

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

ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP
NGÀNH: CÔNG NGHỆ CHẾ TẠO MÁY

THIẾT KẾ MÁY PHAY CNC

Giáo viên hướng dẫn: **TS. TRẦN NGỌC HẢI**

Sinh viên thực hiện: **LÔ THÁI NGHIÊM**

Lớp: **20C1C**

Đà Nẵng, 2025

NHIỆM VỤ ĐỒ ÁN TỐT NGHIỆP

Họ và tên sinh viên: Lô Thái Nghiêm

101200113

Lớp: 20C1B

Khoa: Cơ Khí

Ngành: Công nghệ chế tạo máy

- Tên đề tài: Thiết kế máy phay CNC
- Các số liệu và dữ liệu ban đầu: Tự chọn
- Nội dung các phần thuyết minh và tính toán:
 - Tổng quan về máy cnc
 - Thiết kế hệ thống điều khiển
 - Các cơ cấu đặc biệt
 - Thiết kế máy
- Các bản vẽ:
 - 1 bản vẽ sơ đồ nguyên lý (A0)
 - 1 bản vẽ kết cấu trục X Y (A0)
 - 1 bản vẽ kết cấu trục Z (A0)
 - 1 bản vẽ hệ thống điều khiển (A0)
 - 1 bản vẽ quy trình gia công (A0)
- Họ và tên người hướng dẫn: TS. Trần Ngọc Hải
- Ngày giao nhiệm vụ đồ án: 24/2/2025
- Ngày hoàn thành đồ án: 4/6/2025

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2023

Người hướng dẫn

35	24/3-30/3	2.2. Thiết kế vẽ phân Cơ khí của thiết bị 2.2.1. Thiết kế động học 2.2.2. Thiết kế động lực học 2.2.3. Thiết kế hệ truyền động 2.2.4. Thiết kế một số cụm kết cấu chính khác 2.2.5. Thiết kế hệ dẫn động 2.2.6. Thiết kế, lựa chọn một số chi tiết chính				
36	31/3-6/4	2.3. Thiết kế vẽ phân điều khiển của thiết bị 2.3.1. Xây dựng sơ đồ nguyên lý hệ thống điều khiển 2.3.2. Thiết kế, lựa chọn các phần tử điều khiển 2.4. Vấn đề về lắp đặt, an toàn, vận hành và bảo dưỡng thiết bị				
37	7/4-13/4	Chương, mục- Thiết lập các bản vẽ thiết kế 3.1. Xây dựng các bản vẽ về phân Cơ khí 3.1.1. Xây dựng bản vẽ sơ đồ nguyên lý 3.1.2. Xây dựng bản vẽ chế tạo một số chi tiết 3.1.3. Xây dựng bản vẽ lắp bộ phận công tác chính				
38	14/4-20/4	3.2. Xây dựng các bản vẽ về phân điều khiển 3.2.1. Xây dựng bản vẽ hệ thống điều khiển 3.2.2. Xây dựng bản vẽ quy trình vận hành hệ điều khiển				
39	21/4-27/4	Hoàn thiện thuyết minh và bản vẽ				
40-42	28/4-18/5	Mô hình chế tạo (nếu có)				
43-44	19/5-3/6	Duyệt ký thuyết minh, bản vẽ				

- Ghi chú:**
- Thông qua đúng nội dung và theo yêu cầu của GVHD;
 - Thuyết đánh máy trên khổ A4;
 - Bản vẽ bằng phần mềm trên máy vi tính.

Đà Nẵng, ngày tháng năm 2025

Giảng viên hướng dẫn

TS. Trần Ngọc Hải

Lời nói đầu

Công nghệ chế tạo máy là một ngành then chốt, nó đóng vai trò quyết định trong sự nghiệp công nghiệp hoá hiện đại hoá đất nước. Nhiệm vụ của công nghệ chế tạo máy là chế tạo ra các sản phẩm cơ khí cho mọi lĩnh vực của ngành kinh tế quốc dân, việc phát triển ngành công nghệ chế tạo máy đang là mối quan tâm đặc biệt của Đảng và nhà nước ta.

Phát triển ngành công nghệ chế tạo máy phải được tiến hành đồng thời với việc phát triển nguồn nhân lực và đầu tư các trang bị hiện đại. Việc phát triển nguồn nhân lực là nhiệm vụ trọng tâm của các trường đại học.

Hiện nay trong các ngành kinh tế nói chung và ngành cơ khí nói riêng đòi hỏi kỹ sư cơ khí và cán bộ kỹ thuật cơ khí được đào tạo ra phải có kiến thức cơ bản tương đối rộng, đồng thời phải biết vận dụng những kiến thức đó để giải quyết những vấn đề cụ thể thường gặp trong sản xuất.

Môn học công nghệ chế tạo máy có vị trí quan trọng trong chương trình đào tạo kỹ sư và cán bộ kỹ thuật về thiết kế, chế tạo các loại máy và các thiết bị cơ khí phục vụ các ngành kinh tế như công nghiệp, nông nghiệp, giao thông vận tải, điện lực ...vv

Sau một thời gian tìm hiểu và với sự chỉ bảo nhiệt tình của thầy giáo TS.Trần Ngọc Hải đến nay em đã hoàn thành đồ án tốt nghiệp công nghệ chế tạo máy. Trong quá trình thiết kế và tính toán tất nhiên sẽ có những sai sót do thiếu thực tế và kinh nghiệm thiết kế, em rất mong được sự chỉ bảo của các thầy cô giáo trong bộ môn công nghệ chế tạo máy và sự đóng góp ý kiến của các bạn để lần thiết kế sau và trong thực tế sau này được hoàn thiện hơn.

Em xin chân thành cảm ơn.

Ngày 4 Tháng 6 Năm 2025

Sinh viên thực hiện

Lô Thái Nghiêm

MỤC LỤC

Trang

LỜI NÓI ĐẦU

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ MÁY CNC	1
1.1 Khái niệm về máy CNC	1
1.2 Các đặc tính cơ bản của máy CNC	1
1.3 Các loại máy CNC	3
1.4 Các bộ phận quan trọng	5
1.5 Các sản phẩm và dụng cụ cắt.....	10
1.5.1 Các loại dụng cụ cắt của máy CNC	10
1.5.2 Các sản phẩm	17
CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN	19
2.1. Những tính năng của hệ thống CNC.....	19
2.2. Cấu tạo của hệ thống điều khiển CNC.....	19
2.3 Chức năng của các thành phần chính trong hệ thống CNC.....	20
2.3.1. Bộ phận giao tiếp giữa người và máy MMI.....	20
2.3.2. Bộ phận điều khiển số NCK.....	20
2.3.3. Bộ phận điều khiển logic PLC.....	21
2.4. Phân loại hệ thống CNC.....	21
2.4.1. Hệ thống CNC điều khiển chu trình hở.....	21
2.4.2. Hệ thống CNC điều khiển nửa kín.....	22
2.4.3. Hệ thống CNC điều khiển kín.....	23
2.4.4. Hệ thống CNC điều khiển hỗn hợp.....	23
2.4.5. Một số bộ phận phổ biến trong bộ điều khiển CNC.....	24
CHƯƠNG 3: CÁC CƠ CẤU ĐẶC BIỆT	27
3.1. Động cơ.....	27
3.2. Các loại động cơ máy CNC thông dụng hiện nay.....	27
3.2.1. Động cơ biến tần.....	27
3.2.2. Động cơ bước.....	28
3.2.3. Động cơ một chiều trong máy CNC.....	29
3.2.4. Các phương pháp điều khiển động cơ bước	32

3.2.5. Ưu điểm và nhược điểm của động cơ bước.....	33
3.2.6 Động cơ servo.....	33
CHƯƠNG 4: THIẾT KẾ MÁY.....	37
4.1. Thiết kế động học.....	37
4.1.1. Động học máy.....	37
4.1.2. Đế máy và thân máy (Base).....	38
4.1.3. Bàn máy.....	38
4.1.4. Trục chính.....	39
4.2. Tính toán thiết kế chi tiết.....	40
4.2.1. Điều kiện làm việc.....	40
4.2.2. Tính hệ dẫn động toán bàn máy.....	44
4.2.2.1. Nguyên lý hoạt động và quy trình tính toán thiết kế hệ dẫn động.....	44
4.2.2.1.2. Tính toán hệ dẫn động trục X.....	47
4.2.2.1.3. Tính toán hệ dẫn động bàn máy trục Y.....	60
4.2.2. Tính toán trục chính máy.....	74
4.2.2.1. Điều kiện làm việc trục Z.....	74
4.2.2.2. Tính chọn động cơ trục chính.....	74
4.2.2.3. Tính bộ truyền đai.....	75
4.2.2.4. Tính toán trục chính.....	81
4.2.2.5. Tính toán hệ dẫn động trục Z.....	85
TÀI LIỆU THAM KHẢO.....	100

Danh Mục Hình Ảnh

Hình 1.1: Máy CNC router 3 trục SM-1325B3	3
Hình 1.2: Máy tiện.....	4
Hình 1.3: Máy cắt plasma.....	4
Hình 1.4: Máy cắt laze.....	5
Hình 1.5: Cơ cấu bàn máy tích hợp trục A và C.....	6
Hình 1.6: Cơ cấu trục của máy CNC 2 trục	6
Hình 1.7: Cấu hình máy CNC 3 trục	7
Hình 1.8: Máy CNC 4 trục trang bị đầu xoay quanh trục Y	7
Hình 1.9: Máy CNC trang bị 5 trục X, Y, Z, A và C	8
Hình 1.10: Đài dao.....	9
Hình 1.11: Cánh tay thay dao tự động.....	9
Hình 1.12: Bộ thay dao tự động kiểu xích.....	10
Hình 1.13: Bộ thay dao tự động kiểu quay.....	10
Hình 1.14: Các loại dao phay ngón	12
Hình 1.16: Mũi khoan.....	13
Hình 1.17: Mũi khoan tâm.....	13
Hình 1.19: Dao doa lỗ	14
Hình 1.20: Fly cutter.....	15
Hình 1.21: Một số dao định hình phổ biến.....	15
Hình 1.22: Dao tiện ngoài	16
Hình 1.23: Dao tiện trong.....	16
Hình 1.24: Dao tiện rãnh và cắt đứt	17
Hình 1.25: Đồ handmade từ CNC	18
Hình 1.26: Sản phẩm từ nhôm.....	18
Hình 2.1: Các thành phần của hệ thống CNC	19
Hình 2.2: Bảng điều khiển máy CNC.....	20
Hình 2.3: Bộ phận điều khiển số NCK.....	21
Hình 2.4: Bộ phận điều khiển logic PLC	21
Hình 2.5: Sơ đồ nguyên lý hệ thống CNC điều khiển hở.....	22
Hình 2.6: Hệ thống CNC điều khiển nửa kín	23
Hình 2.7: Hệ thống CNC điều khiển chu trình kín.....	23
Hình 2.8: Hệ thống CNC điều khiển hỗn hợp	24
Hình 3.1: Động cơ biến tần	28
Hình 3.2: Động cơ bước	28

Hình 3.3: Các loại động cơ bước.....	29
Hình 3.4: Động cơ có chổi than.....	30
Hình 3.5: Động cơ không chổi than được sử dụng trong máy CNC cỡ nhỏ.....	31
Hình 3.6: Cấu tạo động cơ không chổi than.....	32
Hình 3.7: Động cơ servo.....	34
Hình 3.8: Cấu tạo động cơ servo.....	34
Hình 3.9: Động cơ servo AC.....	35
Hình 3.10: Cấu tạo động cơ servo AC.....	35
Hình 3.11: Động cơ servo dùng trong máy CNC.....	36
Hình 4.1: Sơ đồ động máy phay 3 trục.....	37
Hình 4.2: Bàn máy CNC trong Solidwork.....	39
Hình 4.3: Cụm trục chính máy phay CNC.....	40
Hình 4.4: Thông số dao phay mặt đầu.....	41
Hình 4.5: Thông số chip gắn vào dao.....	41
Hình 4.6: Thông số cắt với thép carbon do hãng cung cấp.....	42
Hình 4.7: Khối lượng bàn máy tính toán trên phần mềm Inventer.....	42
Hình 4.8: Khối lượng bàn gá trục Y tính toán trên phần mềm Inventer.....	43
Hình 4.9: Bảng hệ số lực cắt cụ thể (Kc) do hãng Mitsubishi cung cấp.....	44
Hình 4.10: Sơ đồ hệ truyền động bàn máy.....	45
Hình 4.11: Quy trình tính toán.....	46
Hình 4.12: Sơ đồ truyền động bàn máy theo trục X.....	47
Hình 4.13: Thông số đai ốc bi do hãng TBI Motion cung cấp.....	51
Hình 4.14: Thông số vít me bi do hãng TBI Motion cung cấp.....	51
Hình 4.15: Bảng tiêu chuẩn hóa trị số module bộ truyền đai răng.....	53
Hình 4.16: Bảng chiều rộng đai tiêu chuẩn hóa.....	53
Hình 4.17: Bảng số răng tiêu chuẩn.....	54
Hình 4.18: Các thông số của profin rãnh.....	56
Hình 4.19: Bảng thông số độ bền của vật liệu làm then.....	56
Hình 4.20: Tiêu chuẩn hóa về kích thước then.....	57
Hình 4.21: Cấp chính xác của ổ lăn.....	58
Hình 4.22. Thông số ổ lăn do hãng SKF cung cấp.....	59
Hình 4.23: Trị số hệ số tải trọng X, Y và trị số thực nghiệm e.....	60
Hình 4.24: Thông số gối đỡ do hãng SKF cũng cấp.....	60
Hình 4.25: Sơ đồ động trục Y.....	62
Hình 4.26: Thông số đai ốc bi do hãng TBI Motion cung cấp.....	65

Hình 4.27: Thông số vít me bi do hãng TBI Motion cung cấp	65
Hình 4.28: Bảng tiêu chuẩn hóa trị số module bộ truyền đai răng.....	67
Hình 4.29: Bảng chiều rộng đai tiêu chuẩn hóa	67
Hình 4.30: Bảng số răng tiêu chuẩn	68
Hình 4.31: Các thông số của profin rãnh.....	70
Hình 4.32: Bảng thông số độ bền của vật liệu làm then.....	70
Hình 4.33: Tiêu chuẩn hóa về kích thước then.....	71
Hình 4.34: Cấp chính xác của ổ lăn.....	72
Hình 4.35. Thông số ổ lăn do hãng SKF cung cấp.....	72
Hình 4.36: Trị số hệ số tải trọng X, Y và trị số thực nghiệm e.....	73
Hình 4.37: Thông số gói đỡ do hãng SKF cũng cấp	74
Hình 4.38: Động cơ servo AC	75
Hình 4.39: Bảng thông số đai nhiều chêm.	76
Hình 4.40: Bảng tiêu chuẩn hóa trị số module bộ truyền đai răng.....	78
Hình 4.41: Thông số chiều rộng đai.	78
Hình 4.42: Bảng số răng tiêu chuẩn	79
Hình 4.43: Các thông số của profin rãnh.....	81
Hình 4.44: Biểu đồ nội lực của trục chính.....	81
Hình 4.45: Thông số vật liệu	82
Hình 4.46: Cấp chính xác của ổ lăn.....	82
Hình 4.47: Thông số ổ lăn do hãng SKF cung cấp.....	82
Hình 4.48. Trị số hệ số tải trọng X, Y và trị số thực nghiệm e.....	83
Hình 4.49: Tính toán khối lượng giá đỡ trục chính trên phần mềm inverter.....	86
Hình 4.50: Thông số đai ốc bi do hãng TBI Motion cung cấp.....	89
Hình 4.51: Thông số vít me bi do hãng TBI Motion cung cấp	89
Hình 4.52: Bảng tiêu chuẩn hóa trị số module bộ truyền đai răng.....	92
Hình 4.53: Bảng chiều rộng đai tiêu chuẩn hóa.	92
Hình 4.54: Bảng số răng tiêu chuẩn	93
Hình 4.55: Các thông số của profin rãnh.....	95
Hình 4.56: Bảng thông số độ bền của vật liệu làm then.....	96
Hình 4.57: Tiêu chuẩn hóa về kích thước then.....	96
Hình 4.58: Cấp chính xác của ổ lăn.....	97
Hình 4.59: Thông số ổ lăn do hãng SKF cung cấp.....	98
Hình 4.60: Trị số hệ số tải trọng X, Y và trị số thực nghiệm e.....	99

Danh mục Bảng biểu

Bảng 4.1: Lực dọc trục tương ứng:	49
Bảng 4.2: Lực dọc trục tương ứng:	63

CHƯƠNG 1: TỔNG QUAN VỀ MÁY CNC

1.1 Khái niệm về máy CNC

CNC là viết tắt của các từ Computer Numerical Control, xuất hiện vào khoảng đầu thập niên 1970 khi máy tính bắt đầu được dùng ở các hệ điều khiển máy công cụ thay cho NC, Numerical (Điều khiển số). CNC đề cập đến việc điều khiển bằng máy tính các máy móc với mục đích sản xuất (có tính lặp lại) các bộ phận kim khí (hay các vật liệu khác) phức tạp, bằng cách sử dụng các chương trình viết bằng ký hiệu chuyên biệt theo tiêu chuẩn EIA-274-D, thường gọi mã G. CNC được phát triển cuối thập niên 1940 đầu thập niên 1950 ở trong phòng thí nghiệm Servomechanism của trường MIT. Trước khoảng thời gian này, các chương trình NC thường phải được mã hoá và xử lý trên các lang đục lỗ, hệ điều khiển các trục máy chuyển động. Cách này đã cho thấy nhiều bất tiện, chẳng hạn khi sửa chữa, hiệu chỉnh chương trình, lang chóng mòn, khó lưu trữ, truyền tải, dung lượng bé... Hệ điều khiển CNC khắc phục các nhược điểm trên nhờ khả năng điều khiển máy bằng cách đọc lang loạt ngàn bit thông tin được lưu trữ trong bộ nhớ, cho phép giao tiếp, truyền tải và xử lý, điều khiển các quá trình một cách nhanh chóng, chính xác.

