

ĐẠI HỌC ĐÀ NẴNG
TRƯỜNG ĐẠI HỌC BÁCH KHOA
KHOA CƠ KHÍ



ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
NGÀNH: CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO MÁY

ĐỀ TÀI:
THIẾT KẾ MÁY TARO REN CHO NẮP VIÊN
CHO LỖ LỘC DẦU Ô TÔ

Giảng viên hướng dẫn:	TS. TRẦN MINH SANG
Kỹ sư hướng dẫn:	KS. VÕ VĂN THÀNH
Giảng viên duyệt:	TS. ĐỖ LÊ HƯNG TOÀN
Sinh viên thực hiện:	PHAN NGỌC GIA BẢO TRƯƠNG QUANG HOÀNG LONG
Mã số sinh viên:	101200014 101200041
Lớp:	20C1A
Nhóm:	20.01

Đà Nẵng, tháng 06 năm 2025

TÓM TẮT

Đề tài tập trung nghiên cứu và thiết kế máy taro ren tự động nhằm gia công ren cho nắp viên của lọc dầu ô tô, giải quyết các hạn chế của phương pháp sản xuất truyền thống như năng suất thấp, độ chính xác không ổn định và sự phụ thuộc lớn vào thao tác thủ công. Nghiên cứu kết hợp thiết kế hệ thống cơ khí với hệ thống điều khiển tự động, sử dụng các cụm cơ khí như trục chính taro, hệ thống kẹp – nạp phôi tự động và bộ điều khiển lập trình PLC. Kết quả đạt được cho thấy máy cải thiện đáng kể tốc độ sản xuất, giảm thiểu sai sót, đồng thời đảm bảo độ chính xác và tính đồng đều của sản phẩm. Đề tài không chỉ khẳng định vai trò quan trọng của tự động hóa trong gia công cơ khí mà còn chứng minh hiệu quả vượt trội về năng suất và chất lượng, mở ra tiềm năng ứng dụng rộng rãi trong ngành công nghiệp ô tô.

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
Capstone Project (Phần 2, ĐATN)

Họ và tên SV/Nhóm SV: Phan Ngọc Gia Bảo Mã SV: 101200014
Trương Quang Hoàng Long 101200041
Lớp: 20C1A Ngành: Chế tạo máy.

1. Tên đề tài

“Thiết kế máy taro ren nắp viên lọc dầu ô tô”

2. Nội dung phần thuyết minh và tính toán

Nhiệm vụ đồ án, lịch trình thông qua, lời nói đầu,....

2.1. Phân tích vấn đề thiết kế

- Tổng quan về vấn đề thiết kế
- Những nghiên cứu đã có về vấn đề thiết kế

2.2. Thiết kế phần cơ khí của thiết bị

- Thiết kế động học
- Thiết kế động lực học
- Thiết kế hệ truyền động
- Thiết kế một số cụm kết cấu chính khác
- Thiết kế lựa chọn một số chi tiết chính

2.2. Thiết kế phần điều khiển thiết bị

- Xây dựng sơ đồ nguyên lý hệ thống điều khiển
- Thiết kế, lựa chọn các phần tử điều khiển

2.3. Thiết lập các bản vẽ thiết kế

- Xây dựng các bản vẽ về phần Cơ khí
 - Xây dựng bản vẽ sơ đồ nguyên lý
 - Xây dựng bản vẽ lắp bộ phận công tác chính
- Xây dựng các bản vẽ về phần điều khiển
 - Xây dựng bản vẽ hệ thống điều khiển

3. Giảng viên hướng dẫn: TRẦN MINH SANG

4. Ngày giao nhiệm vụ: 17/02/2025

5. Ngày hoàn thành nhiệm vụ: 09/06/2025

Thông qua bộ môn

Ngày tháng năm 2025

Giảng viên hướng dẫn

(Ký, ghi rõ họ tên)

LỜI NÓI ĐẦU

Ngành công nghiệp ô tô đang phát triển mạnh mẽ và đóng vai trò quan trọng trong nền kinh tế hiện đại. Song song với đó, ngành công nghiệp phụ trợ – đặc biệt là lĩnh vực chế tạo các chi tiết, linh kiện – cũng ngày càng được chú trọng và đầu tư. Trong số các chi tiết đó, lõi lọc là một bộ phận quan trọng giúp đảm bảo chất lượng nhiên liệu, dầu bôi trơn và khí nạp trong động cơ ô tô. Một chi tiết nhỏ nhưng không thể thiếu trong cấu tạo lõi lọc là nắp viên ren, có nhiệm vụ cố định và kết nối chắc chắn với hệ thống lọc.

Hiện nay, quy trình taro ren cho nắp viên lõi lọc thường được thực hiện bán tự động hoặc thủ công, gây tốn thời gian, tiềm ẩn sai số và ảnh hưởng đến chất lượng lắp ráp. Trước thực trạng đó, việc nghiên cứu và chế tạo máy taro ren chuyên dùng cho nắp viên lõi lọc ô tô là rất cần thiết, nhằm đáp ứng yêu cầu về độ chính xác, tính ổn định và hiệu quả sản xuất.

Xuất phát từ nhu cầu thực tế đó, nhóm em đã lựa chọn và thực hiện đề tài:
“Thiết kế và chế tạo máy taro ren nắp viên lõi lọc ô tô”

với mục tiêu nghiên cứu giải pháp tự động hóa quy trình tạo ren, tối ưu hiệu suất làm việc, đồng thời đảm bảo tính ứng dụng cao trong thực tiễn sản xuất.

Thông qua đề án, nhóm thực hiện có cơ hội vận dụng các kiến thức đã học vào một bài toán kỹ thuật cụ thể, từ khâu thiết kế cơ khí đến chọn lựa cơ cấu truyền động và phương pháp điều khiển. Dù đã có nhiều nỗ lực, song do hạn chế về thời gian và kinh nghiệm, đề án không tránh khỏi những thiếu sót. Rất mong nhận được sự đóng góp quý báu từ thầy cô và các bạn để hoàn thiện đề tài tốt hơn.

LỜI CAM ĐOAN

Chúng em xin cam kết toàn bộ nội dung của đề án "thiết kế máy taro nắp viên lọc dầu ô tô" là kết quả làm việc nghiêm túc, được chúng em tự nghiên cứu và thực hiện dưới sự hướng dẫn của thầy TS.Trần Minh Sang

Tất cả tài liệu, hình ảnh, số liệu và thông tin trích dẫn trong đề án đều được tham khảo từ các nguồn tài liệu chính thống, rõ ràng và đã được ghi chú trích dẫn đầy đủ và cho phép trong phần tài liệu tham khảo.

Chúng em xin hoàn toàn chịu trách nhiệm về tính trung thực và bản quyền nội dung trong đề án này.

Sinh viên thực hiện

Phan Ngọc Gia Bảo

Trương Quang Hoàng Long

MỤC LỤC

CHƯƠNG 1: PHÂN TÍCH VẤN ĐỀ THIẾT KẾ	1
1.1 Tổng quan về vấn đề thiết kế máy taro tự động.....	1
1.2 Các nghiên cứu liên quan đến đề tài này	1
1.2.1 Nghiên cứu trong nước	1
1.2.2 Các nghiên cứu trên thế giới	3
CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ ĐỘNG LỰC HỌC TOÀN MÁY.....	9
2.1 Các phương án thiết kế động học cho máy	9
2.1.1 Cụm cấp phôi cho quá trình taro	10
2.1.2 Cụm vận chuyển phôi	11
2.1.3 Cụm kẹp và lấy phôi bằng xylanh.....	12
2.1.4 Phương án nâng hạ mũi taro	13
2.1.5 Nguyên lý hoạt động của máy.....	14
2.2 Thiết kế động lực học cho máy.....	14
2.2.1 Động lực học cho cơ cấu phễu rung cấp phôi.....	14
2.2.2 Động lực học cho cơ cấu trục chính máy.....	16
2.2 Tính lực kẹp khi taro	19
2.2.1 Tính toán xy lanh kẹp phôi	19
2.2.2 Tính toán xylanh lấy phôi và cấp phôi.....	21
2.2.3 Tính toán xylanh nâng hạ cấp và lấy phôi	22
2.2.4 Tính toán xylanh tịnh tiến cấp và lấy phôi.....	23
2.2.5 Xylanh ngăn phôi	24
2.2.6 Chọn collet đầu kẹp mũi taro	24
CHƯƠNG 3: THIẾT KẾ MỘT SỐ CHI TIẾT CHÍNH	26
3.1 Tính toán bộ truyền trục vít bánh vít cho bàn xoay cấp phôi.....	26
3.1.1 Thiết kế bộ truyền ngoài	26
3.1.2 Thiết bộ truyền trong.....	31
3.2 Thiết kế trục.....	35
3.2.1 Chọn vật liệu	35
3.2.2 Tải trọng tác dụng lên trục	35

3.2.3	Tính sơ bộ đường kính trục.....	35
3.3	Tính then	41
3.3.1	Kiểm tra then đối với trục I.....	41
3.3.2	Kiểm tra then đối với trục II.....	41
3.3.3	Kiểm nghiệm độ bền mỏi.....	43
3.3.4	Chọn ổ lăn	47
3.4	Thiết kế phễu rung cấp phôi cho máy taro:.....	51
3.4.1	Nguyên lý làm việc:	51
3.4.2	Tính toán thông số phễu rung:	54
3.4.3	Thiết kế cơ cấu định hướng phôi trên máng:	57
3.4.5	Tính toán thiết kế kích thước các chân:	60
3.4.6	Tính nam châm điện.....	66
3.5	Tính toán bộ truyền vít me bi cho trục chính.....	71
3.5.1	Xác định đường kính trong d_1 của ren theo độ bền kéo (hoặc nén).....	71
3.5.2	Tính kiểm nghiệm độ bền	73
3.5.3	Tính chọn ổ lăn.....	74
3.5.6	Tính toán động cơ vít me	77
CHƯƠNG 4:	THIẾT KẾ PHẦN ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG.....	78
4.1	Hệ thống điều khiển	78
4.1.1	Khái Niệm	78
4.1.2	Các thành phần có trong hệ thống.....	78
4.2	Thiết kế hệ thống điều khiển	81
4.2.1	Biểu đồ trạng thái	81
4.2.2	Bước thực hiện	82
4.2.3	Sơ đồ logic	83
4.2.4	Sơ đồ mạch điện.....	84
CHƯƠNG 5:	MÔ PHỎNG 3D MÁY	85
5.1	Giới thiệu phần mềm mô phỏng solidworks.....	85
5.1.1	Giới thiệu.....	85
5.1.2	Tính năng của phần mềm	85

5.2 Mô phỏng 3D	86
Kết luận	97

MỤC LỤC HÌNH

<i>Hình 1-1 Sản phẩm gia công</i>	2
<i>Hình 1-2 Cấp phôi để gia công</i>	2
<i>Hình 1-3 Nguyên lý làm việc của máy</i>	3
<i>Hình 1-5 Phễu rung</i>	3
<i>Hình 1-6 Cấu tạo của phễu rung</i>	4
<i>Hình 1-6 Thông số động học của phễu</i>	4
<i>Hình 1-7 Mô phỏng mô hình 3D của phễu</i>	5
<i>Hình 1-8 Mô phỏng 3D máy taro</i>	6
<i>Hình 1-9 Mặt cắt ngang của hộp số nhiều trục chính</i>	7
<i>Hình 1-10 Cơ cấu cam thường được sử dụng trong bàn xoay</i>	8
<i>Hình 2-1 Hình dạng phôi</i>	9
<i>Hình 2-2 Cụm cấp phôi bằng xylanh</i>	10
<i>Hình 2-3 Cụm cấp phôi bằng phễu rung</i>	10
<i>Hình 2-4 Cụm chuyển phôi bằng cơ cấu Man</i>	11
<i>Hình 2-5 Cụm chuyển phôi bằng trục vít-bánh vít</i>	11
<i>Hình 2-6 Phương án 1</i>	12
<i>Hình 2-7 Phương án 2</i>	12
<i>Hình 2-8 Cụm nâng hạ bằng xylanh</i>	13
<i>Hình 2-9 Cụm nâng hạ bằng vít-me</i>	13
<i>Hình 2-10 Nguyên lý hoạt động</i>	14
<i>Hình 2-11 Hình dáng phôi</i>	15
<i>Hình 2-12 Phân tích lực</i>	19
<i>Hình 2-13 Thông số xy lanh kẹp chặt</i>	20
<i>Hình 2-14 Thông số xylanh lấy phôi và cấp phôi</i>	21
<i>Hình 2-15 Biểu đồ tác dụng lực ở từng góc độ</i>	21
<i>Hình 2-16 Thông số xylanh</i>	22
<i>Hình 2-17 Thông số xylanh</i>	22
<i>Hình 2-18 Kích thước xy lanh</i>	23
<i>Hình 2-19 Thông số xylanh</i>	23
<i>Hình 2-20 Thông số xylanh ngăn phôi</i>	24
<i>Hình 2-21 Thông số collet</i>	24
<i>Hình 2-22 Collet đầu kẹp</i>	25
<i>Hình 2-23 Mặt cắt Collet</i>	25
<i>Hình 3-1 Sơ đồ chiều dài các đoạn trục</i>	36
<i>Hình 3-2 Biểu đồ momen</i>	38
<i>Hình 3-3 Biểu đồ momen trục II</i>	40

<i>Hình 3-4</i>	<i>Sơ đồ di chuyển phôi trên mặt phẳng nằm ngang và nghiêng</i>	51
<i>Hình 3-5</i>	<i>Nguyên lý làm việc của phễu cấp phôi rung</i>	53
<i>Hình 3-6</i>	<i>Đồ thị quan hệ giữa các thông số</i>	55
<i>Hình 3-7</i>	<i>Thông số kích thước phễu</i>	56
<i>Hình 3-8</i>	<i>Một số cơ cấu định hướng phôi</i>	58
<i>Hình 3-9</i>	<i>Kết cấu cơ cấu định hướng được đề xuất cho chi tiết</i>	59
<i>Hình 3-10</i>	<i>Các phương pháp định hướng phôi trong các cơ cấu cấp phôi rung động</i>	60
<i>Hình 3-11</i>	<i>Thép lá lò xo</i>	62
<i>Hình 3-12</i>	<i>Sơ đồ nam châm tác động</i>	63
<i>Hình 3-13</i>	<i>Quan hệ phụ thuộc giữa thành phần lực P1, P2 và góc nghiêng α</i>	64
<i>Hình 3-14</i>	<i>Sơ đồ tác dụng lực khi có 4 nam châm điện</i>	64
<i>Hình 3-15</i>	<i>Cơ cấu rung điện từ 1 nhịp</i>	65
<i>Hình 3-16</i>	<i>Cơ cấu rung điện từ 1 nhịp</i>	66
<i>Hình 3-17</i>	<i>Cơ cấu rung điện từ 2 nhịp</i>	66
<i>Hình 3-18</i>	<i>Nam châm điện</i>	67
<i>Hình 3-19</i>	<i>Cơ cấu giảm chấn bằng cao su</i>	70
<i>Hình 3-20</i>	<i>Cơ cấu giảm chấn bằng lò xo</i>	70
<i>Hình 3-21</i>	<i>Đồ thị xác định ứng suất lớn nhất σ_{max}</i>	73
<i>Hình 4-1</i>	<i>Cảm biến tiệm cận</i>	78
<i>Hình 4-2</i>	<i>Công tắc hành trình</i>	79
<i>Hình 4-3</i>	<i>Bộ PLC</i>	80
<i>Hình 4-4</i>	<i>Điều khiển PLC</i>	80
<i>Hình 4-4</i>	<i>Biểu đồ trạng thái</i>	81
<i>Hình 4-5</i>	<i>Sơ đồ logic</i>	83
<i>Hình 4-6</i>	<i>Mạch điện điều khiển</i>	84
<i>Hình 5-1</i>	<i>Phễu</i>	86
<i>Hình 5-2</i>	<i>Đế phễu</i>	86
<i>Hình 5-3</i>	<i>Cơ cấu điều hướng phôi</i>	87
<i>Hình 5-4</i>	<i>Nam châm và lõi từ</i>	87
<i>Hình 5-5</i>	<i>Thép lá</i>	88
<i>Hình 5-6</i>	<i>Cụm cấp rung</i>	88
<i>Hình 5-7</i>	<i>Phễu rung</i>	89
<i>Hình 5-8</i>	<i>Bộ truyền trục vít bánh vít</i>	89
<i>Hình 5-9</i>	<i>Bàn xoay và đồ gá</i>	90
<i>Hình 5-10</i>	<i>Bàn đỡ</i>	90
<i>Hình 5-11</i>	<i>Cụm bàn xoay</i>	91
<i>Hình 5-12</i>	<i>Cơ cấu giữ động cơ taro</i>	91
<i>Hình 5-13</i>	<i>Động cơ</i>	92
<i>Hình 5-14</i>	<i>Thân</i>	92

Hình 5-15 Vít me đai ốc	93
Hình 5-16 Thanh và con trượt dẫn hướng	93
Hình 5-17 Cụm nâng hạ mũi taro	94
Hình 5-17 Cơ cấu kẹp chặt	94
Hình 5-18 Xy lanh cấp và lấy phôi	95
Hình 5-19 Cụm cấp và lấy phôi	96
Hình 5-20 Hình chiếu bằng tổng thể	96
Hình 5-21 Tổng thể máy	96

MỤC LỤC BẢNG

Bảng 2-1 Chế độ dao cắt.....	16
Bảng 2-2 Các hệ số mũ liên quan	17
Bảng 2-3 Các hệ số mũ liên quan	17
Bảng 3-1 Bảng thông số.....	26
Bảng 3-2 Tiêu chuẩn chọn loại đai.....	27
Bảng 3-3 Thông số bộ truyền	34
Bảng 3-4 Thông số trên trục	37
Bảng 3-5 Thông số bộ truyền vít me đai ốc bi	74
Bảng 3-6 Thông số ổ bi.....	75
Bảng 3-7 Thông số động cơ.....	77
Bảng 4-1 Thông số cảm biến.....	79
Bảng 4-2 Bước thực hiện	82

CHƯƠNG 1: PHÂN TÍCH VẤN ĐỀ THIẾT KẾ

1.1 Tổng quan về vấn đề thiết kế máy taro ren tự động

Trong quá trình sản xuất công nghiệp hiện nay, việc gia công chính xác các chi tiết cơ khí là yếu tố then chốt để đảm bảo chất lượng sản phẩm. Đặc biệt, với các bộ phận như nắp viên lọc dầu ô tô, yêu cầu về độ kín, độ bền và độ khớp ren là vô cùng quan trọng. Một trong những giải pháp hiệu quả giúp đáp ứng những yêu cầu này là sử dụng máy taro ren. Thiết bị này không chỉ giúp tạo ren chính xác và đồng đều, mà còn góp phần nâng cao năng suất và tính ổn định trong sản xuất hàng loạt.

Máy taro ren giúp tạo ra các ren trong một cách nhanh chóng, chính xác và đồng đều trên bề mặt chi tiết như nắp lọc dầu. Ren được gia công đúng chuẩn không chỉ đảm bảo khả năng lắp ghép chắc chắn với các bộ phận khác mà còn giúp hạn chế rò rỉ, chịu được áp suất và nhiệt độ trong môi trường làm việc khắc nghiệt của động cơ ô tô. Nhờ đó, chất lượng sản phẩm được nâng cao đáng kể và giảm thiểu nguy cơ hư hỏng trong quá trình sử dụng.

Bên cạnh đó, việc sử dụng máy taro trong sản xuất giúp tối ưu hóa quy trình gia công, rút ngắn thời gian thao tác so với phương pháp thủ công, đồng thời giảm thiểu sai số kỹ thuật và chi phí nhân công. Với khả năng hoạt động liên tục, ổn định và tốc độ cao, máy taro góp phần tăng năng suất tổng thể và nâng cao tính cạnh tranh của doanh nghiệp trong ngành sản xuất.

Trong đề tài lần này, nhóm chúng em tập trung nghiên cứu và phân tích về máy taro ren cho nắp viên lọc dầu ô tô. Mục tiêu là tìm hiểu nguyên lý hoạt động, cấu tạo, lựa chọn thiết bị phù hợp, cũng như đề xuất các giải pháp cải tiến nhằm nâng cao hiệu quả gia công và giảm nhân công trong quá trình sản xuất.

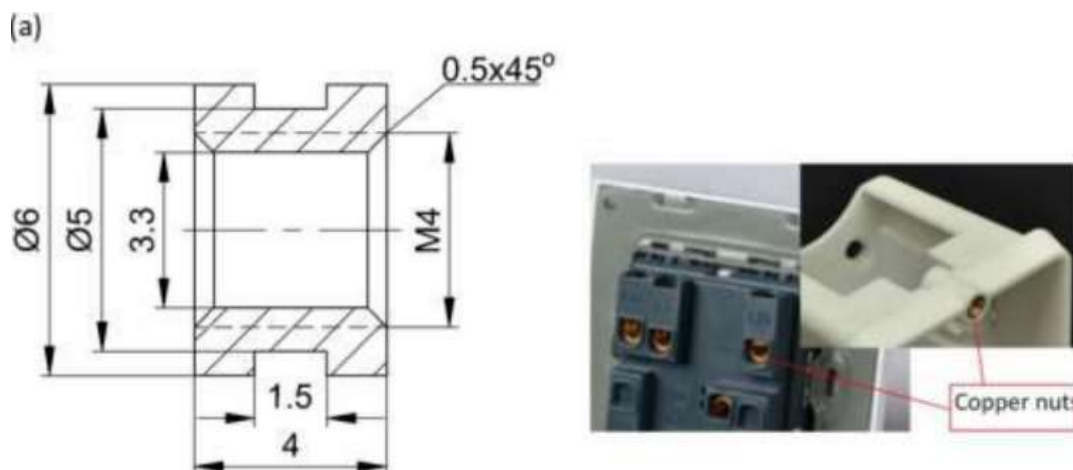
1.2 Các nghiên cứu liên quan đến đề tài này

1.2.1 Nghiên cứu trong nước

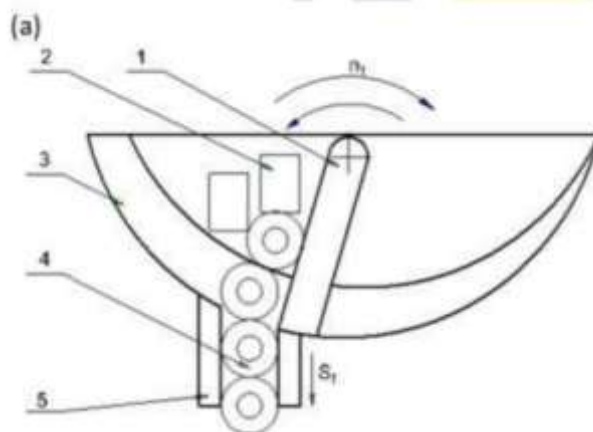
Từ nghiên cứu của ông Cao Thanh Long và công sự về thiết kế máy taro ren tự động [1], trong đó đề tài này trình bày kết quả tính toán động học nhằm thiết kế máy taro ren tự động, phục vụ sản xuất hàng loạt đai ốc trong các thiết bị điện. Máy thực hiện các chức năng: định hướng và cấp phôi, kẹp chặt, gia công lỗ ren M4 bằng ta-rô liên tục và hoàn toàn tự động. Các thông số động học được tính toán thiết kế bao gồm: xích tốc độ và tốc độ quay trục chính, xích động học điều khiển nhằm đạt năng suất yêu cầu. Kết quả gia công thử nghiệm với các thông số đã xác định cho thấy năng suất gia công có thể đạt được 35 đai ốc/phút.

Máy taro về cơ bản là máy khoan được trang bị vít me, giá đỡ taro và cơ cấu đảo chiều. Vít me chuyển đổi chuyển động quay thành chuyển động thẳng để đưa vòi vào lỗ

cần ren. Điều khiển vít me thường được sử dụng với các đai ốc kích thước lớn để đảm bảo ren chất lượng cao. Trong các sắp xếp như vậy, trục chính phải đảo ngược chuyển động quay của nó hai lần cho mỗi chu kỳ: một lần khi bắt đầu và một lần khi kết thúc quá trình ren



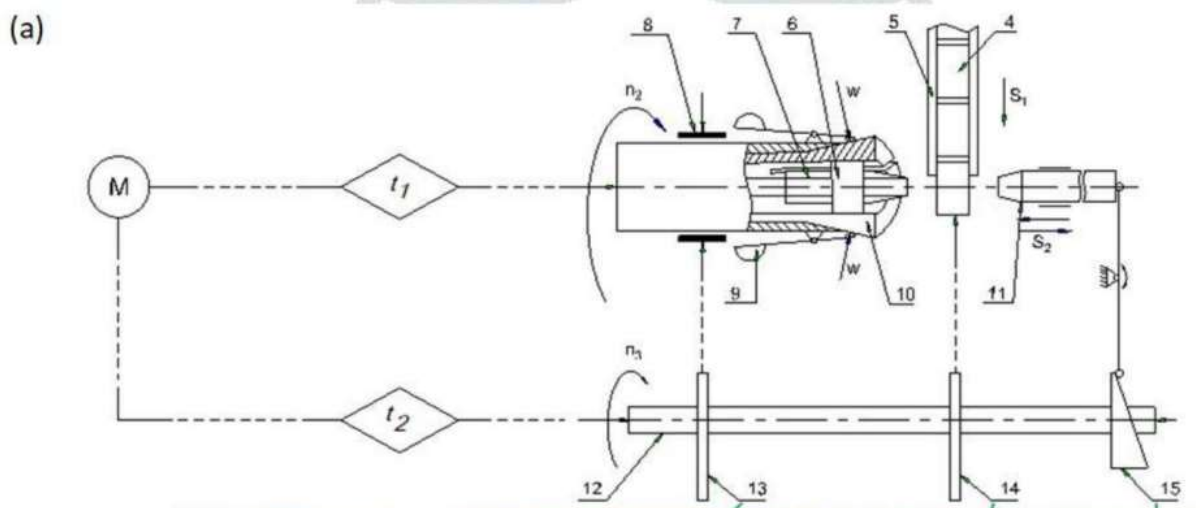
Hình 1-1 Sản phẩm gia công



Hình 1-2 Cấp phối để gia công

Bộ ly hợp được điều khiển bởi một cam (13) trong hình dưới. Khi trục chính quay, các khối lượng (9) bay ra và tạo ra lực ly tâm, cung cấp lực kẹp (w) tác động lên đai ốc (6). Có hai cơ cấu cam khác được bố trí trên trục điều khiển (12), bao gồm cam cấp liệu (14) và cam đẩy (15). Cả trục chính và trục điều khiển đều được dẫn động bởi cùng một động cơ (M). Tốc độ của trục chính và của trục điều khiển được tính toán để đảm bảo tốc độ sản xuất cũng như khả năng cắt của dụng cụ. Đối với mỗi chu

kỳ của trục (12), cam (13) chuyển bộ ly hợp một lần và do đó trục chính quay một lần. Ngoài ra, chỉ một đai ốc được phép rơi vào vùng cắt, do cam cấp liệu (14) điều khiển. Cam đẩy (15) nhả chốt (11) một lần cho mỗi chu kỳ của trục (11) để chỉ có một đai ốc được nỉ trong vùng cắt được đẩy để gập vòi và do đó sẽ được ren.



Hình 1-3 Nguyên lý làm việc của máy

1.2.2 Các nghiên cứu trên thế giới

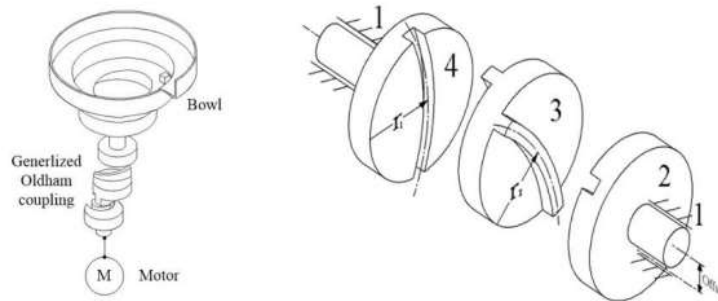
Từ nghiên cứu của giáo sư Wen Hsiang Hsieh cùng các sinh viên Guan-Heng Lin và Chia-Heng Tsai về việc phân tích động học của phễu rung cấp phối [2]

Phễu rung là máy có thể vận chuyển liên tục hoặc gián đoạn các bộ phận theo lộ trình quy định. Vì máy cấp liệu có thể thực hiện các thao tác sàng lọc, phân loại, định hướng, v.v., nên được sử dụng rộng rãi trong sản xuất và chế tạo, ví dụ như trong các ngành công nghiệp điện tử, cơ khí, thực phẩm, y tế và hóa chất.

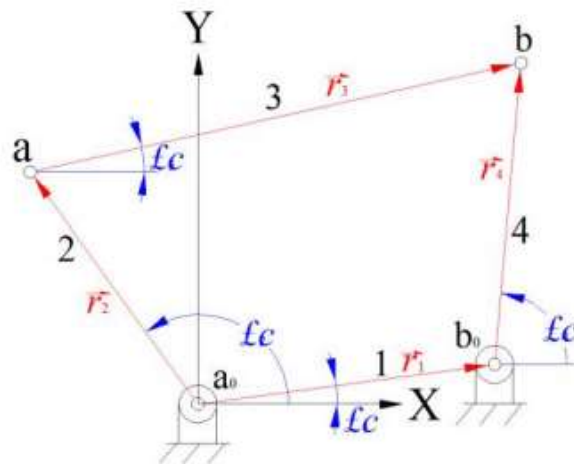


Hình 1-5 Phễu rung

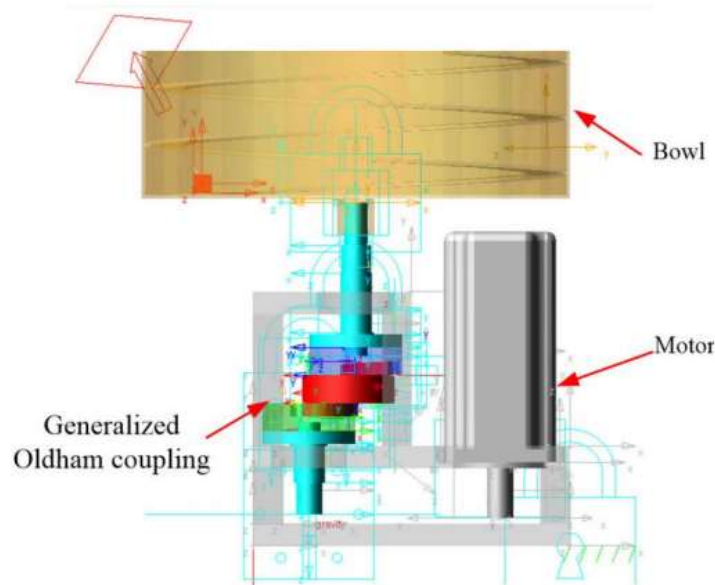
Mục đích của nghiên cứu này là đề xuất một máy cấp phôi rung và kiểm chứng tính khả thi của nó bằng mô phỏng động học. Máy cấp liệu mới được đề xuất sẽ được trình bày. Sau đó tiến hành phân tích động học và sẽ xác định hiệu suất tiên tiến để đánh giá hiệu suất của máy cấp liệu



Hình1-6 Cấu tạo của phễu rung



Hình 1-6 Thông số động học của phễu



Hình 1-7 Mô phỏng mô hình 3D của phễu

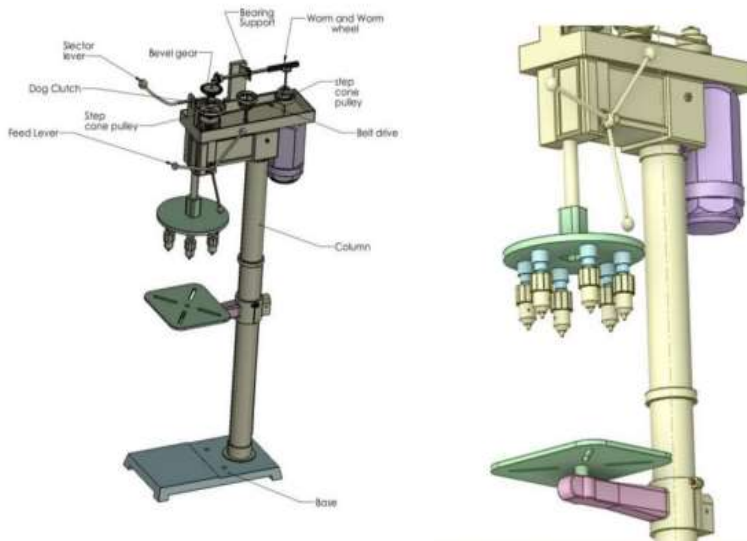
Theo tạp chí quốc tế về nghiên cứu khoa học ứng dụng và công nghệ kỹ thuật (IJRASET), bài nghiên cứu có tên gọi “Thông số thiết kế của máy khoan và taro tự động” do Giáo sư VB Vaidya và các sinh viên Akshay Dukhi, Chirag Meshram, Hemant Chaudhary, Mayank Gurve, Sahil Rangari cùng thực hiện nghiên cứu. [3]

Bài báo này tập trung vào thiết kế máy có thể thực hiện các quy trình khoan và ren cùng với sự trợ giúp của tự động hóa để cải thiện sản xuất, giảm thời gian sản xuất. Trong quy trình khoan thông thường là cách phổ biến nhất để tạo lỗ trên kim loại hoặc các vật liệu khác, để định vị lỗ chính xác, hoàn thiện tốt và kích thước chính xác, cần có máy khoan tự động. Để cắt ren trên lỗ chính xác cùng với quy trình khoan, chúng tôi sử dụng mũi khoan kiêm ren. Taro ren yêu cầu phải quay trực tiếp theo cả chiều kim đồng hồ và ngược chiều kim đồng hồ. Vì vậy, chúng tôi đã thực hiện sắp xếp bánh răng côn để đảo ngược trực tiếp và cũng sử dụng bánh răng trục vít và bánh vít để giảm tốc độ vì khoan yêu cầu RPM cao và taro yêu cầu RPM thấp để thực hiện khoan và taro bên trong.

Mục tiêu thiết kế:

- + Tăng năng suất về mặt định lượng và định tính
- + Cải thiện khả năng lặp lại và độ chính xác
- + Giảm sự can thiệp của con người
- + Giảm thiểu chi phí sản xuất

Máy có thể thực hiện các thao tác trên Vật liệu dẻo & giòn và kích thước mũi khoan và vòi lên tới 10 mm, bất kể cơ chế hay vật liệu sử dụng là gì, máy vẫn phải đáp ứng được các yêu cầu.



Hình 1-8 Mô phỏng 3D máy taro

Từ nghiên cứu của ông Mahendra O. Choudhary và cộng sự trên tạp chí International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT) [4], trong đó trong nghiên cứu này trình bày về việc thiết kế máy khoan nhiều trục. Nghiên cứu tập trung vào thiết kế và chế tạo một máy khoan có thể khoan được nhiều mũi hoạt động đồng thời, nhằm tăng hiệu quả khi gia công, giảm thời gian sản xuất và tối ưu hoá quy trình khoan hàng loạt, nội dung của phần thiết kế kỹ thuật chính là:

- Thiết kế cụm truyền động trục chính:

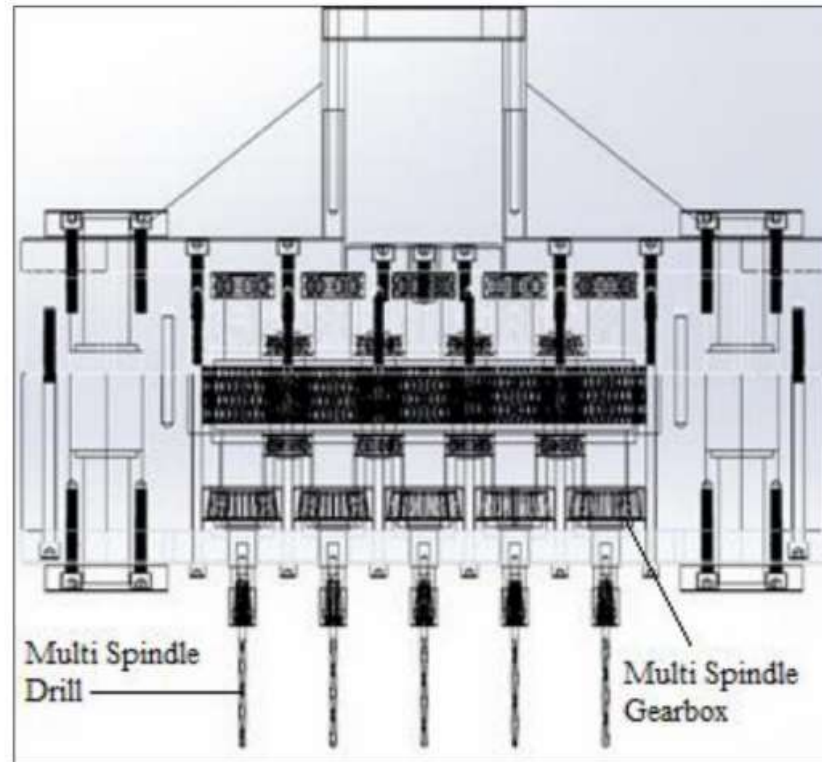
Sử dụng hệ thống bánh răng để chia lực từ một động cơ chính sang các trục khoan phụ. Mỗi trục được dẫn động gián tiếp để các mũi khoan có thể quay đồng tốc.

