cấu khung và hệ truyền động bằng phần mềm ANSYS đã giúp tối ưu hóa vật liệu, đảm bảo hệ số an toàn phù hợp cho hoạt động ngoài thực tế.

Mặc dù đồ án còn một số điểm cần cải thiện như tối ưu hóa khối lượng toàn bộ máy, nâng cao độ chính xác điều khiển và khả năng chống nước của các linh kiện điện tử, nhưng nhóm tin rằng sản phẩm đã phần nào đáp ứng được các yêu cầu đề ra về mặt kỹ thuật và tính ứng dụng thực tiễn.

Tài liệu tham khảo

[1] Embassy of the Socialist Republic of Vietnam, "Một số vấn đề về phát triển bền vững miền núi ở Việt Nam," 13/3/2025. [Trực tuyến]. Xem tại: https://vietnamembassy-usa.org/vi/tin-tuc/2002/12/mot-so-van-de-ve-phat-trien-ben-vung-mien-nui-o-viet-nam. [Ngày truy cập: 13/3/2025].

[2] Châu Thị Thu Thủy, "THỔ NHƯỠNG ViỆT NAM," 13/3/2025. [Trực tuyến]. Xem tại: https://thal07.wordpress.com/wp-content/uploads/2011/04/chuongvi-thonhuongvietnam.pdf. [Ngày truy cập: 13/3/2025].

[3] An Nam, "Nông dân Út Chí chế máy kéo lúa xuất khẩu," Cần Thơ online, 13/3/2025. [Trực tuyến]. Xem tại: https://baocantho.com.vn/nong-dan-ut-chi-che-may-keo-lua-xuat-khau-a159435.html. [Ngày truy cập: 13/3/2025].

[4] UMAC, "Ứng dụng của xe cẩu bánh xích," 13/3/2025. [Trực tuyến]. Xem tại: https://umac.com.vn/ung-dung-cua-xe-cau-banh-xich/. [Ngày truy cập: 13/3/2025].

[5] Er. Rajesh Goyal và Dr. Surendra Singh, *Farm Power and Machinery Management*.

[6] Ajit K. Srivastava, Carroll E. Goering, Roger P. Rohrbach, và Dennis R. Buckmaster, *Engineering Principles of Agricultural Machines*.

[7] Trịnh Chất và Lê Văn Uyển, *Thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí, Tập 1-2*.

[8] Nguyễn Trọng Hiệp và Nguyễn Văn Lẫm, *Thiết kế chi tiết máy*.

[9] Nguyễn Hữu Lộc, *CƠ SỞ THIẾT KẾ MÁY*.

[10] Lê Khánh Điền, *VẼ KỸ THUẬT CƠ KHÍ*.

[11] TS. Nguyễn Trọng Hùng và PGS.TS. Ninh Đức Tôn, *KỸ THUẬT ĐO tập một DUNG SAI LẮP GHÉP VÀ TIÊU CHUẨN HÓA*.

[12] Thân Trọng Khánh Đạt và Nguyễn Vũ Cường, *BÁO CÁO ĐỒ ÁN THIẾT KẾ MÁY*.

[13] "Tiêu chuẩn thép SS400," 15/5/2025. [Trực tuyến]. Xem tại: https://thepbaotin.com/tieu-chuan-thep-ss400/. [Ngày truy cập: 15/5/2025].

[14] "Tổng quan phần mềm solidworks," 15/5/2025. [Trực tuyến]. Xem tại: https://vihoth.com/tin-tuc/tong-quan-phan-mem-solidworks-solidworks-la-gi. [Ngày truy cập: 15/5/2025].

[15] Ting Zoua, Jorge Angelesb, và Ferri Hassanic, *Dynamic Modelling and Trajectory Tracking Control of Unmanned Tracked Vehicles*.

[16] J.L. Martínez, A. Mandow, J. Morales, A. García-Cerezo, và S. Pedraza, *Kinematic Modelling of Tracked Vehicles by Experimental Identification*.

[17] MEHMET NURİ ÖZDEMİR, *STEERING DYNAMICS OF TRACKED VEHICLES*.

[18] Terrain Behavior, *Terramechanics and Off-Road Vehicle Engineering, Second Edition*.

[19] Masamitsu Kurisu, Kazutaka Takahashi, và Toyohiro Konishi, *Tracing Control for a Tracked Vehicle Based on a Virtual Wheeled Mobile Robot*.

[20] David L. Akin, *ENAE 788X - Planetary Surface Robotics*.

[21] ROBERT C. JUVINALL và KURT M. MARSHEK, *Fundamentals of Machine Component Design*.

[22] *ISO 606-2015– Short Pitch Precision Roller Chains*.

[23] Trần Văn Địch, *Công nghệ chế tạo bánh răng*.

[24] Nguyễn Đắc Lộc, Ninh Đức Tốn, Lê Văn Tiến, và Trần Xuân Việt, *Sổ tay công nghệ chế tạo máy tập 1*. Hà Nội: Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 1999.

[25] Nguyễn Đắc Lộc, Ninh Đức Tốn, Lê Văn Tiến, và Trần Xuân Việt, *Sổ tay công nghệ chế tạo máy tập 2*. Hà Nội: Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2000.

[26] Hồ Viết Bình và Phạm Minh Thanh, *Hướng dẫn thiết kế đồ án công nghệ chế tạo máy*. Thành phố Hồ Chí Minh: Nhà xuất bản Đại học quốc gia thành phố Hồ Chí Minh, 2013.

[27] GS. TS. Trần Văn Địch, *Thiết kế đồ án công nghệ chế tạo máy*. Hà Nội: Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật, 2004.

[28] Richard G. Budynas và J. Keith Nisbett, *Mechanical Engineering Design*.