Sự xuất hiện của các máy CNC đã nhanh chóng thay đổi việc sản xuất công nghiệp. Các đường cong được thực hiện dễ dàng như đường thẳng, các cấu trúc phức tạp 3 chiều cũng dễ dàng thực hiện, và một lượng lớn các thao tác do con người thực hiện được giảm thiểu. Việc gia tăng tự động hóa trong quá trình sản xuất với máy CNC tạo nên sự phát triển đáng kể về chính xác và chất lượng. Kỹ thuật tự động của CNC giảm thiểu các sai sót và giúp người thao tác có thời gian cho các công việc khác. Ngoài ra còn cho phép linh hoạt trong thao tác các sản phẩm và thời gian cần thiết cho thay đổi máy móc để sản xuất các linh kiện khác. Trong môi trường sản xuất, một loạt các máy CNC kết hợp thành một tổ hợp, gọi là cell, để có thể làm nhiều thao tác trên một bộ phận. Máy CNC ngày nay được điều khiển trực tiếp từ các bản vẽ do phần mềm CAM, vì thế một bộ phận hay lắp ráp có thể trực tiếp từ thiết kế sang sản xuất mà không cần các bản vẽ in của từng chi tiết. Có thể nói CNC là các phân đoạn của các hệ thống robot công nghiệp, tức là chúng được thiết kế để thực hiện nhiều thao tác sản xuất (trong tầm giới hạn).

1.2 Các đặc tính cơ bản của máy CNC

- Tính năng tự động cao.

- Máy CNC có năng suất cắt gọt cao, giảm tối đa thời gian phụ do mức độ tự động hóa được nâng cao vượt bậc. Tùy từng mức độ tự động, máy có thể thực hiện đồng thời nhiều chuyển động khác nhau như chuyển động thay dao, hiệu chỉnh sai số dao cụ, tự động tưới nguội khi phát hiện quá nhiệt hay tự hút phoi ra khỏi vùng gia công.

- Tính năng linh hoạt cao.

- Chương trình có thể thay đổi nhanh chóng và dễ dàng, thích ứng với các chi tiết khác nhau. Do đó rút ngắn thời gian chuẩn bị sản xuất và thời gian phụ, tạo điều kiện thuận lợi cho sản xuất hàng loại nhỏ.

- Có thể nhanh chóng sản xuất chi tiết do có chương trình lưu trữ trong bộ nhớ của máy nên không cần phải sản xuất chi tiết dự trữ, chi tiết mẫu góp phần rút ngắn thời gian sản xuất lại chi tiết đã có chương trình sẵn.

- Máy CNC gia công được chi tiết nhỏ, vừa phản ứng linh hoạt khi nhiệm vụ công nghệ thay đổi. Việc lập trình có thể thực hiện ở phạm vi ngoài máy, trong các văn phòng tin học có sự hỗ trợ của kỹ thuật tin học thông qua các thiết bị vi tính, vi xử lý trong máy...

- Tính năng tập trung nguyên công.

- Các máy CNC có thể thực hiện nhiều nguyên công khác nhau mà không cần phải gá đặt nhiều lần. Từ khả năng này, các máy CNC đã được phát triển thành các trung tâm gia công CNC.

- Tính năng chính xác, đảm bảo chất lượng cao.

- Giảm được các hư hỏng do sai sót của con người, có khả năng gia công chính xác hàng loạt. Độ chính xác lặp lại, đảm bảo độ ổn định trong suốt quá trình gia công là điểm ưu việt tuyệt đối của máy cnc.

- Máy CNC có hệ thống điều khiển khép kín có thể gia công được những chi tiết chính xác kể cả hình dáng đến kích thước. Khả năng thuận tiện cho việc sản xuất hàng loại các hàng lắp lẫn, giảm khả năng tổn thất phôi liệu ở mức thấp nhất.

- Gia công biên dạng phức tạp.

- Máy CNC là máy duy nhất có thể gia công chính xác và nhanh những chi tiết có hình dáng phức tạp như các bề mặt 3 chiều.

- Tính năng và hiệu quả kinh tế cao.

- Cải thiện tuổi bền dao nhờ có chế độ cắt gọt tối ưu. Tiết kiệm dụng cụ cắt gọt, đồ gá và các dụng cụ khác.

- Giảm phế phẩm, có thể sử dụng lại chương trình.

- Có thể hoạt động thời gian dài mà vẫn đảm bảo chất lượng chi tiết gia công

- Giảm chi phí nhân công do không cần thợ có trình độ tay nghề cao kết hợp năng suất được cải thiện.

- Giảm thời gian sản xuất nhờ thời gian sử dụng máy nhiều và giảm thời gian dừng máy.

- Giảm thời gian kiểm tra nghiệm thu chi tiết vì chi tiết được sản xuất bởi máy CNC có tính đồng nhất về sai số, kích thước cũng như hình dáng.

- Hạn chế của máy CNC.

- Chi phí đầu tư ban đầu: gồm chi phí máy và quá trình lắp đặt cao hơn nhiều so với việc đầu tư các máy công cụ không phải máy CNC.

- Yêu cầu bảo dưỡng định kỳ cao: máy CNC là thiết bị kỹ thuật cao, kết cấu cơ khí, điện tử rất phức tạp. Để máy gia công chi tiết đạt được sự ổn định về chất lượng cần phải bảo dưỡng định kỳ, người bảo dưỡng đòi hỏi phải có trình độ cao về điện tử lẫn cơ khí.

1.3 Các loại máy CNC

Phát triển nhanh chóng với những tiến bộ trong máy tính, ta có thể bắt gặp CNC dưới dạng:

- Máy tiện cnc
- Máy phay cnc
- Máy khoan cnc
- Máy cắt tia nước có hạt mài
- Máy cắt khắc cnc
- Máy đột dập
- Máy điều khắc 3D và nhiều loại máy công cụ công nghiệp khác
- Máy phân ra nhiều loại : 3 trục, 4 trục, 5 trục, phay 5 trục, tiện 5 trục..... có ba trục cơ bản XYZ, các trục còn lại được hiểu là quay quanh trục Z , trục X , trục Y.....



Hình 1.1: Máy CNC router 3 trục SM-1325B3



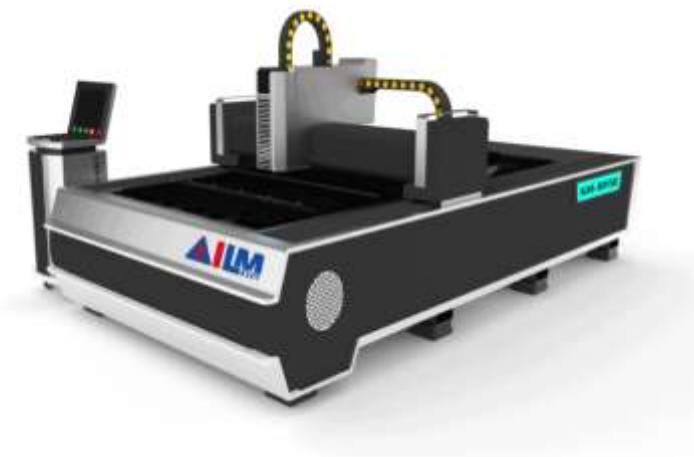
Hình 1.2: Máy tiện



Hình 1.3: Máy cắt plasma

Các máy điều khiển tối điểm.

- Ví dụ như máy khoan, khoét, máy hàn điểm, máy đột, dập
- Các máy điều khiển đoạn thẳng : đó là các máy có khả năng gia công trong quá trình thực hiện dịch chuyển theo các trục.
- Máy 2D
- Máy 3D
- Điều khiển 2D1/2
- Điều khiển 4D , 5D



Hình 1.4: Máy cắt laze

1.4 Các bộ phận quan trọng

❖ Cơ cấu trục.

• Định nghĩa.

- Trục hiểu đơn giản là các phương hướng mà máy có thể di chuyển. Một máy CNC 3 trục thông thường sẽ có trục X, trục Y, trục Z và cũng là 3 phương hướng mà máy có thể dịch chuyển. Các trục này xét theo hệ tọa độ quy chiếu Descartes được gọi là các trục tuyến tính.

- Để cải thiện thời gian cũng như khả năng gia công các chi tiết phức tạp của máy, người ta đã thêm vào các trục được gọi là trục quay hay trục nghiêng. Các trục này thực chất là các cơ cấu quay hay nghiêng quanh các trục X, Y, Z tạo điều kiện cho dụng cụ cắt có thể thuận lợi tiếp cận những khu vực khó gia công. Có 3 trục quay chính:

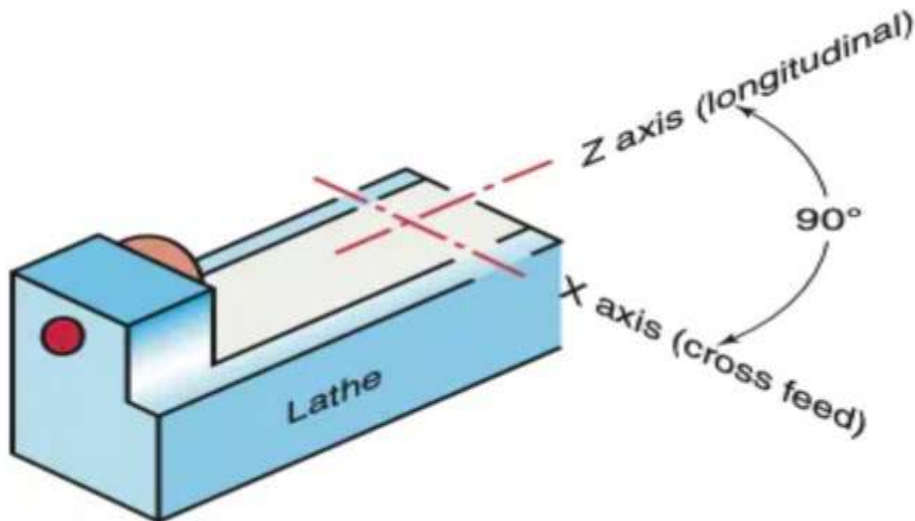
- + Trục A: quay hay nghiêng quanh trục X
- + Trục B: quay hay nghiêng quanh trục Y
- + Trục C: quay hay nghiêng quanh trục Z



Hình 1.5: Cơ cấu bàn máy tích hợp trục A và C

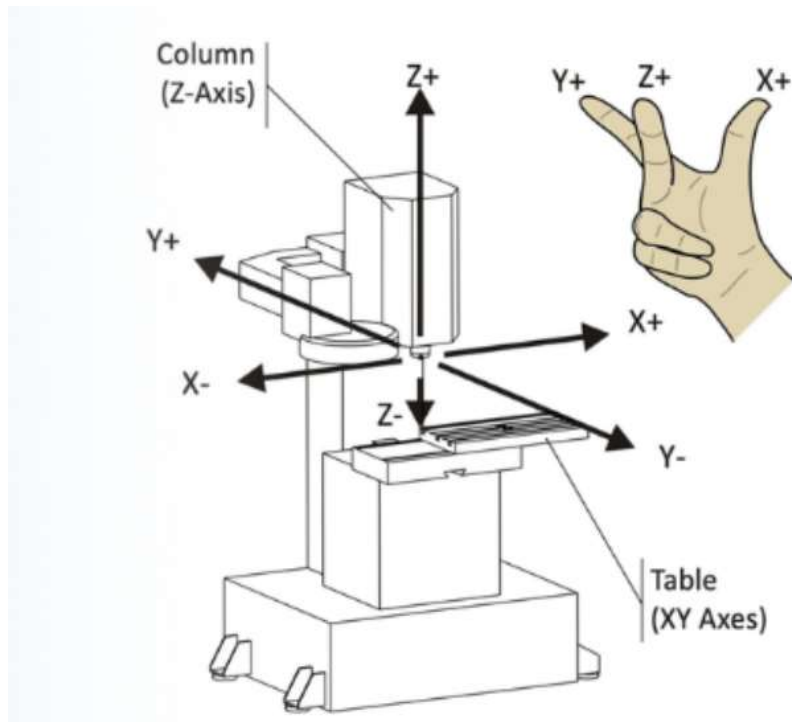
- **Số trục trên máy CNC.**

- Máy 2 trục: Cấu hình thường gặp trên máy tiện CNC hỗ trợ di chuyển theo phương trục X và trục Z.



Hình 1.6: Cơ cấu trục của máy CNC 2 trục

- Máy 3 trục: Cấu hình này thường gặp trên máy phay CNC, cấu hình này cho phép máy có đồng thời loại bỏ được lượng dư theo cả 3 chiều dài, rộng và sâu tương ứng 3 trục X, Y, Z.



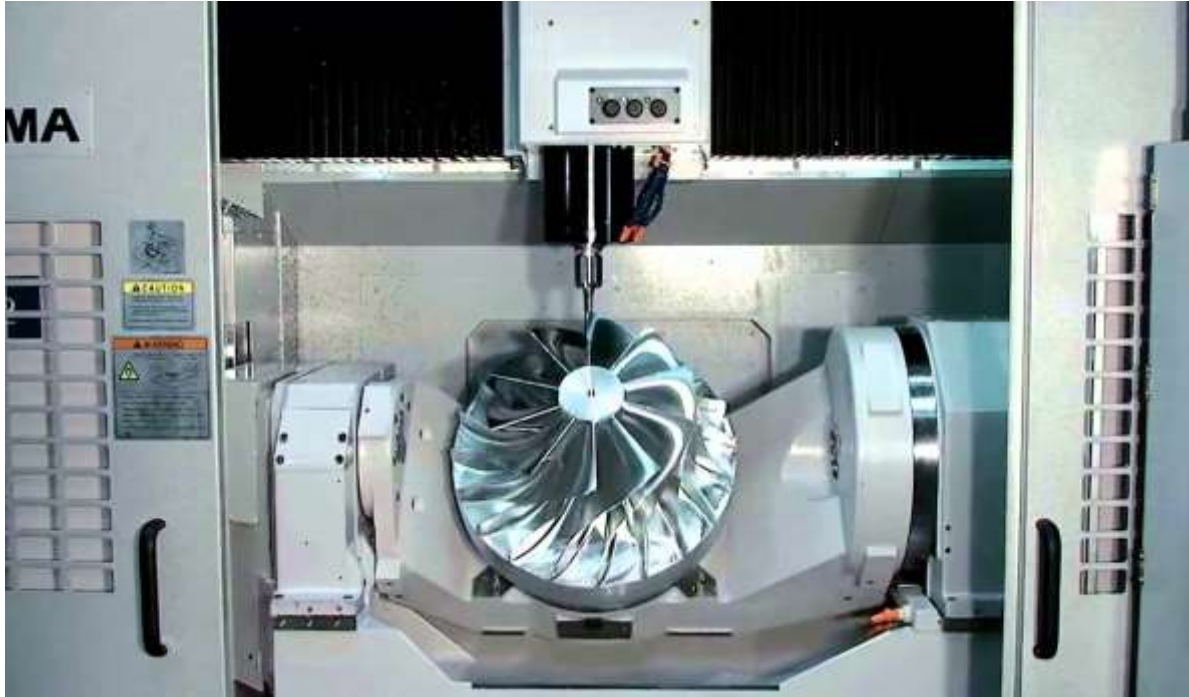
Hình 1.7: Cấu hình máy CNC 3 trục

- Máy CNC 4 trục: Các máy loại này có khả năng gia công như các máy 3 trục, mặt khác chúng được hỗ trợ quay quanh 1 trong các trục tuyến tính X, Y hoặc Z.



Hình 1.8: Máy CNC 4 trục trang bị đầu xoay quanh trục Y

- Máy CNC 5 trục: Là máy CNC ngoài chuyển động theo 3 trục tuyến tính còn được trang bị 2 trong số 3 trục quay A, B hoặc C.



Hình 1.9: Máy CNC trang bị 5 trục X, Y, Z, A và C

❖ **Hệ thống thay tích trữ và thay dao tự động (ATC Magazine).**

• **Định nghĩa của ATC Magazine.**

- Hệ thống thay dao tự động (ATC Magazine) là hệ thống cho phép máy CNC thay dao tự động mà không cần sự can thiệp của con người.

- Các thành phần cơ bản của ATC Magazine thường bao gồm:

- + Căn cứ (Base)
- + Tay kẹp (Gripper Arm)
- + Tay hỗ trợ (Support Arm)
- + Bầu kẹp dao (Tool Holder)
- + Ổ dao (Tool Magazine)

• **Phân loại.**

- Hệ thống ATC Magazine thường được chia làm một số loại phổ biến sau:

+ Bộ thay dao tự động kiểu kẹp (Gripping Type ATC): Là ổ chứa dụng cụ gắn ở phía trước, thường được dùng cho các trung tâm khai thác CNC. Khả năng lưu trữ từ 16 đến 21 dao.



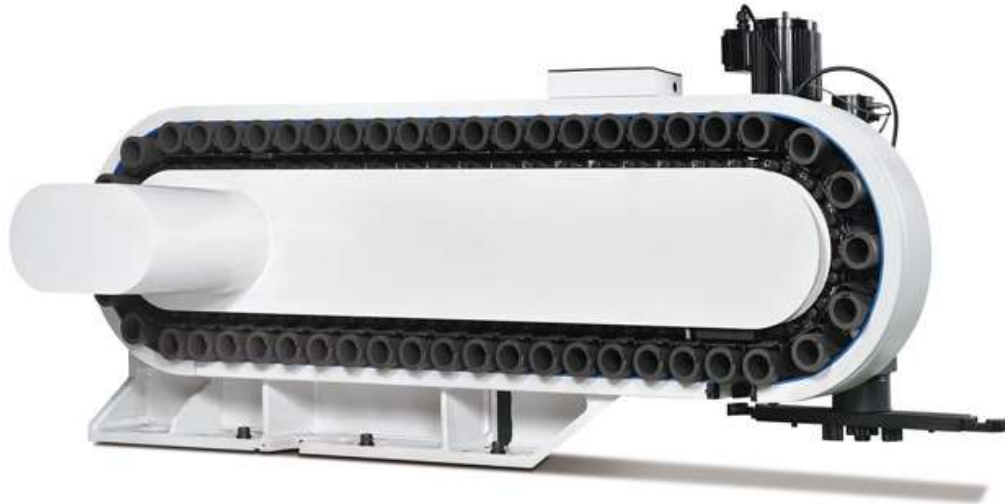
Hình 1.10: Đài dao

+ Bộ thay dao tự động kiểu cánh tay (Arm Type ATC): Được trang bị cánh tay robot thực hiện đồng thời việc lấy dao ra khỏi trục chính và ổ dao sau đó quay 180 độ để lắp dao mới vào trục chính và trả dao cũ về ổ dao. Khả năng lưu trữ từ 24 đến 30 dao.