Thiết kế có thể điều chỉnh khoảng cách giữa các mũi khoan theo yêu cầu từng loại chi tiết.

- Tính toán cơ học:

Tính toán momen xoắn, tốc độ quay và lực cắt trên mỗi trục khoan

Kiểm tra tải trọng tác động lên bánh răng, ổ lăn và khung đỡ để đảm bảo không bị biến dạng khi hoạt động lâu dài.



Hình 1-9 Mặt cắt ngang của hộp số nhiều trục chính

Từ bài báo của ông David Bickert của tập đoàn Nexen và công sự [5], trong đó bài báo cung cấp hướng dẫn chi tiết và cách thiết kế và lựa chọn bàn xoay định vị phù hợp với từng ứng dụng cụ thể trong tự động hoá và chế tạo.

Bài báo giới thiệu về các công nghệ truyền động phổ biến

Bài báo so sánh các công nghệ truyền động cơ bản cho bàn xoay định vị:

Cam Indexers: Sử dụng cam cơ học để tạo chuyển động, phù hợp với các ứng dụng yêu cầu định vị góc cố định và chi phí hợp lý.

Servo Rotary Tables: Sử dụng động cơ servo cho chuyển động linh hoạt và tốc độ cao, thích hợp cho các ứng dụng yêu cầu thay đổi góc định vị linh hoạt và tốc độ nhanh.

Các yếu tố cần xem xét khi thiết kế và lựa chọn bàn xoay:



Hình 1-10 Cơ cấu cam thường được sử dụng trong bàn xoay

Các yếu tố cần xem xét khi thiết kế và lựa chọn bàn xoay:

Độ chính xác và độ lặp lại: Xác định mức độ chính xác và độ lặp lại cần thiết cho ứng dụng cụ thể.

Tải trọng và mô-men xoắn: Đánh giá tải trọng và mô-men xoắn cần thiết để đảm bảo hiệu suất và độ bền của hệ thống.

Thời gian dừng: Xác định thời gian dừng cần thiết tại mỗi vị trí để thực hiện các thao tác như gia công, lắp ráp hoặc kiểm tra.

Điều kiện môi trường: Xem xét các yếu tố môi trường như nhiệt độ, độ ẩm, bụi bẩn và các yếu tố tác động khác có thể ảnh hưởng đến hiệu suất và độ bền của hệ thống.

CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ ĐỘNG LỰC HỌC TOÀN MÁY

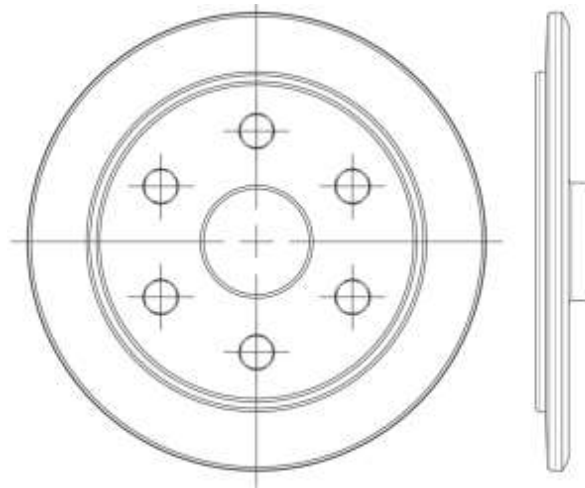
2.1 Các phương án thiết kế động học cho máy

Năng suất của máy : 20 sp/ph

Với sản phẩm lọc dầu ô tô (theo hình 2-1) có:

- Đường kính : $d = 70 \text{ mm}$
- Độ dày: $h = 8,5 \text{ mm}$
- Khối lượng: $m = 0,015 \text{ kg}$

Từ hình dạng phôi đã có, ta sẽ thiết kế để bám xác theo hình dạng phôi và tối ưu nhất.



Hình 2-1 Hình dạng phôi

- Nguyên lý làm việc

- + Bước 1: Phôi sẽ được cấp phôi bằng hệ thống tự động
- + Bước 2: Phôi được đưa đến vị trí taro
- + Bước 3: Phôi sẽ được kẹp chặt và taro
- + Bước 4: Phôi sau khi taro sẽ được đưa đến vị trí lấy phôi ra

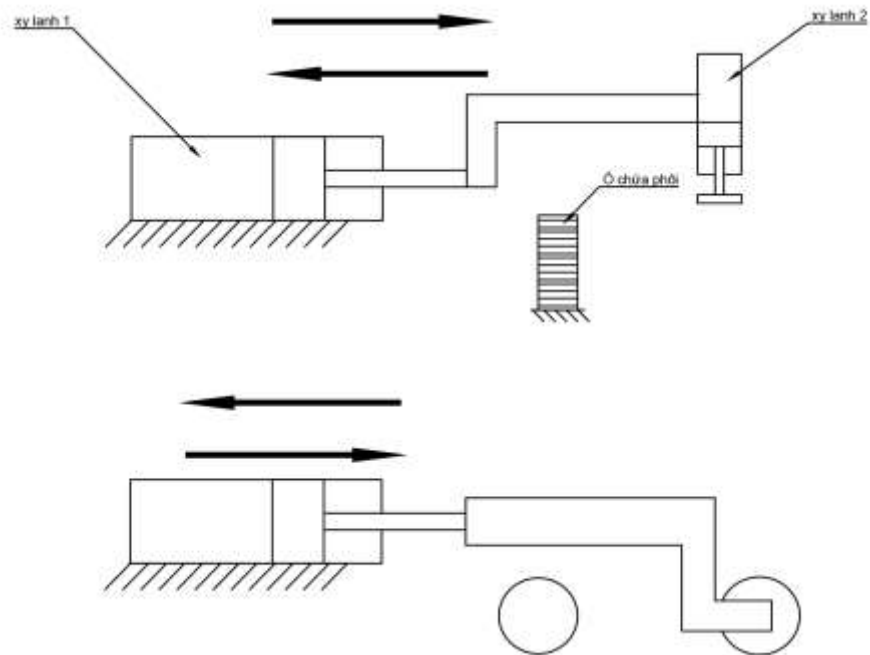
- Từ nguyên lý làm việc trên ta chia máy thành 4 cụm chính:

- + Cụm 1: Cụm cấp phôi
- + Cụm 2: Cụm đưa phôi đến vị trí taro
- + Cụm 3: Kẹp và lấy phôi
- + Cụm 4: Nâng hạ mũi taro

2.1.1 Cụm cấp phôi cho quá trình taro

a) Phương án 1:

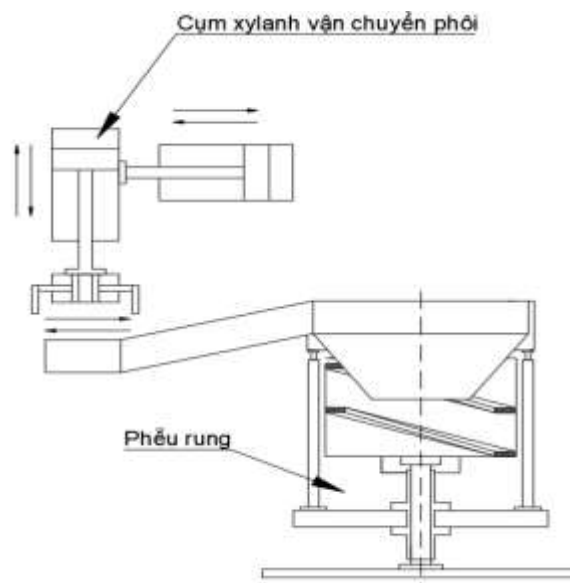
Phôi được sắp xếp vào ô chứa và sau đó được các xy lanh mang phôi vào vị trí



Hình 2-2 Cụm cấp phôi bằng xy lanh

b) Phương án 2

Phôi sẽ được đổ vào phễu rung cấp phôi tự động từ đó phễu rung sẽ tự cấp phôi và tự định hướng phôi sau đó được các xy lanh đưa phôi vào vị trí

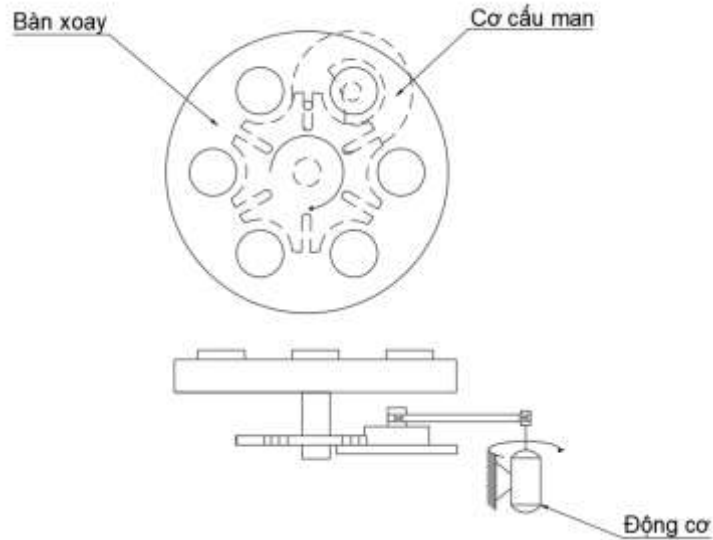


Hình 2-3 Cụm cấp phôi bằng phễu rung

2.1.2 Cụm vận chuyển phôi

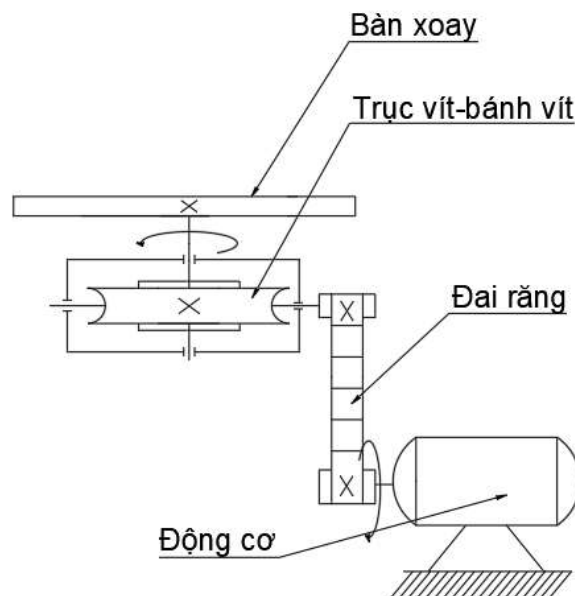
a) Phương án 1: Chuyển phôi bằng cơ cấu Man

Động cơ xoay sẽ truyền đến cơ cấu Man thông qua bánh đai. Khi bánh chủ động quay, các chốt trên bánh chủ động sẽ lần lượt đẩy vào các khe trên bánh. Sau đó, bánh Man dừng lại, chờ bánh chủ động quay đến chốt tiếp theo



Hình 2-4 Cụm chuyển phôi bằng cơ cấu Man

b) Phương án 2: Chuyển phôi bằng trục vít-bánh vít



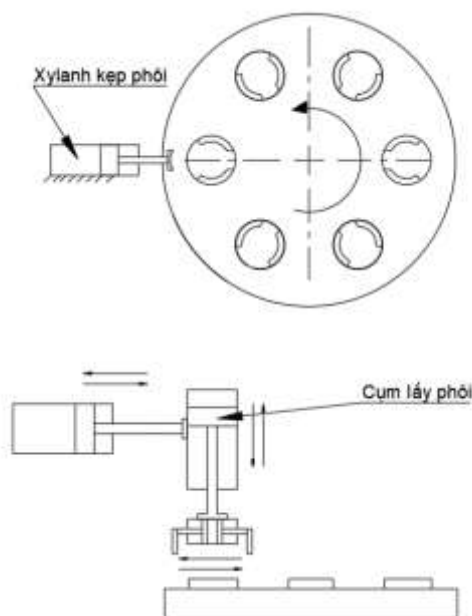
Hình 2-5 Cụm chuyển phôi bằng trục vít-bánh vít

Động cơ hoạt động cấp chuyển động cho bàn xoay thông qua đai răng và được giảm tốc bởi hộp giảm tốc trục vít bánh vít

2.1.3 Cụm kẹp và lấy phôi bằng xy lanh

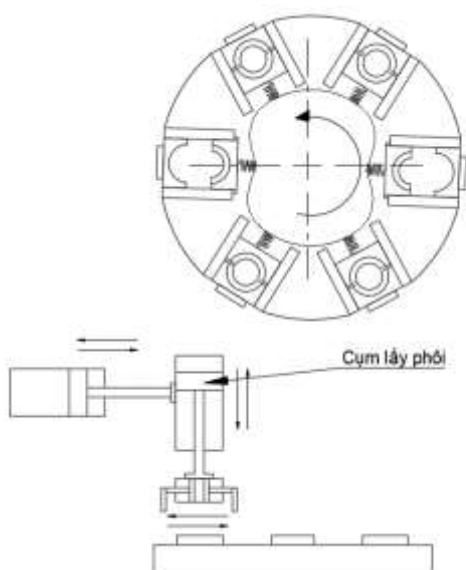
a) Phương án 1: Kẹp bằng xy lanh . Lấy phôi bằng xy lanh

Phôi được đưa tới vị trí taro, xy lanh kẹp sẽ kẹp chặt phôi cố định để taro. Sau khi taro bàn xoay di chuyển đưa phôi tới vị trí xy lanh lấy phôi



Hình 2-6 Phương án 1

b) Phương án 2 : Kẹp chặt bằng cơ cấu cam. Lấy phôi bằng xy lanh



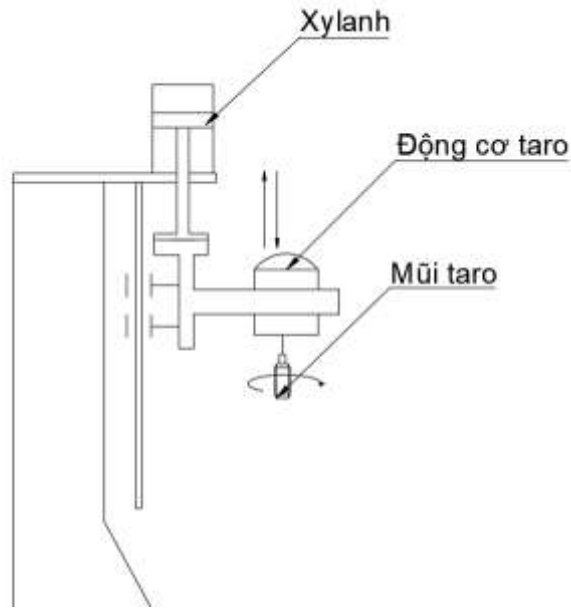
Hình 2-7 Phương án 2

Cơ cấu cam đứng yên bản xoay quay xung quanh, khi xoay tới vị trí lõm kẹp phôi sẽ được mở ra để cấp phôi và lấy phôi còn những vị trí còn lại được kẹp chặt thông qua lò xo

2.1.4 Phương án nâng hạ mũi taro

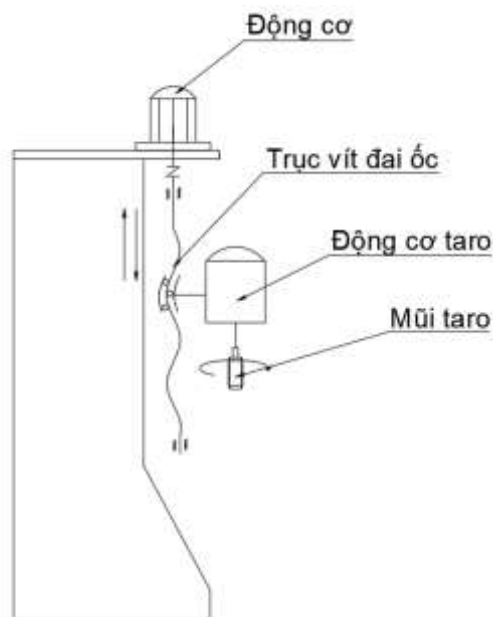
a) Phương án 1: Taro bằng hệ thống xylanh

Mũi taro sẽ được hạ xuống đến vị trí nhờ xylanh đẩy thông qua khớp trượt



Hình 2-8 Cụm nâng hạ bằng xylanh

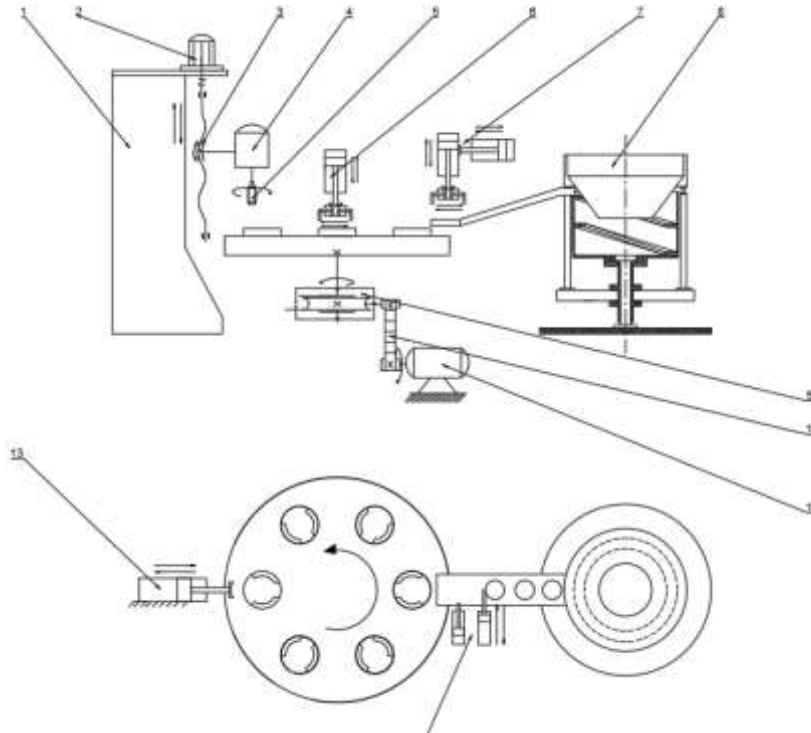
b) Phương án 2: Taro bằng hệ thống trục vít – me



Hình 2-9 Cụm nâng hạ bằng vít-me

Mũi taro được hạ đến vị trí taro nhờ động cơ tác động vào trục vít và làm đai ốc mang đầu taro hạ xún đến vị trí taro

2.1.5 Nguyên lý hoạt động của máy



13	Xylanh kẹp
12	Xylanh ngăn phôi
11	Động cơ
10	Đai răng
9	Bộ truyền trục vít bánh vít
8	Phễu rung
7	Cụm Xylanh cấp phôi
6	Cụm xylanh lấy phôi
5	Mũi taro
4	Động cơ taro
3	Trục vít - me
2	Động cơ vít me
1	Thân
STT	Tên chi tiết

Hình 2-10 Nguyên lý hoạt động

- Nguyên lý hoạt động của máy

Phôi sẽ đưa đồ vào phễu rung, theo máng dẫn và được định hướng để đến nơi làm việc. Phôi sẽ được điều tiết cho hợp lý nhờ 2 xy lanh ngăn phôi. Sau đó cụm lấy phôi sẽ lấy phôi đưa đến bàn xoay và được bàn xoay đưa đến nơi taro. Mũi taro được hạ xuống nhờ bộ truyền vít me. Sau khi taro xong bàn xoay đưa phôi đến vị trí lấy phôi

2.2 Thiết kế động lực học cho máy

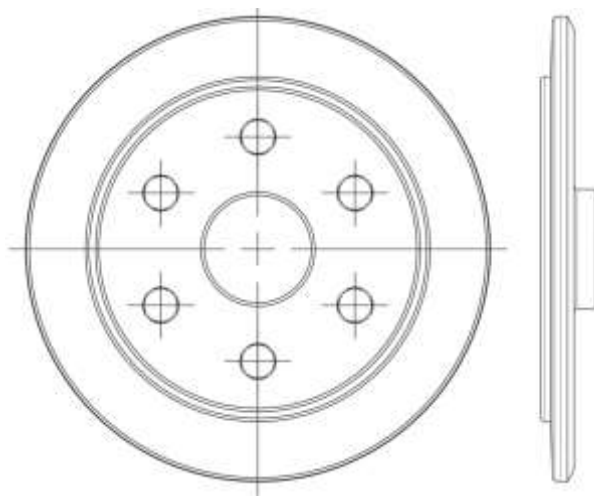
2.2.1 Động lực học cho cơ cấu phễu rung cấp phôi

a, Đặc tính của phôi:

Kích thước và hình dạng của phôi: Phôi có hình dạng tổ thể bên ngoài là hình tròn

Vật liệu: Phôi được làm từ thép CT45

Yêu cầu kỹ thuật của ren nắp viền là: Loại ren hệ met, bước ren $P=2\text{mm}$, chiều dài ren $8,5\text{mm}$ và cấp chính xác IT7



Hình 2-11 Hình dáng phôi

b, Năng suất của phễu cấp phôi

Thiết kế phễu cấp phôi tự động dạng rời rạc, có kích thước như hình, trọng lượng của phôi $Q=0,015(\text{kg})$. Yêu cầu mỗi lần đổ phôi vào phễu là 300 chi tiết.

Chọn phễu cấp phôi có dạng hình trụ:

Cơ cấu cấp phôi rung động phải đảm bảo cấp phôi liên tục cho máy và đảm bảo năng suất công nghệ(năng suất thực tế) Q_p của nó phải đảm bảo năng suất của máy Q_m khoảng 1,3 lần.

$$Q_p = K_1 \cdot Q_m = 1,3 \cdot 20 = 26 (\text{phoi} / \text{ph})$$

Trong đó:

- Q_m : 20 chiếc/phút

K_1 : là hệ số tăng năng suất của máy $K_1(1,3 \div 1,5)$

Tốc độ vận chuyển chi tiết theo máng của cơ cấu cấp phôi rung động:

$$V_C = \frac{(Q_p \cdot L)}{K_2 \cdot K_3} = \frac{26 \cdot 0,07}{0,4} = 4,55 (\text{m} / \text{ph})$$

Trong đó:

- L: là chiều dài của chi tiết
- K: Hệ số dự phòng năng suất

Với vận tốc dịch chuyển của phôi trên máng xoắn (mm/ph);

k: hệ số lấp đầy, phụ thuộc vào độ chính xác và độ nhám phôi, thường $k = 0,4 \div 0,9$.

Ví dụ, phôi loại đĩa láng không lớn thì $k = 0,8 \div 0,9$; phôi rèn làm vòng ở bị thì $k = 0,4 \div 0,5$; phôi dạng ốc vít thì $k = 0,1 + 0,2$.

Tốc độ dịch chuyển của phôi trên máng và có thể điều chỉnh bằng việc thay đổi khe hở 6 giữa khung điện và lõi nam châm hoặc thay đổi dòng điện trong mạch cung cấp điện cho nam châm điện. Theo Viện nghiên cứu chế tạo ô tô (Liên Xô cũ), khoảng cách tốt nhất giữa khung điện và lõi nam châm là khoảng $2 \div 5$ mm tùy theo kiểu phễu.

2.2.2 Động lực học cho cơ cấu trục chính máy

a, Tính toán công suất

Ta có năng suất làm việc của máy là :20 cái/ph

Ta công suất của động cơ được xác định theo công thức sau:

$$N = \frac{M.n}{9750}$$

Trong đó:

- N: là công suất của động cơ(kW)
- M: là momen xoắn (N.m)
- n: là số vòng quay của trục chính(vg/ph)

Ta cần tính vận tốc cắt khi gia công lỗ có $D=18$ mm ta có bảng sau được ra theo [6], trang 171.

Bảng 2-1 Chế độ dao cắt

Kích thước danh nghĩa của ren M, mm	Bước ren P, mm						
	0,5	0,75	1	1,25	1,5	2	3
	Tốc độ cắt V, m/ph						
M3-M6	6	7	8	-	-	-	-
M8-M10	7	8	9	9	10	-	-
M12-M16	8	9	10	10	11	11	-
M18-M24	9	10	11	-	13	13	12
$a \geq M27$	-	11	12	-	14	13	13

Ta chọn vận tốc cắt $V= 13$ m/ph với bước ren $P=2$ mm

Số vòng quay tính toán:

$$n = \frac{1000V}{\pi D} = \frac{1000.13}{\pi.18} = 229,89 \text{ (vg / ph)}$$

Với năng suất 20 cái/phút thì 1 cái là 0,05 phút

$$T_o = \frac{L+L_1+L_2}{S.n} + \frac{L+L_1+L_2}{S.n} = \frac{8,5+2+4}{2.n} + \frac{8,5+2+4}{2.n} = 0,05(ph)$$

Vậy số vòng quay cần là $n=290$ (vg/ph)

Ta có chiều sâu cắt :

$$t = \frac{(D-d)}{2} = \frac{18-16}{2} = 1\text{mm}$$

Momen xoắn M_x khi cắt ren bằng taro:

$$M_x = 10.C_M.D^q.P^y.k_{mp}$$

Trong đó: P – bước ren, mm

D – đường kính danh nghĩa của ren, mm.

Các hệ số C_M cũng như các số mũ được giới thiệu trong bảng 5-51 [6]

Ta có:

Bảng 2-2 Các hệ số mũ liên quan

C_M	q	y	k_{mp}
0,027	1,4	1,5	1

$$M_x = 10.C_M.D^q.P^y.k_{mp} = 10.0,027.18^{1,4}.2^{1,5}.1 = 43,68.(N.m)$$

Ta tính được công suất động cơ:

$$N = \frac{M.n}{9750} = \frac{43,68.290}{9750} = 1,3(kW)$$

Theo công thức kinh nghiệm thì N_c chiếm 80-90% $N_{đc}$

Nên để đơn giản trong tính toán ta có thể tính gần đúng công suất động cơ điện theo công thức sau.

$$N_{đc} = \frac{N}{\eta} = \frac{1,3}{0,9} = 1,4(kW)$$

Ta chọn động cơ motor General Purpose Motors, động cơ trục chính được làm mát 1,5kW Tốc độ cao ER11 220V Khắc CE 24000RPM, có khối lượng 3,6 kg

b) *Tính lực dọc trục khi taro*

Công thức tính lực dọc trục khi taro là:

Bảng 2-3 Các hệ số mũ liên quan

C_p	q	y	k_p
68	1	0,7	1

$$F_o = C_p.D^q.S^y.k_p = 68.18^1.2^{0,7}.1 = 1988,4(N)$$

c) *Tính toán động học cho bàn xoay*

Thông số đầu vào của bàn xoay:

- Đường kính bàn xoay: 600mm
- Chiều dày của bàn xoay: 20mm

- Vật Liệu thép C45: có khối lượng riêng là 7.850 kg/m^3

Khối lượng của bàn xoay:

$$m = V.D = \pi.r^2.h.D = 44,39(\text{kg})$$

Momen quán tính của bàn xoay:

$$I = \frac{1}{2}m.r^2 = \frac{1}{2}.44,39.0,3^2 = 3(\text{kg.m}^2)$$

Momen quán tính của đồ gá:

$$I = m.r^2 = 6.3.2.0,25^2 = 1,87(\text{kg.m}^2)$$

$$I = m.r^2 = 6.4.0,25^2 =$$

Vì bàn xoay có 6 vị trí taro nên mỗi lần xoay bàn xoay sẽ xoay 1 góc là 60° và thời gian từ vị trí cấp phôi đến chỗ taro là 0.3 s:

$$\theta = \omega_0 + \frac{1}{2}\alpha.t^2$$

$$\text{Vì } \omega_0 = 0 \text{ thì: } \theta = \frac{1}{2}\alpha.t^2 \Rightarrow \alpha = 2 \cdot \frac{\frac{\pi}{3}}{(0.3)^2} = 23,27 \text{ rad / s}^2$$

Từ đó ta tính được momen xoắn

Momen xoắn của bàn xoay

$$M = I.\alpha = (3+1,87).23,27 = 130,78 \text{ N.m}$$

$$M = I.$$

Tính vận tốc góc mâm xoay:

$$\omega = \frac{\theta}{t} = \frac{\pi}{3} : 0,3 = 3,49 \text{ rad / s}$$

Vận tốc dài của mâm xoay:

$$v = \omega.r = 3,49.0,3 = 1,047(\text{m / s}) = 62,82(\text{m / s})$$

Tính tốc độ quay của mâm xoay:

$$n = \frac{1000.V}{\pi.D} = 33,3 (\text{vg / ph})$$

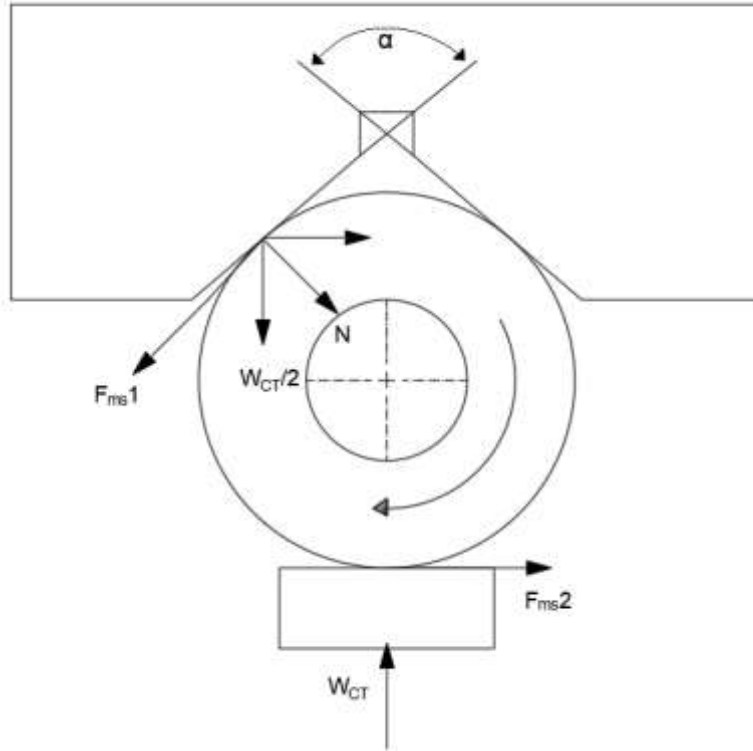
Ta tính được công suất truyền động

$$N = \frac{M.n}{9,55.10^6} = \frac{130,76.33,3.1000}{9,55.10^6} = 0,46(\text{kW})$$

Chọn động cơ có số vòng quay của hãng Toàn Phát có số vòng quay là 1500v/ph và công suất là 1,1Kw.

2.2 Tính lực kẹp khi taro

2.2.1 Tính toán xy lanh kẹp phôi



Hình 2-12 Phân tích lực

Từ phân tích lực trên ta được :

$$\frac{W_{CT}/2}{N} = \sin \frac{\alpha}{2}$$

$$N = \frac{W_{CT}}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}$$

Ta có:

$$F_{ms1} = f_{1 \cdot W_{CT}}$$

$$F_{ms2} = f_2 \cdot N$$

Trong đó:

f_1 là hệ số ma sát của phôi $f_1 = 0,15$

f_2 là hệ số ma sát của mỏ kẹp $f_2 = 0,5$

Để chống lại momen xoắn của do lực cắt dây ra có xu hướng làm xoay chi tiết :

- Phương trình cân bằng momen :

$$k.M_x = F_{ms1} \cdot \frac{D}{2} + 2F_{ms2} \cdot \frac{D}{2}$$

$$k.M_x = f_{1.WCT} \cdot \frac{D}{2} + 2.f_2 \cdot \frac{W_{CT}}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}} \cdot \frac{D}{2}$$

$$\Rightarrow W_{CT} = \frac{2k.M_x \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}{f_1 \cdot D + f_2}$$

Trong đó :

K – hệ số an toàn

- Công thức : $K=k_0.k_1.k_2.k_3$. k_0 : Hệ số an toàn chung trong mọi trường hợp $k_0=1,5 \div 2$ (ta chọn $k_0 = 1.5$)
 - k_1 : Hệ số kể đến lượng dư không đều, khi gia công thô $k_1= 1,2$; khi gia công tinh $k_1= 1,0$. => ta chọn $k_1= 1$
 - k_2 : Hệ số xét đến dao cùn làm lực cắt tăng , $k_2=1,0 \div 1,9$. (ta chọn $k_2 = 1$ vì chọn dao hợp kim)
 - k_3 : Hệ số xét đến vì cắt không liên tục làm lực cắt tăng , $k_3=1,2$ (Cắt liên tục)
- ⇒ $K= 1.8$

$$W_{ct} = \frac{2.1,8.43,68.\sin 60}{0,15.0,07 + 0,5} = 270(N)$$

CXS2□20	64	25	62	23	11.5	2 x M5 x 0.8	50	28	6	12	12	30	2 x ø5.5 through 2 x ø9.5 counterbore depth 5.3	2 x M4 x 0.7 thread depth 6	ø10	50
CXS2□25	80	30	78	28	14	2 x M6 x 1.0	60	35	6	12	12	30	2 x ø6.9 through 2 x ø11 counterbore depth 6.3	2 x M5 x 0.8 thread depth 7.5	ø12	59.6
CXS2□32	98	38	96	36	18	2 x M6 x 1.0	75	44	8	16	14	30	2 x ø6.9 through 2 x ø11 counterbore depth 6.3	2 x M5 x 0.8 thread depth 8	ø16	75

Model	Q	QQ	R	T	TT	U	UU			V	W
							Nil	TN	TF		
CXS2□20	7.75	12.5	45	9.5	6.5	8	4 x M5 x 0.8	—	—	8 x M4 x 0.7 thread depth 5.5	2 x M6 x 1.0 thread depth 10
CXS2□25	8.5	15	46	13	9	9	4 x Rc1/8	4 x NPT1/8	4 x G1/8	8 x M5 x 0.8 thread depth 7.5	2 x M8 x 1.25 thread depth 12
CXS2□32	9	19	56	20	11.5	10				8 x M5 x 0.8 thread depth 7.5	2 x M8 x 1.25 thread depth 12

Dimensions by Stroke

Symbol Stroke	SS	Z					ZZ
		10, 15, 20, 25	30, 35, 40, 45, 50	60, 70, 75, 80, 90, 100	110, 120, 125, 150	175, 200	
CXS2□20	70	30	40	60	80	100	94
CXS2□25	72	30	40	60	80	100	96
CXS2□32	82	40	50	70	90	110	112

Hình 2-13 Thông số xy lanh kẹp chặt

Chọn xy lanh **CSX32** của công ty SMC [7] có đường kính $D= 32$ và $d=16$ với áp suất P là $0.5(MPA)$

Lực tác động khi piston đẩy ra :

$$F = \left(\frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \cdot p \cdot n \right) \cdot 2 = \left(\frac{\pi}{4} \times (32^2 - 16^2) \cdot 0.5 \cdot 85\% \right) \cdot 2 = 512 (N)$$

Với: n là hiệu suất (n=85%)

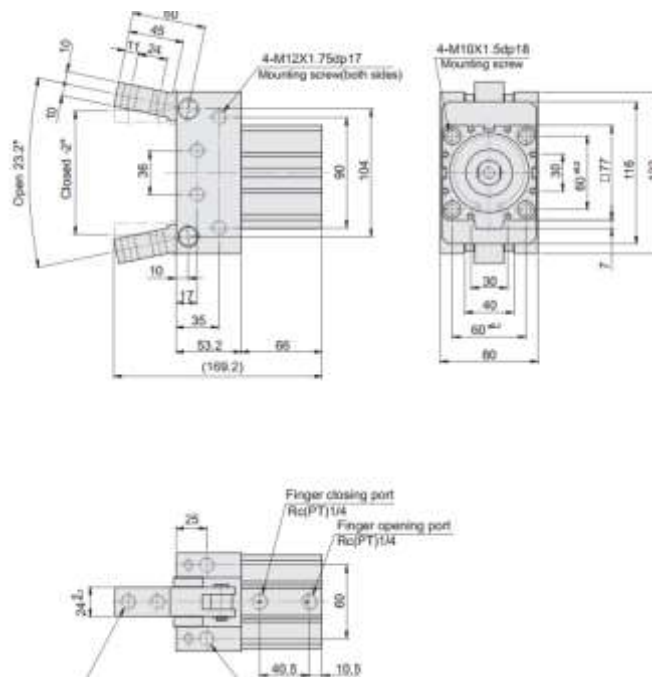
2.2.2 Tính toán xylanh lấy phôi và cấp phôi