Hình 1.11: Cánh tay thay dao tự động

+ Bộ thay dao tự động kiểu xích (Chain Type ATC): sử dụng các dây xích để chứa dao theo từng vị trí, có thể chứa từ 60 đến hơn 200 dao. Thường được dùng trong các trung tâm gia công CNC lớn.



Hình 1.12: Bộ thay dao tự động kiểu xích

+ Bộ thay dao tự động kiểu quay (Rotary Type ATC): Thường được trang bị ngay dưới trục chính, khi thay dao, trục chính sẽ di chuyển xuống để dao đi vào lỗ côn của trục chính.



Hình 1.13: Bộ thay dao tự động kiểu quay

1.5 Các sản phẩm và dụng cụ cắt

1.5.1 Các loại dụng cụ cắt của máy CNC

- Định nghĩa và vật liệu cấu tạo dao cắt CNC :

- Dụng cụ cắt cơ khí là dụng cụ dùng để cắt gọt phôi loại bỏ đi lớp vật liệu thừa, tạo ra bề mặt biên dạng chi tiết cần gia công. Dụng cụ cắt được dùng trong máy CNC thường có độ cứng lớn hơn vật liệu của chi tiết gia công.

+ Việc lựa chọn đúng loại dụng cụ cắt là việc rất quan trọng trong CNC vì dụng cụ cắt được dùng cho máy CNC thường đa dạng về chiều dài, kích thước, số lượng lưỡi cắt và cả vật liệu cấu thành nên chúng. Việc chọn sai dụng cụ cắt có thể dẫn đến sai sót trong quá trình cắt gọt làm sai kích thước biên dạng và các tính huống nguy hiểm khác như gãy dao...

- Các vật liệu được dùng để chế tạo dao cắt CNC:

+ Thép carbon (Carbon Steel): là loại vật liệu rẻ tiền nhất, thành phần có 0.6-1.5% C kết hợp với một lượng nhỏ mangan và silicon. Dao được chế tạo từ loại vật liệu này thường có tốc độ gia công thấp với các nguyên công ví dụ như khoan xoắn, phay định hình, phay và tiện các chi tiết có vật liệu mềm như gỗ, hợp kim màu...

Vonfram và Molybden để tăng cường độ cứng, độ dẻo dai và chống mài mòn. Dao cắt được chế tạo từ thép tốc độ cao cho tốc độ bóc tách phôi lớn, gia công được cả kim loại màu và hợp kim cứng.

+ Solid Carbide: Chất liệu này chống mài mòn tốt hơn cả thép tốc độ cao và dễ sử dụng thay vì mòn dần theo thời gian. Vật liệu Carbide được tạo thành bằng cách thiêu kết carbide với các kim loại khác như vonfram, titan hoặc tantalum làm cho dao có khả năng chịu nhiệt tốt, thường được dùng trong những công đoạn gia công bề mặt chất lượng cao.

+ Ceramic: Là loại dụng cụ cắt được phủ gốm trên bề mặt được làm từ oxit và silicon nitride cho khả năng chống mài mòn và độ chịu nhiệt cực cao. Thường được sử dụng để cắt các kim loại cứng như gang, thép cứng và thép hợp kim.

- Bầu kẹp dao là bộ phận tiếp xúc trực tiếp giữa trục chính của máy gia công và dụng cụ cắt nên là một yếu tố quan trọng để gia công chính xác. Yếu tố để đánh giá chất lượng của bầu kẹp dao là độ cân bằng động.

+ Hiện nay, có các loại bầu kẹp dao thông dụng như bầu kẹp Collet, bầu kẹp dao phay, bầu kẹp thủy lực, bầu kẹp nhiệt, bầu kẹp taro ren....

- Dao dùng trong máy phay CNC:

+ Dao phay ngón (END MILL): Dùng để phay biên dạng, phay rãnh, gia công đột, gia công đâm xuyên... Dao phay ngón đa dạng về chủng loại hình dáng cũng như chức năng riêng biệt có thể kể đến một số loại như: Dao phay ngón loại 2 lưỡi cắt, 3 lưỡi cắt, có hoặc không có lưỡi cắt tâm, hoặc về hình dáng như dao đầu cầu (ball mill), dao phay ngón bo cạnh (bull mill), hoặc dao phá thô (Roughing).



Hình 1.14: Các loại dao phay ngón

+ Dao phay mặt (FACE MILL): Dùng để gia công bề mặt chi tiết, tạo khu vực bằng phẳng trên khối vật liệu hoặc dùng để phay khía mặt trên đỉnh của chi tiết thường có biên dạng liền khối hoặc có thể gắn mảnh cắt rời, càng nhiều lưỡi cắt thì tốc độ bóc tách kim loại càng nhanh và càng ổn định.



Hình 1.15: Các loại dao phay mặt

+ Mũi khoan (Drill): Có cấu tạo tương đối giống dao phay ngón, nhưng có mũi nhọn ở đầu để có thể dễ dàng gia công nhiều lỗ với nhiều độ sâu khác nhau. Thường được làm bằng thép HSS, một số loại có thêm các lớp phủ để tăng độ cứng và chống ăn mòn cho dao hoặc có thể gắn mảnh dao rời như FACE MILL.



Hình 1.16: Mũi khoan

+ Mũi khoan tâm (Center Drill): Dùng để khoan định hình lỗ tâm trước khi tiến vào chu trình khoan.



Hình 1.17: Mũi khoan tâm

+ Mũi taro ren và phay ren: Dùng để tạo ren trong cho chi tiết, với dao phay ren còn có thể gia công ren trong lẫn ren ngoài của chi tiết.



Hình 1.18: Dao phay ren và mũi taro ren

+ Dao doa lỗ (Reamer): Dùng để mở rộng lỗ với một dung sai nhất định đồng thời làm bóng bề mặt lỗ. Yêu cầu để doa lỗ là phải khoan trước 1 lỗ có đường kính từ khoảng 0.5-> 1 (mm) để có thể tiến hành doa.



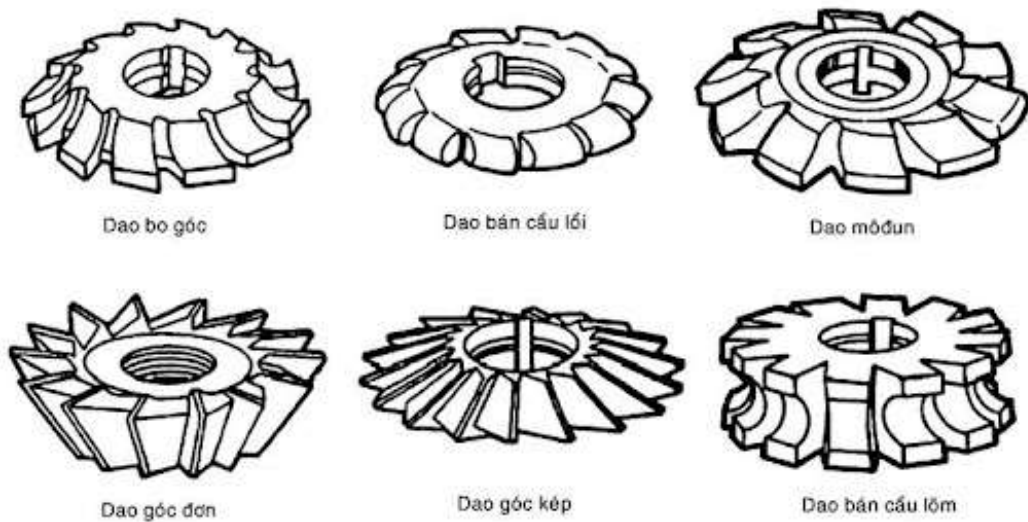
Hình 1.19: Dao doa lỗ

+ Fly cutter: Dùng để tạo các bề mặt phẳng lớn, có độ bóng cao cũng như lượng kim loại cần bóc tách ít hoặc có thể dùng để quét đi lượng ba via trên bề mặt chi tiết.



Hình 1.20: Fly cutter

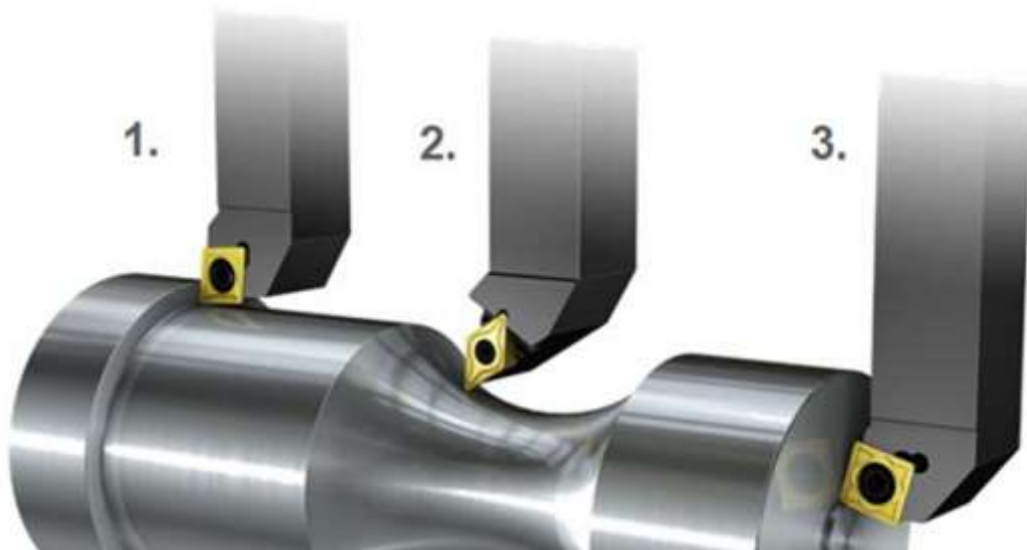
+ Các dao định hình biên dạng khác: Là các loại dao được chế tạo riêng để gia công các bề mặt đặc biệt mà không tìm được loại dao phù hợp hoặc để thực hiện cùng lúc nhiều nguyên công nhằm tiết kiệm thời gian gia công.



Hình 1.21: Một số dao định hình phổ biến.

- Dao dùng trong máy tiện CNC: Gồm 2 phần chính là phần cán và phần cắt. Phần cắt gồm mặt trước, mặt sau và phần lưỡi cắt, phần cán là phần để kẹp giữ dao trên ổ gá dao. Phần cán được thiết kế nhiều loại với đa dạng các kiểu dáng chức năng.

+ Dao tiện ngoài: Được dùng chủ yếu để tiện trụ ngoài hay tiện khía mặt. Có 2 loại là dao tiện ngoài đầu thẳng và dao tiện ngoài đầu cong, tùy vào điều kiện gia công mà chọn loại dao tiện phù hợp.



Hình 1.22: Dao tiện ngoài

+ Dao tiện trong: Được chia thành 2 loại là dao tiện lỗ thông và dao tiện lỗ bậc thường được chế tạo bằng thép hợp kim Carbide hoặc thép gió HSS có khả năng chịu nhiệt cao.



Hình 1.23: Dao tiện trong

+ Dao tiện rãnh và cắt đứt: Thường được dùng để tạo rãnh trên trụ tròn hoặc cắt đứt phần thừa hoặc chi tiết ra khỏi phôi. Ngoài tiện rãnh ngoài rãnh trong còn có dao tiện rãnh lỗ và rãnh mặt đầu.



Hình 1.24: Dao tiện rãnh và cắt đứt

+ Ngoài ra còn có các loại dao tiện phổ biến khác như: dao tiện ren, dao tiện vai, dao xén mặt đầu, dao tiện doa lỗ, và dao tiện định hình,... Ngoài ra, dao tiện cũng có thể phân loại theo cách khác dựa trên cấu trúc, hình dáng, hướng tiện và độ hoàn thiện...

1.5.2 Các sản phẩm

- Các nguyên liệu mà máy CNC có thể gia công được.

- Máy CNC có thể gia công hầu như tất cả các loại nguyên liệu. Nó chỉ phụ thuộc vào đặc tính của dao cụ và ứng dụng của từng máy.

- Các nguyên liệu phổ biến thường thấy là thép, đồng, kim loại màu, titan và các loại hợp kim... Ngoài ra cũng có thể là các nguyên liệu phi kim khác như gỗ, nhựa, kính, xi bốt, ABS, POM, nylon...

- Tuy nhiên, các nguyên liệu quá cứng hoặc quá mềm cũng khó có thể gia công trên máy CNC. Ví dụ như cao su, silicon hoặc các vật liệu giòn như gốm.

- Các ứng dụng của máy CNC rất rộng nên sản phẩm từ CNC cũng rất đa dạng, ví dụ như đồ nội thất, các chi tiết gia công cơ khí, tranh đá, chữ điêu khắc nghệ thuật
.....
- Các sản phẩm đồ gỗ từ máy CNC



Hình 1.25: Đồ handmade từ CNC



Hình 1.26: Sản phẩm từ nhôm

CHƯƠNG 2: THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN

2.1. Những tính năng của hệ thống CNC.

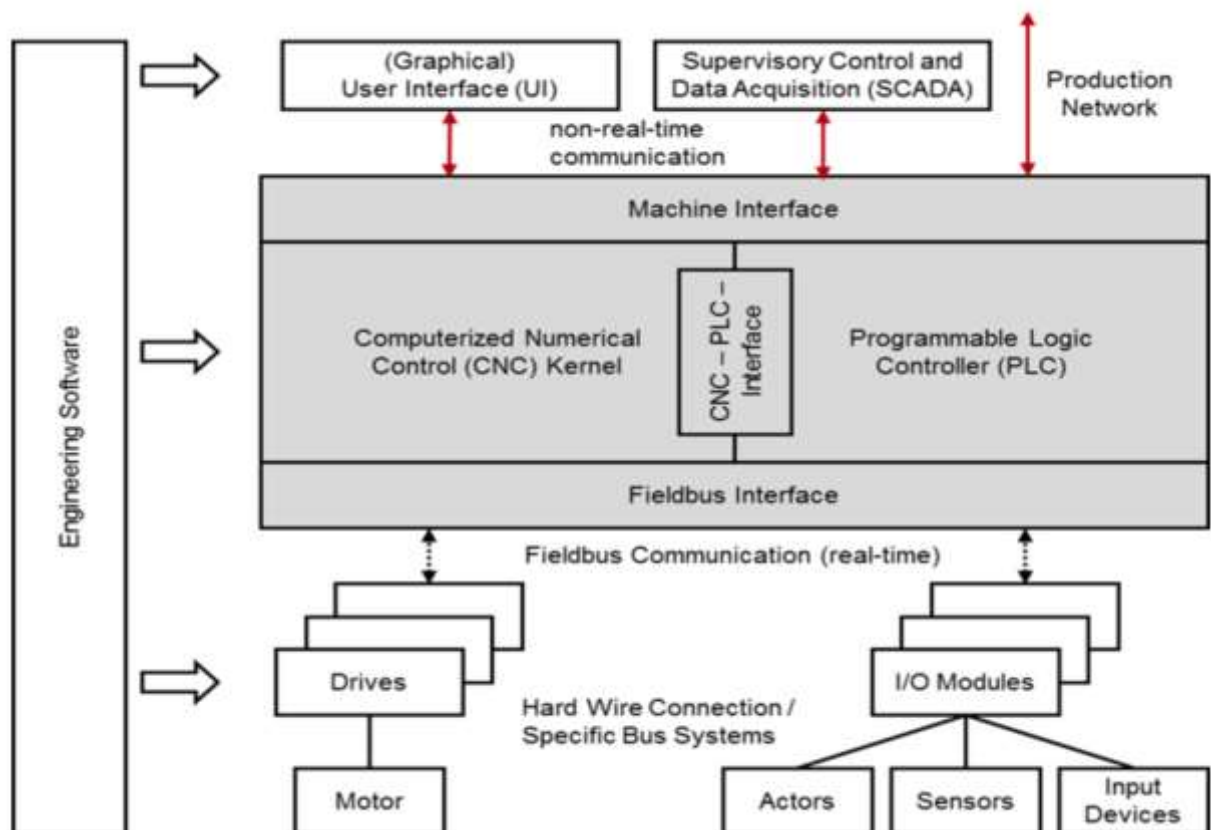
- Hệ thống CNC được sử dụng để điều khiển máy công cụ và trung tâm gia công. Chịu trách nhiệm tạo ra chuyển động tương đối giữa dụng cụ cắt và phôi.

- Những tính năng nổi bật của máy CNC:

- + Giúp người vận hành giám sát được quá trình gia công.
- + Có thể lập trình và gia công chi thiết theo nhiều chuẩn kích thước khác nhau.
- + Cho phép trao đổi dữ liệu theo chuẩn EIA hoặc ASCII.
- + Có thể lập trình gia công bằng tay hoặc nhập chương trình bằng máy tính.
- + Hiệu chỉnh (bù trừ) bán kính dao hoặc chiều dài dao.
- + Có thể lưu trữ nhiều chương trình gia công cùng lúc.
- + Chuẩn đoán và báo lỗi hư hỏng, giúp người vận hành máy dễ dàng hơn.
- + Giảm thời gian chi phí đào tạo nhân lực, tăng năng suất.

2.2. Cấu tạo của hệ thống điều khiển CNC.

- Xét theo chức năng, hệ thống CNC có các thành phần chính sau:



Hình 2.1: Các thành phần của hệ thống CNC

- + Bộ phận giao tiếp giữa người và máy MMI (Man Machine Interface).
- + Phần lõi điều khiển số NCK (Numerical Control Kernel).

- + Bộ phận điều khiển logic PBL (Programer Logic Control).
- Ngoài ra, có một số thành phần quan trọng khác như:
 - + Modul IO
 - + Các cảm biến
 - + Thiết bị đầu vào
 - + Bộ truyền động và động cơ
 - + Bộ phận giám sát và thu thập dữ liệu SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition)

2.3 Chức năng của các thành phần chính trong hệ thống CNC.

2.3.1. Bộ phận giao tiếp giữa người và máy MMI.

- Là bộ phận chịu trách nhiệm giao tiếp giữa người và máy, bao gồm các nút bấm, lệnh, màn hình hiển thị và các đèn báo. Chức năng chính gồm:

- + Hiển thị các chức năng liên quan đến hoạt động trạng thái của máy: Hiển thị, quản lý chương trình, chế độ cắt, dụng cụ cắt...
- + Thiết lập các tham số của máy: Hệ dẫn động, điều chỉnh các trục, dao, tọa độ máy, điều kiện biên an toàn.
- + Soạn thảo chương trình gia công.
- + Giám sát cảnh báo.



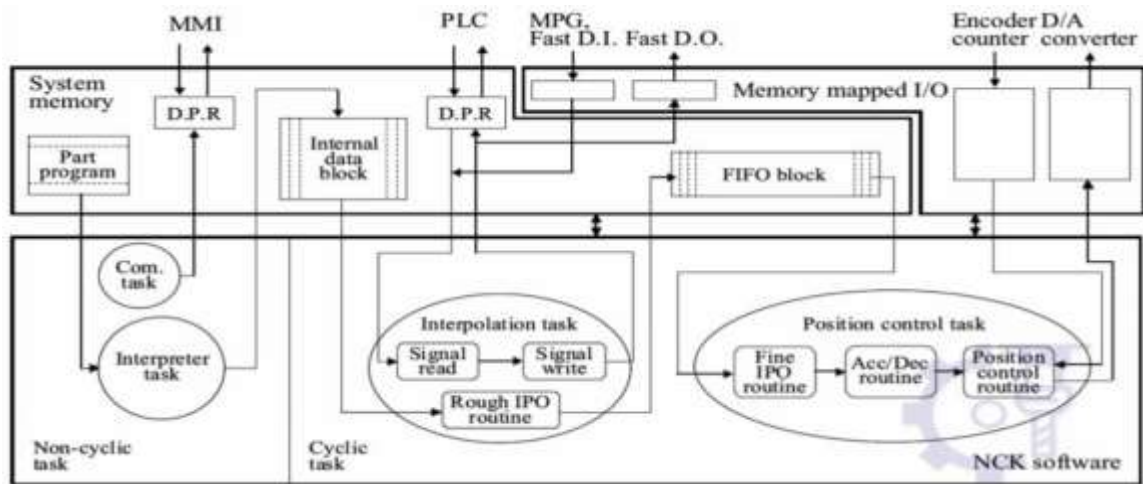
Hình 2.2: Bảng điều khiển máy CNC

2.3.2. Bộ phận điều khiển số NCK.

- Là phần cốt lõi của hệ thống CNC. Có chức năng dịch các chương trình được nhập tiến hành nội suy, điều khiển các động cơ và bù trừ sai số dao cụ dựa trên chương trình đã được thông dịch.

- + Chức năng thông dịch: Đọc chương trình gia công, thông dịch các block lệnh dưới dạng mã ASCII vào bộ nhớ trong rồi tiến hành nội suy.

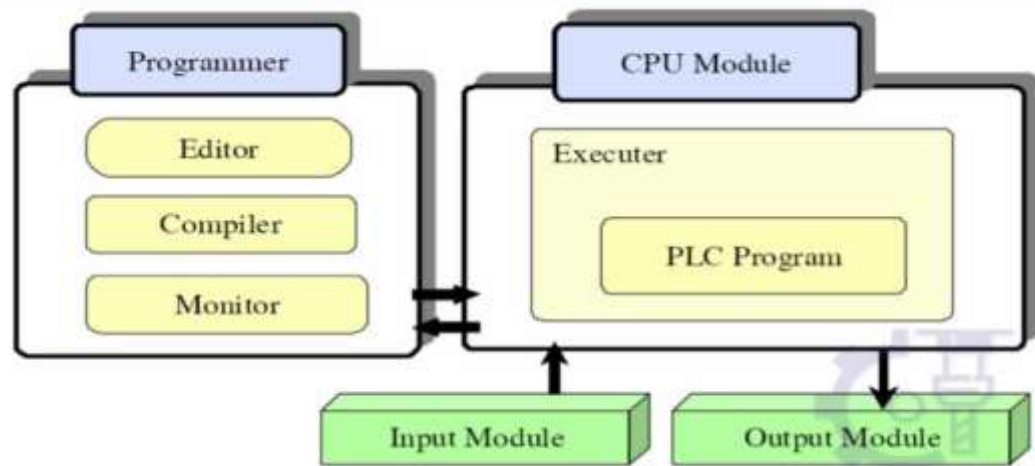
+ Nội suy: Đọc các thông tin, lưu vào bộ nhớ đệm. Tính toán vị trí, tốc độ rồi lưu vào một bộ nhớ khác là FIFO để điều khiển gia tốc, giảm tốc...



Hình 2.3: Bộ phận điều khiển số NCK

2.3.3. Bộ phận điều khiển logic PLC.

- Là bộ phận điều khiển các hoạt động khác của máy như: Thay dao, tốc độ trực tiếp, nhập hoặc xuất các tín hiệu xử lý.



Hình 2.4: Bộ phận điều khiển logic PLC

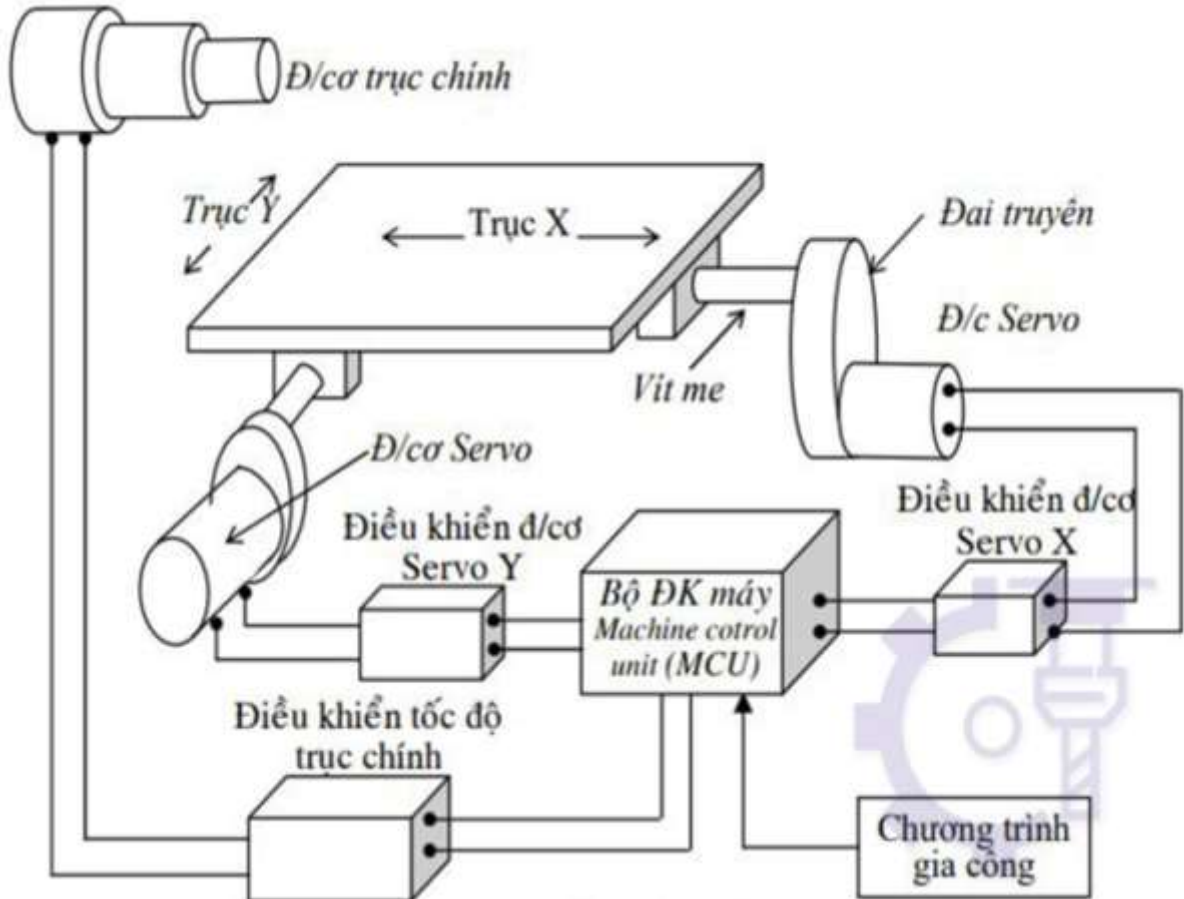
2.4. Phân loại hệ thống CNC

- Hệ thống CNC được chia làm 4 loại:
- + Điều khiển chu trình hở (Open Loop).
- + Điều khiển chu trình nửa kín (Semi-Close Loop).
- + Điều khiển chu trình kín (Close Loop).
- + Điều khiển hỗn hợp (Hybrid Loop).

2.4.1. Hệ thống CNC điều khiển chu trình hở.

- Trong hệ thống điều khiển hở, dữ liệu chương trình được đưa vào bộ điều khiển MCU (Microcontroller Unit). Nó giải mã và lưu trữ chương trình trong bộ nhớ cho đến khi người vận hành cho chạy chương trình.

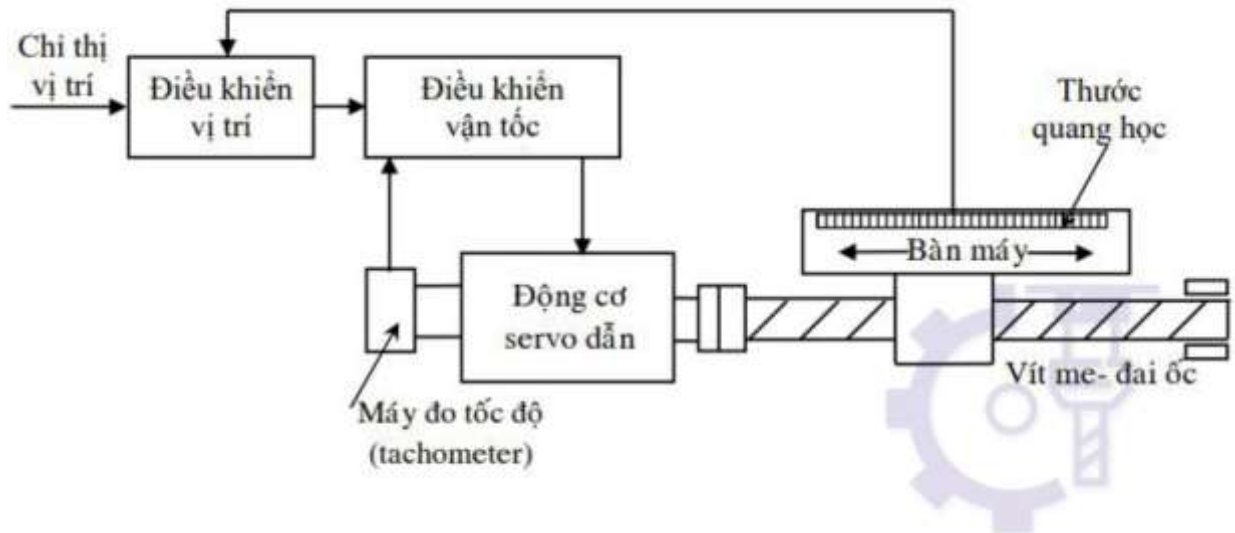
- Các câu lệnh được chuyển thành từng tín hiệu xung điện một cách tuần tự. Sau đó được gửi tới bộ điều khiển, kích hoạt các cơ cấu chấp hành hoạt động. Lượng dịch chuyển của động cơ phụ thuộc vào số xung điện mà động cơ nhận được.



Hình 2.5: Sơ đồ nguyên lý hệ thống CNC điều khiển hở.

2.4.2. Hệ thống CNC điều khiển nửa kín.

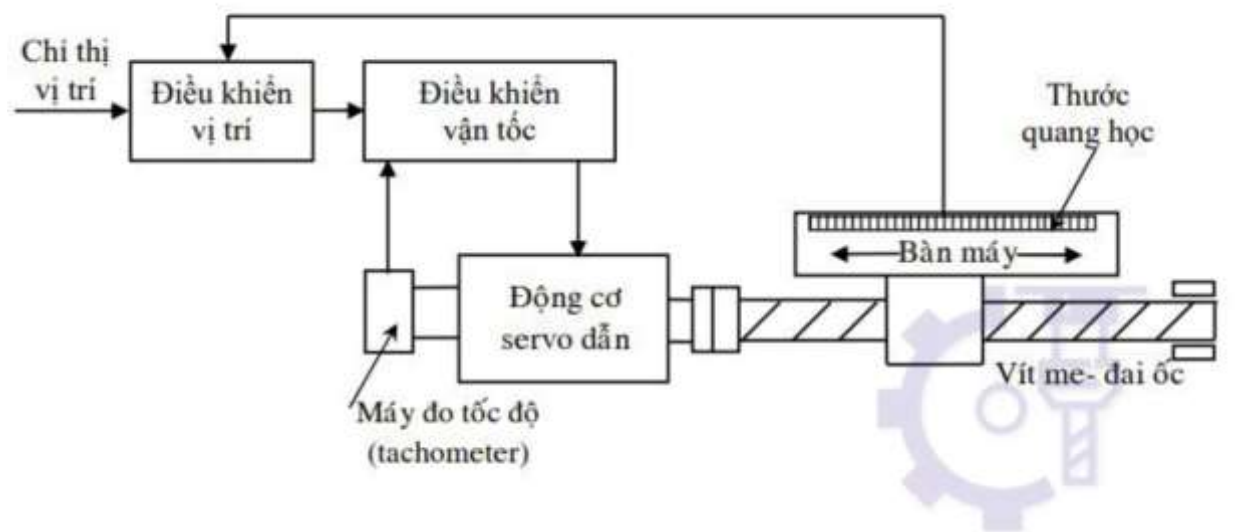
- Trong chu trình nửa kín, thiết bị kiểm tra sẽ được lắp vào trục vít me, cho phép kiểm tra và điều chỉnh sai số trong quá trình gia công. Hiệu chỉnh sai số chỉ thị lên động cơ servo nhằm loại bỏ sai số tích lũy



Hình 2.6: Hệ thống CNC điều khiển nửa kín

2.4.3. Hệ thống CNC điều khiển kín.

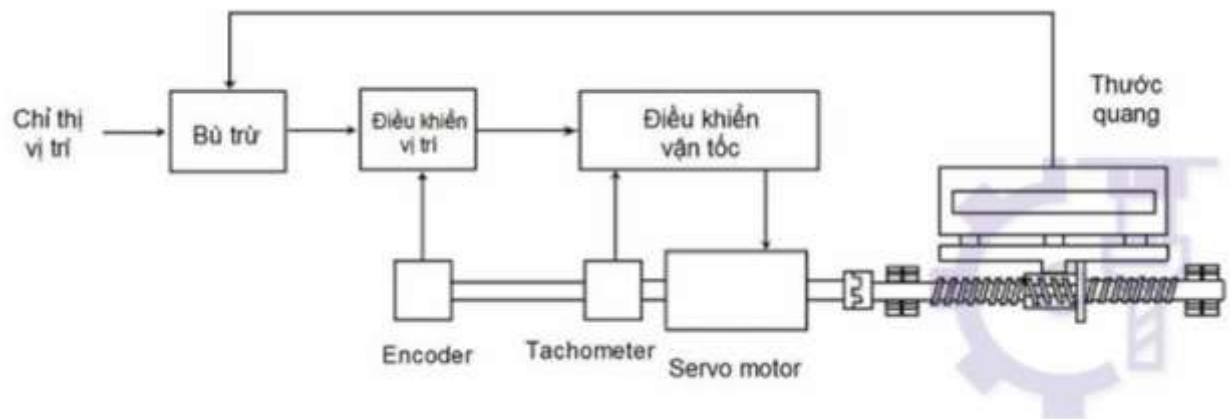
- Hệ thống điều khiển chu trình kín được trang bị thiết bị giám sát vị trí bàn máy, gửi vị trí bàn máy về bộ điều khiển.



Hình 2.7: Hệ thống CNC điều khiển chu trình kín

2.4.4. Hệ thống CNC điều khiển hỗn hợp.

- Chu trình hỗn hợp là sự kết hợp của 2 chu trình kín và nửa kín. Điều này cho phép giám sát vị trí của bàn máy thông qua chu trình kín và giám sát động cơ thông qua chu trình nửa kín.



Hình 2.8: Hệ thống CNC điều khiển hỗn hợp.

Bộ điều khiển máy (Machine Control Unit - MCU) trên máy CNC chịu trách nhiệm điều khiển các trục chuyển động của máy, bao gồm chuyển động tuyến tính và xoay. Dưới đây là một số chi tiết cụ thể về bộ điều khiển máy trên máy CNC:

2.4.5. Một số bộ phận phổ biến trong bộ điều khiển CNC.

(1) Bộ xử lý (Processor)

- MCU thường được trang bị một bộ vi xử lý mạnh mẽ để xử lý các tín hiệu điều khiển và thực hiện các phép tính phức tạp trong quá trình gia công.

(2) Bộ nhớ (Memory)

- MCU có bộ nhớ để lưu trữ các chương trình điều khiển, dữ liệu vận hành và thông số cấu hình. Bộ nhớ lớn giúp lưu trữ nhiều chương trình gia công và dữ liệu hơn.

(3) Giao diện người dùng (User Interface)

- MCU thường có giao diện người dùng để người sử dụng có thể cài đặt thông số, chạy chương trình, kiểm tra trạng thái hoạt động của máy CNC một cách dễ dàng.

- MCU kết nối với bộ điều khiển động cơ để điều khiển tốc độ, vị trí và hướng di chuyển của các động cơ trục trong quá trình gia công.

(4) Bộ điều khiển tốc độ (Speed Control Unit)

- Điều chỉnh tốc độ chuyển động của các trục và động cơ để đảm bảo quá trình gia công diễn ra một cách chính xác và ổn định.

(5) Bộ điều khiển chương trình (Program Control Unit - PCU)

Bộ điều khiển chương trình (Program Control Unit - PCU) trên máy CNC đóng vai trò quan trọng trong việc thực thi các lệnh và chương trình gia công được lập trình. Dưới đây là một số chi tiết cụ thể về bộ điều khiển chương trình trên máy CNC:

(6) Đọc và thực thi chương trình

PCU đọc và thực thi mã G-code hoặc M-code từ chương trình CNC được lập trình bởi người sử dụng. Nó dịch mã lệnh thành các tín hiệu điều khiển cụ thể để bộ điều khiển máy thực hiện các phép gia công.