Khối lượng phôi

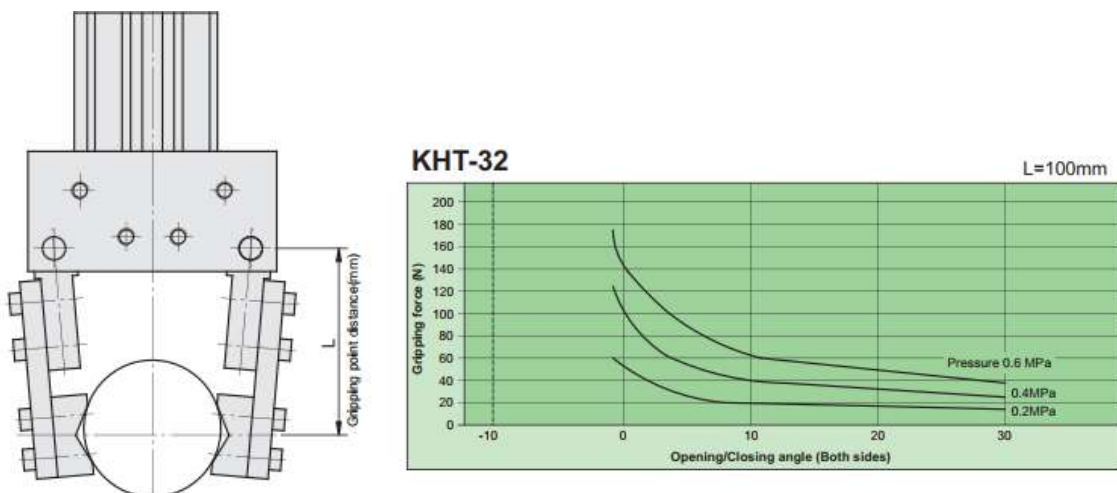
$$m = P \cdot V = 7850 \cdot \pi \cdot 0.035^2 \cdot 0.0035 = 0,134 \text{ kg}$$

Lực kẹp cần thiết của xylanh là

$$F = m \cdot g = 0,134 \cdot 10 = 1,34$$



Hình 2-14 Thông số xylanh lấy phôi và cấp phôi



Hình 2-15 Biểu đồ tác dụng lực ở từng góc độ

Ta chọn Xylanh kẹp **KHT-32** của công ty Chanto [8] với $D = 32$ mm khối lượng 0,8kg với áp suất $p = 0,2$ Mpa

Góc kẹp của xy lanh là 0° với áp suất $P = 0,2$ Mpa thì lực tác động lên phôi là khoảng 40 N lớn hơn lực cần thiết để nâng phôi

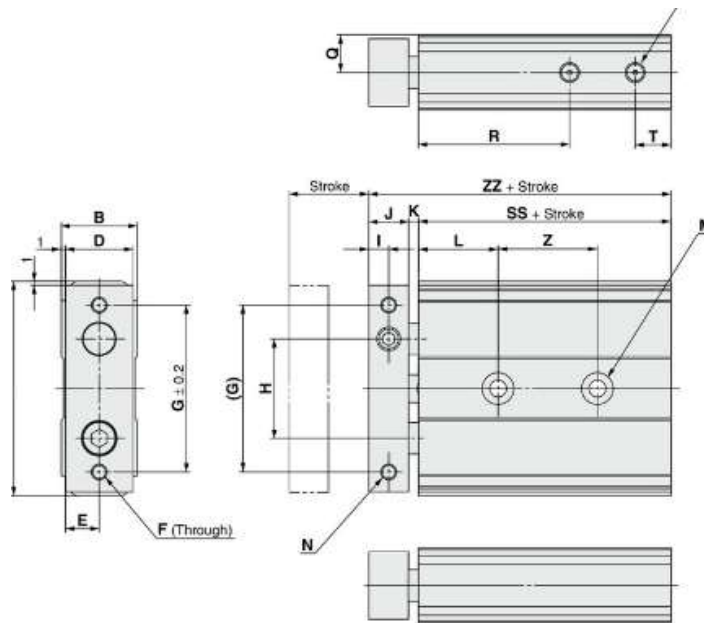
2.2.3 Tính toán xylanh nâng hạ cấp và lấy phôi

Lực đẩy cần thiết của xylanh là

$$F = F_{XL1} + F_{phôi} + F_{Khác}$$

Ta có khối lượng xylanh 1 bằng 0,8kg và khối lượng của cố định xylanh là 0,5kg

$$F = 0,8.10 + 0,125.10 + 0,5.10 = 14,23 N$$



Hình 2-16 Thông số xylanh

Bore size (mm)	A	B	ZZ	C	D	E	F	G	H	I	J	K	L	M	N	NN	Q	R	T	U	SS
15	54	19	70	52	17	8.5	2 x M5 x 0.8	42	25	5	10	2.5	20	2 x ø4.5 through 2 x 2 x ø8 counterbore with depth 6.3	2 x M4 x 0.7 with thread depth 6	ø8	9.5	38	9	2 x M5 x 0.8 with thread depth 4	57.5
20	62	24	84	60	22	11	2 x M5 x 0.8	50	29	6	12	4.5	25	2 x ø5 through 2 x 2 x ø8.5 counterbore with depth 5.3	2 x M4 x 0.7 with thread depth 6	ø10	12	45	9	2 x M5 x 0.8 with thread depth 4	67.5
25	73	29	87	71	27	13.5	2 x M6 x 1.0	60	35	6	12	4.5	30	2 x ø6.5 through 2 x 2 x ø11 counterbore with depth 6.3	2 x M5 x 0.8 with thread depth 7.5	ø12	14.5	46	9	2 x M5 x 0.8 with thread depth 4	70.5
32	94	37	100.5	92	35	17.5	2 x M6 x 1.0	75	45	8	16	4	30	2 x ø6.5 through 2 x 2 x ø11 counterbore with depth 6.3	2 x M5 x 0.8 with thread depth 7.5	ø16	18.5	56	10	2 x Rc1/8 with thread depth 5	80.5

Bore size (mm)	Z				
	10	20	30	40	50
15	25	35	45	55	
20	30	40	60	60	
25	30	40	60	60	
32	40	50	70	70	

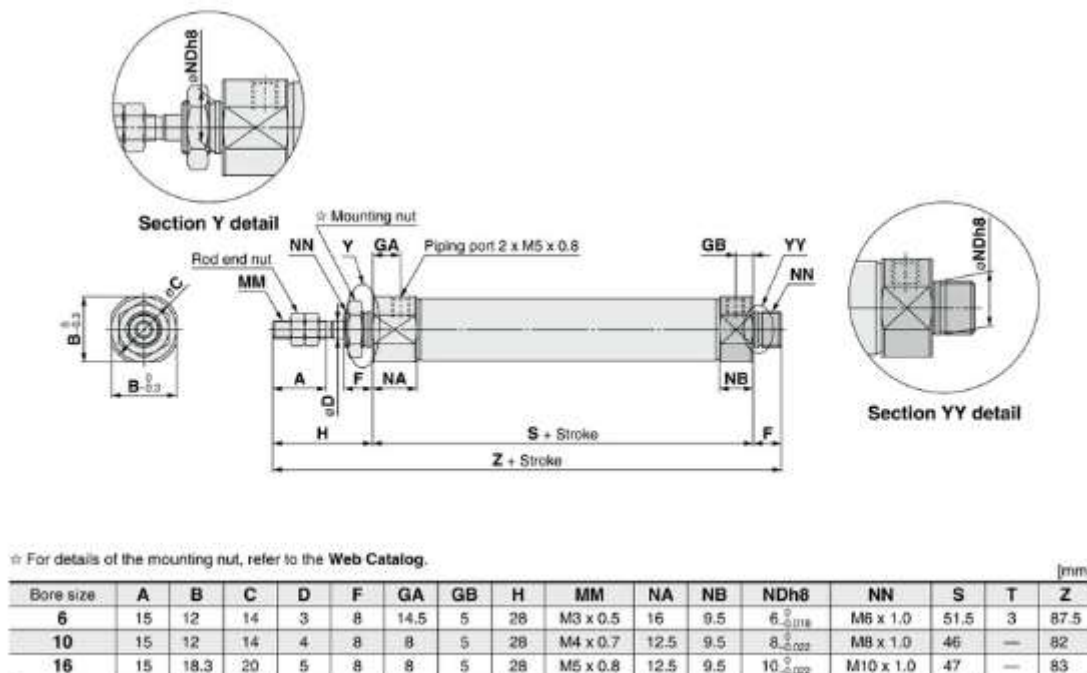
Hình 2-17 Thông số xylanh

Ta chọn Xylanh **CY1L25** của công ty SMC [7] có đường kính $D = 25\text{mm}$ đường kính piston $d = 14\text{mm}$ với áp suất $p = 0,2\text{ Mpa}$

Lực tác động khi piston đẩy ra :

$$F = \left(\frac{\pi}{4} \times (D^2 - d^2) \cdot p \cdot n \right) \cdot 2 = \left(\frac{\pi}{4} \times (25^2 - 14^2) \cdot 0.2 \cdot 85\% \right) \cdot 2 = 115 (N)$$

2.2.5 Xylanh ngăn phôi



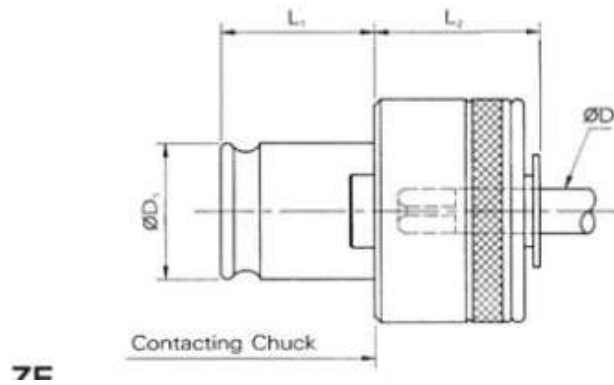
Hình 2-20 Thông số xylanh ngăn phôi

Chọn xylanh CJ2B6 của SMC [7] có đường kính $D = 10\text{mm}$ $d = 4\text{mm}$

2.2.6 Chọn collet đầu kẹp mũi taro

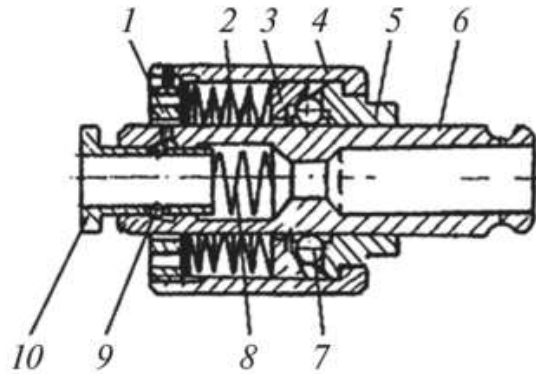
Size	Thread	Tap Shank		Ø D1	L1	L2	ORDER NO.	CODE NO.
		ØD	□					
TC 820 (#2)	M7	6.2	5	31	36	30.5	820-01	3404-230
	M8	6.2	5				820-02	3404-231
	M9	7	5.5				820-03	3404-232
	M10	7	5.5				820-04	3404-233
	M11	8	6				820-05	3404-234
	M12	8.5	6.5				820-06	3404-235
	M14	10.5	8				820-07	3404-226
	M15	10.5	8				820-08	3404-237
	M16	12.5	10				820-09	3404-238
	M17	13	10				820-10	3404-239
	M18	14	11				820-11	3404-240
	M20	15	12				820-12	3404-241
	M22	17	13				820-13	3404-242
	UNC 3/8	7	5.5				820-14	3404-243

Hình 2-21 Thông số collet



Hình 2-22 Collet đầu kẹp

Chọn TC-820-11 của công ty VERTEX có đường kính taro M18



Hình 2-23 Mặt cắt Collet

CHƯƠNG 3: THIẾT KẾ MỘT SỐ CHI TIẾT CHÍNH

3.1 Tính toán bộ truyền trục vít bánh vít cho bàn xoay cấp phối

Phân phối tỷ số truyền

$$n = \frac{1500}{33} = 45$$

Ta có: $u_{tv}=15$

Để chọn u_{br} ta dựa vào hình 3.25, trang 48 [10]. Vì là cặp bánh răng thẳng nên ta chọn $C=0,9$. Dựa vào $u_h=45$ nên ta chọn $u_{br}=2$. Thay lại công thức(2) ta được:

$$u_{tv} = \frac{u_h}{u_d} = \frac{45}{3} = 15$$

Xác định công suất, momen xoắn và số vòng quay trên các trục

Bảng 3-1 Bảng thông số

Trục Thông số	Động cơ	I	II
	Công suất P(kW)	0,62	0,587
Tỷ số truyền	3		15
Số vòng quay n (vg/ph)	1500	500	33,3
Momen xoắn T(N.mm)	3947,33	11211,7	133355,85

3.1.1 Thiết kế bộ truyền ngoài

a) Xác định thông số bộ truyền đai thang:

Thông số đầu vào: công suất $P_1=P_{dc}=0,62(Kw)$

$T_{dc}=3947,33(N/mm)$

$n_{dc}=1500(vòng/phút)$

$u_d=3$

Chọn loại đai thường

Chọn tiết diện đai A với bảng thông số 4.3[1]

Bảng 3-2 Tiêu chuẩn chọn loại đai

Kí hiệu tiết diện đai	H	h_0	t	e	$\varphi = 34^\circ$		$\varphi = 36^\circ$		$\varphi = 38^\circ$		$\varphi = 40^\circ$	
					d	b_1	d	b_1	d	b_1	d	b_1
O	10	2,5	12	8	63 ... 71	10	80... 100	10,1	112 ... 160	10,2	≥ 180	10,3
A	12,5	3,3	15	10	90 ... 112	13,1	125... 160	13,3	180 ... 400	13,4	≥ 450	13,5
B	16	4,2	19	12,5	125 ... 160	17	180... 224	17,2	250 ... 500	17,4	≥ 560	17,6
B	21	5,7	25,5	17	200	22,7	224... 315	22,9	355 ... 630	23,1	≥ 710	23,3
YO	12,5	2,5	12	8	63 ... 80	10	-	-	> 80	10,2	-	-
YA	16	3	15	10	90 ... 112	12,8	-	-	>112	13,1	-	-
YB	21	4	19	12,5	140 ... 180	16,4	-	-	>180	16,7	-	-
YB	24	5	26	17	224 ... 315	22	-	-	>315	22,4	-	-

Xác định đường kính bánh đai:

Chọn theo tiêu chuẩn B.4.21, ta được $d_1=160$

Kiểm tra vận tốc:

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60000} = 12,57(m/s) \quad v_{\max}=25(m/s)$$

$\Rightarrow d_1$ thỏa mãn

$$d_2 = u \cdot d_1(1 - \varepsilon) = 3 \cdot 160 \cdot (1 - 0,03) = 465,6 (mm)$$

Trong đó hệ số trượt $\varepsilon=0,02 \div 0,04$, ta chọn $\varepsilon=0,03$

Chọn theo tiêu chuẩn $d_2=450(mm)$

Tỉ số truyền thực tế:
$$u_t = \frac{d_2}{d_1(1 - \varepsilon)} = \frac{450}{160(1 - 0,03)} = 2,9$$

Sai lệch tỉ số truyền:
$$\Delta u = \left| \frac{u_t - u}{u} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{2,9 - 3}{3} \right| \cdot 100\% = 3,3\% < 4\%, \rightarrow d_2 \text{ thỏa}$$

Xác định chiều dài đai và khoảng cách trục :

Dựa vào $u_t=2,9$, tra bảng 4.14[1] ta chọn $a/d_2=1$

$$\rightarrow a_{sb} = 1 \cdot d_2 = 1 \cdot 450 = 405 (mm)$$

Chiều dài đai:

$$L = 2 \cdot a_{sb} + \pi \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a_{sb}} = 2 \cdot 405 + \pi \cdot \frac{160 + 450}{2} + \frac{(450 - 160)^2}{4 \cdot 450} = 1814,9(mm)$$

Dựa vào bảng 4.13[1] ta chọn L theo tiêu chuẩn L=1800(mm)

Số vòng quay của đai:

$$i = \frac{v}{L} = \frac{12,57}{18} = 0,69 \leq i_{max} = 10(\text{mm})$$

Tính lại khoảng cách trục a: $a = \frac{k + \sqrt{k^2 + 8\Delta^2}}{4}$

$$\text{Với: } k = L - \pi \frac{(d_2 + d_1)}{2} = 2500 - \pi \cdot \frac{(450 + 160)}{2} = 1541,81$$

$$\Delta = \frac{(d_2 - d_1)}{2} = \frac{450 - 160}{2} = 145$$

$$a = \frac{1541,81 + \sqrt{1541,81^2 - 8 \cdot 145^2}}{4} = 757(\text{mm})$$

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

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

$$343,5 \leq 757 \leq 1220$$

Vậy a thỏa điều kiện

Xác định góc ôm của bánh đai góc nhỏ:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{57^\circ (d_2 - d_1)}{a} = 180^\circ - \frac{57^\circ (450 - 160)}{757} = 158^\circ$$

$$\alpha_1 \geq 120^\circ$$

Vậy góc ôm α_1 thỏa điều kiện.

Tính số đai Z

$$Z = \frac{p \cdot k_d}{[p_o] \cdot C_\alpha \cdot C_L \cdot C_u \cdot C_z} = \frac{0,62 \cdot 1}{2,34 \cdot 0,95 \cdot 1,1 \cdot 1,14 \cdot 1} = 0,24$$

Chọn z=1

$$\text{Lực căng đai ban đầu: } F_0 = \frac{780 \cdot k \cdot P_1}{v \cdot C_\alpha \cdot z} + F_v$$

$$\text{Lực căng do lực li tâm sinh ra: } F_v = q_m \cdot v^2 = 0,105 \cdot 12,57^2 = 16,6 (\text{N})$$

$$\Rightarrow F_0 = \frac{780 \cdot k \cdot P_1}{v \cdot C_\alpha \cdot z} + F_v = \frac{780 \cdot 1 \cdot 0,62}{12,57 \cdot 0,95 \cdot 1} + 16,6 = 57,1 (\text{N})$$

Lực tác dụng lên trục bánh đai:

$$F_r = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin(\alpha_1 / 2) = 2 \cdot 57,1 \cdot 1 \cdot \sin(158 / 2) = 112,1 (\text{N})$$

3.1.2 Thiết bộ truyền trong:

a) Thông số đầu vào:

Bộ truyền trục vít – bánh vít:

Các thông số đầu vào:

$$u_2=15; P_2 = 0,587kW.$$

$$n_2 = 500(\text{vg/ph}); n_3=33,3(\text{vg/ph})$$

$$T_1= 11211,7 \text{ Nmm}, T_2=133355,85 \text{ Nmm}$$

b) Chọn vật liệu:

Vận tốc trượt theo công thức 7.1[1] tr147:

$$V_s = 4,5 \cdot n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot 500 \cdot \sqrt[3]{133355,85} = 1,15(\text{m/s})$$

Ta có : $V_s < 2(\text{m/s})$ sử dụng vật liệu làm bánh vít là gang xám tương đối mềm C Ψ 15-32.

Để chế tạo bánh vít có $\sigma_b = 150\text{MPa}$; $\sigma_{bu} = 320\text{MPa}$. bảng 7.1[1]

Sử dụng thép C45 để chế tạo trục vít, tôi bề mặt đạt độ cứng HRC45

c) Xác định ứng suất tiếp cho phép $[\sigma_H]$:

Theo bảng 7.2[1] tr148 với bánh vít C Ψ 18-36

Ta có Với $V_s = 1,15\text{m/s}$, $[\sigma_H] = 155,5 \text{ MPa}$

Ứng suất uốn cho phép theo 7.6[1] ta có

$$[\sigma_F] = 0,12 \sigma_{bu} = 0,12 \cdot 320 = 38,4(\text{Mpa})$$

Trong đó:

Ứng suất khi quá tải theo 7.14[1]

$$[\sigma_H]_{max} = 1,5 [\sigma_H] = 1,5 \cdot 155,5 = 233,25(\text{Mpa})$$

$$[\sigma_F]_{max} = 0,6 \cdot \sigma_b = 0,6 \cdot 180 = 108(\text{Mpa})$$

Xác định các thông số bộ truyền

Khoảng cách trục

Với $u_2=15$, chọn $z_1 = 2 \Rightarrow z_2 = u_2 \cdot z_1 = 30 > Z_{min} = 26 \div 28$ răng (tránh cắt chân răng).

Chọn sơ bộ $q = 0,25$. $z_2 = 0,25 \cdot 30 = 7,5$, $K_H = 1,2$ chọn $q=9$

Theo bảng 7.3[1] ta có $a_{w2} = (z_2 + q) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{Z_2 \cdot [\sigma_H]}\right) \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{q}}$

$$a_{w2} = (30 + 8) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{30 \cdot 129,2}\right)^2 \cdot \frac{133355,85}{8}} = 120,73\text{mm}$$

Lấy $a_w=107\text{mm}$

Modun dọc trục vít theo 7.17[1]

$$m_2 = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2.120,73}{30+8} = 6,35mm$$

Theo tiêu chuẩn chọn $m = 6,3mm$

$$\text{Khi đó } a_w = \frac{m}{2}(z_2 + q) = \frac{6,3}{2} \cdot (30+8) = 119,7mm$$

Lấy $a_{w2} = 95mm$ khi đó hệ số dịch chỉnh là:

$$X = \frac{a_w 2}{m 2} - 0,5(q + z_2) = \frac{119,7}{6,3} - 0,5(8+30) = 0(mm)$$

Thoả mãn điều kiện $-0,7 < x < 0,7$.

d) Kiểm nghiệm răng bánh vít:

Tính lại vận tốc trượt 7.20[1]

$$V_s = \frac{\pi \cdot d_w 2 \cdot n 2}{60000 \cdot \cos \gamma_w}$$

$$\text{Với } d_w 2 = m(q + 2x) = 6,3 \cdot (8+2 \cdot 0) = 50,4mm$$

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2x} = \arctg \frac{2}{8 - 2 \cdot 0} = 14^\circ 2'$$

$$\text{Do đó } \Rightarrow v_s = \frac{3,14 \cdot 50,4 \cdot 4.500}{60000 \cdot \cos 14^\circ 2'} = 1,35(m/s)$$

Đường kính của vòng lăn của trục vít:

Theo bảng 7.6[1] với $V_s = 1,36(m/s)$ thì chọn cấp chính xác cho bộ truyền trục vít là cấp 9 với $V_s = 1,36(m/s)$, cấp chính xác 9 tra bảng 7.7[1] ta được $K_{Hv} = 1,3$

Với tải trọng không thay đổi $K_{H\beta} = 1$

Theo công thức 7.23[1] Tr152

* K_H : Hệ số tải trọng, $K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\beta} = 1 \cdot 1,3 = 1,3$

\Rightarrow Ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2 + q}{a_w}\right)^3 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{q}} = \frac{170}{30} \sqrt{\left(\frac{30+8}{119,7}\right)^3 \cdot \frac{133355,85 \cdot 1,3}{8}} = 149,2(Mpa)$$

Như vậy

$$\sigma_H < 155,5(MPa) = [\sigma_H]$$

\Rightarrow Bộ truyền làm việc đảm bảo điều kiện bền tiếp xúc

e) Kiểm nghiệm độ bền uốn

Ứng suất uốn sinh ra tại chân răng bánh vít phải thoả mãn điều kiện:

Theo 7.26[1] tr154 :

Trong đó:

$$\sigma_F = \frac{1,4.T_2.Y_F.K_F}{b_2.d_2.m_n} \leq [\sigma_F]$$

Tra bảng 7.9[1] tr155, ta có các thông số của bộ truyền trục vít – bánh vít :

Chiều rộng bánh vít: Với $Z_1 = 2 \Rightarrow b_2 \leq 0,75.d_{a1}$

Với d_{a1} : đường kính vòng đỉnh, $d_{a1} = m.(q + 2) = 6,3.(8 + 2) = 63(\text{mm})$

$$b_2 \leq 0,75.63 = 47,25(\text{mm}), \text{ chọn } b_2 = 48(\text{mm})$$

Ta có: $Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3(\gamma_w)} = \frac{30}{\cos^3(14^{\circ}2')} = 32,8$

Tra bảng 7.8[1] tr154 , tra được $Y_F=1,69$

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$ - hệ số tải trọng, với $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, $K_{Fv} = K_{Hv}$

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1.1,3 = 1,3$$

Ta có:

- d_2 - Đường kính vòng chia bánh vít: $d_2 = m.Z_2 = 6,3.30 = 189(\text{mm})$

- m_n - Mô đun pháp của răng bánh vít: $m_n = m_2 \cdot \cos \gamma = 6,3 \cdot \cos(14^{\circ}2') = 6,11(\text{mm})$

$$\Rightarrow \sigma_F = \frac{1,4.T_2.Y_F.K_F}{b_2.d_2.m_n} = \frac{1,4.133355,85.1,69.1,3}{48.189.6,11} = 7,4(\text{MPa})$$

Vậy $\sigma_F = 7,4(\text{MPa}) < 38,4(\text{MPa}) = [\sigma_F]$

Thoả mãn điều kiện bền uốn

3.1.2 Thiết bộ truyền trong

a) Thông số đầu vào

$u_2 = 15$; $P_2 = 0,587\text{kW}$.

$n_2 = 500(\text{vg/ph})$; $n_3 = 33,3(\text{vg/ph})$

$T_1 = 11211,7 \text{ Nmm}$, $T_2 = 133355,85 \text{ Nmm}$

b) Chọn vật liệu

Vận tốc trượt theo công thức 7.1 [10]tr147:

$$V_s = 4,5 \cdot n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-5} \cdot 500 \cdot \sqrt[3]{133355,85} = 1,15 (\text{m/s})$$

Ta có : $V_s < 2 (\text{m/s})$ sử dụng vật liệu làm bánh vít là gang xám tương đối mềm C45 15-32.

Để chế tạo bánh vít có $\sigma_b = 150 \text{MPa}$; $\sigma_{bu} = 320 \text{MPa}$. bảng 7.1 [10]

Sử dụng thép C45 để chế tạo trục vít, tôi bề mặt đạt độ cứng HRC45

c) *Xác định ứng suất tiếp cho phép $[\sigma_H]$*

Theo bảng 7.2 [10] tr148 với bánh vít C45 18-36

Ta có Với $V_s = 1,15 \text{m/s}$, $[\sigma_H] = 155,5 \text{MPa}$

Ứng suất uốn cho phép theo 7.6[1] ta có

$$[\sigma_F] = 0,12 \sigma_{bu} = 0,12 \cdot 320 = 38,4 (\text{Mpa})$$

Trong đó:

Ứng suất khi quá tải theo 7.14 [10]

$$[\sigma_H]_{max} = 1,5 [\sigma_H] = 1,5 \cdot 155,5 = 233,25 (\text{Mpa})$$

$$[\sigma_F]_{max} = 0,6 \cdot \sigma_b = 0,6 \cdot 180 = 108 (\text{Mpa})$$

Xác định các thông số bộ truyền

Khoảng cách trục

Với $u_2 = 15$, chọn $z_1 = 2 \Rightarrow z_2 = u_2 \cdot z_1 = 30 > Z_{min} = 26 \div 28$ răng (tránh cắt chân răng).

Chọn sơ bộ $q = 0,25 \cdot z_2 = 0,25 \cdot 30 = 7,5$, $K_H = 1,2$ chọn $q = 9$

Theo bảng 7.3[1] ta có $a_{w2} = (z_2 + q) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{Z_2 \cdot [\sigma_H]}\right) \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{q}}$

$$a_{w2} = (30 + 8) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{170}{30 \cdot 129,2}\right)^2 \cdot \frac{133355,85}{8}} = 120,73 \text{mm}$$

Lấy $a_w = 107 \text{mm}$

Modun dọc trục vít theo 7.17 [10]

$$m_2 = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 120,73}{30 + 8} = 6,35 \text{mm}$$

Theo tiêu chuẩn chọn $m = 6,3 \text{mm}$

Khi đó $a_w = \frac{m}{2} (z_2 + q) = \frac{6,3}{2} \cdot (30 + 8) = 119,7 \text{mm}$

Lấy $a_{w2} = 95 \text{mm}$ khi đó hệ số dịch chỉnh là:

$$X = \frac{a_{w2}}{m} - 0,5 (q + z_2) = \frac{119,7}{6,3} - 0,5 (8 + 30) = 0 (\text{mm})$$

Thoả mãn điều kiện $-0,7 < X < 0,7$.

d) Kiểm nghiệm răng bánh vít

Tính lại vận tốc trượt 7.20 [10]

$$V_s = \frac{\pi \cdot dw_2 \cdot n_2}{60000 \cdot \cos \gamma_w}$$

$$\text{Với } dw_2 = m(q + 2x) = 6,3 \cdot (8 + 2 \cdot 0) = 50,4 \text{ mm}$$

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2x} = \arctg \frac{2}{8 - 2 \cdot 0} = 14^\circ 2'$$

$$\text{Do đó } \Rightarrow v_s = \frac{3,14 \cdot 50,4 \cdot 4.500}{60000 \cdot \cos 14^\circ 2'} = 1,35 \text{ (m/s)}$$

Đường kính của vòng lăn của trục vít:

Theo bảng 7.6 [10] với $V_s = 1,36 \text{ (m/s)}$ thì chọn cấp chính xác cho bộ truyền trục vít là cấp 9 với $V_s = 1,36 \text{ (m/s)}$, cấp chính xác 9 tra bảng 7.7 [10] ta được $K_{Hv} = 1,3$

Với tải trọng không thay đổi $K_{H\beta} = 1$

Theo công thức 7.23 [10] Tr152

K_H : Hệ số tải trọng, $K_H = K_{Hv} \cdot K_{H\beta} = 1,3 = 1,3$

\Rightarrow Ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2} \sqrt{\left(\frac{z_2 + q}{a_w}\right)^3 \cdot \frac{T_2 \cdot K_H}{q}} = \frac{170}{30} \sqrt{\left(\frac{30 + 8}{119,7}\right)^3 \cdot \frac{133355,85 \cdot 1,3}{8}} = 149,2 \text{ (Mpa)}$$

Như vậy

$$\sigma_H < 155,5 \text{ (Mpa)} = [\sigma_H]$$

\Rightarrow Bộ truyền làm việc đảm bảo điều kiện bền tiếp xúc

e) Kiểm nghiệm độ bền uốn

Ứng suất uốn sinh ra tại chân răng bánh vít phải thoả mãn điều kiện:

Theo 7.26 [10] tr154 :

Trong đó:

$$\sigma_F = \frac{1,4 \cdot T_2 \cdot Y_F \cdot K_F}{b_2 \cdot d_2 \cdot m_n} \leq [\sigma_F]$$

Tra bảng 7.9 [10] tr155, ta có các thông số của bộ truyền trục vít – bánh vít :

Chiều rộng bánh vít: Với $Z_1 = 2 \Rightarrow b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1}$

Với d_{a1} : đường kính vòng đỉnh, $d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 6,3 \cdot (8 + 2) = 63 \text{ (mm)}$

$$b_2 \leq 0,75 \cdot 63 = 47,25(\text{mm}), \text{ chọn } b_2 = 48(\text{mm})$$

$$\text{Ta có: } Z_v = \frac{Z_2}{\cos^3(\gamma_w)} = \frac{30}{\cos^3(14^{\circ}2')} = 32,8$$

Tra bảng 7.8[1] tr154, tra được $Y_F=1,69$

$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv}$ - hệ số tải trọng, với $K_{F\beta} = K_{H\beta}$, $K_{Fv} = K_{Hv}$

$$K_F = K_{F\beta} \cdot K_{Fv} = K_{H\beta} \cdot K_{Hv} = 1,1 \cdot 1,3 = 1,3$$

Ta có:

$$d_2 - \text{Đường kính vòng chia bánh vít: } d_2 = m \cdot Z_2 = 6,3 \cdot 30 = 189(\text{mm})$$

$$m_n - \text{Mô đun pháp của răng bánh vít: } m_n = m_2 \cdot \cos \gamma = 6,3 \cdot \cos(14^{\circ}2') = 6,11(\text{mm})$$

$$\Rightarrow \sigma_F = \frac{1,4 \cdot T_2 \cdot Y_F \cdot K_F}{b_2 \cdot d_2 \cdot m_n} = \frac{1,4 \cdot 133355,85 \cdot 1,69 \cdot 1,3}{48 \cdot 189 \cdot 6,11} = 7,4(\text{MPa})$$

$$\text{Vậy } \sigma_F = 7,4(\text{MPa}) < 38,4(\text{MPa}) = [\sigma_F]$$

Thoả mãn điều kiện bền uốn

f) Các thông số hình học bộ truyền trục vít – bánh vít

Theo Bảng 7.9 [10]tr155 ta có thông số của bộ truyền như sau:

Bảng 3-3 Thông số bộ truyền

TT	Thông số	Kí hiệu	Giá trị
1.	Khoảng cách trục	$a_w = 0,5m \cdot (q + Z_2 + 2x)$	119,7
2.	Hệ số dịch chỉnh	$X = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2)$	0
3.	Đường kính vòng chia	$d_1 = q \cdot m_2$	50,4
		$d_2 = z_2 \cdot m_2$	189
4.	Đường kính vòng đỉnh	$d_{a1} = d_1 + 2m$	63
		$d_{a2} = m(z_2 + 2 + 2x)$	201,6
5.	Đường kính đáy	$d_{f1} = m(q - 2,4)$	35,28
		$d_{f2} = m(z_2 - 2,4 + 2x)$	173,88
6.	Đường kính ngoài bánh vít	$d_{aM2} \leq d_{a2} + 1,5m$	211
7.	Chiều rộng bánh vít	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$	45,45
8.	Góc ôm	$\delta, \sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}$	$52^{\circ}17'$

3.2 Thiết kế trục

3.2.1 Chọn vật liệu

Trục chịu tải trọng trung bình nên ta dùng thép 45 thường hoá, có $\delta_{ch} = 340$ (MPa), ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 15 \div 30$ Mpa cho cả 3 trục.

3.2.2 Tải trọng tác dụng lên trục

Lực tác dụng từ bộ truyền bánh răng.

$$F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2.133355,85}{189} = 1411,173 = F_{t2} (N)$$

$$F_{t1} = F_{a2} = F_{a1} \cdot \operatorname{tg}(\gamma \pm \varphi) = 1411,173 \cdot \operatorname{tg}(14^\circ 2' + 4,94^\circ) = 484,25 (N) = F_{r2}, \text{ với } \alpha = 20^\circ, \beta = 0$$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{a1} \cos \varphi}{\cos(\gamma \pm \varphi)} \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \gamma = 524,97 (N)$$

$$F_{rx} = F_{r1} \cdot \cos 45^\circ = 112,1 \cdot \cos 45^\circ = 79,27 (N)$$

3.2.3 Tính sơ bộ đường kính trục

a) Tính sơ bộ đường kính trục

$$\text{Theo công thức: } d_k \geq \sqrt[3]{\frac{T_k}{0.2 \cdot [\tau]}}$$

Trong đó:

T_i : mômen xoắn trên trục i (Nmm)

$[\tau]$: ứng suất xoắn cho phép $[\tau] = 15 \div 30$ (MPa)

$$\Rightarrow \text{chọn } [\tau] = 15 (\text{MPa})$$

$$\text{Do đó: } d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{T_k}{0.2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{11211,7}{0.2 \cdot 15}} = 15,52 (\text{mm})$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{T_k}{0.2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{133355,85}{0.2 \cdot 15}} = 29,87 (\text{mm})$$

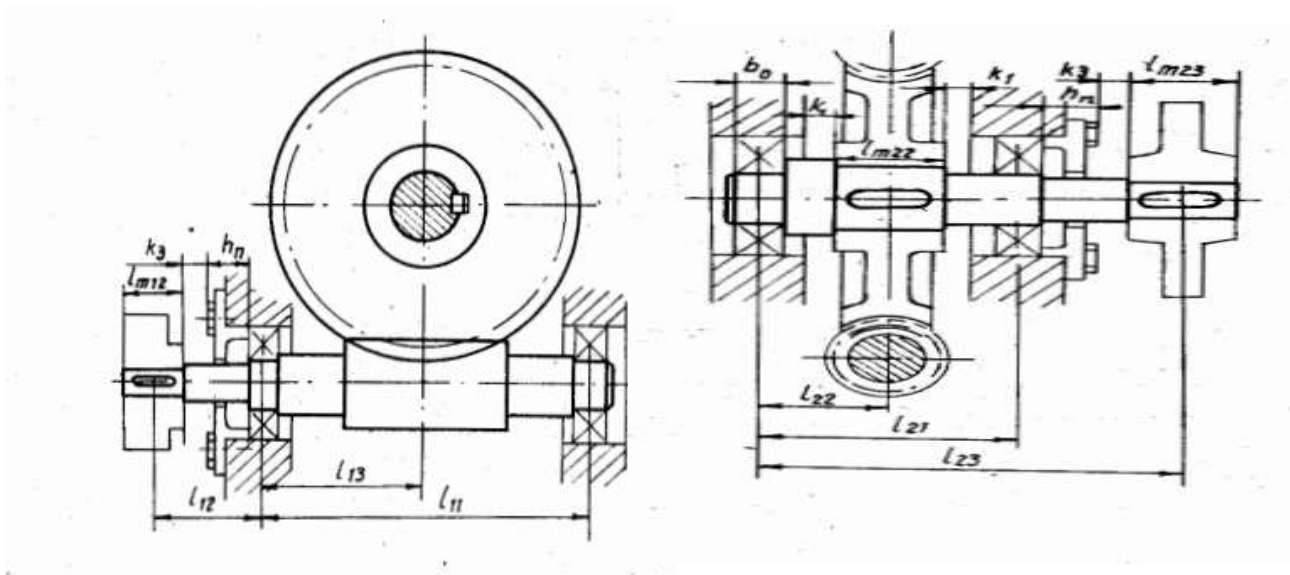
Chọn sơ bộ $d_1 = 20$ (mm) và $d_2 = 30$ (mm)

Theo bảng 10.2, ta chọn sơ bộ chiều rộng ổ lăn cho trục 1 là $b_{o2} = 15$ mm và ổ lăn cho trục 2 là $b_{o2} = 19$ (mm)

b) Sơ đồ tính chiều dài các đoạn trục

Tra bảng 10.3 [10] ta có:

- + Khoảng cách từ mặt mút của chi tiết quay đến thành hộp hoặc khoảng cách giữa các chi tiết quay là: $k_1 = (8 \div 15) \Rightarrow$ chọn $k_1 = 10$ (mm).
- + Khoảng cách từ mặt cạnh ổ đến thành trong của hộp là: $k_2 = (5 \div 15)$
 \rightarrow Chọn $k_2 = 10$ (mm).
- + Khoảng cách từ mặt cạnh của chi tiết quay đến nắp ổ là: $k_3 = (10 \div 20) \rightarrow$ Chọn $k_3 = 15$ (mm).
- + Chiều cao nắp ổ và đầu bulông là: $h_n = (15 \div 20) \rightarrow$ Chọn $h_n = 15$ (mm).