(7) Quản lý dữ liệu người dùng

PCU có khả năng quản lý dữ liệu người dùng như lưu trữ chương trình, thiết lập thông số gia công, và quản lý các tệp dữ liệu khác liên quan đến quá trình sản xuất.

(8) Giao diện người dùng (User Interface)

PCU thường có giao diện người dùng đơn giản và dễ sử dụng để người sử dụng có thể nhập liệu, chỉnh sửa chương trình, kiểm tra trạng thái hoạt động của máy CNC.

(9) Kiểm soát luồng chương trình

PCU kiểm soát luồng chương trình, bao gồm việc chuyển đổi giữa các tác vụ, thực thi các điều kiện rẽ nhánh, lặp lại hoặc dừng chương trình theo yêu cầu.

(10) Tương tác với người sử dụng

PCU cho phép người sử dụng tương tác với hệ thống CNC thông qua giao diện người dùng để cài đặt thông số, chạy chương trình, kiểm tra kết quả gia công và đưa ra điều chỉnh khi cần thiết.

(11) Bộ điều khiển trục (Axis Control Unit):

Bộ điều khiển trục (Axis Control Unit) trên máy CNC đóng vai trò quan trọng trong việc điều khiển các trục chuyển động của máy, bao gồm trục X, trục Y, trục Z và các trục quay khác (nếu có). Dưới đây là một số chi tiết cụ thể về bộ điều khiển trục trên máy CNC:

(12) Điều chỉnh tốc độ và vị trí của các trục:

Bộ điều khiển trục giúp điều chỉnh tốc độ di chuyển và vị trí của các trục chuyển động theo yêu cầu của chương trình gia công.

(13) Điều khiển hướng di chuyển:

Bộ điều khiển trục quyết định hướng di chuyển của từng trục, bao gồm di chuyển tuyến tính và xoay, để thực hiện các phép gia công cụ thể.

(14) Điều chỉnh gia tốc và deceleration:

Bộ điều khiển trục cũng điều chỉnh gia tốc và deceleration của các trục để đảm bảo chuyển động mượt mà và chính xác trong quá trình gia công.

(15) Phản hồi vị trí (Position Feedback):

Bộ điều khiển trục thường được kết nối với các cảm biến vị trí để cung cấp phản hồi về vị trí thực tế của các trục, giúp đảm bảo độ chính xác trong quá trình gia công.

(16) Chức năng bảo vệ (Safety Features):

Bộ điều khiển trục có thể tích hợp các chức năng bảo vệ như dừng khẩn cấp, giảm tốc độ đột ngột để đảm bảo an toàn cho máy và nhân viên.

(17) Bộ điều khiển động cơ (Drive Control Unit)

Bộ điều khiển động cơ (Drive Control Unit) trên máy CNC đóng vai trò quan trọng trong việc điều khiển động cơ của máy, bao gồm động cơ servo và động cơ bước. Dưới đây là một số chi tiết cụ thể về bộ điều khiển động cơ trên máy CNC:

(18) Điều chỉnh tốc độ quay và vị trí của động cơ:

Bộ điều khiển động cơ giúp điều chỉnh tốc độ quay và vị trí của động cơ để thực hiện các phép gia công cụ thể theo yêu cầu của chương trình.

(19) Điều khiển hướng quay:

Bộ điều khiển động cơ quyết định hướng quay của động cơ, bao gồm quay theo chiều kim đồng hồ hoặc ngược chiều kim đồng hồ, để thực hiện các phép gia công chính xác.

(20) Điều chỉnh gia tốc và deceleration:

Bộ điều khiển động cơ cũng điều chỉnh gia tốc và deceleration của động cơ để đảm bảo chuyển động mượt mà và ổn định trong quá trình gia công.

CHƯƠNG 3: CÁC CƠ CẤU ĐẶC BIỆT

3.1. Động cơ

Động cơ máy CNC là một trong những bộ phận cực kỳ quan trọng quyết định đến các chức năng hoạt động của máy. Các loại động cơ khác nhau sẽ có giá khác nhau và mang lại những công dụng riêng biệt phù hợp với từng nhu cầu gia công sản phẩm.

Động cơ máy CNC dùng để điều khiển các hoạt động của trục chính, bàn máy và một số bộ phận khác của máy CNC.

Có nhiều loại động cơ được sử dụng trong máy CNC với những chức năng khác nhau. Mỗi loại đều có những ưu và nhược điểm riêng. Tùy theo mục đích gia công sản phẩm mà chọn loại máy có động cơ phù hợp.

3.2. Các loại động cơ máy CNC thông dụng hiện nay

3.2.1. Động cơ biến tần.

- **Định nghĩa.**

Động cơ biến tần hay còn gọi là motor biến tần là 1 loại motor điện 3 pha có khả năng thay đổi tốc độ theo sự biến đổi tần số. Sau đây là những thông tin quan trọng của sản phẩm này.

- **Cấu tạo.**

- Cấu tạo motor biến tần bao gồm những bộ phận như:

- + Phân dây đồng
- + Có quạt cưỡng bức phía sau đuôi động cơ. Chiếc quạt làm mát này tạo ra nhiều gió hơn cánh quạt của động cơ thường.
- + Rotor và stator bằng tôn silic xanh cán nguội cao cấp
- + Mạch biến tần: Đây là phần chịu trách nhiệm biến đổi nguồn điện đầu vào từ nguồn điện xoay chiều (AC) thành một nguồn điện có tần số và điện áp có thể điều chỉnh. Mạch biến tần bao gồm các thành phần điện tử như transistor hoặc thyristor để điều chỉnh tần số và điện áp đầu ra.
- + Bộ điều khiển: Bộ điều khiển là trung tâm của động cơ điện biến tần, nơi các tín hiệu và thông số được xử lý và điều chỉnh.
- + Bộ cung cấp nguồn: Động cơ điện biến tần yêu cầu một nguồn điện nguồn để cung cấp năng lượng cho mạch biến tần và bộ điều khiển.
- + Bộ bảo vệ: Bộ bảo vệ được sử dụng để giám sát và bảo vệ động cơ khỏi các tình huống nguy hiểm như quá tải, quá dòng, quá áp, quá nhiệt và ngắn mạch. Nó bao gồm các thiết bị bảo vệ như cầu chì, relay nhiệt, cảm biến quá tải và các chế độ bảo vệ phần mềm trong bộ điều khiển.



Hình 3.1: Động cơ biến tần

3.2.2. Động cơ bước

- **Khái niệm**

Động cơ bước hay còn được gọi là Step Motor. Được sử dụng trong nhiều loại máy CNC như máy phay CNC, máy tiện CNC, máy khoan và taro CNC,...



Hình 3.2: Động cơ bước

Bộ điều khiển sẽ nhận tín hiệu về chiều quay và tín hiệu xung điện để điều khiển góc quay của động cơ. Ứng với mỗi tín hiệu xung điện, bộ điều khiển sẽ đưa ra tín hiệu cường độ hoặc hiệu điện thế để làm cho động cơ quay một góc nhất định nào đó. Trục vít me đai ốc sẽ biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến của các trục.

Quá trình điều khiển động cơ bước cũng khá đơn giản. Không cần bộ trình điều khiển và tính toán phức tạp hoặc điều chỉnh để hoạt động đúng. Loại động cơ này hiện nay khá bền, giá thành tương đối thấp và được sử dụng cực kỳ phổ biến.

- **Phân loại động cơ bước**

- a) **Phân loại theo số pha**

Loại 1: động cơ 2 pha là loại động cơ 4 dây, 6 dây hoặc 8 dây. Tương ứng với 1 góc bước khoảng 1.8 độ.

Loại 2: động cơ 3 pha là loại động cơ 3 dây hoặc 4 dây. Tương ứng với 1 góc bước là 1.2 độ.

Loại 3: động cơ 5 pha là loại động cơ có 5 dây. Tương ứng với góc bước là 0.72 độ.

b) Phân loại theo cực

Động cơ đơn cực: Dòng điện trong một động cơ đơn cực luôn chạy qua cuộn dây theo cùng một hướng. Cho phép sử dụng mạch điều khiển đơn giản. Nó có thể tạo ra mô-men xoắn ít hơn động cơ lưỡng cực.



Động cơ đơn cực



Động cơ lưỡng cực

Hình 3.3: Các loại động cơ bước

Động cơ lưỡng cực: Dòng điện trong một động cơ lưỡng cực có thể chạy qua cuộn dây theo một trong hai hướng. Điều này đòi hỏi một mạch điều khiển phức tạp hơn động cơ đơn cực, nó tạo ra nhiều mô-men xoắn hơn.

c) Phân loại theo Rotor

Động cơ bước nam châm vĩnh cửu: sử dụng một nam châm vĩnh cửu (PM) trong rotor. Nó hoạt động dựa trên lực hút hoặc lực đẩy giữa rotor PM và nam châm điện stator.

Động cơ bước biến đổi điện trở: có một rotor sắt trơn. Nó hoạt động dựa trên nguyên tắc miễn cưỡng tối thiểu xảy ra với khe hở tối thiểu. Do đó các điểm rotor bị hút về phía cực nam châm của stator

Động cơ bước đồng bộ lai: sử dụng kết hợp các kỹ thuật nam châm vĩnh cửu (PM) và biến đổi điện trở (VR) để đạt được công suất tối đa trong kích thước nhỏ gọn.

3.2.3. Động cơ một chiều trong máy CNC.

- **Động cơ một chiều có chổi than.**

a) Định nghĩa.

Động cơ điện DC có chổi than là loại động cơ sử dụng một dạng chuyển đổi cơ học để thay đổi cực dòng điện thông qua phần ứng của cuộn dây. Bộ phận chuyển đổi cơ này là cổ góp (Được làm từ loại vật liệu đồng để hiệu suất cao nhất). Phần chổi quét được lắp ráp với cổ góp được làm từ carbon, kim loại, than chì và một số hỗn hợp vật liệu khác.

b) Cấu tạo.

1. Rotor: Đây là bộ phận quay của động cơ, được hỗ trợ bởi trục quay. Rotor bao gồm lõi rotor, đầu cốt và nam châm vĩnh cửu. Lõi rotor được làm bằng thép từ tính và được dựng lên từ một số thanh thép từ tính. Đầu cốt là đầu dẹt được đặt ở hai đầu của lõi rotor để kết nối với các thanh thép từ tính. Nam châm vĩnh cửu được gắn vào lõi rotor để tạo ra từ trường cần thiết cho hoạt động của động cơ.

2. Stator: Đây là bộ phận tĩnh của động cơ, bao gồm cuộn dây và cột từ. Cuộn dây được bọc quanh cột từ và được gắn vào khung. Khi động cơ hoạt động, đầu ra của bộ trường thành được đưa vào cuộn dây để tạo ra từ trường quay.

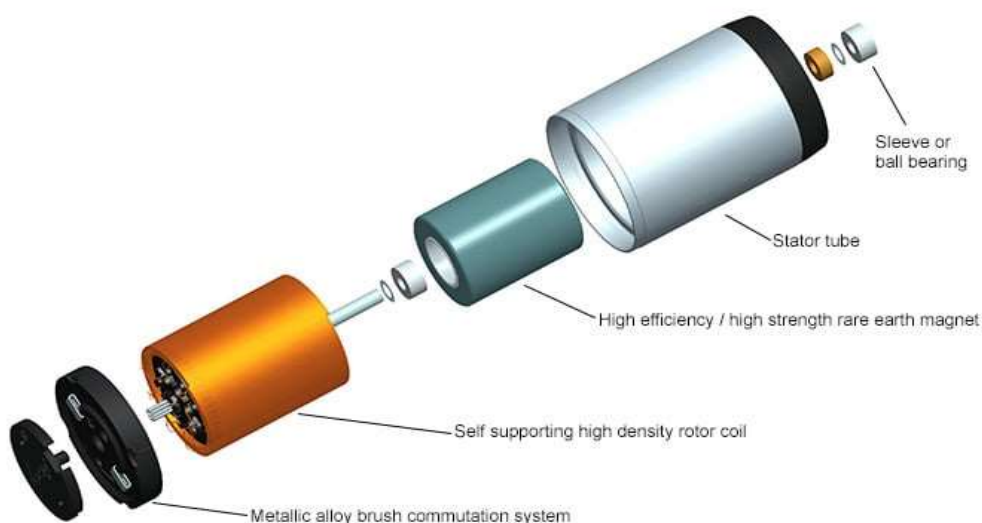
3. Cánh quạt: Đây là bộ phận được sử dụng để làm mát cho động cơ. Cánh quạt được gắn vào đầu của trục quay và tạo ra luồng không khí để làm mát cho động cơ.

4. Biến trở vô cấp: Đây là hệ thống được sử dụng để điều chỉnh tốc độ quay của động cơ. Hệ thống này bao gồm động cơ, bộ điều khiển và biến trở. Khi biến trở được điều chỉnh, năng lượng được đưa vào động cơ sẽ được điều chỉnh để tạo ra tốc độ quay mong muốn.

5. Chổi than: phần chổi quét được lắp ráp với cổ góp được làm từ carbon, kim loại, than chì và một số hỗn hợp vật liệu khác.

c) Nguyên lý hoạt động.

Động cơ điện một chiều sử dụng nguồn điện một chiều để tạo ra chuyển động cơ học. Hoạt động dựa trên nguyên lý đối kháng điện và lực động từ. Lực đẩy được tạo ra khi dòng điện chạy qua cuộn dây dẫn và tương tác với lực từ của nam châm. Để đảo chiều quay của động cơ, cần đảo chiều dòng điện chạy qua cuộn dây dẫn.



Hình 3.4: Động cơ có chổi than

- **Động cơ một chiều không chổi than.**

a) Định nghĩa.

Động cơ không chổi than hay còn gọi là **động cơ DC** (Brushless DC motor), là động cơ điện được chuyển mạch bằng điện tử với những nam châm điện dòng DC di chuyển rotor xung quanh stator. Động cơ không chổi than sử dụng bộ điều khiển để tạo ra sự chuyển đổi năng lượng điện thành năng lượng cơ học.



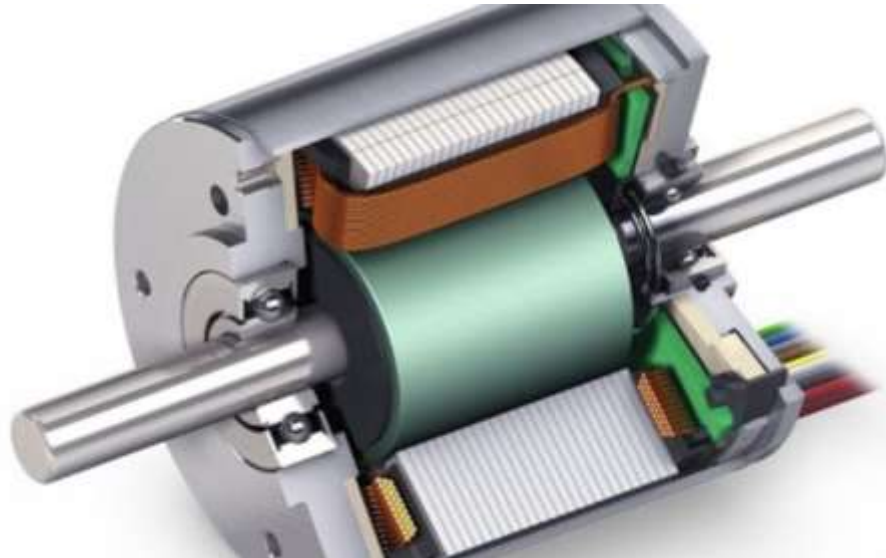
Hình 3.5: Động cơ không chổi than được sử dụng trong máy CNC cỡ nhỏ.

b) Cấu tạo.

Stator: Gồm có lõi sắt (những lá thép kỹ thuật điện ghép cách điện với nhau) và dây quấn. Cách quấn dây của BLDC khác so với cách quấn dây của động cơ xoay chiều 3 pha thông thường, sự đặc biệt này tạo nên sức phản điện động dạng hình thang.

Rotor: Về cơ bản, rotor không khác so với những động cơ nam châm vĩnh cửu khác.

Hall sensor: Vì đặc thù sức phản điện động có dạng hình thang nên cấu hình điều khiển thông thường của động cơ không chổi than cần có cảm biến để xác định vị trí của từ trường rotor so với các pha của cuộn dây stator. Để làm được điều đó, người ta thường sử dụng cảm biến hiệu ứng Hall sensor, gọi tắt là Hall.



Hình 3.6: Cấu tạo động cơ không chổi than

c) Nguyên lý hoạt động.

Nguyên lý hoạt động của động cơ BLDC dựa trên lực tương tác của từ trường do stator tạo ra và nam châm vĩnh cửu trên rotor. Khi dòng điện chạy qua một trong ba cuộn dây stato sẽ tạo ra cực từ hút những nam châm vĩnh cửu gần nhất có cực từ trái dấu. Rotor sẽ tiếp tục chuyển động nếu dòng điện dịch chuyển sang một cuộn dây liền kề. Cấp điện tuần tự cho mỗi cuộn dây sẽ làm cho rotor quay theo từ trường quay.

Trong thực tế, để tăng lực tương tác, người ta sẽ cấp điện cùng lúc cả hai cuộn dây, thứ tự chuyển tiếp giữa những cuộn dây được điều khiển bởi mạch điều khiển motor brushless.

3.2.4. Các phương pháp điều khiển động cơ bước

- **Điều khiển dạng sóng:**

Đây là cách cơ bản nhất để điều khiển một động cơ bước nhưng nó không được sử dụng nhiều.

Trong phương pháp này, mỗi pha hoặc stato cạnh nhau sẽ được kích hoạt lần lượt bằng cách sử dụng một mạch đặc biệt. Giúp từ hóa và khử từ hóa stato, dẫn đến chuyển động của rôto một bước.

- **Điều khiển chạy nửa bước:**

Phương pháp này khá giống với điều khiển chạy đủ bước. Ở step motor và mạch điều khiển, hai stator được đặt cạnh nhau sẽ được kích hoạt trước và stator thứ ba sẽ được kích hoạt ngay sau đó nhưng hai stator này bị vô hiệu hóa.

Chu kỳ này kích hoạt hai stator trước và sau đó một stator lặp lại để điều khiển động cơ bước. Phương pháp này dẫn đến tăng độ phân giải của động cơ trong khi giảm mô-men xoắn.