Hình 3-1 Sơ đồ chiều dài các đoạn trục

Chiều dài mayo

+ Trục I

$$l_{m12} = (1,2 \div 1,5)d_1 = (1,21,5)20 = 24 \div 30 \rightarrow l_{m12} = 28(\text{mm})$$

$$l_{m11} = (0,9 \div 1)d_{aM2} = (0,91).211 = 189,9 \div 211 \rightarrow l_{11} = 205(\text{mm})$$

$$l_{12} = k_3 + h_n + b_0 / 2 + 0,5.l_{m12} = 15 + 15 + 15 / 2 + 0,5.28 = 51,5(\text{mm})$$

$$l_{13} = \frac{l_{m11}}{2} = \frac{205}{2} = 102,5(\text{mm})$$

+ Trục II

$$l_{m22} = (1,2 \div 1,8)d_2 = (1,2 \div 1,8).30 = 36 \div 54 \text{ chọn } l_{m22} = 45$$

$$l_{22} = (l_{m22} + b_0).0,5 + k_1 + k_2 = (45 + 19).0,5 + 10 + 10 = 52(\text{mm})$$

$$l_{c23} = (l_{m23} + b_0).0,5 + k_3 + h_n = (60 + 19).0,5 + 15 + 15 = 69,5\text{mm}$$

$$l_{m23} = (1,4 \div 2,5)d_2 = 42 \div 75 \rightarrow l_{m23} = 60(\text{mm})$$

$$l_{21} = 2l_{22} = 2.52 = 104(\text{mm})$$

$$l_{23} = l_{21} + l_{c23} = 104 + 69,5 = 173,5(\text{mm})$$

c) Lực từ khớp nối tác dụng lên trục

$$F_r = (0,2 \div 0,3)F_t \text{ trong đó: } F_t = \frac{2T_t}{D_0}$$

$$T_t = k.T_1 \leq [T]; \text{ tra bảng 16.1[2] chọn } k=1,2 \text{ và } T_{ct} = 133355,85(\text{Nmm})$$

$$\Rightarrow T_t = 1,2.133355,85 = 160027,02 \text{ Nmm}$$

D₀: đường kính vòng qua tâm các chốt nối vòng đàn hồi.

Ta bảng 16.10a, trang 69,[2] ta có: $T_t = 1,2.133355,85 = 160 \text{ Nm}$

$$\text{Ta được } D_0 = 90 \text{ mm} \Rightarrow F_t = \frac{2.133355,85}{90} = 2963,46(\text{N})$$

$$\text{Ta được} \Rightarrow F_r = (0,2 \div 0,3).2963,46 = 592,7 \div 889,04(\text{N})$$

Ta chọn $F_r = 700(\text{N})$

Bảng 3-4 Thông số trên trục

Thông số	Trục I	Trục II	
Lực	$F_r = 112,1(\text{N})$	$F_{rkn} = 700(\text{N})$	
	$F_{a1} = 1411,1739(\text{N})$		
	$F_{t1} = 484,25(\text{N})$		$F_{t2} = 1411,173(\text{N})$
	$F_{r1} = 524,97(\text{N})$		$F_{a2} = 484,25(\text{N})$
		$F_{r2} = 524,97(\text{N})$	
Momen			
Chiều dài may σ	$l_{m12} = 28(\text{mm})$	$l_{m22} = 45(\text{mm})$	
		$l_{m23} = 60(\text{mm})$	
Chiều dài đoạn trục	$l_{12} = 51,5$	$l_{22} = 52$	
	$l_{11} = 205$	$l_{21} = 104$	
	$l_{13} = 102,5$	$l_{23} = 173,5$	

d) Vẽ biểu đồ momen

Phương trình cân bằng trục I:

$$\sum F_y = -F_{ry} + F_{By} - F_{r1} + F_{Dy} = 0$$

$$\sum M(B) = F_{ry} \cdot 51,5 - F_{r1} \cdot 102,5 - F_{a1} \cdot \frac{50,4}{2} + F_{Dy} \cdot 205 = 0$$

$$\sum F_y = -F_{ry} + F_{By} - F_{r1} + F_{Dy} = 0$$

$$\sum M(B) = 200.51,5 - 524,97.102,5 - 1411,173 \cdot \frac{50,4}{2} + F_{Dy} \cdot 205 = 0$$

$$F_{Dy} = 407,8(N)$$

$$F_{By} = 229,27(N)$$

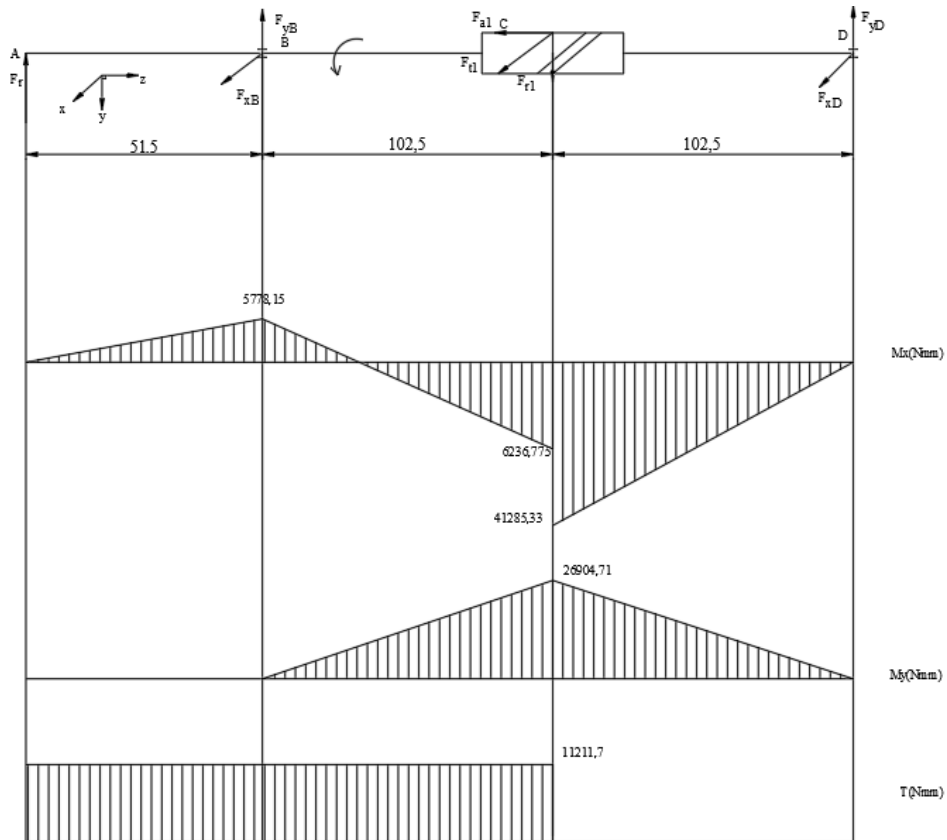
$$\sum M_y = F_{t1} \cdot 102,5 - F_{Dx} \cdot 205 = 0$$

$$\sum F_x = F_{Bx} - F_{t1} + F_{Dx} = 0$$

$$F_{Dx} = 262,485(N)$$

$$F_{Bx} = 262,485(N)$$

Trục I:



Hình 3-2 Biểu đồ momen

+ Momen tại C:

Kiểm nghiệm độ bền

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

Trong đó: $[\sigma]$ là ứng suất cho phép của thép chế tạo trục

Tra bảng 10.5 [10] với thép 45 có:

$$\sigma_b = 850 \text{ (MPa)}, d_{sb2} = 20 \text{ (mm)} \Rightarrow [\sigma] = 73 \text{ (MPa)}$$

M_{td} : mômen tương đương tại tiết diện đang tính

M_{td} : mômen tương đương tại tiết diện đang tính.

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

+ Tại tiết diện điểm C:

$$M_x = 41825,33 \text{ (Nmm)}$$

$$M_y = 26904,71 \text{ (Nmm)}$$

$$T = 11211,7 \text{ (Nmm)}$$

$$\Rightarrow M_{td} = \sqrt{0^2 + 0^2 + 0,75.9842,87^2} = 50670,49 \text{ (Nmm)}$$

$$\Rightarrow d_C \geq \sqrt[3]{\frac{50670,49}{0,1.73}} = 19,08 \text{ (mm)}$$

Chọn $d_C = 35$, $d_B = d_D = 20 \text{ mm}$ $b_0 = 21$

Phương trình cân bằng cho trục II

$$F_{ay} \cdot 104 - F_{r2} \cdot 52 + F_{a2} \cdot \frac{189}{2} = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{ay} = F_{r2} \cdot 52 - F_{a2} \cdot \frac{189}{2} = 524,97 \cdot 52 - 484,25 \cdot \frac{189}{2} = -177,53$$

$$Y = 0$$

$$-F_{ay} + F_{r2} - F_{cy} = 0$$

$$F_{cy} = 702,5$$

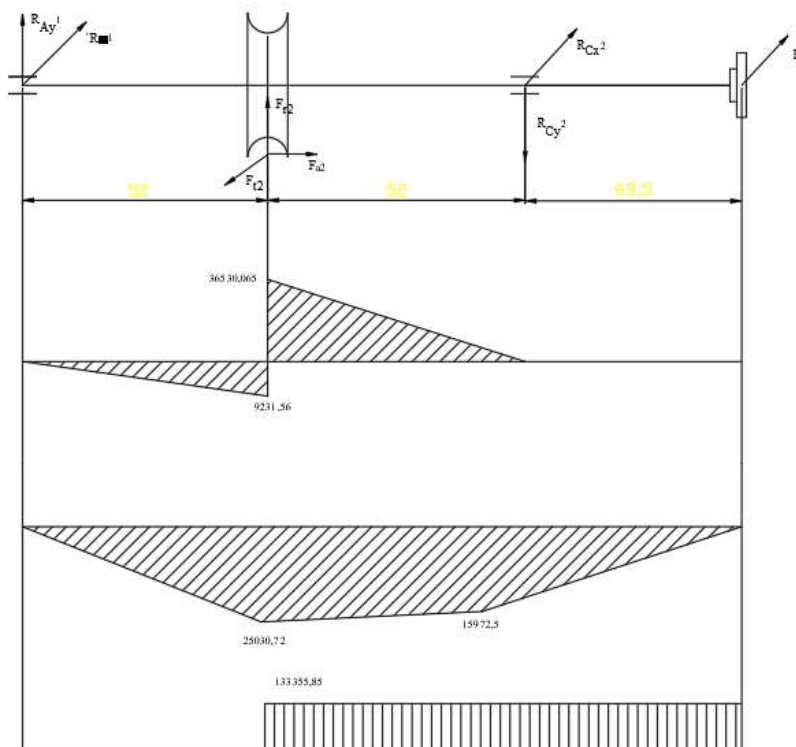
$$-F_{ax} \cdot 104 + F_{t2} \cdot 52 + F_k \cdot 69,5 = 0$$

$$\Leftrightarrow F_{ax} = 481,36$$

$$Y = 0$$

$$-F_{ax} + F_{t2} - F_{Cx} - F_k = 0$$

$$F_{Cx} = 229,813 \text{ (N)}$$



Hình 3-3 Biểu đồ momen trục II

+ Kiểm nghiệm độ bền

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

Trong đó: $[\sigma]$ là ứng suất cho phép của thép chế tạo trục

Tra bảng 10.5 [10] với thép 45 có:

$$\sigma_b = 850 \text{ (MPa)}, d_{sb2} = 30 \text{ (mm)} \Rightarrow [\sigma] = 67 \text{ (MPa)}$$

M_{td} : mômen tương đương tại tiết diện đang tính.

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

+ Tại tiết diện điểm A:

$$M_x = 36530,065 \text{ (Nmm)}$$

$$M_y = 25030,72 \text{ (Nmm)}$$

$$T = 133355,85 \text{ (Nmm)}$$

$$\Rightarrow M_{td} = \sqrt{36530,065^2 + 25030,72^2 + 0,75.133355,85^2} = 123688,4 \text{ (Nmm)}$$

$$\Rightarrow d_B \geq \sqrt[3]{\frac{123688,94}{0,1.67}} = 26,43 \text{ (mm)}$$

chọn $d_B=35\text{mm}$, $d_A=d_C=30\text{mm}$, $b_0=19\text{mm}$

3.3 Tính then

Trong mỗi ghép then, tất cả các mối ghép đều chọn then bằng

3.3.1 Kiểm tra then đối với trục I

Với kết cấu trục I như đã thiết kế, có 1 vị trí cần kiểm tra độ bền của then là tiết diện tại A. $d_A=14$, $d_B=d_D=20$, $d_C=35$.

a) Điều kiện bền dập:

Các thông số : $d_A=14\text{mm}$ $T_{1A}=11211,7\text{ Nmm}$

Tra bảng (9.1a/trang 173) TCVN 2261-77, chọn then : $b \times h = 5 \times 5\text{mm}$; $t_1 = 3\text{mm}$; $t_2 = 2,3\text{mm}$

Chọn $l_t = (0,8 \dots 0,9) l_m$

Chiều dài mayơ trục II tại A là $l_m = (1,2 \div 1,5)d = (1,2 \div 1,5).14 = 16,8 \div 21\text{mm}$

Chọn $l_m = 18\text{mm}$

$$\Rightarrow l_t = (0,8 \dots 0,9) l_m = (0,8 \dots 0,9) 18 = 14,4 \dots 16,2\text{ (mm)},$$

Chọn $l_t = 15\text{mm}$

$$\Rightarrow \sigma_{d2A} = \frac{2.D}{14.15.(5-3)} = 53,39\text{ (MPa)}$$

Với $[\sigma_d]$ - ứng suất dập cho phép.

Tra bảng 9.5/trang 178 chọn dạng lắp cố định, vật liệu mayơ bằng thép, va đập nhẹ nên : $[\sigma_d] = 100\text{ MPa}$

$$\Rightarrow \sigma_{d1A} = 53,39\text{ MPa} \leq [\sigma_d] = 100\text{ MPa}$$

Kết luận: tiết diện trục tại A đủ độ bền dập.

b) Kiểm nghiệm độ bền cắt:

Công thức kiểm tra 9.2, trang 173 [10]

$$\tau_{c2A} = \frac{2 \times T}{d \times l_t \times b} \leq [\tau_c]$$

$$\Rightarrow \tau_{c2A} = \frac{2 \times 11211,7}{14 \times 15 \times 5} = 21,35\text{ (MPa)}$$

Với $[\tau_c]$ - ứng suất cắt cho phép

Đối với vật liệu là Thép C45, điều kiện va đập nhẹ: $[\tau_c] = 40\text{ MPa}$

$$\Rightarrow \tau_{c2A} = 21,35\text{ (MPa)} \leq [\tau_c] = 40\text{ (MPa)}$$

Kết luận: tiết diện trục tại A đủ độ bền cắt

3.3.2 Kiểm tra then đối với trục II

a) Tại B

+ Điều kiện bền dập

Các thông số : $d_{2B} = 35 \text{ mm}$

$T=133355,85 \text{ Nmm}$

Tra bảng (9.1a) TCVN 2261-77, chọn then : $b \times h = 10 \times 8 \text{ mm}$; $t_1 = 5 \text{ mm}$, $t_2 = 3,3 \text{ mm}$;

Chọn $l_t = (0,8 \div 0,9)l_m$

$l_m = (1,2 \div 1,8)d = (1,2 \div 1,8).35 = 42 \div 63 \text{ mm}$

Chọn $l_m = 50 \text{ mm}$

$\Rightarrow l_t = (0,8 \div 0,9)l_m = (0,8 \div 0,9)50 = 40 \div 45 \text{ (mm)}$, chọn $l_t = 45$

$$\Rightarrow \sigma_{d3B} = \frac{2.133355,85}{35.45.(8-5)} = 56,45 \text{ (MPa)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{d3B} = 56,45 \text{ MPa} \leq [\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$$

Kết luận: tiết diện trục tại B đủ độ bền dập.

+ Kiểm nghiệm độ bền cắt:

Công thức kiểm tra 9.2 trang 173 [10]

$$\tau_{c2A} = \frac{2 \times T}{d \times l_t \times b} \leq [\tau_c]$$

$$\Rightarrow \tau_{c2B} = \frac{2 \times 133355,85}{35 \times 45 \times 10} = 16,93 \text{ (MPa)}$$

Với $[\tau_c]$ - ứng suất cắt cho phép

Đối với vật liệu là Thép C45, điều kiện va đập nhẹ: $[\tau_c] = 40 \text{ MPa}$

$$\Rightarrow \tau_{c2A} = 16,93 \text{ (MPa)} \leq [\tau_c] = 40 \text{ (MPa)}$$

Kết luận: tiết diện trục tại B đủ độ bền cắt

b) Tại D:

Các thông số : $d_{3D} = 30 \text{ mm}$

$T = 133355,85 \text{ Nmm}$

Tra bảng (9.1a) TCVN 2261-77, chọn then : $b \times h = 8 \times 7 \text{ mm}$; $t_1 = 5 \text{ mm}$, $t_2 = 3,3 \text{ mm}$; Chọn $l_t = (0,8 \div 0,9)l_m$ mà $l_m = (1,2 \div 1,5)d_D = (1,2 \div 1,5).30 = 36 \div 45 \text{ mm}$

Chọn $l_m = 40 \text{ mm}$

$\Rightarrow l_t = (0,8 \div 0,9)l_m = (0,8 \div 0,9).40 = 32 \div 36 \text{ (mm)}$, chọn $l_t = 35$

$$\Rightarrow \sigma_{d3D} = \frac{2.133355,85}{30.35.(7-3,3)} = 68,65 \text{ (MPa)}$$

$$\Rightarrow \sigma_{d3D} = 68,65 \text{ MPa} \leq [\sigma_d] = 100 \text{ MPa}$$

Kết luận: tiết diện trục tại D đủ độ bền dập.

+ Kiểm nghiệm độ bền cắt:

$$\tau_{c2A} = \frac{2 \times T}{d \times l_t \times b} \leq [\tau_c]$$

Công thức kiểm tra (9.2/trang 173)

$$\Rightarrow \tau_{c2D} = \frac{2 \times 133355,85}{30 \times 35 \times 8} = 31,75 \text{ (MPa)}$$

Với $[\tau_c]$ - ứng suất cắt cho phép

Đối với vật liệu là Thép C45, điều kiện va đập nhẹ: $[\tau_c] = 40 \text{ MPa}$

$$\Rightarrow \tau_{c2D} = 31,75 \text{ (MPa)} \leq [\tau_c] = 40 \text{ (MPa)}$$

Kết luận: tiết diện trục tại D đủ độ bền cắt

3.3.3 Kiểm nghiệm độ bền mỏi

a) Trục I

Dựa vào biểu đồ momen trục 2 ta kiểm nghiệm độ bền mỏi tại tiết diện A và C là tiết diện nguy hiểm của trục 2, theo 10.19 [10] trục thỏa mãn độ bền mỏi nếu :

$$S = \frac{S\sigma \cdot S\tau}{\sqrt{S\sigma^2 + S\tau^2}} \geq [s] \quad \text{hệ số an toàn cho phép } [S] = (1,5 - 2,5)$$

$$\text{Theo 10.20 [1], 10.21[1]} \quad S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma_d} \cdot \sigma_{ac} + \Psi_\sigma \cdot \sigma_m}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau_d} \cdot \tau_a + \Psi_\tau \cdot \tau_m}$$

Trục I làm bằng thép 45 có $\sigma_b = 600 \text{ Mpa}$ do đó

$$\sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_b = 261,6 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 151,73 \text{ Mpa}$$

Do trục quay, theo 10.22 [10] ta có

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W} ; \sigma_m = 0$$

$$\sigma_{a1} = \frac{M1}{W1} ; \sigma_{a2} = \frac{M2}{W2}$$

Theo bảng 10.6 [10] tại tiết diện trục lắp 1 then

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bt1 \cdot (d - t1)^2}{2 \cdot d}$$

$$W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{bt1 \cdot (d - t1)^2}{2 \cdot d}$$

Theo bảng 9.1 [10] với $d_{22} = 25 \text{ mm}$, ta tra được then có $t1 = 5,5 \text{ mm}$, $b = 14$ do đó

$$W1 = \frac{\pi \cdot 25^3}{32} - \frac{14 \cdot 5,5(45 - 5,5)^2}{2 \cdot 25} = 7611 \text{ mm}^3$$

$$W_{01} = \frac{\pi \cdot 25^3}{16} - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (25 - 5,5)^2}{2 \cdot 25} = 16557 \text{ mm}^3$$

Tại tiết diện C

$$W2 = \frac{\pi d^3}{32} ; \quad W20 = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$\Rightarrow W2=6283 \text{ mm}^3 ; \quad W20 = 12566 \text{ mm}^3$$

Do đó ta có :

$$\sigma_{a1} = \frac{M1}{W1} = \frac{\sqrt{(5827,225)^2 + (16010,32)^2}}{7611} = 2,3 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{a2} = \frac{M2}{W2} = \frac{\sqrt{(3554,69)^2 + (8996,32)^2}}{6283} = 1,5 \text{ Mpa}$$

Trục quay 1 chiều $\tau_{m31} = \tau_{a1} = \frac{T3}{2W10} = \frac{9842,87}{2.16557} = 0,29$

$$\tau_{m32} = \tau_{a2} = \frac{T3}{2W20} = \frac{9842,87}{2.12566} = 0,39$$

Theo 10.7 [10] trang 197 tra được $\Psi\sigma = 0,05$, $\Psi\tau = 0$

Theo bảng 10.8 [10] 10.9 [10] ta chọn

$K_x = 1,06$ (trục gia công trên máy tiện với $R_a = 2,5 \dots 0,63$)

$K_y = 1$ (không tăng bền bề mặt)

Theo bảng 10.10 [1] ta có $\varepsilon\sigma_1 = \varepsilon\sigma_2 = 0,83$ (NỘI SUY) , $\varepsilon\tau_1 = \varepsilon\tau_2 = 0,77$ (NỘI SUY)

Theo bảng 10.12 [1] dùng dao phay ngón ta được $K_\sigma = 1,76$, $K_\tau = 1,54$

Bánh răng lắp trên trục theo kiểu lắp $\frac{H7}{k6}$ theo bảng 10.11 [10] tra được

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon\sigma} = 2,06 , \quad \frac{K_\tau}{\varepsilon\tau} = 1,64$$

Ta có: $\frac{K_\sigma}{\varepsilon\sigma_1} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon\sigma_2} = \frac{1,76}{0,83} = 2,12$; $\frac{K_\tau}{\varepsilon\tau_1} = \frac{K_\tau}{\varepsilon\tau_2} = \frac{1,54}{0,77} = 2$

Ta chọn: $\frac{K_\sigma}{\varepsilon\sigma_1} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon\sigma_2} = 2,12$; $\frac{K_\tau}{\varepsilon\tau_1} = \frac{K_\tau}{\varepsilon\tau_2} = 2$

Vậy ta có

$$K_{\sigma d1} = K_{\sigma d2} = \frac{2,12 + 1,06 - 1}{1} = 2,18 ;$$

$$K_{\tau d1} = K_{\tau d2} = \frac{2 + 1,06 - 1}{1} = 2,06$$

$$S_{\sigma_1} = \frac{261,6}{2,18.18,3 + 0,05.0} = 6,56 ; \quad S_{\sigma_2} = \frac{261,6}{2,18.38,4 + 0,05.0} = 3,125$$

$$S_{\tau 1} = \frac{151,73}{2,06.6,43+0} = 11,45 \quad ; \quad S_{\tau 2} = \frac{151,73}{2,06.8,47+0} = 8,7$$

$$\Rightarrow S_1 = \frac{6,56.11,45}{\sqrt{(6,56)^2 + (11,45)^2}} = 5,7 > [S] = 1,5 \div 2,5$$

$$\Rightarrow S_2 = \frac{3,125.8,7}{\sqrt{(3,125)^2 + (8,7)^2}} = 2,94 > [S] = 1,5 \div 2,5$$

Do vậy trục I thỏa mãn điều kiện về hệ số an toàn

b) Trục II

Dựa vào biểu đồ momen trục 3 ta kiểm nghiệm độ bền mỏi tại tiết diện B và C là tiết diện nguy hiểm của trục 3, theo 10.19 [10] trục thỏa mãn độ bền mỏi nếu :

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [s]$$

Hệ số an toàn cho phép $[S] = (1,5 - 2,5)$

Theo 10.20 [1] , 10.21[1]
$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma_d} \cdot \sigma_{ac} + \Psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau_d} \cdot \tau_a + \Psi_{\tau} \cdot \tau_m}$$

Trục II làm bằng thép 45 có $\sigma_b = 600 \text{ Mpa}$ do đó

$$\sigma_{-1} = 0,436 \cdot \sigma_b = 261,6 \text{ Mpa}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 151,73 \text{ Mpa}$$

Do trục quay, theo 10.22 [10] ta có

$$\sigma_a = \sigma_{\max} = \frac{M}{W} \quad ; \quad \sigma_m = 0$$

$$\Rightarrow \sigma_{a1} = \frac{M_1}{W_1} \quad ; \quad \sigma_{a2} = \frac{M_2}{W_2}$$

Theo bảng 10.6 [10] tại tiết diện trục lắp 1 then

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bt_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}$$

$$W_0 = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{bt_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}$$

Theo bảng 9.1 [10] với $d_3 = 40 \text{ mm}$, ta tra được then có $t_1 = 5 \text{ mm}$, $b = 12$ do đó

$$W_1 = \frac{\pi \cdot 40^3}{32} - \frac{12 \cdot 5 \cdot (40 - 5)^2}{2 \cdot 40} = 5515 \text{ mm}^3$$

$$W_{01} = \frac{\pi \cdot 40^3}{16} - \frac{12.5 \cdot (40-5)^2}{2.40} = 12375 \text{ mm}^3$$

+ Tại tiết diện C

$$W_2 = \frac{\pi d^3}{32} ; \quad W_{20} = \frac{\pi d^3}{16}$$

$$\Rightarrow \quad W_2 = 5515 \text{ mm}^3 ; \quad W_{20} = 12375 \text{ mm}^3$$

Do đó ta có :

$$\sigma_{a1} = \frac{M_1}{W_1} = \frac{\sqrt{(72214)^2 + (119124,5)^2}}{5515} = 18,3 \text{ Mpa}$$

$$\sigma_{a2} = \frac{M_2}{W_2} = \frac{\sqrt{(120687,2)^2 + (209134,65)^2}}{5515} = 38,4 \text{ Mpa}$$

Trục quay 1 chiều $\tau_{m31} = \tau_{a1} = \frac{T_3}{2W_{10}} = \frac{213018,3}{2.16557} = 6,43$

$$\tau_{m32} = \tau_{a2} = \frac{T_3}{2W_{20}} = \frac{213018,3}{2.12566} = 8,47$$

Theo 10.7 [10] trang 197 tra được $\Psi_\sigma = 0,05$, $\Psi_\tau = 0$

Theo bảng 10.8 [10] 10.9 [10] ta chọn

$K_x = 1,06$ (trục gia công trên máy tiện với $R_a = 2,5 \dots 0,63$)

$K_y = 1$ (không tăng bền bề mặt)

Theo bảng 10.10 [10] ta có $\varepsilon_{\sigma 1} = \varepsilon_{\sigma 2} = 0,83$ (nội suy) ,

Theo bảng 10.12 [1] dùng dao phay ngón ta được $K_\sigma = 1,76$, $K_\tau = 1,54$

Bánh răng lắp trên trục theo kiểu lắp $\frac{H7}{k6}$ theo bảng 10.11 [10] tra được

$$\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 2,06 , \quad \frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau} = 1,64$$

Ta lại có $\frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\sigma 1}} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\sigma 2}} = \frac{1,76}{0,83} = 2,12$; , $\frac{K_\tau}{\varepsilon_{\tau 1}} = \frac{K_\tau}{\varepsilon_{\tau 2}} = \frac{1,54}{0,77} = 2$

Do vật ta chọn $\frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\sigma 1}} = \frac{K_\sigma}{\varepsilon_{\sigma 2}} = 2,12$; $\frac{K_\tau}{\varepsilon_{\tau 1}} = \frac{K_\tau}{\varepsilon_{\tau 2}} = 2$

Vậy ta có $K_{\sigma d1} = K_{\sigma d2} = \frac{2,12 + 1,06 - 1}{1} = 2,18$; $K_{\tau d1} = K_{\tau d2} = \frac{2 + 1,06 - 1}{1} = 2,06$

$$S_{\sigma 1} = \frac{261,6}{2,18 \cdot 18,3 + 0,05 \cdot 0} = 6,56 ; \quad S_{\sigma 2} = \frac{261,6}{2,18 \cdot 38,4 + 0,05 \cdot 0} = 3,125$$

$$S_{\tau 1} = \frac{151,73}{2,06.6,43+0} = 11,45 \quad ; \quad S_{\tau 2} = \frac{151,73}{2,06.8,47+0} = 8,7$$

$$\Rightarrow S_1 = \frac{6,56.11,45}{\sqrt{(6,56)^2 + (11,45)^2}} = 9,2 > [S] = 1,5 \div 2,5$$

$$\Rightarrow S_2 = \frac{3,125.8,7}{\sqrt{(3,125)^2 + (8,7)^2}} = 3,94 > [S] = 1,5 \div 2,5$$

Do vậy trục II thỏa mãn điều kiện về hệ số an toàn

3.3.4 Chọn ổ lăn

a) Trục I

Do vận tốc trượt trên bộ truyền bánh vít – trục vít lớn, nhiệt sinh ra nhiều, trục bị giãn dài trong quá trình làm việc. Mặt khác tải trọng dọc trục lớn. Do vậy ta sử dụng ổ bi đỡ tỳ động tại vị trí giữa bánh răng và trục vít, ổ còn lại sử dụng ổ kép là cặp ổ đĩa côn.

Chọn sơ đồ kích thước ổ kép

Với đường kính ngõng trục : $d_{ng\text{õng}} = 20$ (mm), tra bảng P2.11 [10] trang 261 ,ta chọn loại ổ đĩa côn cỡ trung kí hiệu : **7304** có các thông số :

- $d = 20$ (mm)
- $D = 52$ (mm)
- Góc $\alpha = 11,17^\circ$
- Khả năng tải động : $C = 25$ (KN)
- Khả năng tải tĩnh : $C_0 = 16,6$ (KN).