- **Điều khiển chạy bước nhỏ:**

Đây là phương pháp điều khiển được sử dụng phổ biến nhất vì có tính chính xác cao và giảm tiếng ồn hoạt động ở mức độ lớn. Mạch điều khiển cung cấp dòng bước biến đổi cho cuộn dây stato ở dạng sóng hình sin.

3.2.5. Ưu điểm và nhược điểm của động cơ bước

- **Ưu điểm:**

Động cơ bước không cần cảm biến để phát hiện vị trí động cơ. Khi động cơ di chuyển bằng cách thực hiện các bước cách đơn giản là đếm các bước này. Có thể có được vị trí động cơ tại một thời điểm nhất định.

Điều khiển nó cũng khá đơn giản. Không cần bộ trình điều khiển và tính toán phức tạp hoặc điều chỉnh để hoạt động đúng.

Nhìn chung cách điều khiển của nó dễ dàng so với các động cơ khác. Với microstepping, có thể đạt độ chính xác vị trí cao, lên tới khoảng $0,007^\circ$.

Khả năng cung cấp mô men xoắn cực lớn, đặc biệt là ở dải vận tốc thấp và vận tốc trung bình.

Loại động cơ này hiện nay khá bền, giá thành tương đối thấp. Vì thế việc kinh doanh nó cũng dễ dàng hơn.

- **Nhược điểm:**

Động cơ bước có thể gặp vấn đề lỡ bước khi mô-men xoắn tải quá cao. Điều này tác động tiêu cực đến việc kiểm soát, vì không có cách nào để biết vị trí thật sự của động cơ.

Tiêu hao dòng điện tối đa ngay cả khi không hoạt động, làm cho hiệu suất kém hơn và có thể gây ra quá nhiệt.

Động cơ có mô-men xoắn thấp và khá ồn ở tốc độ cao.

Cuối cùng động cơ này có mật độ công suất thấp và tỷ lệ mô-men xoắn-quán tính thấp.

3.2.6 Động cơ servo

- **Khái niệm**

Động cơ servo thực hiện dẫn động các hệ thống như chạy dao, dịch chuyển bàn máy và quay trục chính. Tốc độ có thể thay đổi được từ 0 đến giới hạn maximum.

Động cơ Servo là một trong những dòng động cơ quan trọng và được sử dụng phổ biến trong máy CNC. Nhờ vào hiệu suất và khả năng làm việc chính xác cũng như tự động hoàn toàn được lập trình bằng máy tính.

Sự khác nhau cơ bản nhất của động cơ servo so với động cơ bước là động cơ servo có mạch điều khiển kín. Trong động cơ servo cần phải có hệ thống phản hồi để nhận biết các thông số về vị trí, tốc độ mong muốn.

- **Phân loại động cơ servo**

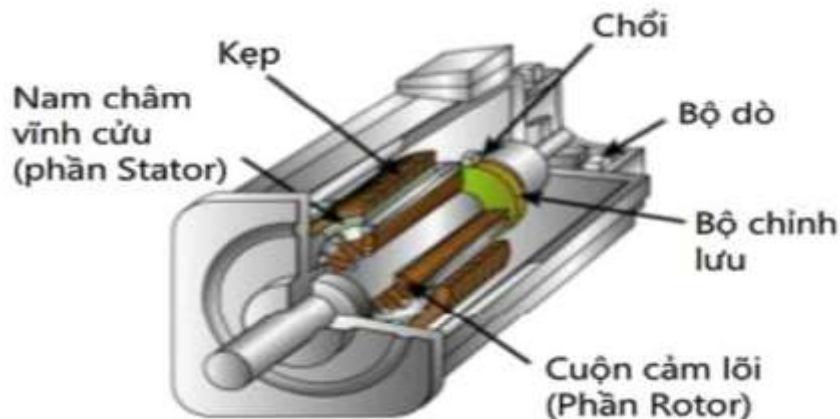
- a) **Động cơ servo một chiều DC**

Loại động cơ này sẽ được thiết kế với mục đích ứng dụng vào những hệ thống mà sử dụng dòng điện nhỏ hơn. Sau đó, nó tiếp tục được phân chia thành 2 loại nhỏ hơn là: Động cơ DC Servo loại không có chổi than và 1 chiều có chổi than.



Hình 3.7: Động cơ servo

b) Động cơ DC có chổi than: gồm 4 cấu tạo chính stator, rotor, chổi than và cuộn cảm lõi.



Hình 3.8: Cấu tạo động cơ servo

c) Động cơ DC không chổi than: Cấu trúc của nó tương đối giống với động cơ có chổi than. Điều khác biệt là các cuộn pha được lắp ở rotor là động cơ vĩnh cửu.

d) Động cơ AC servo

Đây chính là một loại motor xoay được chạy bằng dòng điện xoay chiều có 3 pha. Nó sẽ hoạt động dựa trên nguyên lý về nam châm vĩnh cửu. Điểm đặc biệt của thiết bị này là được tích hợp thêm các công cụ điện tử và cảm biến để truyền thông tin và điều khiển.

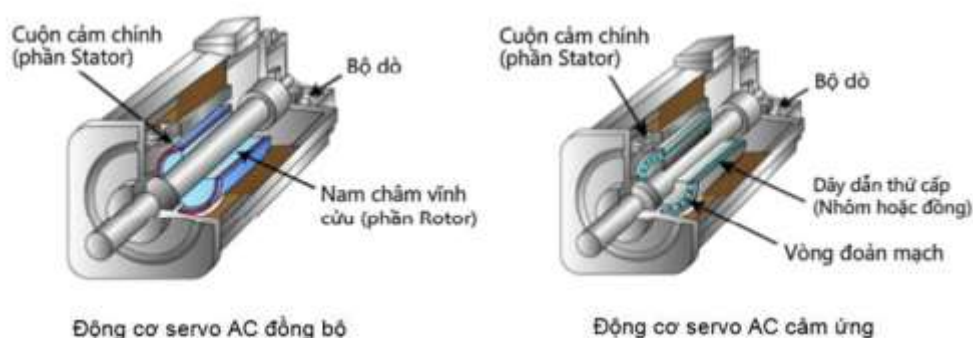
Do yếu tố về cấu tạo và hoạt động nên AC Servo sẽ thích hợp sử dụng trong động cơ đặc biệt, và nên dùng khi xử lý các dòng điện cao thế, các loại máy móc công nghiệp như: máy tiện, máy phay, máy CNC, máy mài



Hình 3.9: Động cơ servo AC

Động cơ AC Servo được sử dụng trong các ngành công nghiệp đa phần là động cơ một chiều không chổi than. Động cơ Servo có cấu tạo 2 phần chính giống với động cơ bước là Rotor và Stator.

- **Rotor** là một nam châm vĩnh cửu có từ trường mạnh.
- **Staror** là một cuộn dây được cuốn riêng biệt, được cấp nguồn để làm quay Rotor



Hình 3.10: Cấu tạo động cơ servo AC

• Nguyên lí hoạt động của động cơ servo

Động cơ Servo như đã giới thiệu ở phần cấu tạo thì nó được tạo nên từ hệ thống vòng khép kín. Tín hiệu đầu ra của Servo sẽ được nối với mạch điều khiển. Khi động cơ quay liên tục, vận tốc và vị trí sẽ hồi tiếp, truyền đến mạch này.

Cách thức hoạt động của động cơ servo mang lại rất nhiều tính linh hoạt, độ chính xác và độ tin cậy với hiệu quả chi phí cao. Nó có thể hoạt động và giữ vị trí, mô-men xoắn và tốc độ một cách chính xác và chỉ trong một phần của giây. Điều này cho phép thực hiện các hoạt động phức tạp của máy móc, cũng có thể thực hiện các quy trình sản xuất khó và do đó đặc biệt thích hợp cho các giải pháp tự động hóa và robot.

a) Ưu điểm và nhược điểm của động cơ servo

- Động cơ AC servo

Ưu điểm: Điều khiển tốc độ tốt, điều khiển trơn tru trên toàn bộ vùng tốc độ, hầu như không dao động, hiệu suất cao hơn 90%, ít nhiệt, điều khiển tốc độ cao, điều khiển vị trí chính xác cao (tùy thuộc vào độ chính xác của bộ mã hóa). Mô-men xoắn, quán tính thấp, tiếng ồn thấp, không có bàn chải mặc, bảo trì miễn phí (đối với môi trường không có bụi, nổ).

Nhược điểm: Điều khiển phức tạp hơn, các thông số ổ đĩa cần phải điều chỉnh các thông số PID để xác định nhu cầu kết nối nhiều hơn.

- Động cơ DC servo

Ưu điểm: Kiểm soát tốc độ chính xác, đặc điểm tốc độ mô-men xoắn rất khó, nguyên tắc điều khiển đơn giản, dễ sử dụng, giá rẻ.

Nhược điểm: Chổi than cho giới hạn tốc độ, sức đề kháng bổ sung, dẫn đến các hạt mài mòn (môi trường không có bụi không thích hợp)



Hình 3.11: Động cơ servo dùng trong máy CNC

CHƯƠNG 4: THIẾT KẾ MÁY

4.1. Thiết kế động học

4.1.1. Động học máy

Sau khi đọc và tham khảo Catalog máy CNC EMCO CONCEPT MILL 155, các yêu cầu về động học và hệ truyền động máy được đúc kết như sau:

Gồm 2 phần chính đó là:

+ Phần chấp hành: Đế máy, thân máy, bàn máy, trục vít me bi, tích dụng cụ, cụm trục chính và băng dẫn hướng.

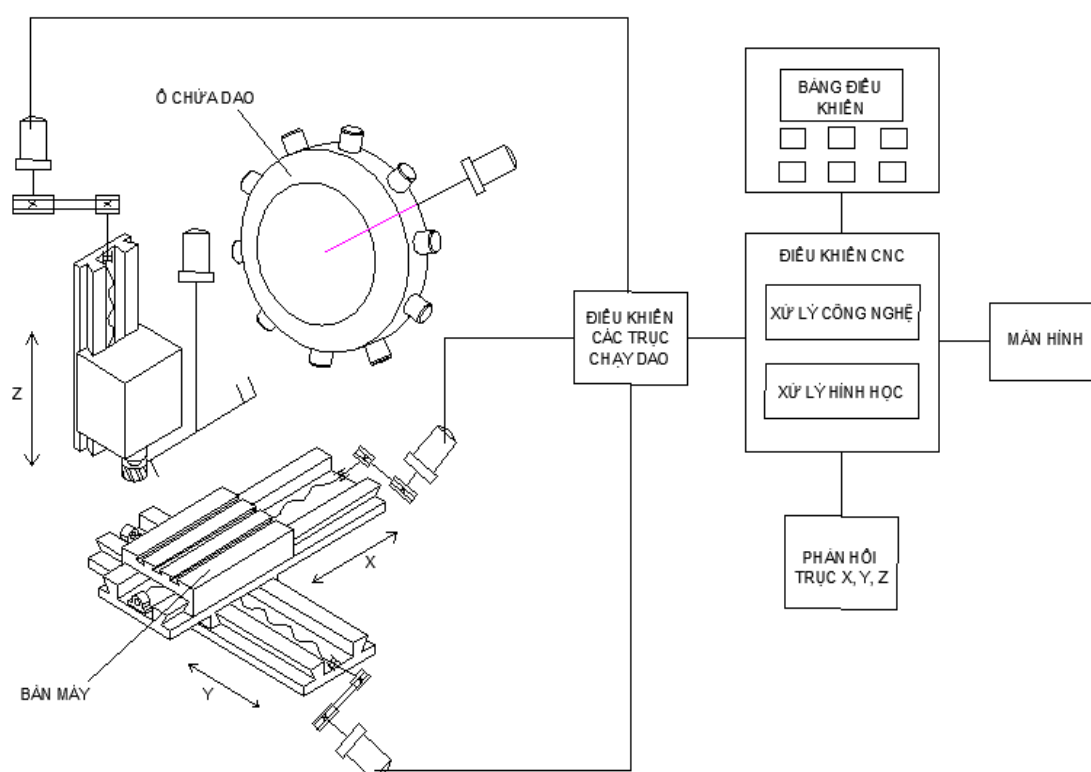
+ Phần điều khiển: các loại động cơ, các hệ thống điều khiển và máy tính trung tâm. Mô hình tổng quan của một máy CNC:

+ Phần đế máy (Base): là phần đỡ đỡ bộ máy và các hệ thống truyền động của trục X, Y được đúc sau đó gia công cơ khí để đảm bảo độ chính xác và ổn định. Có thể chế tạo bằng đa dạng các phương pháp như đúc, hàn...

+ Phần khung máy (Frame): Chứa trục chính và hệ thống truyền động trục Z

+ Sử dụng vít me bi để truyền động cho các trục X, Y, Z

+ Sử dụng ray trượt đuôi én.



Hình 4.1: Sơ đồ động học máy phay 3 trục

4.1.2. Đế máy và thân máy (Base).

Thường được chế tạo bằng các chi tiết gang vì gang có độ bền nén cao gấp 10 lần so với thép và đều được kiểm tra sau khi đúc để đảm bảo không có khuyết tật đúc. Bên trong thân máy chứa hệ thống điều khiển, động cơ của trục chính và rất nhiều hệ thống khác.

Yêu cầu:

- Phải có độ cứng vững cao.
- Phải có các thiết bị chống rung động. Phải có độ ổn định nhiệt.

Mục đích:

- Phải đảm bảo độ chính xác gia công.
- Đế máy để đỡ toàn bộ máy tạo sự ổn định và cân bằng cho máy.

Dựa theo tài liệu tham khảo (Catalog), ta có kết cấu khung thân cơ khí của máy được vẽ 3D bằng phần mềm Solidwork như hình dưới:

4.1.3. Bàn máy.

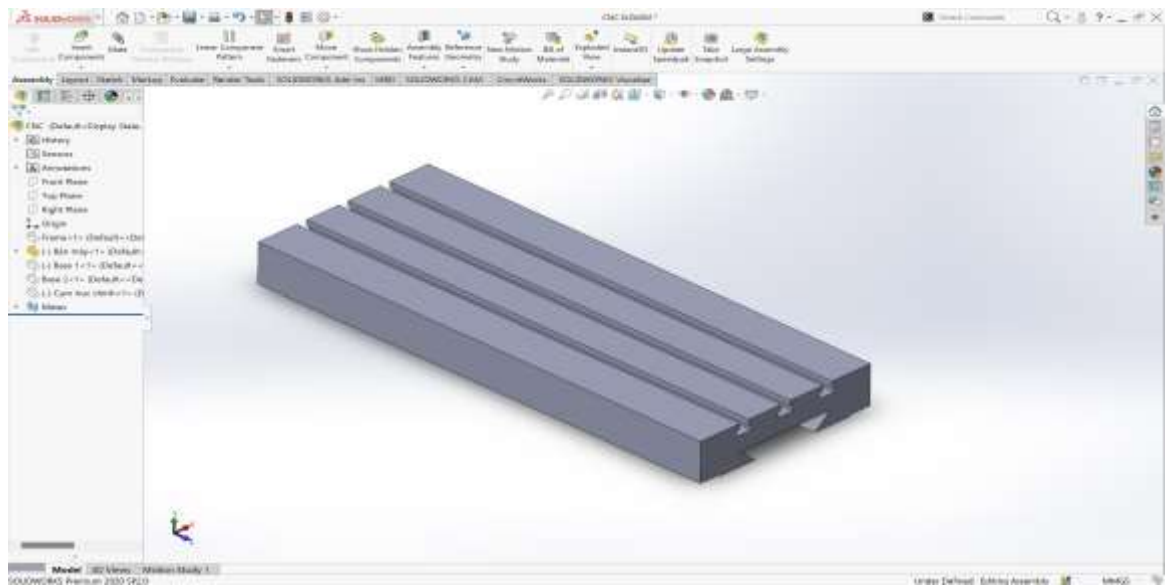
- Bàn máy là nơi để gá đặt chi tiết gia công hay gá đặt. Nó có sự chuyển động linh hoạt và chính xác của bàn máy mà khả năng gia công của máy CNC được tăng lên rất cao, có khả năng gia công được những chi tiết có biên dạng phức tạp.

- Yêu cầu của bàn máy: Phải có độ ổn định, cứng vững, được điều khiển chuyển động một cách chính xác.

- Các thông số chính của bàn máy:

- + Kích thước: 520x200 (mm)
- + Tải trọng tối đa chịu được: 25 (kg)
- + 3 rãnh chữ T theo chuẩn DIN 650, rộng: 12 (mm)
- + Khoảng cách giữa các rãnh: 45 (mm)

- Bàn máy của máy phay EMCO CONCEPT MILL 155 có thể di chuyển theo 2 trục X/Y được truyền động bằng vít me và sử dụng nguồn chuyển động từ động cơ bước (Step Motor)



Hình 4.2: Bàn máy CNC trong Solidwork

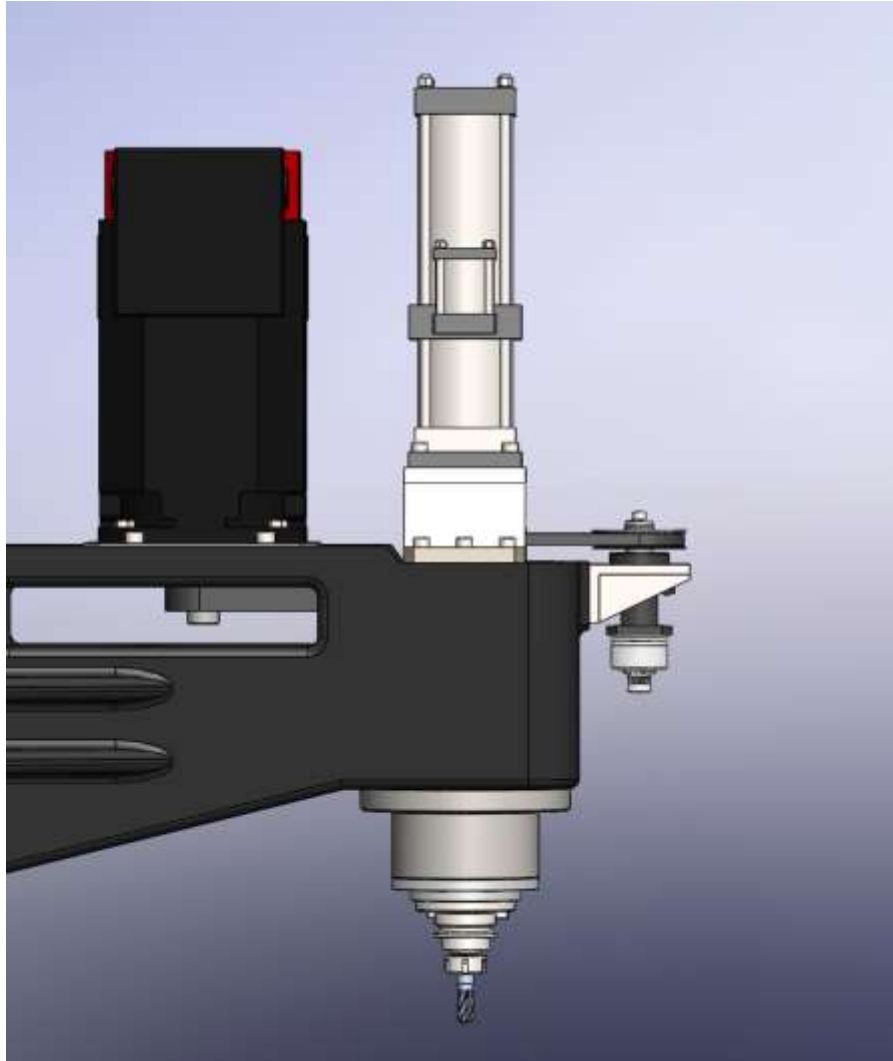
4.1.4. Trục chính

- Trục chính là nơi lắp dụng cụ như dao phay hay các đồng hồ so dao... là nơi tạo ra chuyển động chính là chuyển động quay của trục chính tạo ra lực cắt trong quá trình gia công.