*Kiểm nghiệm khả năng tải động của ổ:

$$F_{tkj} = \sqrt{F_{xkj}^2 + F_{ykj}^2}$$

Ta có:

$$\sqrt{210,634^2 + 46^2} = 215,6(N)$$

Theo công thức

$$Ql = (X.V.0,6.F_r + Y.F_{a3}) K_t K_d$$

Theo công thức 11.15b [10] ta có tải trọng dọc trục là

$$F_a = 0,5.0,83.e.F_r + F_{at}$$

với

$$F_{at} = 325,3(N)$$

$$e = 1,5 \operatorname{tg} \alpha = 1,5 \operatorname{tg} 12 = 0,3188$$

$$F_a = 0,5.0,83.0,3188.215,6 + 325,3 = 354(N)$$

$$\frac{F_a}{V.F_r} = \frac{354}{1.215,6} = 1,64 < e$$

Nên theo bảng 11.4 [10] ta có $X=1, Y=1$

V : hệ số kể đến vòng nào quay $V=1$ (vòng trong quay)

$K_t=1$ ($t < 100$)

Chọn $K_d=1,3$ theo bảng 11.3[1]

Do đó $Q=(0,6.1.1.215,6+0,354).1.1,3=168N$

Do tải thay đổi

$$QE = Q \sqrt[10]{1^3 \cdot 0,3 + 0,9^3 \cdot 0,5 + 0,7^3 \cdot 0,2} = 152(N)$$

Theo công thức 11.11[1] ta có

$$Cd = QE = \sqrt[m]{L}$$

m : bậc đường cong mỗi $m=10/3$

Theo 11.2 [10]

$$L = \frac{Lh.60.n}{10^6} = \frac{60.1461.26320}{10^6} = 2307 \text{ (triệu vòng)}$$

$$Cd = 0,152 \sqrt[10]{2307} = 1,55(KN) < C = 61,3 KN$$

⇒ ổ thỏa mãn khả năng tải động

+ Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh

$$Q_t = 0,6.X_o.F_r + Y_o.F_a$$

Do $F_a=0$

$X_o=0,5$

$Y_o=0,22 \cot \alpha = 0,22 \cot 12 = 1,04$

$$\Rightarrow Q_t = 0,6.0,5.215,6 + 1,04.354 = 432,84(N)$$

$$Q_t = 432,84(N) > F_r$$

Do đó $Q_o = 432,84(N) > F_r$

Do đó $Q_o = 432,84(N)$

⇒ $Q_o < C_o = 51KN \Rightarrow$ Ổ thỏa mãn khả năng tải tĩnh

+ Chọn ổ bi đỡ tủy động

Với đường kính ngõng trục d ngõng = 20 mm theo bảng P.2.7 [10] ta chọn ổ bi côn có kí hiệu 7304 có các kích thước

- Đường kính trong $d=20$ mm
- Đường kính ngoài $D=52$ mm
- Khả năng tải tĩnh : $C_o= 17,9$ KN
- Khả năng tải động $C= 23,9$ KN

Tính kiểm nghiệm khả năng tải động

$$Fr3 = \sqrt{727,574^2 + 338,16^2} = 802 \text{ (N)}$$

Theo công thức 11.6 [10] ta có $Q=V.Fr.Kt.Kđ$

Trong đó $V=1$; $Kt=1(t<100^\circ)$

Chọn $Kd=1,3$ theo bảng 11.3[1]

Do đó $Q=1.802.1.1,3=1042,6 \text{ (N)}$

Do tải trọng thay đổi

$$QE=Q. \sqrt[3]{1^3.0,3+0,9^3.0,5+0,7^3.0,2} = 940 \text{ N}$$

Theo 11.11[1] ta có

$$Cd=QE=\sqrt[m]{L}$$

$M=3$ bậc của đường cong môi

$$L = \frac{Lh.60.n}{10^6} = \frac{60.1461.26320}{10^6} = 2307 \text{ (triệu vòng)}$$

$$Cd=0,94.\sqrt[3]{2307} = 12,4 \text{ (KN)}$$

$$Cd < C = 15,3 \text{ KN}$$

Vậy ổ thỏa khả năng tải động

- Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh
- Theo 11.19[1] và 11.20[1] $Fa=0$
 - ⇒ $Q0=Fr=802(N)$
 - ⇒ $Q0 < Co=10,2 \text{ (KN)}$ thỏa mãn khả năng tải tĩnh

b) Trục 2:

Chọn loại ổ lăn Trên trục 3 có gắn bánh vít do yêu cầu về ăn khớp của bánh vít nên trục 3 cần độ cứng cao vững cao, do đó ta sử dụng cặp ổ lăn đĩa côn

Chọn sơ đồ, kích thước ổ

Từ sơ đồ kết cấu trục d ngõng = 35 mm, theo bảng P2.11 ta chọn ổ đĩa côn cỡ trung kí hiệu 7308 có các kích thước như sau:

- Đường kính trong $d=35\text{mm}$
- Đường kính ngoài $D=90\text{mm}$
- Khả năng tải tĩnh $=Co=46\text{KN}$
- Khả năng tải động $C=61 \text{ KN}$
- Góc ăn khớp $\alpha=10,5^\circ$
- Tính kiểm nghiệm khả năng tải của ổ

$$Fr5 = \sqrt{1331^2 + 660^2} = 1486 \text{ (N)}$$

$$Fr6 = \sqrt{3107,7^2 + 1754,6^2} = 3569 \text{ (N)}$$

$$e=1,5 \text{ tg}\alpha=1,5 \text{ tg}.10,5^\circ=0,28$$

Lực dọc trục do các lực hướng tâm sinh ra trên các các ổ là

$$F_{55} = 0,83.e.Fr_5 = 0,83.0,28.1486 = 345(N)$$

$$F_{s6} = 0,83.3.Fr_6 = 0,83.0,28.3569 = 829(N)$$

Theo bảng 11.5[1] tổng lực dọc trục tđ lên ổ là

$$\Sigma Fa_5 = F_{s6} + Fat = 829 + 130,1 = 959,1(N)$$

$$\Sigma Fa_6 = F_{s5} - Fat = 345 - 130,1 = 214,9(N)$$

$$\text{Do } \Sigma Fa_5 > F_{s5} \Rightarrow Fa_5 = \Sigma Fa_5 = 959,1(N)$$

$$\Sigma Fa_6 < F_{s6} \Rightarrow Fa_6 = F_{s6} = 829(N)$$

Ta có $Fa_5 / VFr_5 = \frac{959,1}{1.1486} = 0,65 > e$

Theo bảng 11.4 [10] ta có

$$X_5 = 0,4; y_5 = 0,4 \cot \alpha = 0,4 \cot 10,5 = 2,15$$

$$\frac{Fa_6}{VFr_6} = \frac{829}{1.3569} = 0,23 < e$$

$$\Rightarrow X_6 = 1; Y_6 = 0$$

Theo ct 11.3 [10] tải trọng quy ước trên ổ là

$$Q_5 = (X_5.VFr_5 + Y_5.Fa_5).K_t.K_d$$

$$= (0,4.1.1486 + 2,15.959,1).1.1,3 = 3453(N)$$

$$Q_6 = (X_6.VFr_6 + Y_6.Fa_6).k_t.k_d = (1.1.3569).1.1,3 = 4639,7(N)$$

Với $V=1$; $k_t=1$; chọn $k_d=1,3$

$\Rightarrow Q_6 > Q_5$ vậy ta chỉ cần kiểm nghiệm cho ổ 6 là đủ

-Do tải trọng thay đổi theo 11.12 [10] Ta có

$$Q_E = Q. \sqrt[10]{1^{\frac{10}{3}}.0,3 + 0,9^{\frac{10}{3}}.0,5 + 0,7^{\frac{10}{3}}.0,2} = 4192(N) \text{ Theo 11.1}$$

$$C_d = Q_E = \sqrt[m]{L}$$

Với $m=10/3$

$$L = \frac{L_h.60.n}{10^6} = \frac{26320.60.182,6}{10^6} = 288,4 \text{ (triệu vòng)}$$

$$\Rightarrow C_d = 4,192. \sqrt[10]{288,4} = 22,9 \text{ KN (triệu vòng)}$$

$$\Rightarrow C_d < C = 61 \text{ KN}$$

\Rightarrow Ổ thỏa mãn khả năng tải động

- Kiểm nghiệm khả năng tải tĩnh
- Theo 11.19[1] $Q_t = X_o.Fr + Y_o.Fa$
- Do $Fa_6 = 829 \text{ N}$

- $F_{a5}=959,1N$

Xo: theo bảng 11.6[1] có $X_o=0,5$

$$Y_o = 0,22 \cdot \cot \alpha = 0,22 \cdot \cot 10,5 = 1,18$$

Nên ta có

$$Q_6 = (0,5 \cdot 3,569 + 1,18 \cdot 0,829) = 2,76KN$$

$$Q_5 = (0,5 \cdot 1,486 + 1,18 \cdot 0,9591) = 1,87KN$$

Do đó lấy $Q_o=2,76 KN$

$Q_o < C_o=46 KN \Rightarrow$ Vậy thỏa mãn khả năng tải tĩnh

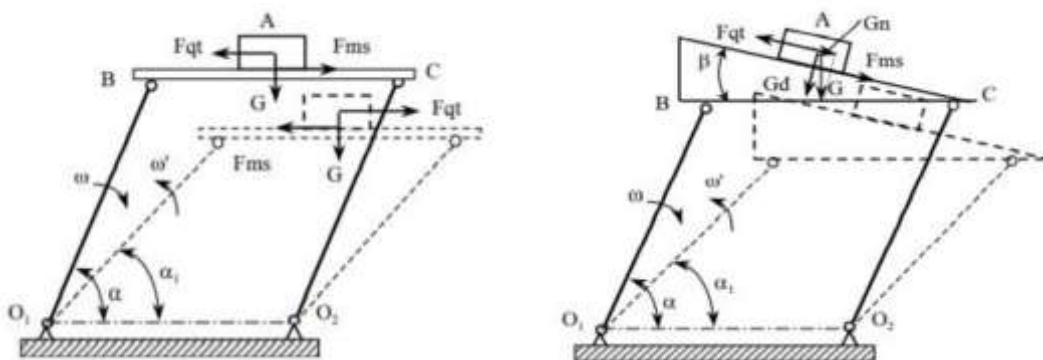
3.4 Thiết kế phễu rung cấp phôi cho máy taro:

3.4.1 Nguyên lý làm việc:

Phễu cấp phôi rung có rất nhiều loại như loại máng phẳng nằm ngang, nằm nghiêng, hoặc loại đường xoắn ốc v.v... Kiểu phễu này có nhiều ưu điểm như kết cấu đơn giản, ít xảy ra hiện tượng tắc hoặc kẹt phôi khi di chuyển. Tốc độ dịch chuyển phôi đều đặn, năng suất cao. Đặc biệt là đối với các phôi có hình dạng phức tạp và khó định hướng, các phôi thô sau khi đúc, rèn, dập hoặc cắt, hàn... còn có các ba via và rìa mép. Có thể cấp được các loại phôi có hình dáng và kích thước rất khác nhau và dễ dàng điều chỉnh được năng suất của phễu nhờ việc điều chỉnh biên độ rung động thông qua việc điều chỉnh dòng điện hay khe hở của lõi từ. Tuy nhiên với các phôi có khối lượng lớn thì phễu cấp phôi kiểu rung động trong quá trình làm việc sẽ gây ra tiếng ồn lớn.

a) Nguyên lý làm việc:

Để nghiên cứu cơ cấu cấp phôi kiểu rung động, người ta xét một hệ cơ cấu 4 khâu bản lề chuyển động lắc trong mặt phẳng nằm ngang hoặc nằm nghiêng được mô tả trên hình



Hình 3-4 Sơ đồ di chuyển phôi trên mặt phẳng nằm ngang và nghiêng

- Xét một vật A có trọng lượng G đặt trên thanh BC trong mặt p||

hẳng nằm ngang. Khi thanh O1B quay sang phải 1 góc α với tốc độ góc là ω' có thì vật A cùng với thanh BC chuyển động song phẳng xuống phía dưới. Gọi gia tốc chuyển động lớn nhất trong hành trình này là a, ta có:

$$F_{ms} = m(g - a_{td}).f$$

$$F_{qt} = -m.a_n$$

Trong đó a_{td} là gia tốc theo phương thẳng đứng; a_n là gia tốc theo phương nằm ngang. Khi tay quay O1B quay sang trái 1 góc α với tốc độ góc ω' thì vật A cùng với thanh B chuyển động lên phía trên. Khi đó ta có:

$$F'_{ms} = m(g + a'_{td})$$

$$F'_{qt} = -m.a'_n$$

Với, a'_{td}, a'_n là gia tốc theo hướng thẳng đứng và ngang khi vật A chuyển động lên phía trên.

Nếu xem $\omega = \omega'$ thì giá trị $a_{td} = a'_{td}$ và $a_n = a'_n$. Khi đó có thể xảy ra hiện tượng sau:

+ Khi vật chuyển động cùng thanh xuống thấp sang phía phải thì nếu $F_{ms} < F_{qt}$ thì vật A sẽ trượt trên thanh BC, hay nói cách khác vị trí của vật A so với thanh BC bây giờ sẽ ở lại ở phía sau, có nghĩa là vật A có chuyển động tương đối so với thanh BC về phía trái.

+ Khi thanh chuyển động lên phía trên và sang trái, lúc này do F_{ms} tăng lên nên trong trường hợp khi mà $F_{ms} > F_{qt}$ thì vật được bám chắc vào thanh BC, hay nói cách khác không có sự chuyển động tương đối giữa vật A và thanh BC.

Tổng hợp một chu trình chuyển động của thanh O1B ta có nhận xét sau đây: Vị trí của vật A so với thanh BC đã bị dịch chuyển sang trái một lượng s. Nếu chu trình trên lại tiếp tục thì sau mỗi một chu trình như vậy thì vật A lại cứ dịch chuyển sang trái so với thanh BC một lượng s. Quá trình hoạt động của cơ cấu trên là liên tục thì sau một thời gian, vật A sẽ di chuyển tương đối với thanh BC và sẽ có xu hướng đi ra khỏi thanh BC.

Trong trường hợp khi $g < a_{td}$ thì $F_{ms} < 0$, lúc này vật A sẽ không còn tiếp xúc với thanh BC nữa mà nó có bước nhảy tương đối so với thanh BC về phía trái.

- Xét một vật A có trọng lượng G đặt trên thanh BC nghiêng một góc β

Cũng phân tích tương tự như trên với chú ý trọng lượng G của vật A được phân thành G_n và G_d tương ứng với phương nằm ngang và phương thẳng đứng, ta có:

$$\vec{G} = \vec{G}_n + \vec{G}_d$$

Thiết lập công thức tính toán F_{ms} , F_{qt} theo giá trị của G_d và G_n , a_{td} và a_n , ta có nhận xét sau: Khi thanh BC chuyển động về phía phải và xuống dưới, để vật A có khả

năng chuyển động tương đối so với thanh BC sang bên trái như trường hợp trên, thì điều kiện của nó là:

$$F_{qt} > F_{ms} + G_n$$

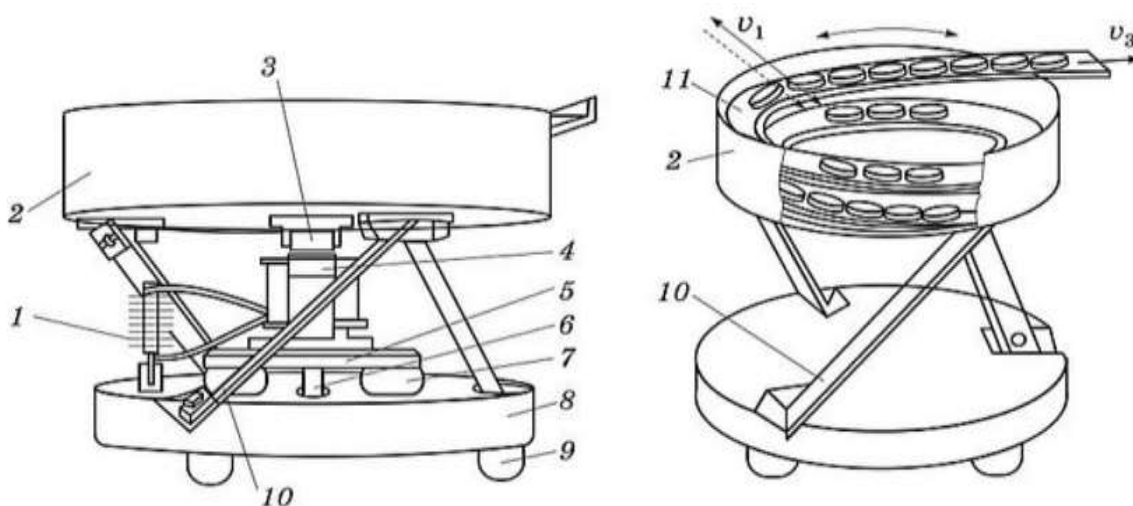
Khi thanh quay về phía bên trái và lên phía trên thì điều kiện để vật không trượt trên thanh BC thì:

$$F_{qt} < F_{ms} - G_n$$

Nếu thỏa mãn được cả 2 điều kiện trên thì sau một chu trình chuyển động của thanh O1B, vật A sẽ dịch chuyển tương đối so với thanh BC một lượng s . Nếu cho cơ cấu hoạt động liên tục thì sau một thời gian, vật A sẽ dịch chuyển sang phía trái và sẽ có xu hướng rời khỏi thanh BC.

Từ những kết quả tính toán như trên, người ta chế tạo các kiểu phễu rung động dựa theo nguyên lý đó, nhưng lúc này thanh BC được thay bằng một cánh xoắn có góc nghiêng là β để tăng chiều dài cho nó và đồng thời có thể cho vật A di chuyển trên khoảng chiều dài lớn hơn để có thời gian định hướng và điều chỉnh vị trí trước khi di chuyển đến máng chuyên phôi.

Kết cấu 4 khâu bản lề trong sơ đồ nguyên lý được thay thế bằng cơ cấu rung động tựa trên thanh đàn hồi với lực tạo rung sử dụng kiểu nam châm điện từ. Ưu điểm của bộ tạo rung kiểu này là có thể dễ dàng thay đổi tần số rung và biên độ của nó, tức là dễ dàng điều chỉnh để thay đổi tốc độ và gia tốc cho phễu cấp phôi.



Hình 3-5 Nguyên lý làm việc của phễu cấp phôi rung

Các chi tiết được đổ vào phễu 2 được treo trên ba lò xo phẳng 10. Ở giữa là lõi 3 của nam châm điện và trên tấm 5 là nam châm điện 4 có hệ thống điều khiển 1. Khoảng cách giữa chúng được điều chỉnh bằng vít 6 và miếng đệm cao su 7. Lò xo 10 được cố định vào đế lớn 8 nằm trên bộ giảm chấn 9. Do rung động theo phương thẳng đứng và xoắn của thùng 2 và lực ma sát, các phôi nằm trong máng xoắn vít 11 sẽ trượt hoặc bay tùy

theo biên độ dao động và góc nghiêng của các chân. Trong quá trình dao động, do chịu tác dụng của lực li tâm nên phải được chuyển lên phía trên.

3.4.2 Tính toán thông số phễu rung:

a) Chọn vật liệu:

Phễu cấp phôi rung động được làm bằng nhôm, cánh xoắn có dạng hình vành khăn và có đường kính ngoài gần bằng đường kính trong của phễu và được hàn vào thành trong của phễu theo đường xoắn ốc:

b) Các thông số hình học của phễu:

Thiết kế phễu cấp phôi tự động dạng rời rạc, có kích thước như hình, trọng lượng của phôi $Q=0,015(\text{kg})$. Yêu cầu mỗi lần đổ phôi vào phễu là 300 chi tiết.

Chọn phễu cấp phôi có dạng hình trụ

Cơ cấu cấp phôi rung động phải đảm bảo cấp phôi liên tục cho máy và đảm bảo năng suất công nghệ (năng suất thực tế) Q_p của nó phải đảm bảo năng suất của máy Q_m khoảng 1,3 lần.

$$Q_p = K_1 \cdot Q_m = 1,3 \cdot 20 = 26 (\text{phôi/phút})$$

Trong đó:

- Q_m : 20 chiếc/phút
- K_1 : là hệ số tăng năng suất của máy $K_1(1,3 \div 1,5)$

Tốc độ vận chuyển chi tiết theo máng của cơ cấu cấp phôi rung động:

$$V_c = \frac{(Q_p \cdot L)}{K_2 \cdot K_3} = \frac{26 \cdot 0,07}{0,4} = 4,55 \text{ (m/ph)}$$

Trong đó:

- L: là chiều dài của chi tiết
- K: Hệ số dự phòng năng suất

Với vận tốc dịch chuyển của phôi trên máng xoắn (mm/ph); k: hệ số lấp đầy, phụ thuộc vào độ chính xác và độ nhám phôi, thường $k = 0,4 \div 0,9$. Ví dụ, phôi loại đĩa láng không lớn thì $k = 0,8 \div 0,9$; phôi rèn làm vòng ở bị thì $k = 0,4 \div 0,5$; phôi dạng ốc vít thì $k = 0,1 + 0,2$.

Tốc độ dịch chuyển của phôi trên máng và có thể điều chỉnh bằng việc thay đổi khe hở ổ giữa khung điện và lõi nam châm hoặc thay đổi dòng điện trong mạch cung cấp điện cho nam châm điện. Theo Viện nghiên cứu chế tạo Oto(Liên Xô cũ), khoảng cách tốt nhất giữa khung điện và lõi nam châm là khoảng $2 \div 5 \text{ mm}$ tùy theo kiểu phễu.

C) Các thông số chính của phễu:

Phần này chỉ trình bày các thông số chính của phễu về phần cơ khí, không đề cập phần về điện, đó chính là góc nghiêng của chân phễu, các kích thước chính của phễu.

Góc nghiêng của chân (giá treo) σ và góc nâng của máng xoắn β được chọn trên cơ sở màng rung thực hiện được chuyển động điều hòa hình sin.

Góc nghiêng ở tối ưu được xác định theo các công thức:

$$\sin\sigma + f \cdot \cos\sigma = 0$$

$$\operatorname{tg}\sigma = f$$

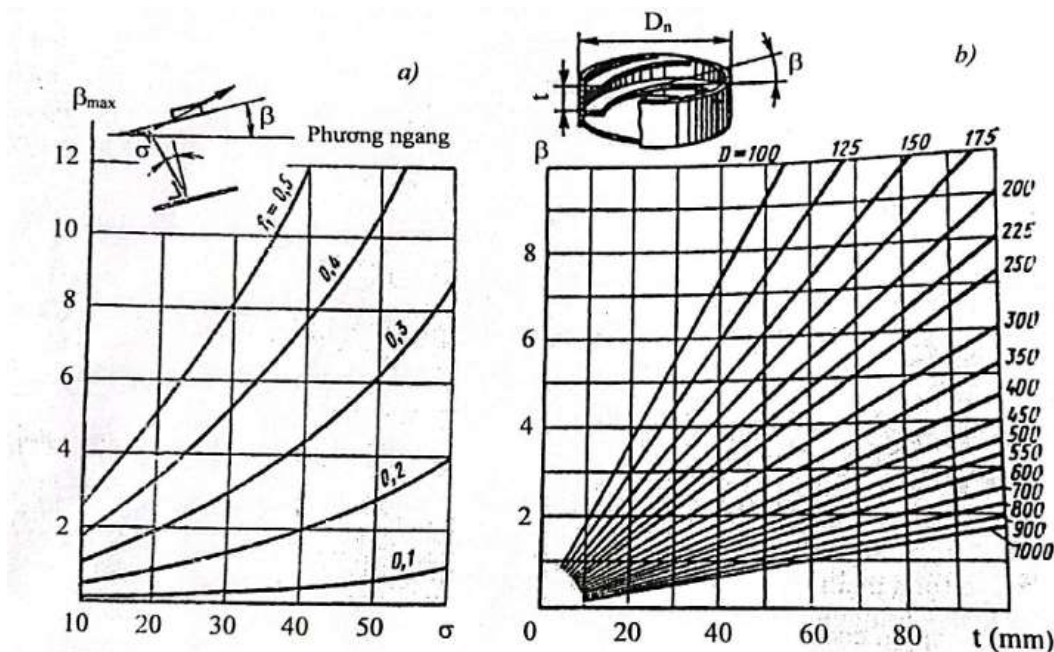
Trong đó, f là hệ số ma sát chuyển động của phôi trên máng.

Góc nâng của máng xoắn β có khả năng đẩy phôi lên phía trước được xác định:

$$\operatorname{tg}\beta = f_1^2 \cdot \operatorname{tg}\sigma$$

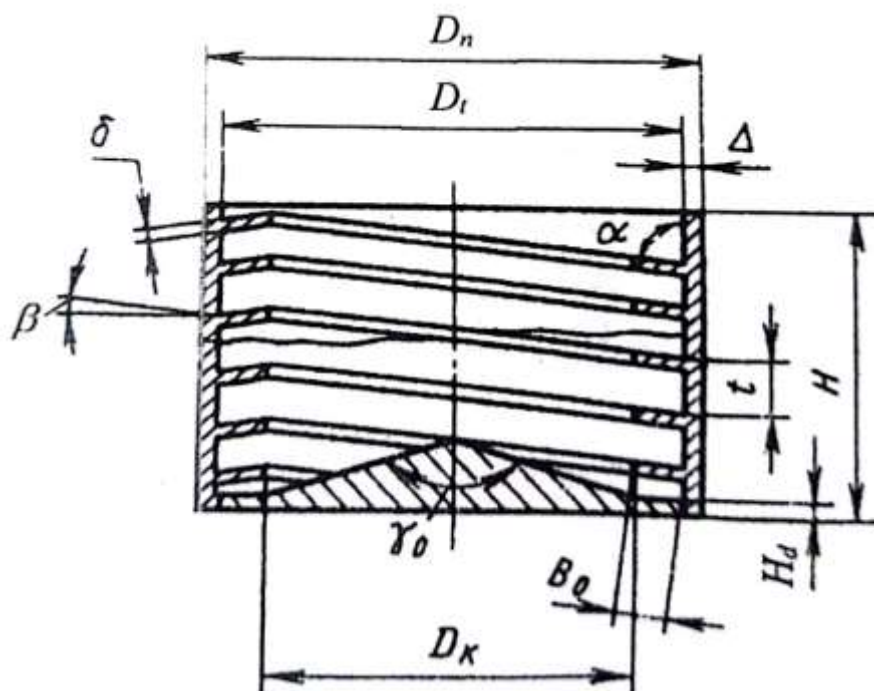
Với, f_1 là hệ số ma sát tĩnh giữa phôi và máng. Nếu hệ số ma sát f_1 nhỏ, để cho phôi có thể chuyển động trượt thì góc σ và góc β sẽ phải có giá trị giới hạn để đảm bảo chuyển động trượt của phôi trên máng nhưng không phải là lớn nhất đối với chế độ nhảy cóc của phôi.

Kích thước tối ưu của phôi có thể được xác định khi tăng hệ số ma sát f_1 bằng cách chọn vật liệu máng có hệ số ma sát cao như nhôm phủ lớp cao su mạt thiếc; đồng thời chọn chế độ phôi nhảy cóc. Khi đó, góc $\sigma \leq 45^\circ$. Độ thị hình dưới mô tả mối quan hệ giữa góc nghiêng σ , góc nâng β và hệ số ma sát f_1 (a) và mối quan hệ giữa bước xoắn t



Hình 3-6 Đồ thị quan hệ giữa các thông số

Các kích thước của phôi còn phụ thuộc vào kích thước và thời gian giữa các lần nạp. Một số thông số kích thước chính của phôi còn lại được trình bày ở



Hình 3-7 Thông số kích thước phễu

Lưu ý rằng, đường kính ngoài D_n của phễu được làm tròn lên bằng giá trị trong chuỗi các giá trị: 63, 100, 125, 160, 200, 250, 320, 400, 500, 630 và 800 mm; và bước xoắn t được làm tròn lên bằng giá trị trong chuỗi các giá trị: 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 18, 20, 22, 24, 26, 28, 32, 36, 38, 40, ..., 54 và 56 mm. [11]

Chọn hệ số ma sát tĩnh giữa phôi thép và máng nhôm: $f_1=0,3$.

Theo hình , với đường cong $f_1=0,3$, chọn $\sigma \approx 22^\circ$ thì $\beta=2^\circ$

Theo hình với $\beta=2^\circ$, chọn $D=500(\text{mm})$

Chiều dày máng xoắn chọn $\delta=1 \div 3$ mm chọn $\delta=2$ mm

- Bước xoắn của máng là

$$t = \pi \cdot D \cdot \tan \beta = 3,14 \cdot 500 \cdot \tan 2^\circ = 54,8(\text{mm})$$

Chọn phễu được chế tạo từ phương pháp đúc, nên lấy chiều dày phễu $\Delta= 3\text{mm}$

Suy ra, đường kính trong của phễu là:

$$D_i = D_n - 2\Delta = 494\text{mm}.$$

Góc nghiêng giữa máng xoắn và thành phễu α được chọn dựa trên phương pháp định hướng và đặc điểm phôi. Để tránh tình trạng phôi rơi ra khỏi máng xoắn, không được đặt cánh vuông góc với thành phễu ($\alpha=90^\circ$) mà đặt nghiêng một góc $\alpha=90^\circ - (3^\circ \div 4^\circ)$. Chọn $\alpha=86^\circ$.

Dung lượng E của phễu phải có khả năng chứa một số phôi đủ cho máng trong khoảng thời gian máy dừng làm việc T (chọn $T=20$ phút)

$$E = Q_{tt} \cdot T = 20 \cdot 20 = 400 \text{ (chiếc/ph)}$$

Số phôi z có thể xếp thành một lớp trong phễu:

$$z = 1 + \sum_{i=0}^k \frac{2\pi \cdot r_i}{L} = 1 + \frac{2\pi \cdot 70}{70} + \frac{2\pi \cdot 140}{70} + \frac{2\pi \cdot 210}{70} = 30 \text{ chiếc}$$

Với, r là số lần đường kính của phôi (để một phôi ở giữa, rồi xếp các phôi vòng xung quanh, cứ thế cho đến đường kính trong của phễu); L : khoảng cách giữa các phôi khi xếp vòng, cũng chính là đường kính phôi;

- Số lớp n phôi có thể xếp chồng trong toàn bộ dung lượng của phễu là:

$$n = \frac{E}{z} = \frac{400}{30} = 13 \text{ lớp}$$

- Chiều cao phễu được tính như sau:

$$H_{\delta} = n \cdot h + \Delta h = 13 \cdot 7 + 7 \cdot 3 = 112 \text{ mm}$$

Với, h là chiều cao phôi, Δh là chiều cao dự phòng của phễu, chọn

$$\Delta h = 3 \cdot h = 21 \text{ mm} .$$

- Chiều rộng máng xoắn được tính theo công thức:

$$B_0 = b + a + (2 \div 3 \text{ mm}) = 70 + 2 + 3 = 75 \text{ mm}$$

- Độ dày của đáy phễu được xác định theo công thức:

$$H_d \approx 0,05 \cdot D_t = 0,05 \cdot 494 = 24,7 \text{ mm}$$

Góc côn của đáy phễu γ_0 được chọn $\gamma_0 = 160^\circ$.

Góc nghiêng tối ưu của khối treo ở chế độ cấp liên tục là:

$$\beta = \arctg(f \cdot \text{tg} \alpha_h) \Leftrightarrow 2 = \arctg(0,3^2 \cdot \text{tg} \alpha_h) \\ \rightarrow \alpha_h = 21,2$$

3.4.3 Thiết kế cơ cấu định hướng phôi trên máng:

Đối với hệ thống cấp phôi rung, việc định hướng phôi diễn ra trong quá trình chuyển động của nó trên cánh xoắn. Các phương pháp định hướng phôi thường dùng là:

- Chủ động: tất cả các phôi được định hướng không phụ thuộc vào vị trí của chúng trên cánh xoắn

- Thụ động: chỉ những phôi có vị trí chính xác mới được chuyển vào máng tiếp nhận, còn những phôi khác sẽ rơi lại vào phễu.

Trước khi chọn phương pháp định hướng, cần xác định xem phôi có thể được định hướng hay không. Tiêu chí xem xét phương pháp định hướng phôi trong phễu rung là độ phức tạp về hình dạng của chúng và độ bám dính của nhạc phối với nhau. Sẽ khó định hướng nếu phôi có hình dạng bất thường như phôi dạng ghém, tay cầm dạng cầu, con lăn có rãnh then không thông... Và không thể định hướng phôi dạng có chiều dài linh hoạt và đàn hồi, xoắn ốc và lò xo không bị uốn cong...

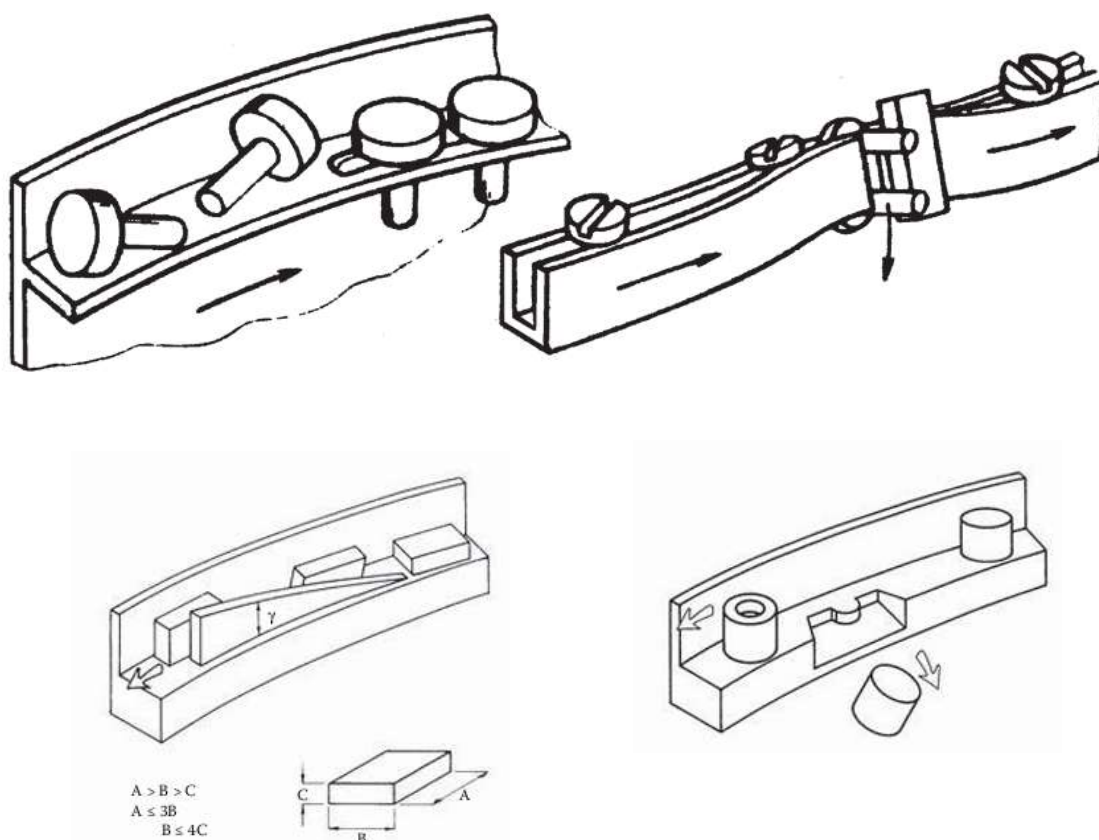
Các phôi có thể định hướng được chia thành bốn loại:

- Loại I: phôi có hình dạng đơn giản, được định hướng bằng cách sử dụng các đường cắt trên máng, dao cắt và góc xiên

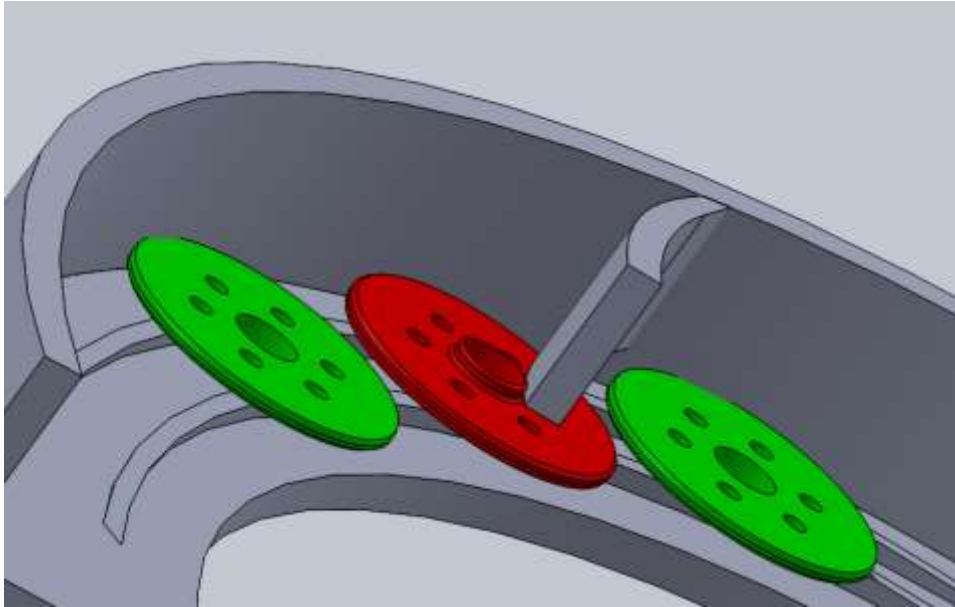
- Loại II: phôi có trọng tâm dịch chuyển, được định hướng bằng rãnh hoặc khi quay khi thông đi qua một khe (rãnh cắt) trên máng

Loại III: phải đối xứng và không đối xứng (loại III), được định hướng khi rơi vào cửa số đặc biệt của máng xoắn ốc, một máng để xả các phôi đã định hướng hoặc một bộ chọn lựa được lắp vào phễu, dưới các thanh dẫn hướng của máng xoắn ốc, hình dạng của các cửa số định hướng có thể tuân theo cấu hình của phôi (hướng của phôi được đảm bảo bằng sự dịch chuyển trọng tâm của phôi tại thời điểm nó đi qua cửa số định hướng)

- Loại IV: các phôi khác, được định hướng bằng các thiết bị đặc biệt có thể được lắp đặt trong phễu rung hoặc đặt bên ngoài nó. Thường thì sẽ sử dụng một số nguyên tắc sau đây (dựa vào trọng tâm dịch chuyển) để định hướng phôi trên cơ cấu cấp phôi rung



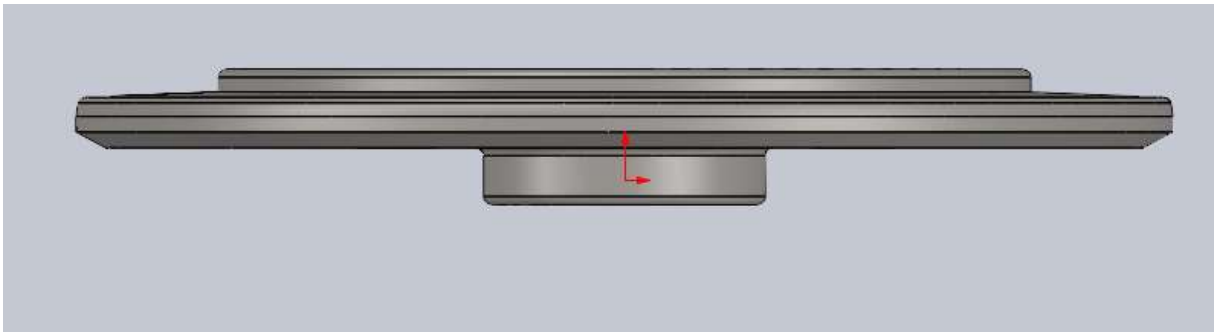
Hình 3-8 Một số cơ cấu định hướng phôi



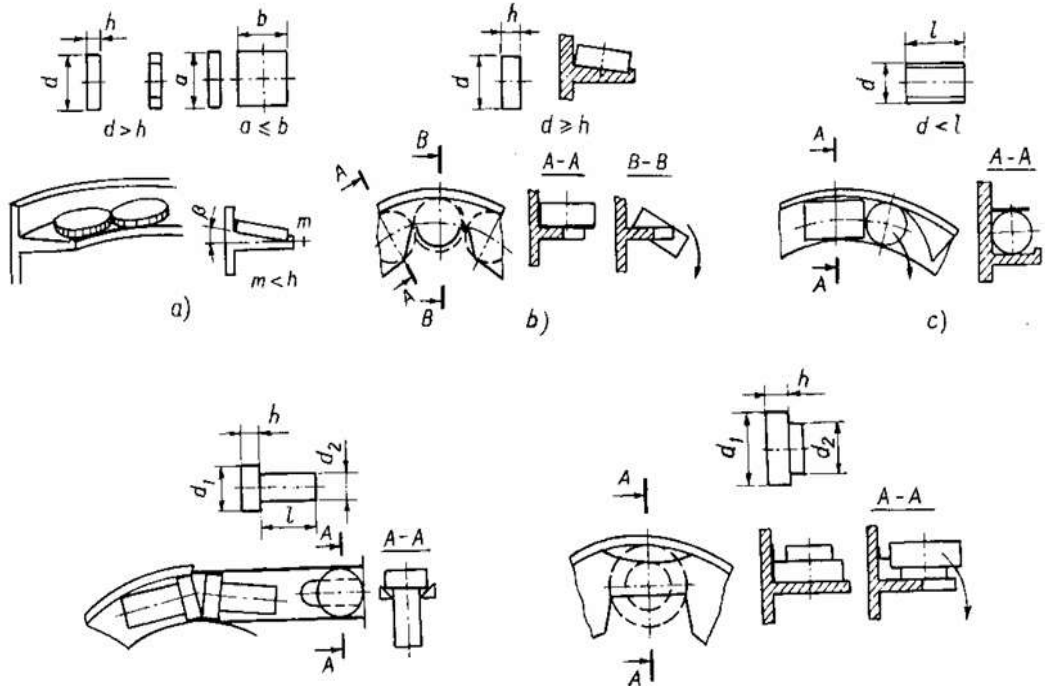
Hình 3-9 Kết cấu cơ cấu định hướng được đề xuất cho chi tiết

Vì trên máng có rãnh lọt được phần lõi của phôi nên phôi khi qua sẽ đc hạ thấp xuống và không cần cần gạt

Còn phôi màu đỏ nó ngược lại thì bị cần gạt gạt xuống quay lại phễu



Trong các cơ cấu cấp phôi rung động, chi tiết được định hướng khi dịch chuyển trong máng trung. Trên hình là một số phương pháp định hướng phôi thông dụng.



Hình 3-10 Các phương pháp định hướng phôi trong các cơ cấu cấp phôi rung động

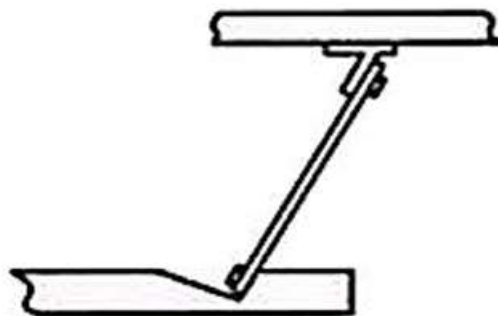
Khi cấp phôi dạng đĩa, vòng tấm vuông hoặc chữ nhật theo phương pháp cấp một lớp hình a, máng được chế tạo nghiêng về phía tâm phễu một góc $\beta = 3 \div 5^\circ$, chiều cao gờ nhỏ hơn chiều cao phôi.

3.4.5 Tính toán thiết kế kích thước các chân:

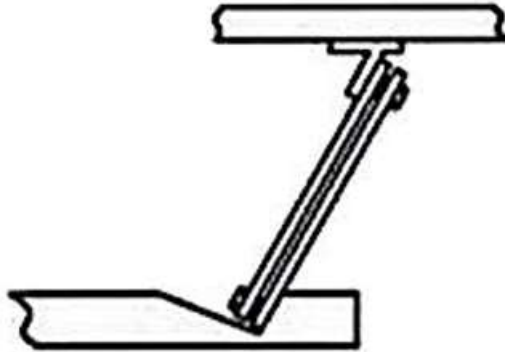
a) Kết cấu của các chân:

Kết cấu của các chân trong các cơ cấu cấp phôi rung động thường có các loại sau: lò xo phẳng, lò xo phẳng nhiều lớp và lò xo có tiết diện tròn.

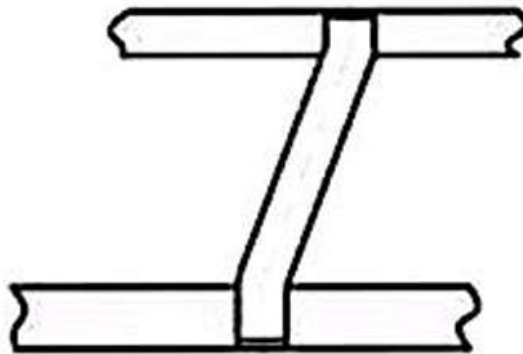
+ Lò xo phẳng 1 lớp



+ Lò xo phẳng nhiều lớp



+ Lò xo có diện tích tròn



Chế độ làm việc của cơ cấu cấp phối rung động phụ thuộc vào độ cứng vững của các chân đỡ như nhau hay không. Nguyên nhân gây ra độ cứng vững khác nhau là:

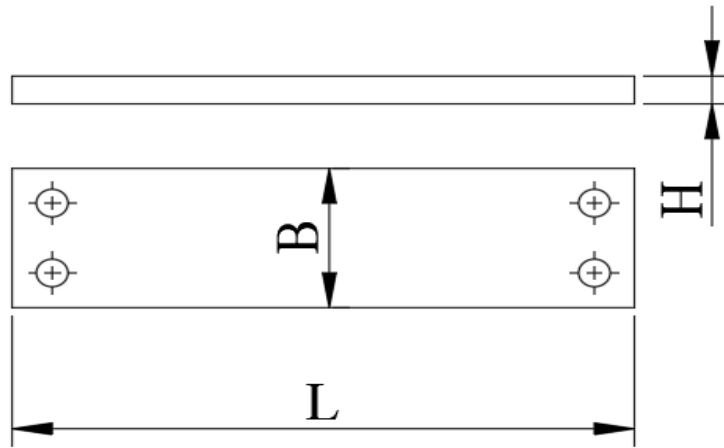
- + Kích thước chế tạo không giống nhau
- + Vật liệu khác nhau
- + Lắp chân vào đáy phểu không chính xác

Độ cứng vững không đồng đều (khác nhau) sẽ làm cho máng dao động dứt quãng (không đều). Do đó dịch chuyển của các chi tiết trên máng không đồng đều. Vì vậy tính toán các chân có hiệu quả khi các yếu tố làm thay đổi độ cứng vững của các chân được loại bỏ.

- Tính toán các chân:

Vật liệu chế tạo lò xo là thép đàn hồi có lượng cacbon (0,55%÷0,65%)

Xét trong điều kiện thanh chịu uốn thuần túy (nghĩa là dao động lên xuống mà không có xoắn).



Hình 3-11 Thép lá lò xo

Thông số hình học của lò xo như hình vẽ. Trong ba thông số này ta chọn hai thông số và ta tính thông số còn lại:

Chọn: $b=40$ (mm)

$L=250$ (mm)

Tính H

Ta có tần số giao động cưỡng bức:

$$\Omega = 2\pi \cdot f = 2 \cdot 3,14 \cdot 50 = 314 \text{ (rad/s)}$$

Trong thực tế thì tần số giao động cưỡng bức Ω luôn nhỏ hơn tần số giao động riêng ω_0 ($\Omega < \omega_0$).

Hay $\frac{\Omega}{\omega_0} < 1$. Vì vậy xét trong điều kiện hệ thống ổn định ta sẽ chọn

$$\frac{\Omega}{\omega_0} = 0,8 \div 0,95$$

Suy ra tần số giao động riêng:

$$\omega_0 = \frac{\Omega}{0,95} = \frac{314}{0,95} = 320 \text{ (rad/s)}$$

Độ cứng tương đương của lò xo:

$$c = m \cdot \omega_0^2 =$$

Trong đó : sử dụng phần mềm ta tính được khối lượng của máng là $m \approx 7kg$ và khối lượng của phôi là $m=4,5kg$

Từ công thức:

$$c = \frac{3EJ}{l^3}$$

Vì lò xo có diện tích hình chữ nhật nên:

$$J = \frac{bh^3}{12}$$

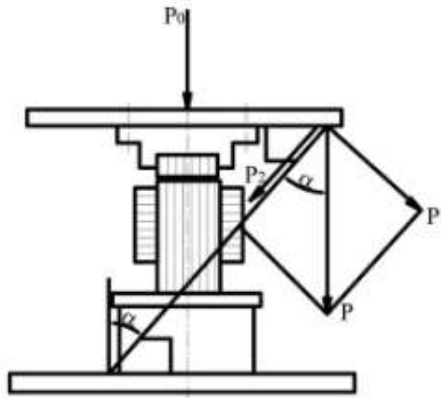
$$\Rightarrow h = \sqrt[3]{12 \cdot c \cdot \frac{l^3}{3 \cdot E \cdot b}} = 12.11,5.320^2 \cdot \frac{250^3}{3} = 14.74(\text{mm})$$

+ Tính toán nam châm điện:

Chọn số nam châm điện từ sử dụng trong cơ cấu trung

Khi thiết kế cơ cấu cấp phối rung động có rãnh xoắn vấn đề xác định số lượng nam châm điện trong cơ cấu là rất quan trọng. Chỉ tiêu xác định số nam châm điện là tỉ lệ tương quan giữa lực kéo tác dụng lên các chân và độ cứng vững của đáy phễu.

Cơ cấu có 1 nam châm điện:

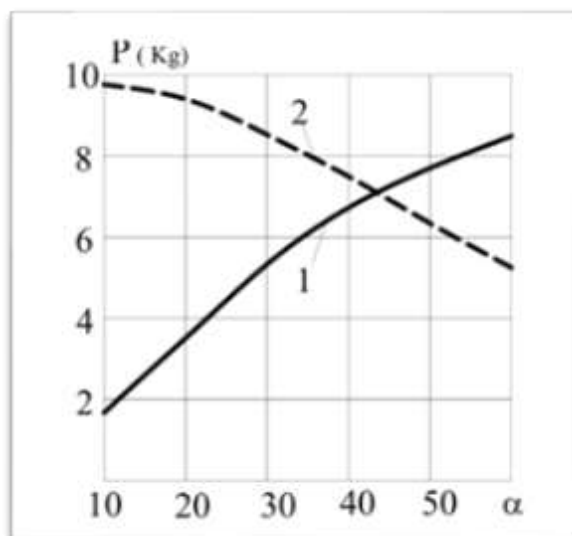


Hình 3-12 Sơ đồ nam châm tác động

Ta có: $P_1 = P \cdot \sin \alpha$

$$P_2 = P \cdot \cos \alpha$$

Khi cơ cấu có bốn chân thì $P = \frac{P_0}{4}$

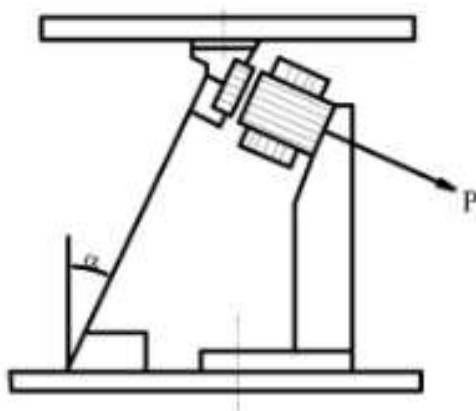


Hình 3-13 Quan hệ phụ thuộc giữa thành phần lực P_1 , P_2 và góc nghiêng α

Như vậy, khi có một nam châm trong cơ cấu thì nên chọn α lớn trong trường hợp này công suất để tạo ra lực kéo yêu cầu là thấp nhất.

Đường kính của phễu cũng phụ thuộc vào số nam châm điện trong cơ cấu. Khi đường kính phễu tăng thì độ cứng vững của đáy phễu giảm bởi vì khối lượng của đáy và thành phễu tăng không tỷ lệ với nhau, còn độ cứng vững không đủ của đáy phễu có thể làm cho nó dao động như một cái máng và biên độ của dao động xoắn có thể rất nhỏ và không có khả năng làm cho phôi chuyển động theo bề mặt.

+ Khi có ba nam châm điện:



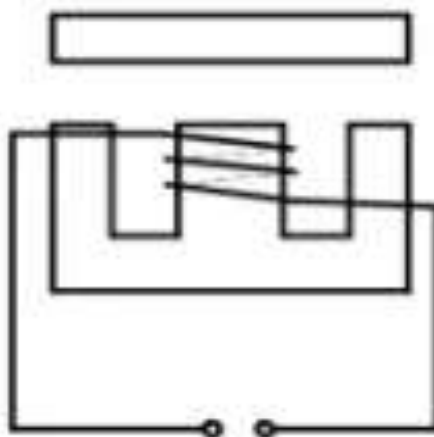
Hình 3-14 Sơ đồ tác dụng lực khi có 4 nam châm điện

+ Cơ cấu rung điện từ:

Cơ cấu rung điện từ cần được xem như hệ dao động cơ điện thuần nhất, nơi mà điện năng chuyển thành cơ năng dao động. Sự thay đổi độ cứng vững của các chân,

khối lượng của các phần di động, trạng thái vật lý của vật liệu chi tiết và các yếu tố khác sẽ làm cho biên độ dao động của cơ cấu thay đổi, vì vậy để có được các quy luật chuyển động cần thiết của máng chứa trong cơ cấu cấp phối rung động người ta sử dụng các loại cơ cấu rung điện từ và các sơ đồ cấp điện khác nhau. Theo nguyên tắc hoạt động thì các cơ cấu rung điện từ được chia ra làm hai loại:

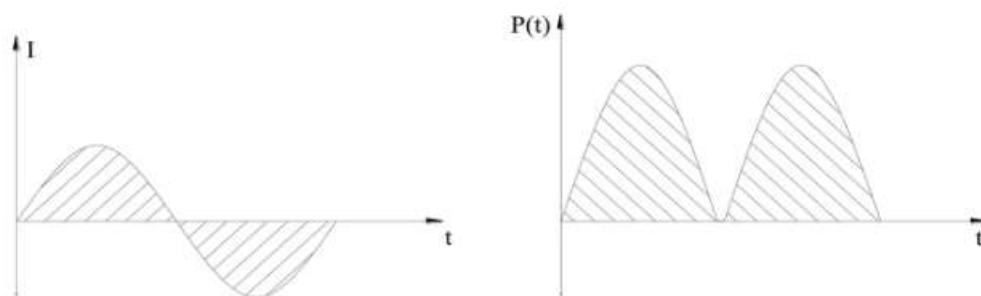
- Cơ cấu rung điện từ một nhịp (một nam châm điện)
 - Cơ cấu rung điện từ hai nhịp (hai nam châm điện)
- + Cơ cấu rung điện từ 1 nhịp:



Hình 3-15 Cơ cấu rung điện từ 1 nhịp

Cơ cấu rung điện từ một nhịp cấu tạo gồm một nam châm điện, trong đó xuất hiện lực một hướng. Hành trình ngược lại của phần ứng (của nam châm điện) được thực hiện nhờ năng lực đàn hồi được tích tụ ở các chân khi thực hiện hành trình thuận. Như vậy, trong cơ cấu rung điện từ một nhịp nhờ có tác dụng một phía của lực kéo đã xuất hiện tải trọng bổ sung ở các phần tử đàn hồi của cơ cấu.

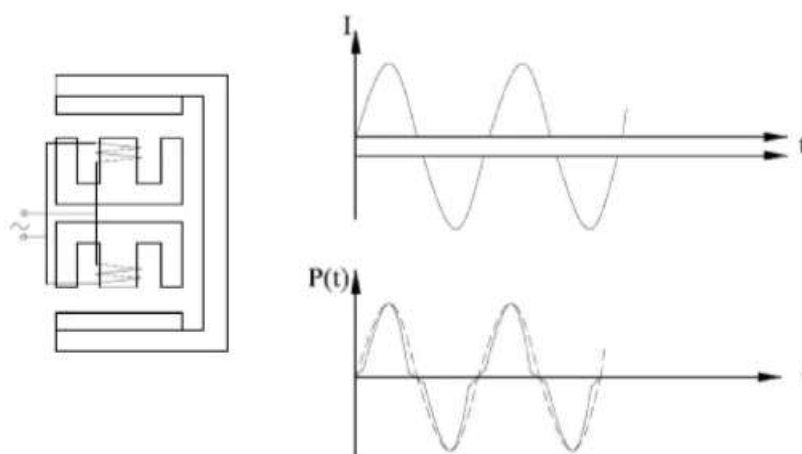
Khi cấp dòng điện xoay chiều có tần số 50Hz cho cuộn dây trong mỗi nửa chu kỳ chuyển động của dòng điện sức kéo của phần ứng đạt giá trị cực đại, còn khi giảm dòng điện độ nén đàn hồi của thép lá trở về vị trí ban đầu. Như vậy, tần số dao động của máng chứa so với tần số cấp điện tăng lên hai lần.



Hình 3-16 Cơ cấu rung điện từ 1 nhip

+Cơ cấu rung điện từ hai nhip:

Có cấu tạo gồm 2 nam châm điện và các phần ứng của chúng được nối cứng với nhau



Hình 3-17 Cơ cấu rung điện từ 2 nhip

Với kết cấu như vậy lực kéo nam châm điện tác dụng ở hai phía đối xứng và không gây ra tải trọng bổ sung cho hệ thống đàn hồi. Cơ cấu rung điện từ hai nhip là cơ cấu hoàn thiện bởi vì chúng đảm bảo sự đối xứng của đường cong thay đổi dòng điện, loại bỏ khả năng xuất hiện sai số, đảm bảo độ ổn định của cơ cấu và nâng cao công suất hoạt động.

3.4.6 Tính nam châm điện

Trong phễu cấp phôi rung động. Dẫn động của các cơ cấu cấp phôi kiểu này có thể là các đầu rung điện từ, cơ khí, khí nén hoặc thủy lực. Thông dụng nhất là đầu rung điện từ vì chúng cho phép điều chỉnh vô cấp năng suất cấp phôi. Vì vậy trong phần tính dẫn động cho phễu ta sẽ tính toán dẫn động bằng nam châm điện xoay chiều, có tần số là 50

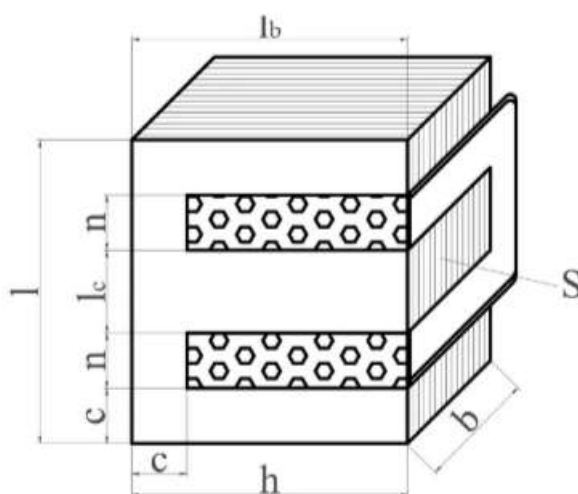
(Hz) tương ứng với 3000(dao động /phút). Lực kích động ban đầu là $H = 320$ (N). Lực kéo của nam châm điện $P_1 = 320$ (N). Hiệu điện thế $U=220$ (V). Cảm ứng từ $B=10000$ Gaus(1 Gaus = 10^{-4} Tesla). Vật liệu của phần cảm là thép 1(A). Lực kéo P_0 của nam châm điện khi cấp dòng điện hình sin cho cuộn dây được viết bằng biểu thức:

$$P_1 = H \cdot \sin \theta$$

Với: H – lực kích ban đầu

Tiết diện

$$\rightarrow P_{0max} = 320(N)$$



Hình 3-18 Nam châm điện

+ Tiết diện phần cảm:

$$S_0 = P_0 \left(\frac{5000}{K \cdot B} \right)^2 = 320 \cdot \left(\frac{5000}{0,8 \cdot 10000} \right)^2 = 12,5 (cm)$$

Trong đó:

- $P_0(P_0=320N)$: lực kéo trung bình do nam châm điện sinh ra(N)
- $B(B=10000)$: cảm ứng từ lớn nhất trong thép(T-tecla)
- $K(K=0,8)$: hệ số phân tán cảm ứng từ trong khe hở

Chiều dày của phần cảm trung tâm:

$$S_c = l_c \cdot b$$

Chọn: $l_c=3,2(cm)$

$$\Rightarrow b = \frac{S_c}{l_c} = \frac{12,5}{3,2} = 3,9 (cm)$$

Trong đó:

- b: chiều dày của thanh:
- l_c : bề rộng của phần cảm trung tâm

Bề rộng của phần cảm ngoài:

$$c = \frac{l_c}{2} = \frac{3.2}{2} = 1.6(cm)$$

Bề rộng cửa sổ:

$$n = l_c = 3,2(cm)$$

Chiều rộng của phần cảm

$$h = (2,5 - 3).n = 8 \div 9,6(cm)$$

Chiều cao của thép

$$l_b = h + c = 8 + 1,6 = 9,6(cm)$$

Bề rộng khuôn khô của thép:

$$l = l_c + 2c + 2n = 3,2 + 2.1,6 + 2.3,2 = 12,8(cm)$$

Theo kích thước hình học của thép có thể xác định số Ampe- vòng được cuốn vòng phần cửa sổ:

$$A.\omega = h.n.10^2 \delta.K_0 = 8.3,2.100.2.0,3 = 1536$$

Trong đó:

$$\delta = 2(A/m)$$

K_0 : Hệ số điền đầy của dây đồng ($K_0 = 0,25 \div 0,3$)

Số vòng quay cần thiết là:

$$\omega = \frac{10^8.U}{4,44.f_0.B.S_0} = \frac{10^8.220}{4,44.50.1000.12,5} = 793(vg)$$

Trong đó: $f_0 = 50(HZ)$: tần số của dòng điện

Tiết diện của dây

$$S_d = \frac{h.n.0,35.10^2}{\omega} = \frac{8.3,2.0,35.10^2}{793} = 1,13(mm^2)$$

Đường kính dây

$$d = \sqrt{\left(\frac{4.S_d}{\pi}\right)} = \sqrt{\frac{4.1,13}{\pi}} = 1,2(mm)$$

Dòng điện của cuộn dây

$$I = \frac{A.\omega}{\omega} = \frac{1536}{793} = 1,94(A)$$

Số vòng ở hàng thứ nhất

$$K_B = \frac{0,9.n_k}{d} = \frac{0,9.28}{1,2} = 21(\text{vg})$$

Trong đó:

n_k : bề rộng của cuộn dây. Chọn $n_k=28(\text{mm})$

0,9: hệ số tính đến các cuộn dây

Số hàng trong cuộn dây:

$$m = \frac{0,8.h_k}{d} = \frac{0,8.70}{1,2} = 46(\text{vg})$$

Trong đó:

h_k : chiều cao của cuộn dây(mm). Chọn $h_k=70(\text{mm})$

0,8: hệ số tính đến lớp cách điện giữa các hàng trong cuộn dây

Số vòng trong cuộn dây:

$$\omega_k = K_B.m = 21.46 = 966(\text{vg})$$

Công suất sinh ra nhiệt P_a được tính theo công thức:

$$P_a = U.I \cos\varphi = R_a.I^2$$

Trong đó:

$\cos\varphi$: hệ số công suất.

R_a : điện trở của cuộn dây, được tính như sau:

$$R_a = \frac{\rho.l_0.\omega}{S_d}$$

Với:

ρ : điện trở riêng của đồng: $\rho = 0,0175(\text{w}.\frac{\text{mm}^2}{\text{m}})$

l_0 : chiều dài của một vòng ở giữa cuộn dây

$$l_0 = (7+7).2 = 28(\text{cm}) = 0,28(\text{m})$$

$$R_a = \frac{\rho.l_0.\omega}{S_d} = \frac{0,0175.0,28.966}{1,2} = 3,7(\Omega)$$

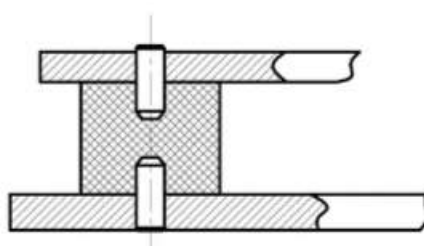
$$\Rightarrow P_a = U.I \cos\varphi = R_a.I^2 = 3,7.1,94^2 = 13,92(\text{W})$$

+Cơ cấu giảm chấn

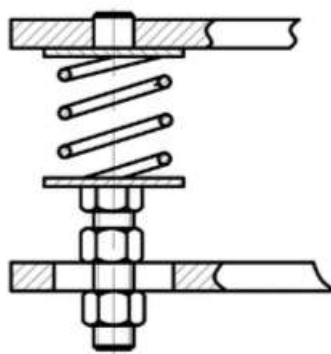
Khi làm việc, cơ cấu cấp phôi rung động truyền lực kích thích lên máy làm cho máy bị rung động gây hậu quả xấu đến chất lượng gia công. Vì vậy, sử dụng cơ cấu cấp phôi rung động đòi hỏi phải có cơ cấu giảm rung.

Để giảm rung động người ta thường dùng các đế tỳ đàn hồi hay còn gọi là các cơ cấu giảm chấn. Cơ cấu giảm chấn có thể là lò xo, đệm cao su, chúng có khả năng giảm rung động, tạo điều kiện cho máy làm việc ổn định hơn.

+ Cơ cấu giảm chấn cao su thường được lắp giữa hai tấm đệm bằng thép.



Hình 3-19 Cơ cấu giảm chấn bằng cao su



Hình 3-20 Cơ cấu giảm chấn bằng lò xo

Giảm chấn bằng lò xo có ưu điểm là có thể điều chỉnh độ cứng vững do đó có thể đạt được tần số dao động riêng theo yêu cầu. Ngoài ra, giảm chấn lò xo còn giữ được tính đàn hồi lâu hơn giảm chấn cao su. Tuy nhiên, trong thực tế người ta sử dụng giảm chấn cao su nhiều hơn bởi vì chúng có khả năng chống rung tốt hơn, kết cấu đơn giản dễ chế tạo hơn. Trong quá trình làm việc, cơ cấu giảm chấn hoạt động tốt chỉ khi tỷ số $\frac{\omega}{\gamma_a} = 1,41$. Nếu tỷ số $\frac{\omega}{\gamma_a} < 1,41$ thì hiệu quả giảm chấn không cao (tham khảo biểu đồ Ya 6.31-[1]).

Trong đó:

ω : tần số giao động cưỡng bức ($\omega=314$ rad/s)

γ_a : tần số giao động riêng của cơ cấu giảm chấn

Vậy để cơ cấu giảm chấn hoạt động tốt thì $\gamma_a = \frac{314}{1,41} = 222,7(\text{rad} / \text{s})$

Xác định kích thước của giảm chấn cao su:

- Để tính được kích thước của giảm chấn cần chọn trước thông số chiều cao: $h(h=30\text{mm})$.
- Xác định đường kính của giảm chấn cao su:

Độ cứng của giảm chấn:

$$C = \sum m \cdot \frac{\gamma_a^2}{n} = \frac{78 \cdot (222,7)^2}{3} = 129000(\text{N} / \text{m}) = 1290(\text{N} / \text{mm}) \quad (1)$$

$$C = \frac{3E \cdot J}{h^3} = \frac{3 \cdot E \cdot \pi \cdot D^4}{64 \cdot h^3} \quad (2)$$

Từ (1) và (2):

$$\text{Ta có: } D = \sqrt[4]{\frac{1290 \cdot 64 \cdot h^3}{3 \cdot \pi \cdot E}} = \sqrt[4]{\frac{1290 \cdot 64 \cdot 30^3}{3 \cdot \pi \cdot 60}} = 44(\text{mm})$$

Trong đó:

γ_a : tần số giao động riêng của cơ cấu giảm chấn ($\gamma_a=222,7$ rad/s)

$\sum m$: tổng khối lượng của cơ cấu rung ($\sum m=78\text{kg}$)

h : chiều cao của cơ cấu giảm chấn ($h=30\text{mm}$)

n : số lượng giảm chấn ($n=3$)

E : mô đun đàn hồi vật liệu cao su ($E=60$ N/mm²)

J : momen quán tính tiết diện tròn ($J = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$)

Vậy giảm chấn có kích thước: chiều cao $h=30\text{mm}$ và đường kính $D=44\text{mm}$.

3.5 Tính toán bộ truyền vít me bi cho trục chính

3.5.1 Xác định đường kính trong d_1 của ren theo độ bền kéo (hoặc nén)

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma_k]}}$$

Trong đó F_a – lực dọc trục, N; $[\sigma_k] = [\sigma_n] = \sigma_{ch}/3$ với σ_{ch} – giới hạn chảy của vật liệu vít

Chọn vật liệu thép 45X tôi cải thiện, ta có:

$\sigma_{ch} = 650\text{Mpa}$ tra bảng 6.1 Thiết kế Hệ dẫn động cơ khí [10]

$$\Rightarrow [\sigma_u] = [\sigma_n] = 650/3 = 213,3(\text{Mpa})$$

Khi đó

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4.1.3.1988,4}{3.14.213,4}} = 3,9(\text{mm})$$

Ta chọn $d_1=15$ mm

Chọn các thông số của bộ truyền:

- Đường kính bi

$$d_b = 0,13.15 = 2 \text{ mm}$$

- Bước vít

$$p = d_b + 5 = 2 + 5 = 7 \text{ mm}$$

- Khoảng cách từ tâm rãnh lăn đến tâm bi

$$c = \left(r_1 - \frac{d_b}{2} \right) \cos\beta$$

Trong đó:

β : góc tiếp xúc, $\beta = 45^\circ$

r_1 : bán kính rãnh lăn, được xác định theo công thức

$$r_1 = 0,51.d_b = 0,51.2 = 1,02 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow c = (1,02 - 2/2). \cos 45^\circ = 0,014 \text{ mm}$$

- Đường kính vòng tròn qua các tâm bi

$$D_{tb} = d_1 + 2(r_1 - c) = 15 + 2.(1,02 + 0,014) = 17,01 \text{ mm}$$

- Đường kính trong của đai ốc

$$D_1 = D_{tb} + 2(r_1 - c) = 17,01 + 2.(1,02 + 0,014) = 19,1 \text{ mm}$$

- Chiều sâu của profin ren

$$h_1 = (0,3 \dots 0,35).d_b = 0,32.2 = 0,64 \text{ mm}$$

- Đường kính ngoài của vít và đai ốc

$$d = d_1 + 2h_1 = 15 + 2.0,64 = 16,28 \text{ mm}$$

$$D = D_1 - 2h_1 = 19,1 - 2.0,64 = 17,82 \text{ mm}$$

- Góc vít

$$\gamma = \arctg\left(\frac{p}{\pi D_{tb}}\right) = \arctg\left(\frac{7}{\pi.17,01}\right) = 7,27$$

- Số bi trên các vòng răng làm việc

$$Z_b = \pi.D_{tb} \cdot \frac{k}{d_b} - 1 = \frac{\pi.17,01.2,3}{2} - 1 = 60,45 \approx 61 \text{ viên với } k = 2,3$$

- Khe hở hướng tâm

$$\Delta = D_1 - (2db + d_1) = 19,11 - (2 \cdot 2 + 15) = 0,11 \text{ mm}$$

- Khe hở tương đối

$$\chi = \frac{\Delta}{d_1} = \frac{0,11}{15} = 0,0073 \text{ mm}$$

- Góc ma sát lăn thay thế

$$\varphi_1 = \arctg\left(\frac{2f_t}{d_1 \cdot \sin\beta}\right) = \arctg\left(\frac{2 \cdot 0,005}{15 \sin 45^\circ}\right) = 0,054^\circ$$

Với $f_t = 0,005$ hệ số ma sát lăn thay thế

- Hiệu suất khi biến chuyển động quay thành tịnh tiến

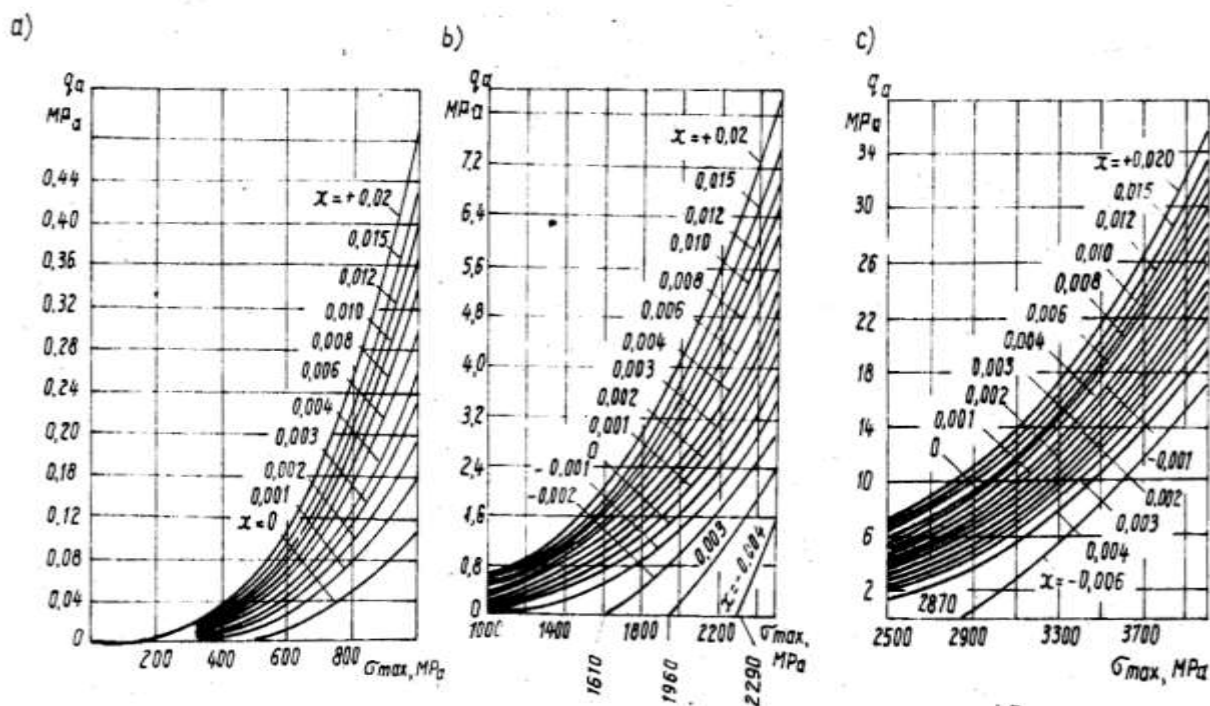
$$\eta = \frac{\text{tg}\gamma}{\text{tg}(\gamma + \varphi_1)} = \frac{\text{tg}7,27}{\text{tg}(7,27 + 0,054)} = 0,99$$

3.5.2 Tính kiểm nghiệm độ bền

Tải trọng riêng dọc trục:

$$q_a = \frac{F_a}{Z_b d_b^2 \lambda} = \frac{7800}{61,2^2 \cdot 0,8} = 39,95 \text{ (MPa)}$$

Với tải trọng riêng và khe hở tương đối kết hợp biểu đồ dưới đây:



Hình 3-21 Đồ thị xác định ứng suất lớn nhất σ_{\max}

Ta có: $\sigma_{\max} \approx 3400 \text{ MPa} < [\sigma_{\max}] = 5000 \text{ MPa}$

Bảng 3-5 Thông số bộ truyền vít me đai ốc bi

Thông số	Kí hiệu	Giá trị	Đơn vị
Đường kính bi	d_b	2	mm
Bước vít	p	7	mm
Bán kính rãnh lăn	r_1	1,03	mm
Khoảng cách tâm rãnh lăn đến tâm bi	c	0,014	mm
Đường kính vòng tròn qua các tâm bi	D_{tb}	17,01	mm
Đường kính trong của đai ốc	D_1	19,1	mm
Chiều sâu profin ren	h_1	0,64	mm
Đường kính ngoài của vít	d	16,28	mm
Đường kính ngoài của đai ốc	D	17,82	mm
Góc vít	γ	7,27	độ
Số bi trên các vòng răng làm việc	Z_b	61	bi
Khe hở hướng tâm	Δ	0,11	mm
Khe hở tương đối	χ	0,0073	mm
Góc ma sát lăn thay thế	φ_1	0,054	độ

3.5.3 Tính chọn ổ lăn

Trong kết cấu máy lực dọc trục đóng vai trò chủ yếu gây lên ổ lăn nên ta chọn ổ bi đỡ chặn 1 dãy

Có kích thước đường kính ngoài của vít $d = 15$ mm. Ta chọn ổ bi đỡ chặn 1 dãy kí hiệu 8202 theo phụ lục Bảng P2.13 với $L_h = 20000$ giờ

Bảng 3-6 Thông số ổ bi

Kí hiệu ổ	d, mm	d ₁ , mm	D, mm	H, mm	r, mm	C, kN	C ₀ , kN
8201	12	12,2	28	11	1,0	8,68	15,4
8202	15	15,2	32	12	1,0	9,87	18,6
8204	20	20,2	40	14	1,0	15,8	30,6
8205	25	25,2	47	15	1,0	20,4	41,0
8206	30	30,2	52	16	1,0	23,0	47,2
8207	35	35,2	62	18	1,5	31,6	68,0
8208	40	40,2	68	19	1,5	37,5	79,9
8209	45	45,2	73	20	1,5	39,5	90,5

Có khả năng tải động $C_r = 18,6\text{KN}$

Có khả năng tải tĩnh $C_0 = 9,87\text{KN}$

Lực dọc trục trên các ổ bi $F_a = 1988\text{ N}$

Lực tác dụng bởi khối lượng khi không chuyển động lên các ổ

$F_r = R_1 = R_2 = mg/2 = (m \text{ động cơ taro} + m \text{ gá động cơ}) \cdot 10/2 = (3,6 + 5) \cdot 10/2 = 43\text{ N}$

Khả năng tải động:

$$C_r = Q \cdot l^{\frac{1}{m}}$$

Khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = Q_0 \cdot l^{\frac{1}{m}}$$

Trong đó:

$m = 3$ với ổ bi đỡ

L là tuổi thọ của ổ lăn

$$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h$$

$$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot 60 \cdot 20000 = 72 \text{ Triệu vòng}$$

Q : Tải trọng động của ổ lăn

$$Q = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_d \cdot K_t$$

Q_0 : Tải trọng tĩnh của ổ lăn

$$Q_0 = (X_0 \cdot V \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a) \cdot K_d \cdot K_t$$

$$K_d = 1,1 \text{ (Chịu va đập nhẹ)}$$

$$K_t = 1$$

Mặt khác:

$$\frac{F_a}{F_r} = \frac{1988}{43} = 46 > 1,14$$

Contact Angle	$\frac{if_0 F_a^*}{C_{or}}$	e	Single, DT				DB or DF			
			$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$		$F_a/F_r \leq e$		$F_a/F_r > e$	
			X	Y	X	Y	X	Y	X	Y
15°	0.178	0.38	1	0	0.44	1.47	1	1.65	0.72	2.39
	0.357	0.40	1	0	0.44	1.40	1	1.57	0.72	2.28
	0.714	0.43	1	0	0.44	1.30	1	1.46	0.72	2.11
	1.07	0.46	1	0	0.44	1.23	1	1.38	0.72	2.00
	1.43	0.47	1	0	0.44	1.19	1	1.34	0.72	1.93
	2.14	0.50	1	0	0.44	1.12	1	1.26	0.72	1.82
	3.57	0.55	1	0	0.44	1.02	1	1.14	0.72	1.66
	5.35	0.56	1	0	0.44	1.00	1	1.12	0.72	1.63
25°	—	0.68	1	0	0.41	0.87	1	0.92	0.67	1.41
30°	—	0.80	1	0	0.39	0.76	1	0.78	0.63	1.24
40°	—	1.14	1	0	0.35	0.57	1	0.55	0.57	0.93

Chọn X= 0,35, Y= 0,57

Tải trọng động:

$$Q = (0,35.43 + 0,57.1988). 1,1.1 = 1250N$$

Khả năng tải động

$$Cr = 3960.72^{\frac{1}{3}} = 5200 N < 18,6 kN$$

Contact Angle	Single, DT	
	X ₀	Y ₀
15°	0.5	0.46
25°	0.5	0.38
30°	0.5	0.33
40°	0.5	0.26

Chọn X₀ = 0,5; Y₀ = 0,26

Tải trọng tĩnh

$$Q_0 = (0,5.43 + 0,26.1988). 1,1.1 = 592 N$$

Khả năng tải tĩnh

$$C_0 = 592.72^{\frac{1}{3}} = 2462N < 9,87 kN$$

Như vậy chọn ổ bi phù hợp với khả năng tải

3.5.6 Tính toán động cơ vít me

Ta có

- + Lực dọc trục $F_a = 1988 \text{ N}$
- + Bước vít $P = 7 \text{ mm}$
- + Hành trình nâng hạ $S = 150 \text{ mm}$
- + Thời gian $t = 1,5 \text{ s}$

- Momen xoắn trên trục

$$T = \frac{F_a \cdot P}{2\pi \cdot \eta} = \frac{1988 \cdot 0,007}{2\pi \cdot 0,9} = 2,460 \text{ Nm}$$

Trong đó: η là hiệu suất của bộ truyền $0,85 \div 0,95$ chọn $\eta = 0,9$

- Vận tốc làm việc

$$v = \frac{S}{t} = \frac{0,15}{1,5} = 0,1 \text{ m/s} = 6 \text{ m/phút}$$

- Tốc độ quay

$$n = \frac{6}{0,007} = 857 \text{ vòng/phút}$$

- Công suất động cơ

$$P = \frac{2\pi \cdot n \cdot T}{60} = \frac{2\pi \cdot 857 \cdot 2,460}{60} = 220 \text{ W} = 0,22 \text{ KW}$$

Chọn động cơ **TML DATA** của Công ty TECHTOP với công suất $P = 0,75 \text{ KW}$, tốc độ quay $n = 1410$ vòng/ phút

Bảng 3-7 Thông số động cơ

TML DATA

Output kW	Full Load Speed [RPM]	Frame Size	Shaft Dia [mm]	Current @ 240v		Efficiency	Power Factor	Torque			Capacitor		Weight Foot Mount [Kg]
				Full Load [A]	Locked Rotor [%]			Full Load [%]	Full Load [Nm]	Locked Rotor [% FLT]	Break Down [% FLT]	Start Capacitor [mfd/volt]	
0.75	1410	80B	19	4.5	630	73.0	0.94	5.1	250	170	120/250	25/450	10.8
1.1	1410	90S	24	6.5	590	75.0	0.95	7.5	220	180	150/250	35/450	13.5
1.5	1420	90L	24	8.7	610	76.0	0.95	10.1	220	180	200/300	40/450	16.5

CHƯƠNG 4: THIẾT KẾ PHẦN ĐIỀU KHIỂN HỆ THỐNG

4.1 Hệ thống điều khiển

4.1.1 Khái Niệm

Hệ thống điều khiển là một tập hợp các thành phần (thiết bị, phần mềm, mạch điện, cảm biến, cơ cấu chấp hành,...) làm việc cùng nhau nhằm kiểm soát hành vi của một quá trình hoặc hệ thống khác để đạt được một mục tiêu mong muốn.