- Một số máy phay CNC có trục chính sử dụng nguồn động lực từ động cơ servo chế độ vòng lặp kín, bằng công nghệ số để tạo ra tốc độ quay chính xác và hiệu quả dưới chế độ tải nặng.

- Trục chính của máy phay CNC có thể được gắn trực tiếp lên động cơ hoặc thông qua bộ truyền đai để truyền chuyển động và momen xoắn như bộ truyền đai, bộ truyền bánh răng hoặc truyền động trực tiếp..

- Cụm trục chính của máy Mill 155 sử dụng nguồn động lực từ động cơ biến tần, thông qua bộ truyền đai để truyền chuyển động cũng như momen xoắn đến trục chính để máy thực hiện quá trình cắt gọt.



Hình 4.3: Cụm trục chính máy phay CNC

4.2. Tính toán thiết kế chi tiết.

4.2.1. Điều kiện làm việc.

- Loại máy: máy CNC EMCO CONCEPT MILL 155
- Chế độ cắt thử nghiệm: tối đa thông số cắt v , ap , f
 - + Dao phay mặt đầu AHX475S-063A05AR: $z=5$, $D=63$ (mm)

Metric Standard

For metric arbors.

DC = mm size, DCON = mm size

(mm)

DC	Order Number	Stock	Coolant Thru *	Number of Teeth	LF	DCX	DCON	Fig.	WT(kg)	APMX
50	AHX475S-050A04AR	★	Y	4	50	65.7	22	1	0.6	1.6
	AHX475S-050A05AR	★	Y	5	50	65.7	22	1	0.6	1.6
63	AHX475S-063A05AR	★	Y	5	50	78.7	22	1	1.0	1.6
	AHX475S-063A06AR	★	Y	6	50	78.7	22	1	1.0	1.6
80	AHX475S-080A06AR	★	Y	6	50	95.6	27	1	1.6	1.6
	AHX475S-080A08AR	★	Y	8	50	95.6	27	1	1.6	1.6
100	AHX475S-100A07AR	★	Y	7	63	115.6	32	1	3.3	1.6
	AHX475S-100A09AR	★	Y	9	63	115.6	32	1	3.3	1.6
125	AHX475S-125B08AR	★	Y	8	63	140.6	40	2	4.0	1.6
	AHX475S-125B10AR	★	Y	10	63	140.6	40	2	4.0	1.6
160	AHX475S-160B10AR	★	Y	10	63	175.6	40	2	6.0	1.6
	AHX475S-160B12AR	★	Y	12	63	175.6	40	2	6.0	1.6

Hình 4.4: Thông số dao phay mặt đầu

Diameter (Unit)	
Name of Grade	Carbide
Grade	MP6120
Order Number	NNMU130532ZEN-M
Sales unit	10
Stock	●
Unit of Length	I
D1	.165
IC	.528
S	.2
RE	.126
Breaker	M

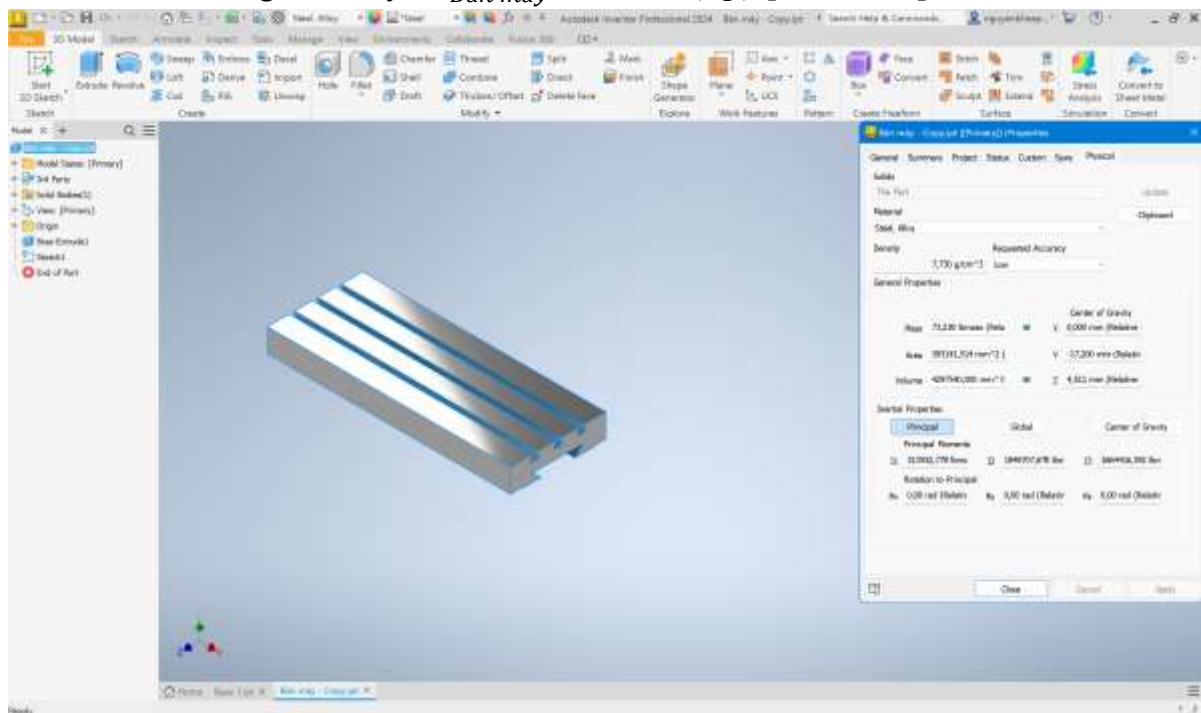
Hình 4.5: Thông số chip gắn vào dao

- + Tiêu chuẩn quốc gia: TCVN 1766-75
- + Vật liệu: thép C45
- + Vận tốc: $v = 260$ m/ph
- + Chiều sâu cắt: $a_p = 0.5$ (mm)
- + Bề rộng lớp cắt: $a_e = 63$ (mm)
- + Lượng chạy dao răng: $f_z = 0.4$ (mm/răng)

RECOMMENDED CUTTING CONDITIONS							
■ Dry Cutting							
(inch)							
Workpiece Material	Hardness	Grade	Breaker	vc (SFM)	fz (IPT)	ap	ae
Mild Steel	≤180HB	MP6120	R	490 (330–655)	.024	≤ .063	≤0.5DC
		MP6120	R	490 (330–655)	.031	≤ .063	0.5–0.8DC
		MP6120	M	490 (330–655)	.039	≤ .063	0.8–1DC
		MP6130	R	425 (260–590)	.024	≤ .063	≤0.5DC
		MP6130	R	425 (260–590)	.031	≤ .063	0.5–0.8DC
		MP6130	M	425 (260–590)	.039	≤ .063	0.8–1DC
Carbon Steel/Alloy Steel	180–280HB	MP6120	R	425 (260–590)	.024	≤ .063	≤0.5DC
		MP6120	R	425 (260–590)	.031	≤ .063	0.5–0.8DC
		MP6120	M	425 (260–590)	.039	≤ .063	0.8–1DC
		MP6130	R	360 (195–525)	.024	≤ .063	≤0.5DC
		MP6130	R	360 (195–525)	.031	≤ .063	0.5–0.8DC
		MP6130	M	360 (195–525)	.039	≤ .063	0.8–1DC

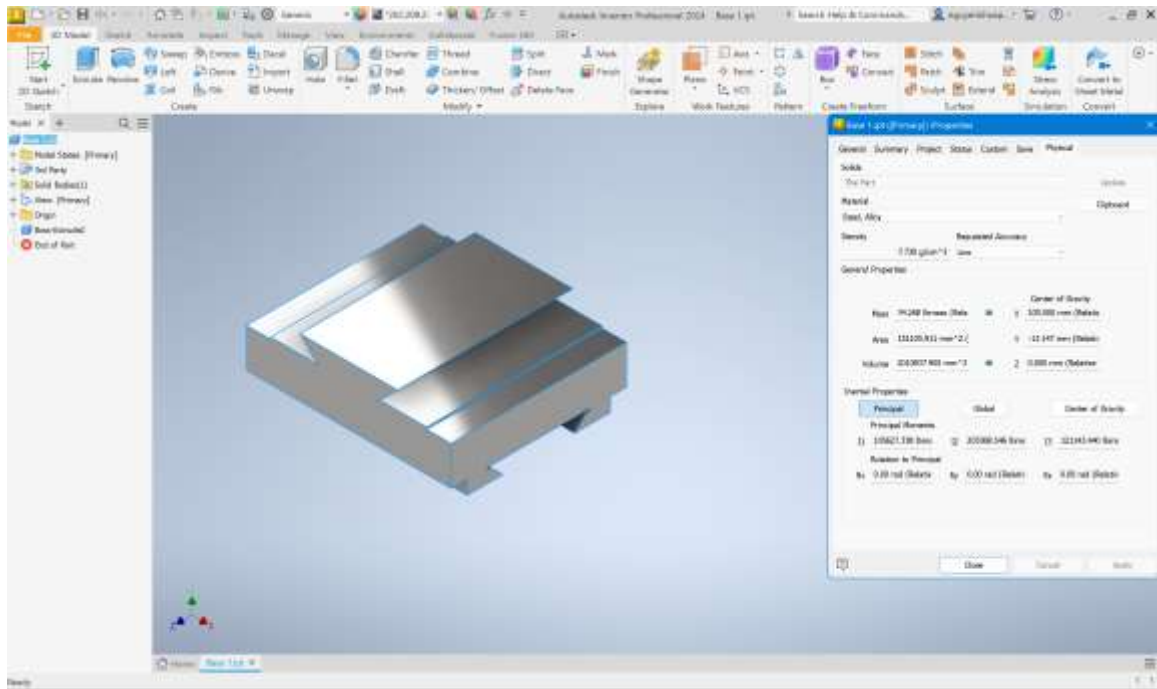
Hình 4.6: Thông số cắt với thép carbon do hãng cung cấp

- Khối lượng lớn nhất của chi tiết: $M = 25 \text{ (kg)}$
- Khối lượng bàn máy: $M_{\text{Bàn máy}} = 33.22 \text{ (kg)} [73.238 \text{ lb}]$



Hình 4.7: Khối lượng bàn máy tính toán trên phần mềm Inventor

- Khối lượng bàn gá trực Y: $M_{BGY} = 15.54 \text{ (kg)} [34.268 \text{ lb}]$



Hình 4.8: Khối lượng bàn gá trực Y tính toán trên phần mềm Inventor

- Vận tốc lớn nhất khi gia công: $V_{gc\ max} = 4$ (m/ph)
- Vận tốc chạy lớn nhất khi không gia công: $V_{chay\ max} = 7.5$ (m/ph)
- Thời gian hoạt động 15 năm: 43800 giờ.
- Hệ số ma sát trơn bề mặt: $\mu = 0.005$
- Vùng hoạt động lớn nhất: $L_{x\ max} = 300$ (mm)
- Gia tốc lớn nhất của hệ thống: $a = 0.3g = 3$ (m/s^2)
- Tính toán thông số chế độ cắt thử nghiệm:
 - + Tốc độ quay trục chính: $n = \frac{1000v}{\pi D} = \frac{1000 \times 260}{\pi \times 63} = 1379.34$ (v/ph)
 - + Tốc độ quay của động cơ bước trục x: $n_{max} = 1600$ (v/ph)
 - + Lượng chạy dao: $vf = z \times fz \times n = 5 \times 0.4 \times 1379.34 = 2758.68$ (mm/ph)
 - + Chọn ae theo đề xuất của hãng cung cấp dao: $ae = 63$ (mm)
 - + Góc cắt chính theo hãng Mitsubishi cung cấp: $K\gamma = 15^\circ$
 - + Hệ số lực cắt (Specific Cutting Force) Kc do hãng công bố: $Kc = 1600$
 - + Công suất cắt: $Pc = \frac{ap \times ae \times vf \times Kc}{60 \times 10^6 \times \eta} = \frac{0.5 \times 63 \times 2758.68 \times 1600}{60 \times 10^6 \times 0.98} = 2.36$ (Kw)
 - + Momen cực đại khi cắt: $Mc = 16.34$ (Nm)

Workpiece material	Tensile strength (MPa) and hardness	Specific Cutting Force Kc(MPa)				
		0.1(mm/tooth)	0.2(mm/tooth)	0.3(mm/tooth)	0.4(mm/tooth)	0.6(mm/tooth)
Mild Steel	520	2200	1950	1820	1700	1580
Medium Steel	620	1980	1800	1730	1600	1570
Hard Steel	720	2520	2200	2040	1850	1740
Tool Steel	670	1980	1800	1730	1700	1600
Tool Steel	770	2030	1800	1750	1700	1580
Chrome Manganese Steel	770	2300	2000	1880	1750	1680
Chrome Manganese Steel	630	2750	2300	2060	1800	1780
Chrome Molybdenum Steel	730	2540	2250	2140	2000	1800
Chrome Molybdenum Steel	600	2180	2000	1860	1800	1670
Nickel Chrome Molybdenum Steel	940	2000	1800	1680	1600	1500
Nickel Chrome Molybdenum Steel	352HB	2100	1900	1760	1700	1530
Cast Iron	520	2800	2500	2320	2200	2040
Hard Cast Iron	46HRC	3000	2700	2500	2400	2200
Meehanite Cast Iron	360	2180	2000	1750	1600	1470
Gray Cast Iron	200HB	1750	1400	1240	1050	970
Brass	500	1150	950	800	7000	630
Light Alloy (Al-Mg)	160	580	480	400	350	320
Light Allow (Al-Si)	200	700	600	490	450	390

Hình 4.9: Bảng hệ số lực cắt cụ thể (Kc) do hãng Mitsubishi cung cấp

- Ta có $M_c = 16.34 \text{ (Nm)} \Rightarrow F_m = \frac{2 \times M_c}{D_c} = \frac{2 \times 16.34}{0.063} = 518 \text{ (N)} = 51.8 \text{ (kG)}$

Với F_m là lực cắt chính của máy.

4.2.2. Tính hệ dẫn động toán bàn máy.

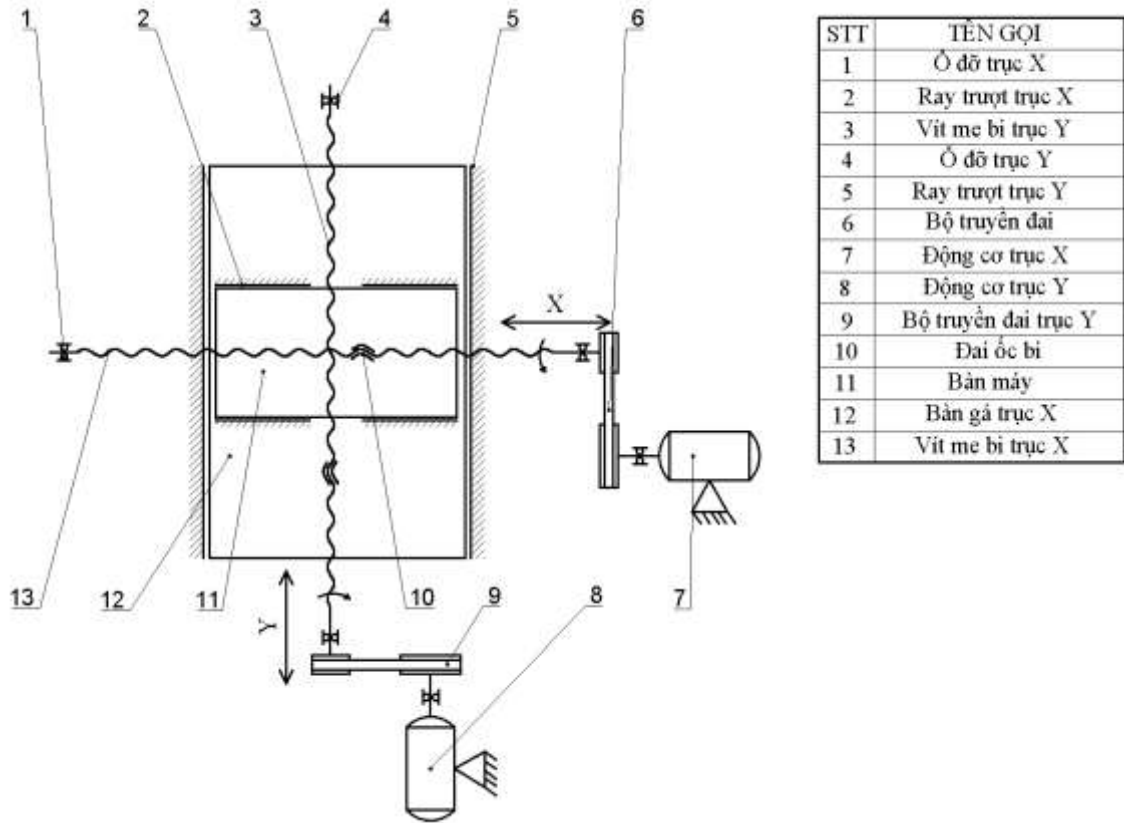
4.2.2.1. Nguyên lý hoạt động và quy trình tính toán thiết kế hệ dẫn động

a) Nguyên lý làm việc.