4.1.2 Các thành phần có trong hệ thống

a) Cảm biến

Cảm biến là một thiết bị hoặc phần tử kỹ thuật có chức năng thu nhận các thông tin từ môi trường xung quanh dưới dạng các đại lượng vật lý hoặc hóa học như nhiệt độ, áp suất, ánh sáng, âm thanh, độ ẩm, vị trí, vận tốc, nồng độ khí, lực, từ trường,... Sau đó, cảm biến sẽ chuyển đổi các đại lượng này thành tín hiệu điện (tín hiệu analog hoặc digital) để truyền tới các thiết bị xử lý như vi điều khiển, bộ điều khiển logic (PLC), máy tính, hoặc các hệ thống điều khiển tự động khác nhằm giám sát, điều khiển, hoặc ghi nhận thông tin.

Cảm biến đóng vai trò như một giác quan của các hệ thống điện tử và tự động hóa, giúp máy móc và thiết bị có khả năng nhận biết, phản ứng với môi trường và hoạt động một cách thông minh, chính xác. Trong hệ thống điều khiển tự động, cảm biến là khâu đầu vào không thể thiếu, quyết định độ chính xác và hiệu quả của toàn bộ quá trình đo lường và điều khiển

Trong đề tài này ta cần cảm biến tiệm cận để điều khiển

Ta chọn cảm biến **EMZ3-12S** của MISUMI [12]



Hình 4-1 Cảm biến tiệm cận

Bảng 4-1 Thông số cảm biến

Người mẫu	Sản phẩm tiêu chuẩn MISUMI EMZ3-12S
Hình dạng	Loại ren M12
	Loại được che chắn
Khoảng cách phát hiện	3mm
Định dạng đầu ra	NPN KHÔNG
Kích thước bộ phận cảm biến	M12x47
Nguồn điện	DC 3 dây
Điện áp hoạt động định mức	12/24VDC (10 đến 30VDC) Tỷ lệ gợn sóng cho phép 10% pp hoặc thấp hơn
Sụt áp	1,5V hoặc thấp hơn
Độ trễ	20% hoặc ít hơn
Nhiệt độ môi trường hoạt động	-25 đến +70°C
Đặc điểm nhiệt độ	Trong phạm vi $\pm 15\%$ (khi vận hành ở +23°C)
Xếp hạng bảo vệ	IP67
Vật liệu vỏ máy	PBT

b) Công tắc hành trình

Đây là một thiết bị cơ điện bao gồm một bộ truyền động được liên kết cơ học với một bộ tiếp điểm. Khi một đối tượng tiếp xúc với bộ truyền động, thiết bị sẽ vận hành các tiếp điểm để tạo hoặc ngắt kết nối điện. Nó có cấu tạo như công tắc điện bình thường, vẫn có chức năng đóng và mở nhưng có thêm cần tác động để cho các bộ phận chuyển động tác động vào làm thay đổi trạng thái của tiếp điểm bên trong nó. Công tắc hành trình sẽ không duy trì trạng thái, khi không còn tác động nữa chúng sẽ trở về vị trí ban đầu.



Hình 4-2 Công tắc hành trình

c) Bộ điều khiển PLC

Là thiết bị cho phép lập trình thực hiện các thuật toán điều khiển logic. Bộ lập trình PLC nhận tác động các sự kiện bên ngoài thông qua ngõ vào (input) và thực hiện hoạt động thông qua ngõ ra (output). PLC hoạt động theo phương thức quét các trạng thái trên đầu ra và đầu vào. Khi có sự thay đổi bất kỳ từ ngõ vào, dựa theo logic chương trình ngõ ra tương ứng sẽ thay đổi.

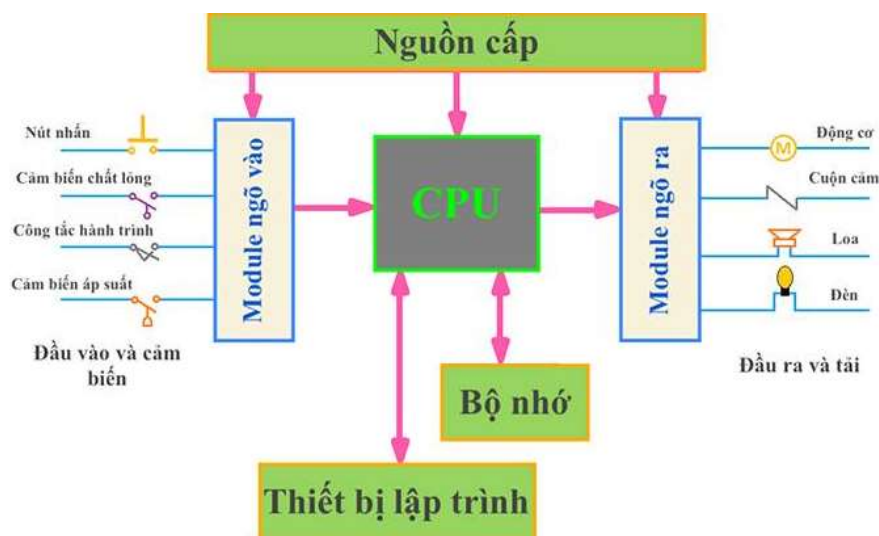
Thành phần cơ bản của PLC

PLC có cấu tạo cơ bản bao gồm:

- Nguồn cấp
- RAM, ROM – là một bộ nhớ chương trình bên trong, ta có thể thêm bộ nhớ bên ngoài EPROM
- CPU – là bộ xử lý trung tâm có công giao tiếp dùng cho việc kết nối với PLC
- Module đầu vào/ra (I / O)



Hình 4-3 Bộ PLC

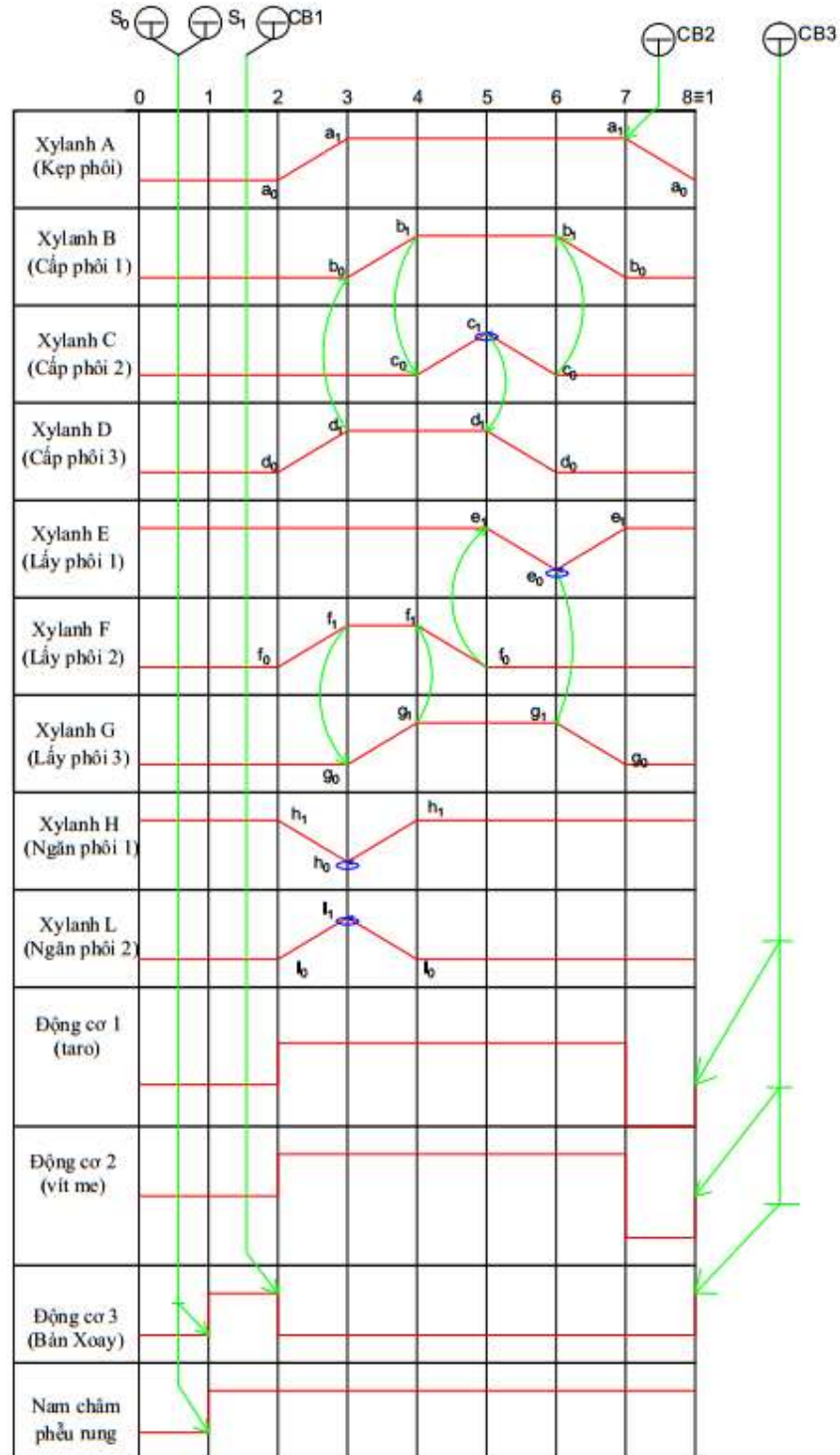


Hình 4-4 Điều khiển PLC

Ta chọn Bộ PLC S7-1200 của Siemes để điều khiển

4.2 Thiết kế hệ thống điều khiển

4.2.1 Biểu đồ trạng thái



Hình 4-4 Biểu đồ trạng thái

Nguyên lý làm việc

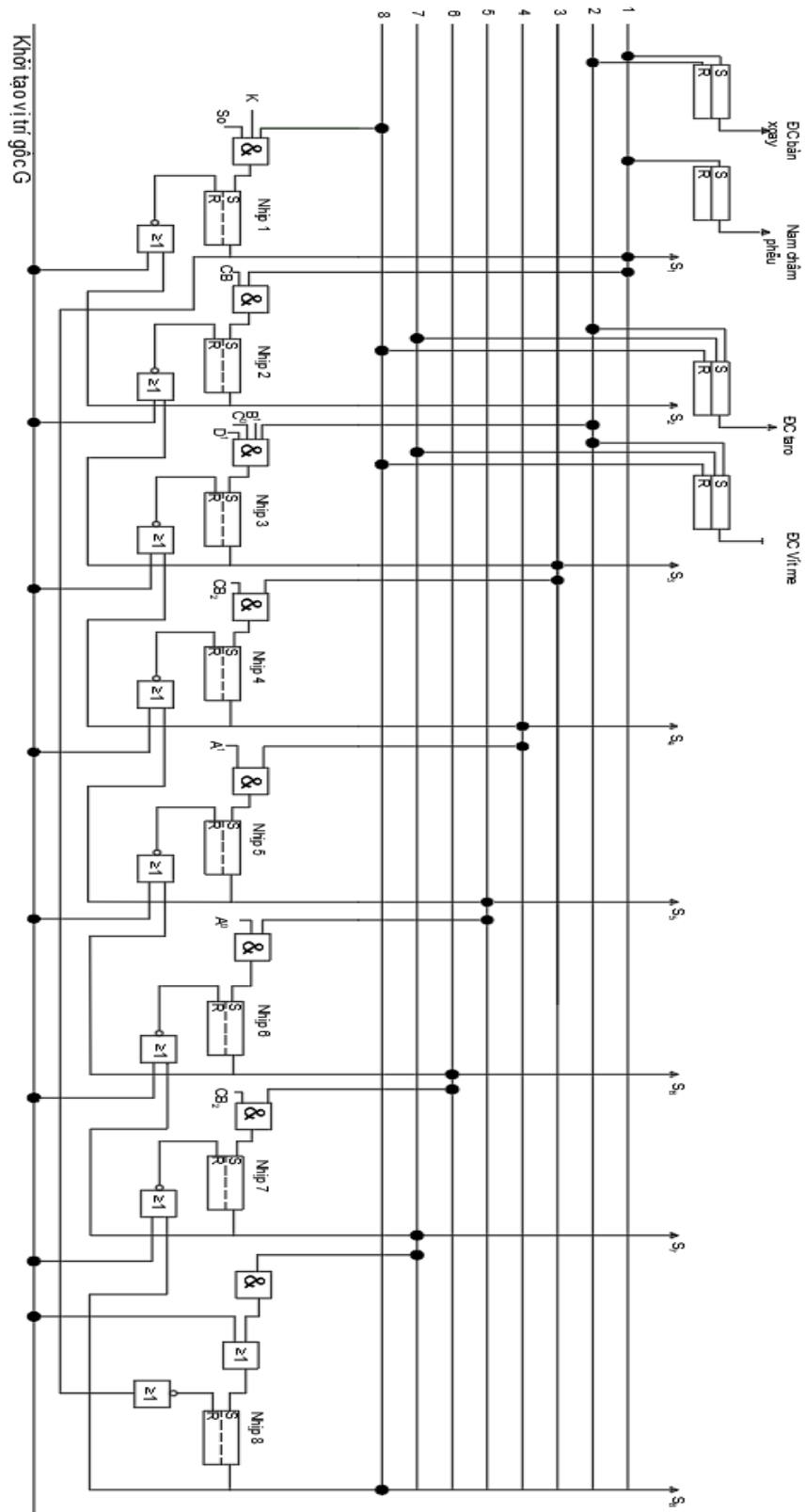
- Nhip 1: Ấn nút S_0 khởi động máy, động cơ bàn xoay và nam châm phễu rung hoạt động.
- Nhip 2: CB1 có tính hiệu làm cho động bàn xoay dừng hoạt động, Xylanh A đi vào kẹp chặt, Xylanh D kẹp phôi, xylanh F đi xuống, xy lanh H và xy lanh L hoạt động. Động cơ taro và động cơ vít me hoạt động
- Nhip 3: Xylanh D, F tác động vào công tắc hành trình d_0, f_0 làm Xylanh B, G hoạt động. Xylanh H, L hoạt động cuối hành trình tự động quay về
- Nhip 4: Xylanh B, G tác động vào công tắc hành trình b_1, g_1 làm Xylanh C hoạt động và xylanh F lùi về
- Nhip 5: Xylanh C hoạt động chạm vào công tắc hành trình c_1 làm xylanh D và C lùi về. Xylanh F lùi về chạm vào công tắc hành trình F_0 làm Xylanh E lùi về
- Nhip 6: Xylanh C lùi về chạm vào công tắc hành trình c_0 làm Xylanh B lùi về. Xylanh E lùi về chạm e_0 làm Xylanh E hoạt động về vị trí ban đầu và Xylanh G lùi về

4.2.2 Bước thực hiện

Bảng 4-2 Bước thực hiện

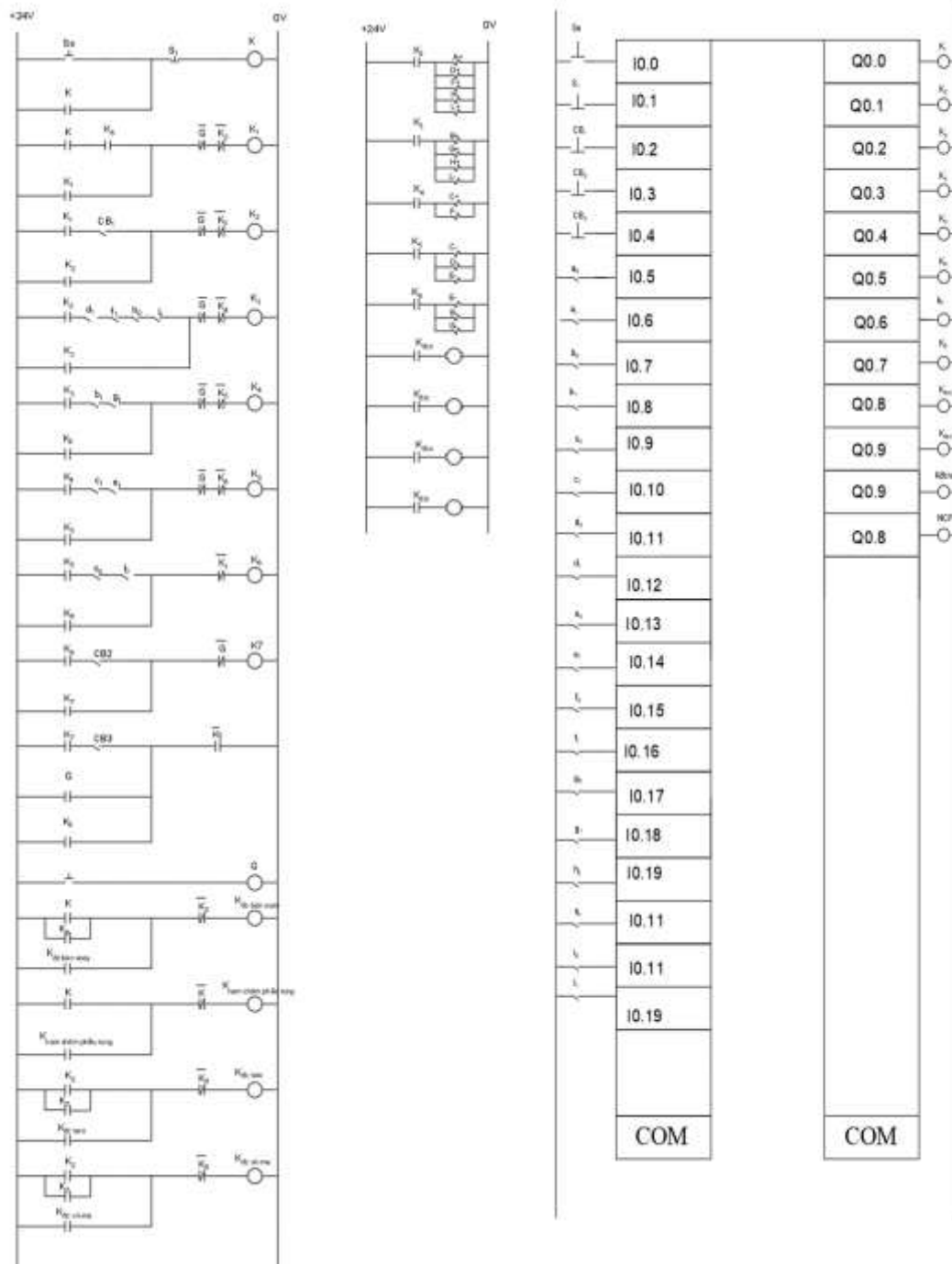
Bước	1	2	3	4	5	6	7	8
Tín hiệu ra	NCP. SDC3	RDC3. SDC1. SDC2. A+.D+. F+.H-. L+	B+. G+. H+. I-	C+. F-	C-. D-. E-	E-. B-. G-	A-. SDC1. SDC2	RDC1. RDC2. SDC3
Tín hiệu vào	$K.S_0$	CB1	d_1, f_1, h_0, l_1	b_1, g_1	c_1, e_1	c_0, e_0	CB2	CB3

4.2.3 Sơ đồ logic



Hình 4-5 Sơ đồ logic

4.2.4 Sơ đồ mạch điện



Hình 4-6 Mạch điện điều khiển

CHƯƠNG 5: MÔ PHỎNG 3D MÁY

5.1 Giới thiệu phần mềm mô phỏng solidworks

5.1.1 Giới thiệu

SolidWorks là một phần mềm thiết kế cơ khí 3D chuyên nghiệp, được phát triển bởi công ty Dassault Systèmes (Pháp) [13]. SolidWorks là một trong những phần mềm CAD (Computer-Aided Design – thiết kế có sự hỗ trợ của máy tính) phổ biến trên thế giới hiện nay, đặc biệt được sử dụng rộng rãi trong các lĩnh vực thiết kế cơ khí, chế tạo máy, tự động hóa, và phát triển sản phẩm công nghiệp.

Phần mềm SolidWorks cho phép người dùng thiết kế các mô hình 3 chiều (3D) một cách trực quan, dễ hiểu và nhanh chóng. Ngoài khả năng thiết kế chi tiết, SolidWorks còn hỗ trợ tạo bản vẽ kỹ thuật 2D, lắp ráp các cụm chi tiết, mô phỏng chuyển động, phân tích lực – ứng suất, và tối ưu hóa sản phẩm ngay trong quá trình thiết kế.

5.1.2 Tính năng của phần mềm

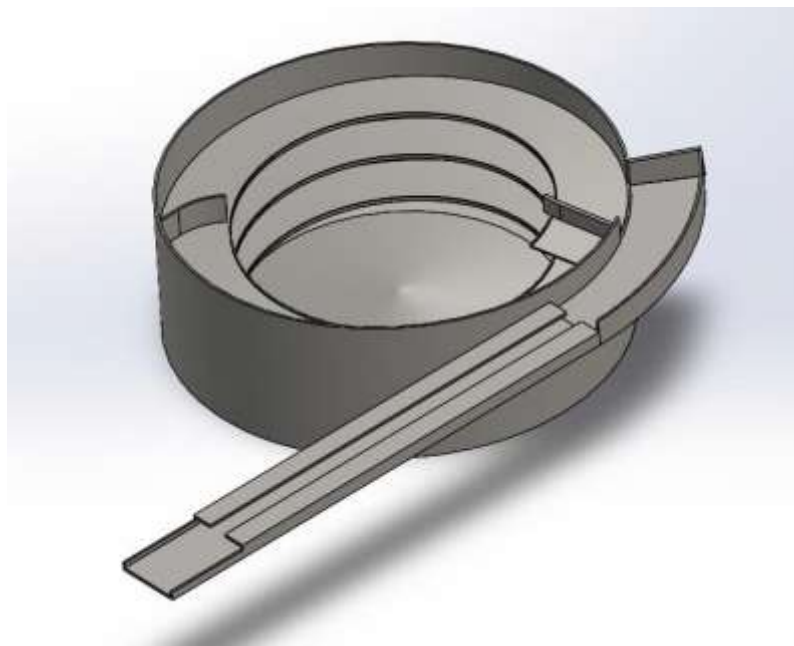
+ Thiết kế chi tiết 3D (Part): cho phép tạo mô hình từ các bản vẽ phác thảo 2D, sử dụng các lệnh như Extrude, Revolve, Loft, Sweep...

+ Lắp ráp (Assembly): cho phép kết nối nhiều chi tiết thành một cụm sản phẩm hoàn chỉnh, kiểm tra tính khớp và chuyển động của cơ cấu.

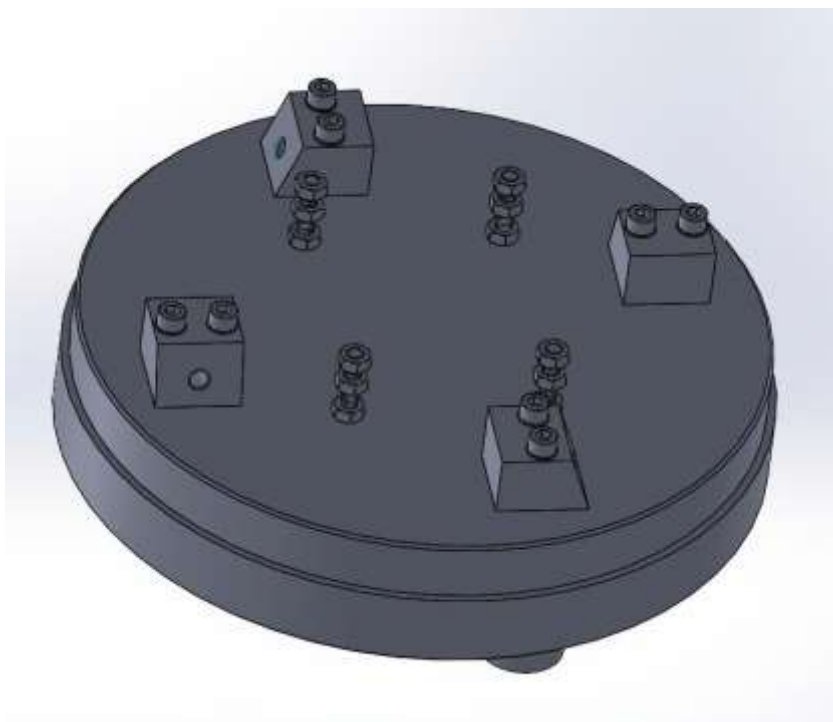
+ Xuất bản vẽ 2D (Drawing): tự động tạo bản vẽ kỹ thuật từ mô hình 3D, kèm theo kích thước, chú thích và mặt cắt.

+ Phân tích mô phỏng (Simulation): tích hợp công cụ mô phỏng tính toán ứng suất, dao động, truyền nhiệt... giúp đánh giá độ bền sản phẩm.

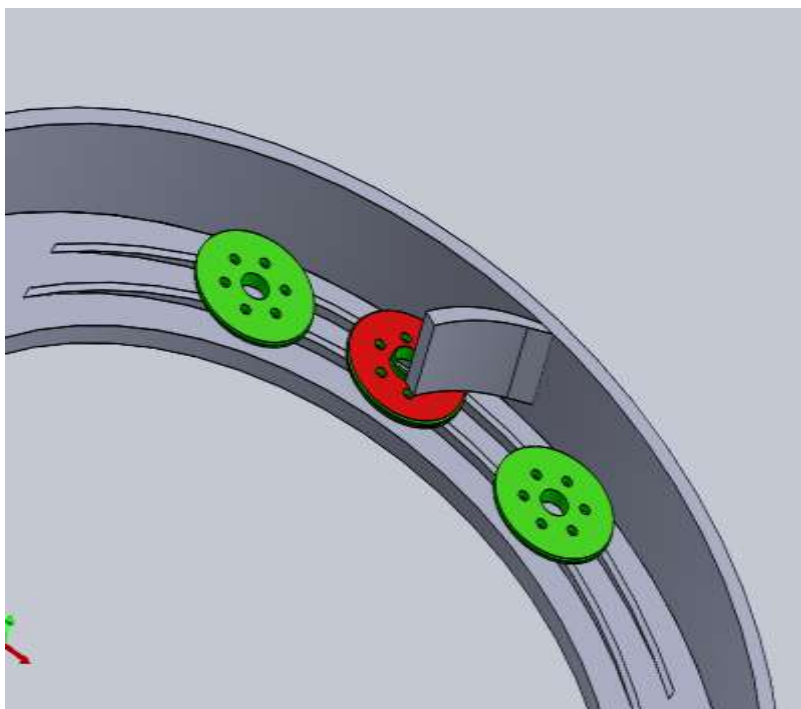
5.2 Mô phỏng 3D



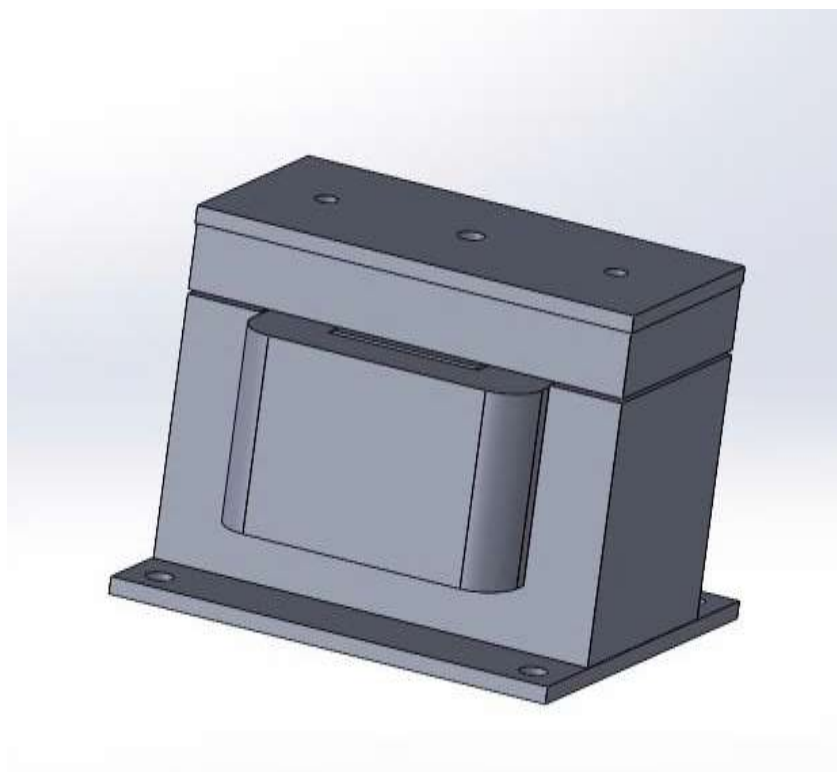
Hình 5-1 Phễu



Hình 5-2 Đế phễu



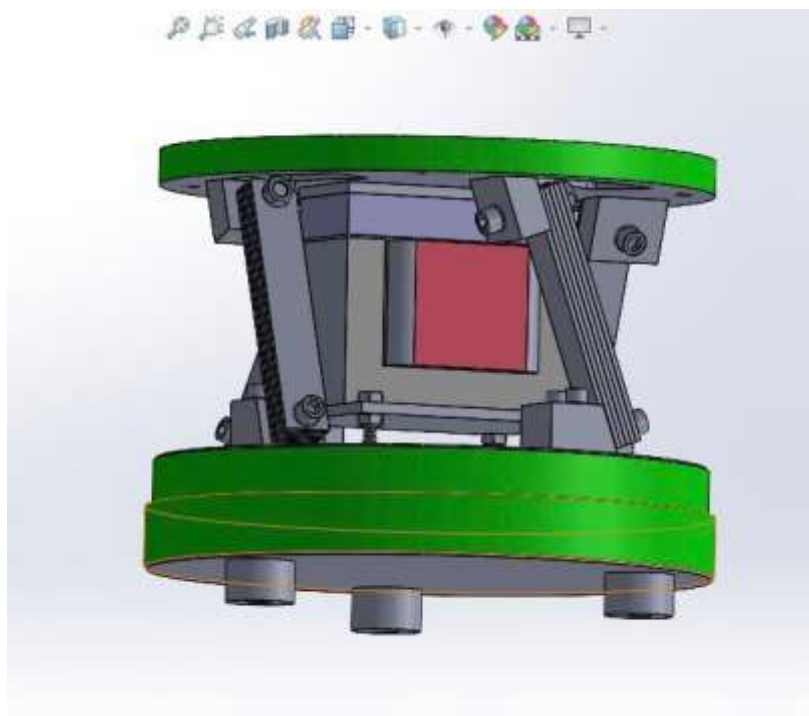
Hình 5-3 Cơ cấu điều hướng phôi



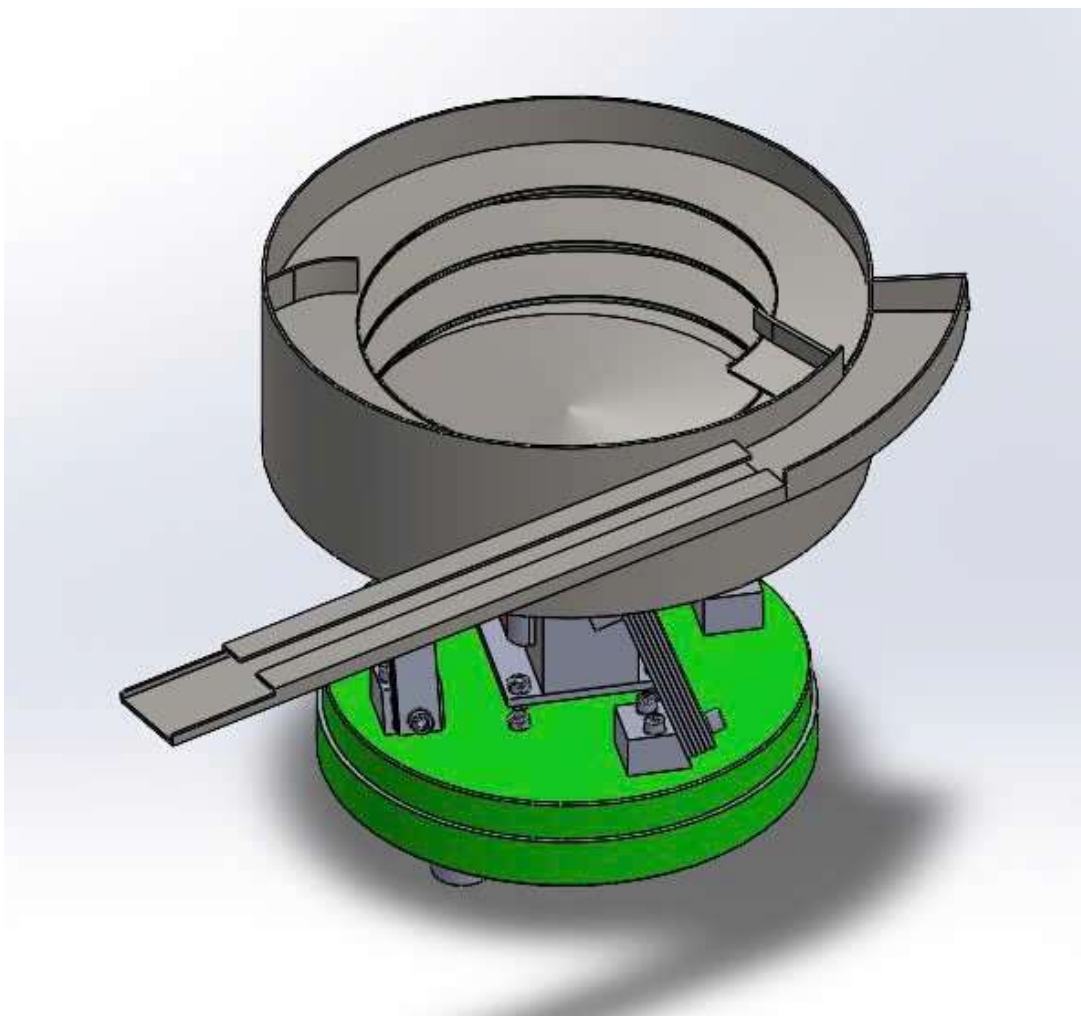
Hình 5-4 Nam châm và lõi từ



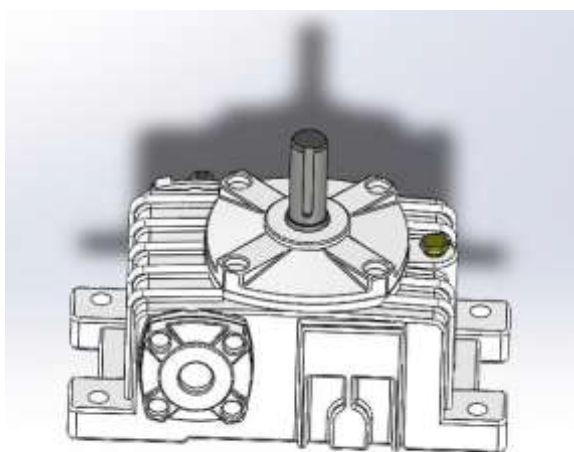
Hình 5-5 Thép lá



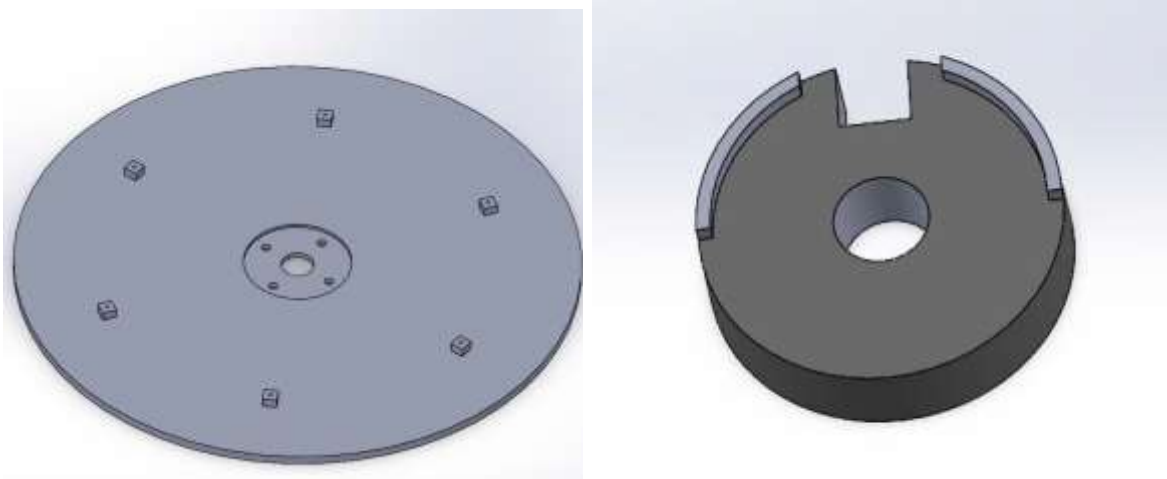
Hình 5-6 Cụm cấp rung



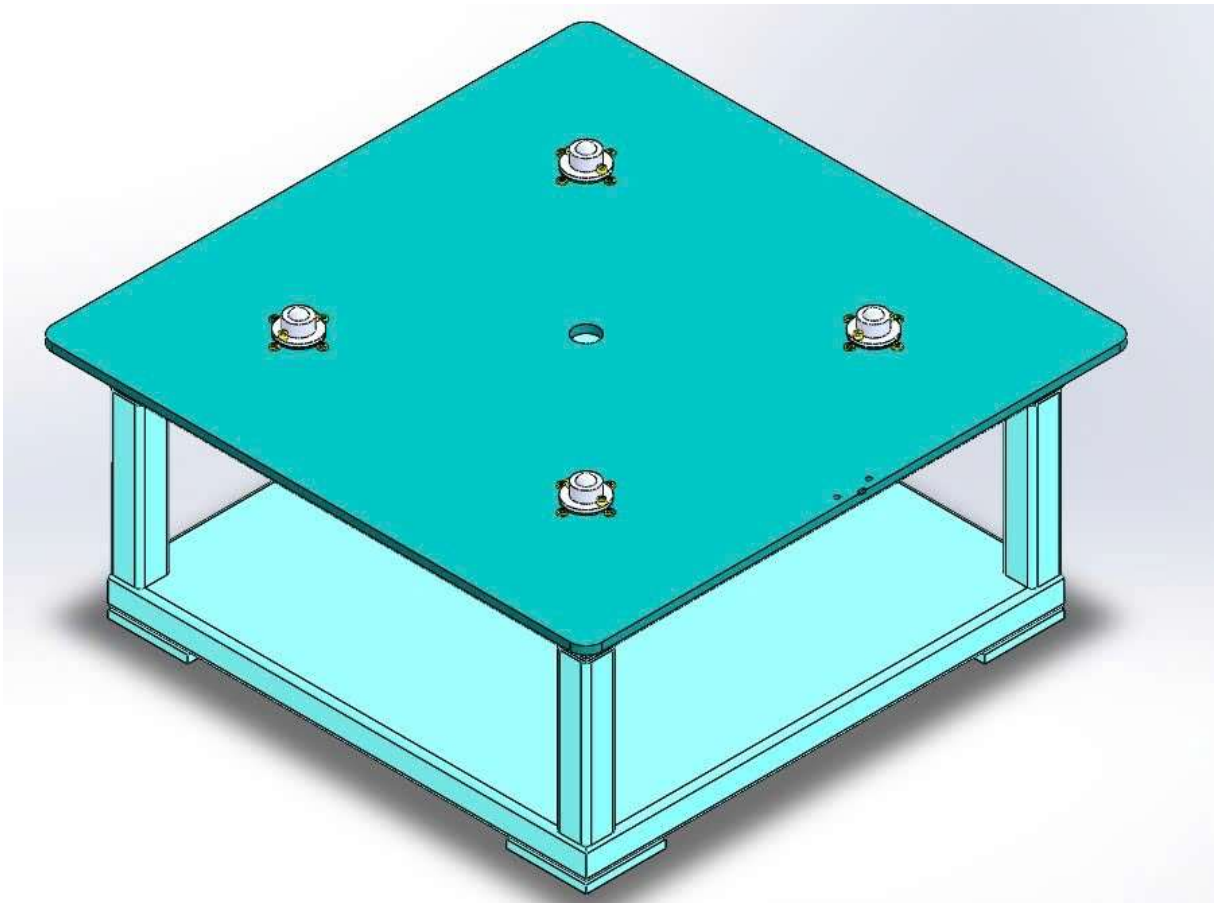
Hình 5-7 Phễu rung



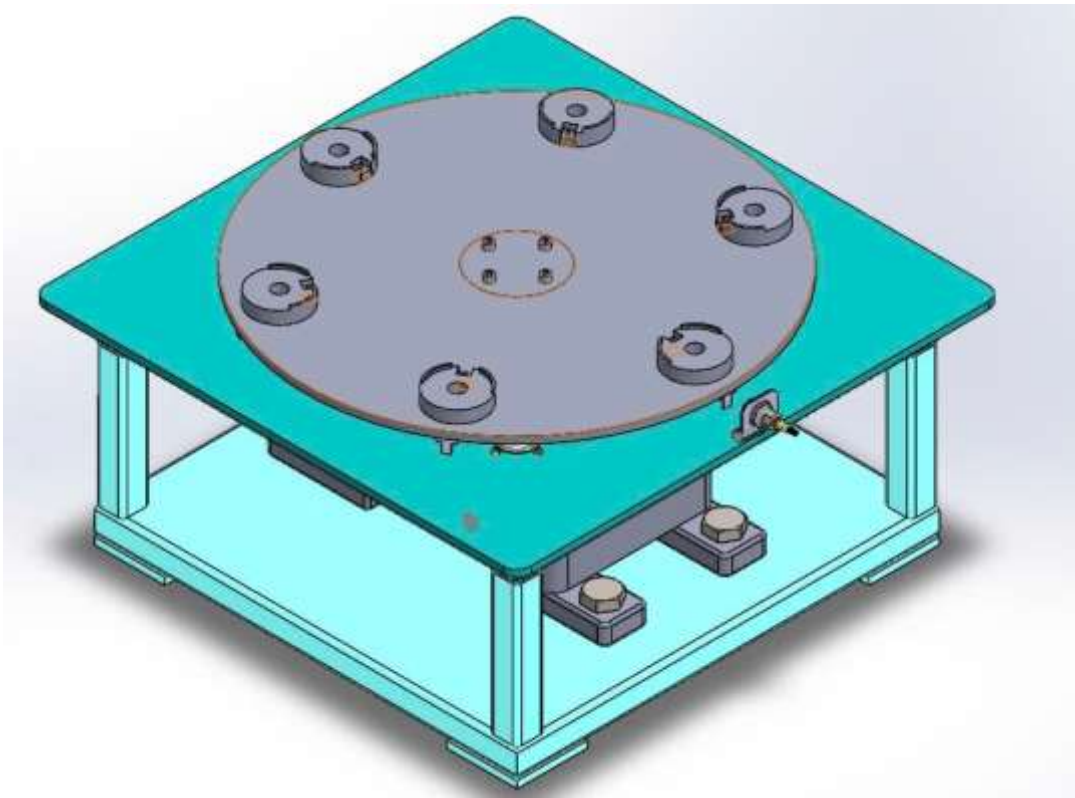
Hình 5-8 Bộ truyền trục vít bánh vít



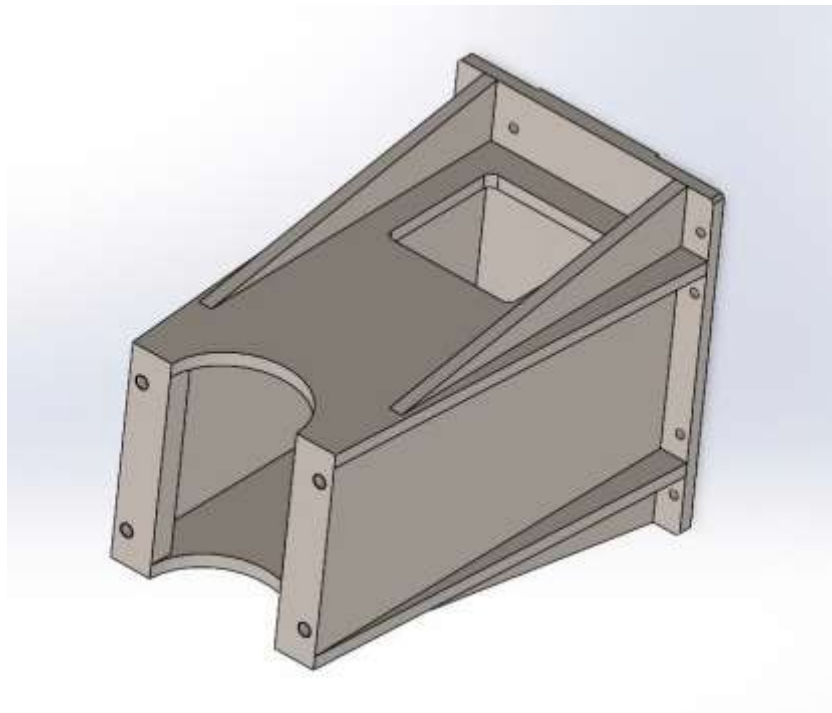
Hình 5-9 Bàn xoay và đồ gá



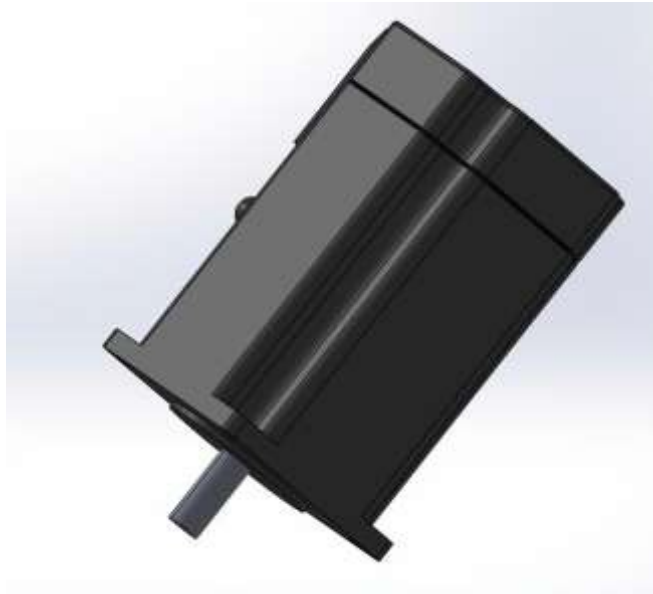
Hình 5-10 Bàn đỡ



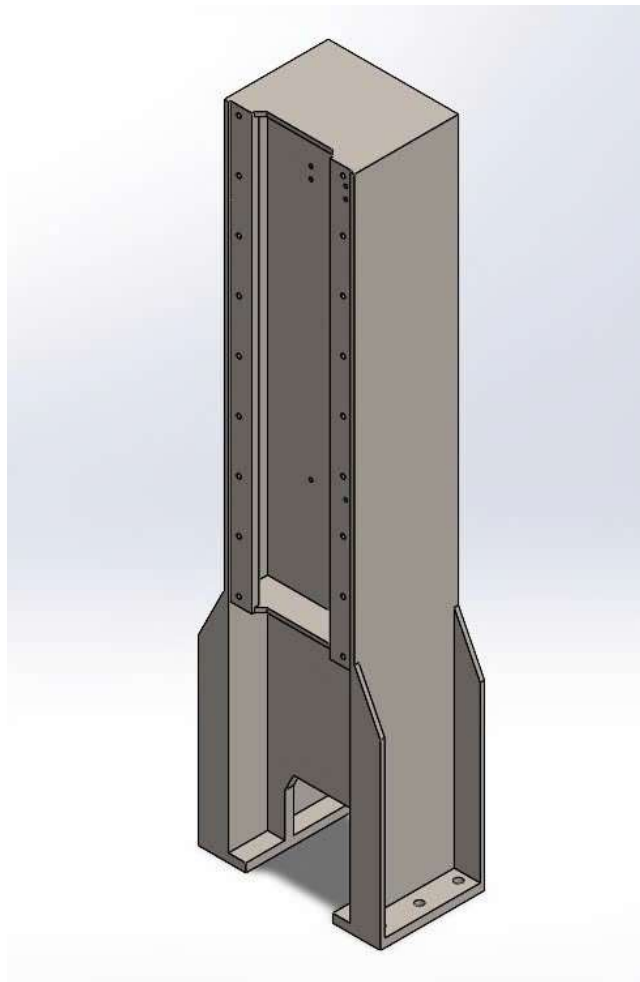
Hình 5-11 Cụm bàn xoay



Hình 5-12 Cơ cấu giữ động cơ taro



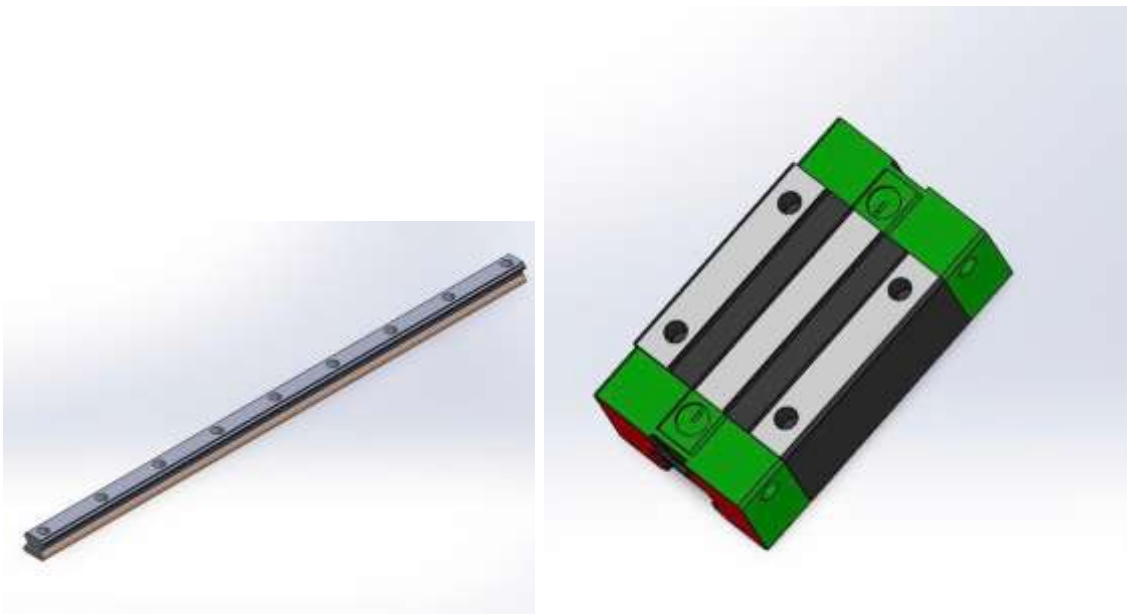
Hình 5-13 Động cơ



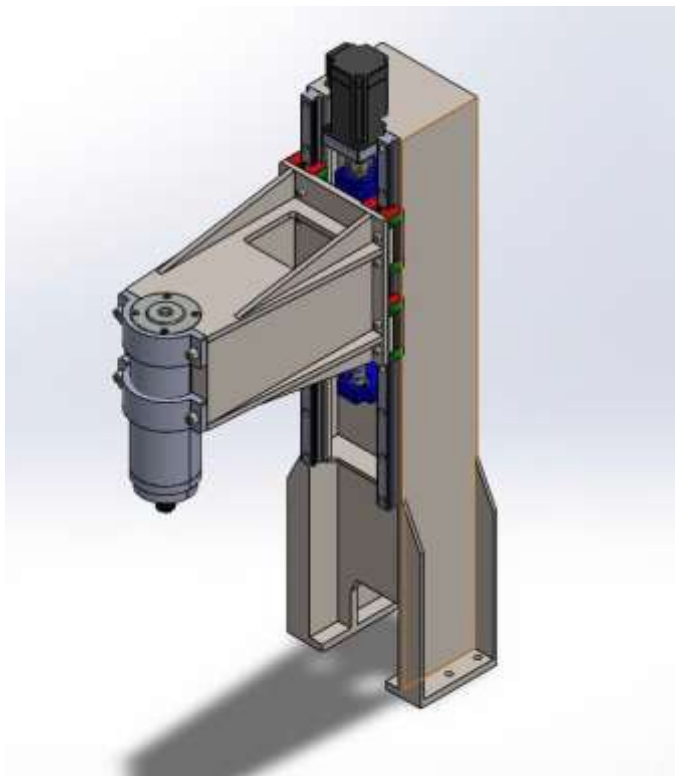
Hình 5-14 Thân



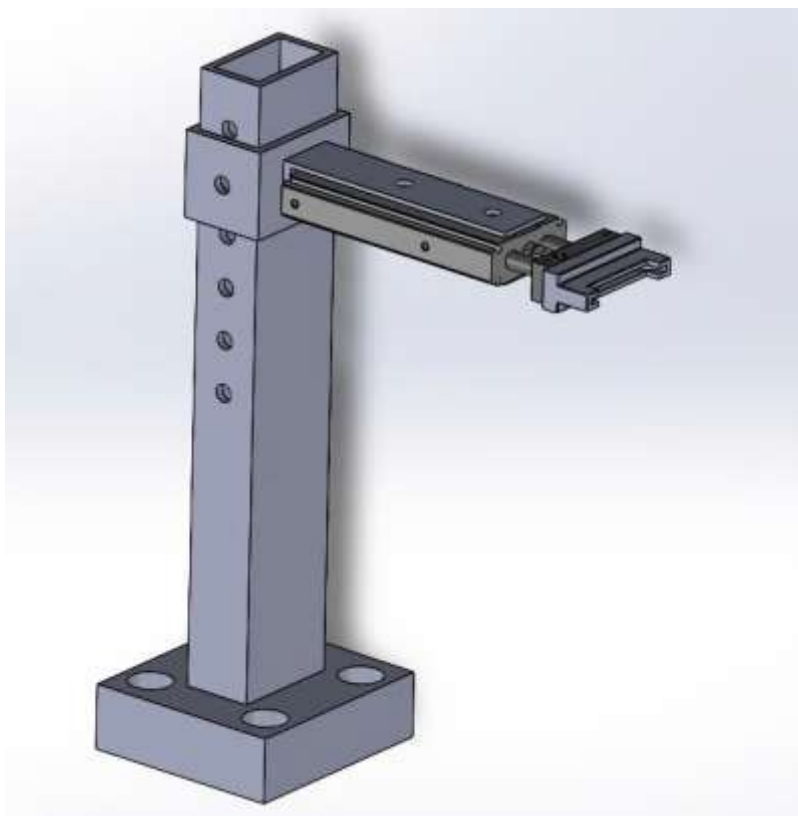
Hình 5-15 Vít me đai ốc



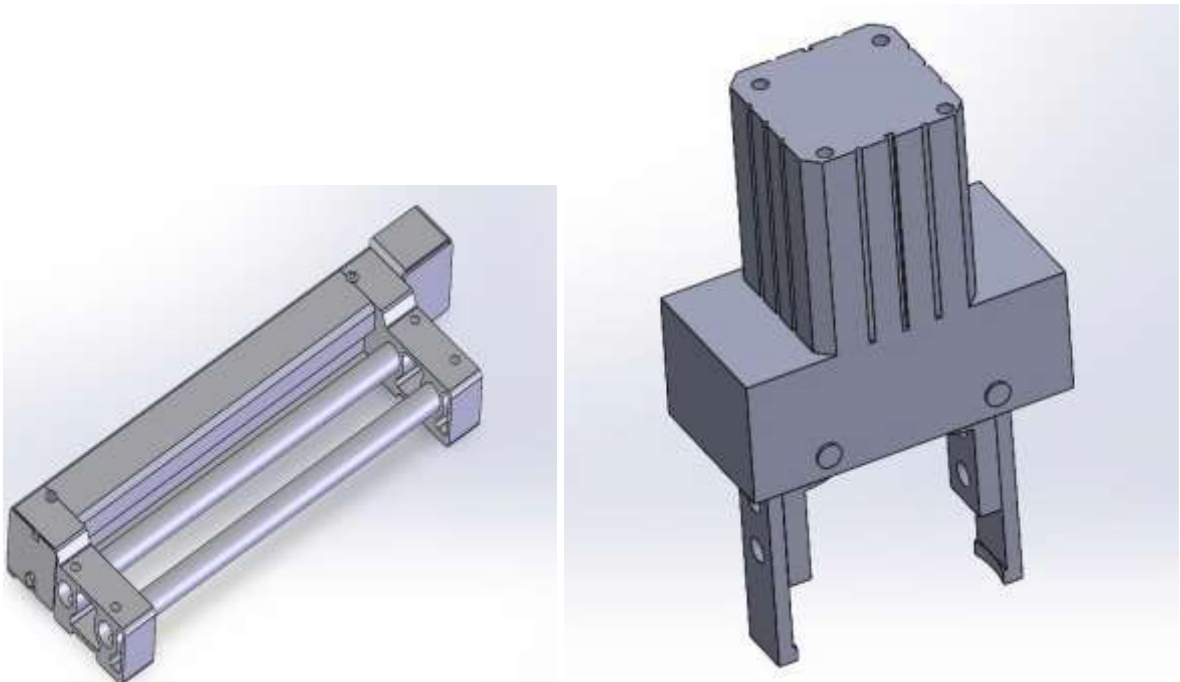
Hình 5-16 Thanh và con trượt dẫn hướng



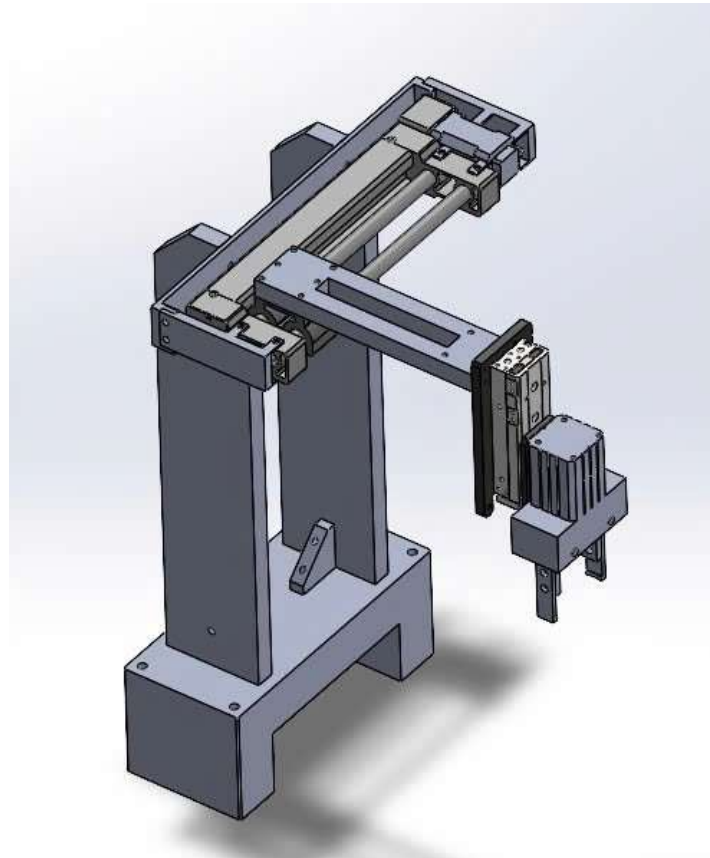
Hình 5-17 Cụm nâng hạ mũi taro



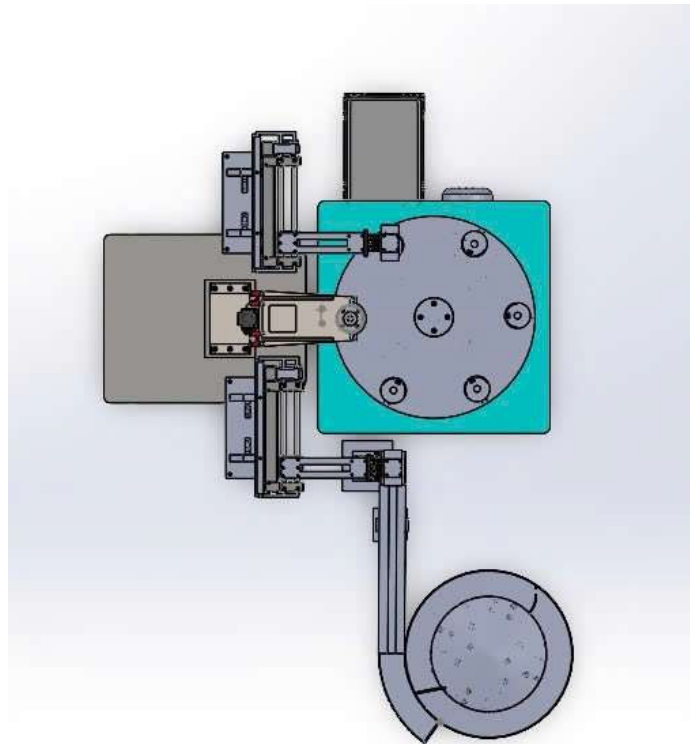
Hình 5-17 Cơ cấu kẹp chặt



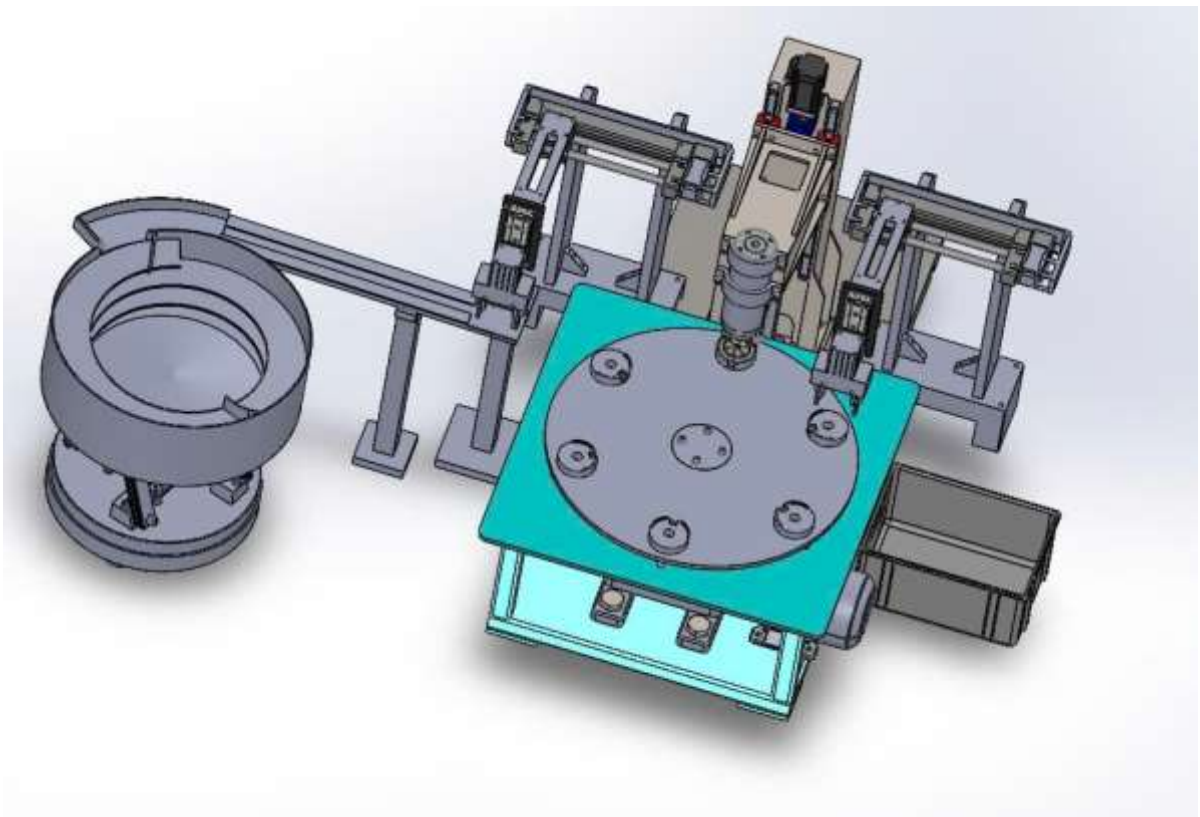
Hình 5-18 Xylanh cấp và lấy phôi



Hình 5-19 Cụm cấp và lấy phôi



Hình 5-20 Hình chiếu bằng tổng thể



Hình 5-21 Tổng thể máy

Kết luận

Trong quá trình thực hiện đề tài “Thiết kế máy taro ren nắp viên lọc dầu ô tô”, nhóm đã tiến hành khảo sát, phân tích quy trình sản xuất thực tế và đưa ra giải pháp thiết kế phù hợp với yêu cầu ứng dụng trong công nghiệp. Dù gặp một số hạn chế về thời gian, kinh nghiệm và điều kiện mô phỏng, nhưng đề án đã hoàn thành các mục tiêu cốt lõi, đảm bảo tính khả thi khi triển khai chế tạo và vận hành trong môi trường thực tế.

Qua quá trình thực tập ở công ty TNHH Vafi, nhóm đã quan sát và thấy quá trình taro ren nắp viên hiện được thực hiện thủ công, trên cơ sở đó hạn chế đó nhóm em đề xuất phương án cải tiến hệ thống cấp phối tự động như sau:

- Nội dung cải tiến:

- + Thiết kế hệ thống phễu rung đưa phối vào vị trí taro
- + Tích hợp cơ cấu định hướng phối, và xylanh ngăn phối
- + Kết nối hệ thống cấp phối với PLC điều khiển trung tâm

- Kết quả đạt được:

+ Thiết kế hoàn chỉnh hệ thống cơ khí, dẫn động và điều khiển cho máy taro tự động, phù hợp với yêu cầu sản xuất chi tiết nắp lọc dầu ô tô.

+ Mô phỏng 3D toàn máy trên phần mềm solidworks

- Đề tài này vẫn còn những hạn chế như:

+ Tính linh hoạt còn hạn chế: máy hiện mới chỉ tối ưu cho một loại sản phẩm (nắp viên lọc dầu), chưa dễ dàng thay đổi thông số hoặc gá kẹp để gia công các chi tiết có kích thước hoặc vật liệu khác.

Phương hướng phát triển máy trong tương lai

+ Máy có thể gia công được nhiều hình dạng kích thước chi tiết hơn

+ Tích hợp cảm biến kiểm tra lỗi sau taro, do đó không phát hiện được các lỗi như lệch tâm, ren hỏng hay ren chưa đủ độ sâu.

Chúng em xin chân thành cảm ơn Thầy **TS. Trần Minh Sang**. Người thầy đã tận tình hướng dẫn và góp ý xuyên suốt quá trình thực hiện đề án. Chúng em cũng chân thành cảm ơn **Công ty TNHH Vafi** và **KS. Võ Văn Thành** cán bộ Kỹ thuật công ty đã hỗ trợ trong suốt thời gian thực hiện đề án. Cuối cùng chúng em xin cảm ơn các Thầy cô trong khoa Cơ khí, Trường Đại học Bách Khoa-Đại học Đà Nẵng đã tận tình hướng dẫn, chỉ bảo những kiến thức cần thiết trong suốt thời gian học tập tại trường.

Kính chúc các thầy cô sức khỏe và thành công trong quá trình công tác, giảng dạy và nghiên cứu.

Chúng em xin cảm ơn.

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] “Tập chí khoa học và công nghệ Đại học Thái nguyên,” 2019. [Trực tuyến]. Available: https://jst.tnu.edu.vn/jst/article/download/2349/pdf?utm_source. [Đã truy cập 1/ 6/ 2025].
- [2] “extrica,” Đại học quốc gia Đài Loan, 20/ 11/ 2013. [Trực tuyến]. Available: <https://www.extrica.com/article/>. [Đã truy cập 4/ 5/ 2025].
- [3] “Thông số thiết kế máy khoan và taro tự động,” IJRASET, 2023. [Trực tuyến]. Available: <https://doi.org/10.22214/IJRASET.2023.50670>. [Đã truy cập 3/ 4 2025].
- [4] “International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT),” Design of Multi Spindle Drilling Machine, 2021. [Trực tuyến]. Available: <https://www.ijert.org/research/design-of-multi-spindle-drilling-machine-IJERTCONV9IS03116.pdf>. [Đã truy cập 3/ 4/ 2025].
- [5] “Design World,” How to Build Rotary Indexing Tables for Specific Applications, 29/ 7/ 2016. [Trực tuyến]. Available: <https://www.slideshare.net/DesignWorldOnline/how-to-build-rotary-indexing-tables-for-specific-applications>. [Đã truy cập 3/ 4/ 2025].
- [6] GS.TS Nguyễn Đắc lộc, PGS.TS Trần Văn Tiến, PGS.TS Trần Xuân Việt, Sổ tay công nghệ chế tạo máy, Khoa học và Kỹ thuật, 2005.
- [7] “<https://www.smeworld.com/webcatalog/en-jp/>,” Công ty SMC CORPORATION. [Trực tuyến]. [Đã truy cập 15/ 4/ 2025].
- [8] “Sản phẩm,” Công ty Chanto, [Trực tuyến]. Available: <https://chanto.com.vn/San-pham/THIET-BI-KHI-NEN-ac26.html>. [Đã truy cập 5/ 4/ 2025].
- [9] “Catalog,” Công ty SMC, [Trực tuyến]. Available: <https://www.smeworld.com/webcatalog/en-jp/>. [Đã truy cập 5/ 4/ 2025].
- [10] PGS,TS Trịnh Chất .TS Lê Văn Uyên, Tính toán thiết kế hệ thống dẫn động cơ khí, Giáo dục, 2006.
- [11] P. L. Đ. Bình, Tự động hoá trong quá trình sản xuất, Tp Đà Nẵng: Đại học Bách khoa-Đại học Đà Nẵng, 2023.
- [12] “Catalog sensor,” MISUMI, [Trực tuyến]. Available: <https://vn.misumi-ec.com>. [Đã truy cập 1/ 6/ 2025].

- [13] Soilworks, Soilworks, [Trực tuyến]. Available: <https://www.solidworks.com/>. [Đã truy cập 1/ 6/ 2025].
- [14] PGS.TS. Trần Văn Địch, TS. Trần Xuân Việt, TS. Nguyễn Trọng Doanh, Ths. Lưu Văn Nhan, Tự động hoá trong quá trình sản xuất, Hà Nội , 2001.