- Các thiết bị dẫn động đóng một vai trò quan trọng trong máy CNC, là nhân tố đảm bảo sự vận hành gia công và độ chính xác của máy. Có nhiệm vụ dẫn hướng chuyển động bàn máy theo trục X, Y, lên xuống của trục Z

- Nguyên lý: Động cơ quay truyền chuyển động qua bộ truyền động đai (xích hoặc truyền trực tiếp) được lắp ở 1 đầu trục vít, truyền chuyển động quay cho vít me. Vít me được gá đặt trên 2 ổ đỡ ở hai đầu quay tạo chuyển động tịnh tiến cho đai ốc. Đai ốc được lắp với bàn Y bằng bulong, đai ốc di chuyển dọc theo trục vít me giúp bàn Y chuyển động tịnh tiến trượt trên 2 thay ray song song với trục vít me lắp cố định trên thân máy. Bàn X cũng chuyển động tương tự

- Với máy EMCO CONCEPT MILL 155, hệ dẫn động bàn máy gồm có vít me, đai ốc bi, động cơ bước, bộ truyền đai... dẫn động bàn máy theo phương 2 trục X, Y có sơ đồ động như hình sau:

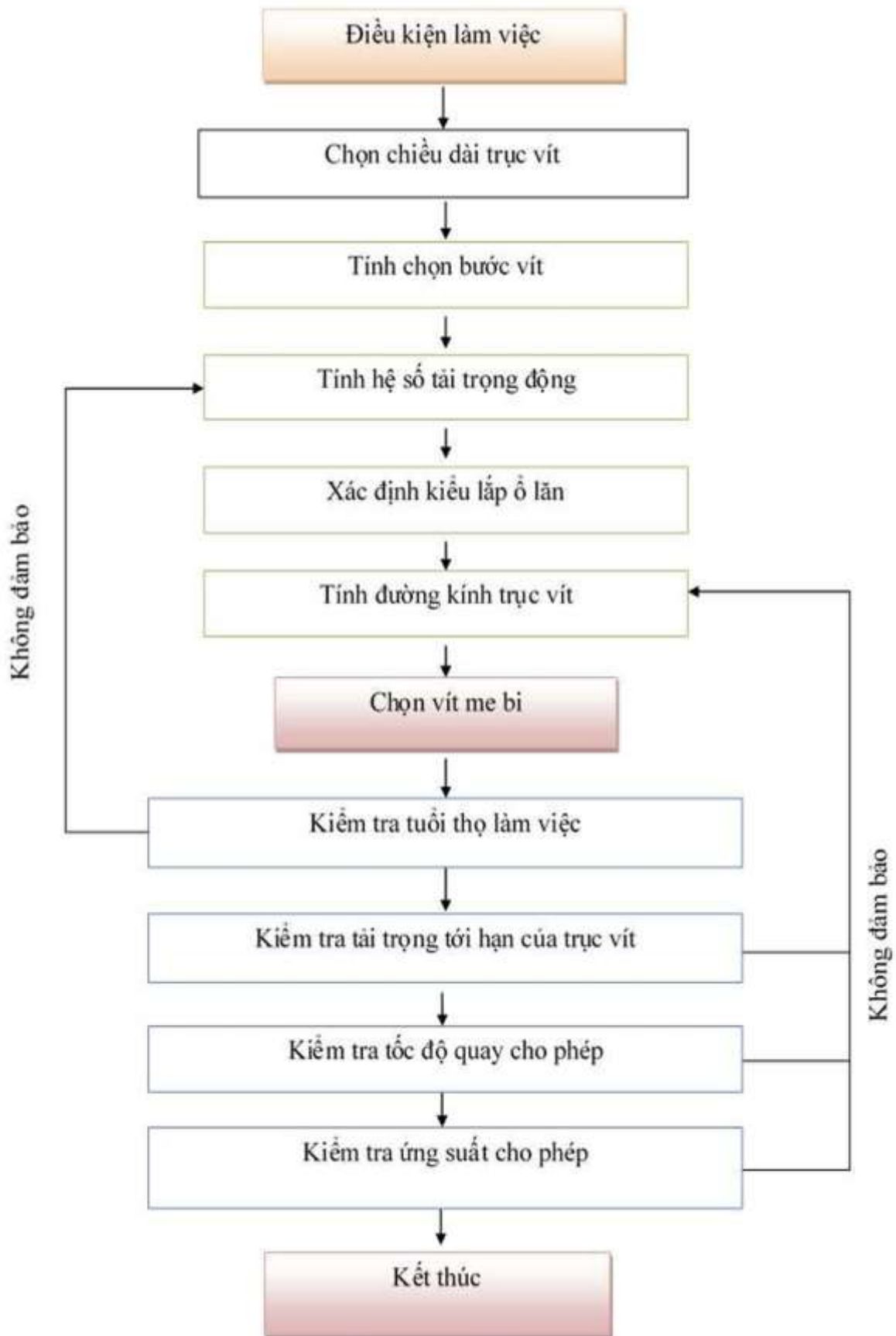


Hình 4.10: Sơ đồ hệ truyền động bàn máy

b) Quy trình tính toán thiết kế hệ dẫn động bàn máy.

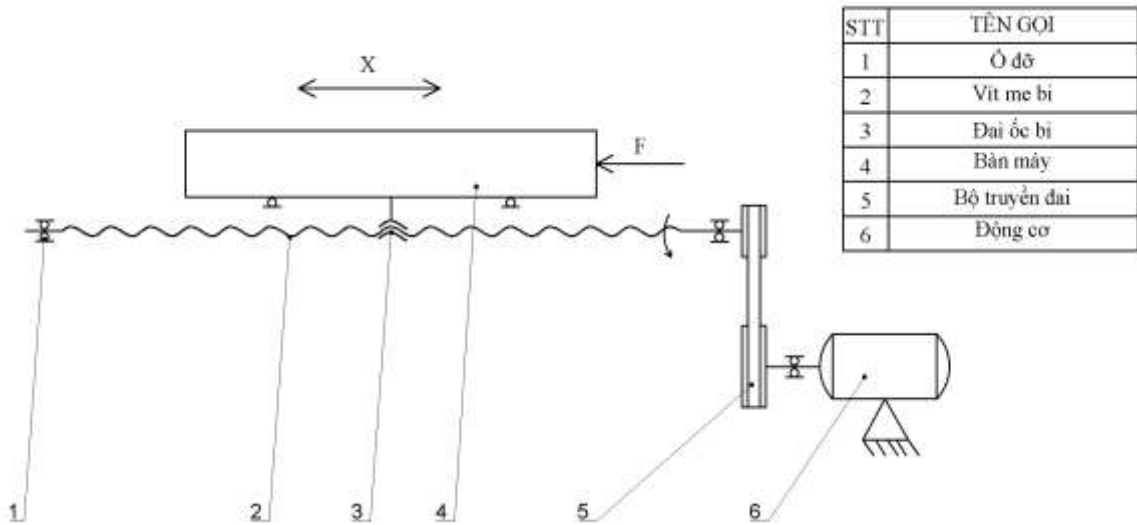
- Để thuận tiện cho việc lựa chọn thiết bị dẫn động, cần phải xây dựng quy trình tính toán phù hợp, tiết kiệm thời gian cũng như khối lượng tính toán thiết kế, quy trình này bao gồm 3 nội dung.

- + Tính chọn cụm vít me đai ốc bi của trục X, Y.
 - + Tính chọn ổ lăn, ổ đỡ.
 - + Tính chọn động cơ bước và bộ truyền đai
- Dưới đây là sơ đồ trình tự các bước tính toán:



Hình 4.11: Quy trình tính toán

4.2.1.2. Tính toán hệ dẫn động trục X.



Hình 4.12: Sơ đồ truyền động bàn máy theo trục X

- Giả sử vít me quay được 1 vòng (2π) thì bàn máy di chuyển được một lượng t_x , vít me di chuyển được một góc $\theta < 2\pi$ thì bàn máy di chuyển được một lượng $x < t_x$, động cơ bước quay z bước

- Từ giả thuyết ta có: $x = \frac{t_x}{2\pi} \theta$ (1) với x là độ chính xác dịch chuyển.

- Chọn bước vít me: $l = 5$ (mm) $\Rightarrow t_x = 5$ (mm)

- Gọi số bước của động cơ là z . chọn $z = 200$ (bước)

\Rightarrow Góc quay $\theta = \frac{2\pi}{z} H$ (2) với H là khả năng điều khiển nhỏ nhất của động cơ bước, chọn chế độ điều khiển nhỏ nhất là $H = \frac{1}{8} = 0.125$ (bước)

- Thay (2) vào (1) ta được: $x = \frac{t_x}{2\pi} H$

- Ta có độ chính xác dịch chuyển theo trục x do nhà sản xuất cung cấp là:

$$x = 3 (\mu m)$$

- Để giảm số bước cũng như kích thước động cơ bước và nhiều yêu cầu kỹ thuật-kinh tế khác, thêm bộ truyền động trung gian làm giảm số bước cũng như nâng cao momen xoắn của động cơ bước.

- Theo kết cấu của máy, chọn bộ truyền đai có tỷ số truyền i truyền động từ động cơ bước sang trục vít.

- Với bộ truyền đai trung gian giữa động cơ và trục vít, ta có lượng dịch chuyển bàn máy theo trục x : $x = \frac{i \times t_x}{z} H \Rightarrow i = \frac{x \times z}{H \times t_x}$

+ Với $t_x = 5$ (mm), $H = 0.125$, $z = 200$, ta tính được số bước động cơ:

$$i = \frac{x \times z}{H \times tx} = \frac{0.003 \times 200}{0.125 \times 5} = 0.96$$

* Tính toán lựa chọn trục vít me, đai ốc bi, ổ lăn cho hệ truyền động bàn máy theo trục X.

- Điều kiện làm việc của trục vít me đai ốc bi.

+ Lực chống trượt (lực ma sát của bi ổ lăn với đai ốc và trục vít):

$$F_a = \mu \times (M_{\text{Bàn máy}} + M_{\text{phôi}}) = 0.005(332.3 + 250) = 2.91 \text{ (N)}$$

+ Lực cắt chính của máy: $F_m = 2751 \text{ (N)}$

+ Lực cắt theo phương z: $F_z = 0.5F_m = 0.5 \times 2751 = 1375.5 \text{ (N)}$

+ Hệ số ma sát lăn: 0.005

+ Lực ma sát của ổ bi lăn: $f = 2.91 \text{ (N)}$

+ Gia tốc bàn máy $a = 0.3g = 3 \text{ (m/s}^2\text{)}$

+ Gia tốc trọng trường: $g = 10 \text{ (m/s}^2\text{)}$

+ Khối lượng tổng cộng $m = M_{\text{Bàn máy}} + M_{\text{phôi}} = 33,23 + 25 = 58,23 \text{ (kg)}$

+ Hệ số ma sát lăn của bi trên : $\mu_{bi} = 0.1$

Tính toán các lực dọc trục:

- Tăng tốc (Ngược chiều dương được quy ước trên sơ đồ):

$$F_{a1} = \mu_{bi} \times (mg + F_{mz}) + ma + f$$

$$\Leftrightarrow F_{a1} = 0,1.(58,23.10 + 259) + 58,23.3 + 2,91 = 261.73 \text{ (N)}$$

- Chạy đều (Ngược chiều dương):

$$F_{a2} = \mu_{bi} \times (mg + F_{mz}) + f$$

$$\Leftrightarrow F_{a2} = 0,1.(58,23.10 + 259) + 2,91 = 87.04 \text{ (N)}$$

- Gia công (Theo chiều dương quy ước):

$$F_{a3} = F_m + \mu_{bi} \times (mg + F_{mz}) + f$$

$$\Leftrightarrow F_{a3} = 518 + 0,1.(58,23.10 + 259) + 2,91 = 605.04 \text{ (N)}$$

- Giảm tốc (Theo chiều dương quy ước):

$$F_{a4} = \mu_{bi} \times (mg + F_{mz}) - ma + f$$

$$\Leftrightarrow F_{a4} = 0,1.(58,23.10 + 259) - 58,23.3 + 2,91 = -87.65 \text{ (N)}$$

=> Lực dọc trục trung bình:

$$F_{mx} = \sqrt[3]{\frac{\sum F_i^3 \cdot n_i \cdot t_i}{\sum n_i \cdot t_i}} = \sqrt[3]{\frac{F_{1max}^3 \cdot N_{1max} \cdot T_1 + F_{2max}^3 \cdot N_{2max} \cdot T_2}{N_{1max} \cdot T_1 + N_{2max} \cdot T_2}}$$

Trong đó:

- + F_{1max}, F_{2max} : Lực dọc trục lớn nhất khi không gia công và khi gia công
- + N_{1max}, N_{2max} : Số vòng quay lớn nhất khi không gia công và khi gia công
- + T_1, T_2 : Thời gian máy hoạt động ở chế độ không tải và có tải

Bảng 4.1: Lực dọc trục tương ứng:

Lực dọc trục (N)	Số vòng quay (v/p)	Tỷ lệ thời gian (%)
$F_{1max} = 261.73$	$N_{1max} = 1600$	$T_1 = 30$
$F_{2max} = 605.04$	$N_{2max} = 853.3$	$T_2 = 70$

$$F_{mx} = \sqrt[3]{\frac{261.73^3 \times 1600 \times 0.3 + 605.04^3 \times 853.3 \times 0.7}{1600 \times 0.3 + 853.3 \times 0.7}} = 507.60 \text{ (N)}$$

Chú ý: Trong phần tính lực dọc trục trung bình ta lấy F_i ở 2 trường hợp khi không gia công và gia công. Với tỷ lệ thời gian là 30% và 70% xét trong giai đoạn ổn định của máy nên N_i là như nhau tại các thời điểm.

Tính toán tải trọng (C_o, C_a).

- Tải trọng tĩnh:

+ Các công thức tương ứng:

$$C_o = f_s \cdot F_{amax}$$

Trong đó:

C_o : Tải trọng tĩnh.

f_s : Hệ số bền tĩnh, với máy công cụ $f_s = 1,5 - 3$. Chọn $f_s = 2.5$

F_{amax} : Lực dọc trục lớn nhất tác dụng lên vít me.

$$\Leftrightarrow C_o = 2 \cdot 604.4 = 1208.8 \text{ (N)}$$

- Tải trọng động:

+ Với $l = 5 \text{ mm} \Rightarrow$ Vận tốc quay danh nghĩa là:

$$N_m = \frac{v_1}{l} = \frac{4000}{5} = 800 \text{ (v/p)}$$

$$C_a = (60 \times N_m \times L_t)^{1/3} \times F_{ma} \times f_w \times 10^{-2}$$

$$\Leftrightarrow C_a = (60 \times 800 \times 43800)^{1/3} \times 51.8 \times 1.2 \times 10^{-2} = 796.31 \text{ (kgf)}$$

Chọn kiểu bi cho đai ốc bi.

- Lựa chọn bi cho đai ốc bi ưu tiên độ cứng, độ chính xác, vận hành êm ái và độ hao phí chuyển động thấp, theo đó các thông số về loại bi được chọn là:

- + Ô bi loại lưu chuyên: bi bên ngoài
- + Kiểu: OFU/DFU
- + Dòng bi lưu chuyên: Bx2 hoặc Bx3

Chọn các thông số trục vít.

- Chọn chiều dài trục vít (L) = chiều dài hành trình làm việc + (chiều dài đai ốc bi, ổ bi)/2 + chiều dài vùng thoát

$$+ L = 300 + (75+34)/2+110 = 464.5 \text{ (mm)}$$

- Chế độ lắp ổ đỡ 2 đầu là lắp chặt => f = 21.9

- Chọn tốc độ quay cho động cơ khoảng 80 % so với tốc độ quay giới hạn nên ta có:

$$+ n = 80\%.N_{max} = 80\% \times 1600 = 1280 \text{ (v/p)}$$

Bán kính trục vít:

$$+ dr = \sqrt{\frac{4.1.3.Fa}{\pi.[\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{4.1.3.507.6}{\pi.364}} = 1.55 \text{ (mm)} \Rightarrow d \geq 3.1 \text{ (mm)}$$

Trong đó:

$$+ \text{Lực dọc trục } Fa = 507.6 \text{ (N)}$$

+ Độ bền kéo của vật liệu làm trục vít (thép CrWMn):

$$[\sigma_k] = 364 \text{ (Mpa)}$$

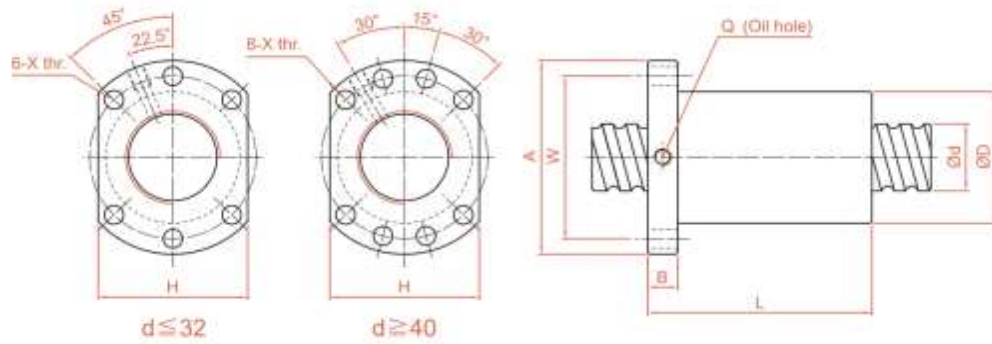
Chọn vít me:

Thông số cơ bản của trục vít me:

- + Đường kính: $d \geq 3.1 \text{ (mm)}$
- + Tải trọng tĩnh: $C_o \geq 1208.8 \text{ (kgf)}$
- + Tải trọng động: $C_a \geq 796.31 \text{ (kgf)}$

Chọn đai ốc bi của hãng TBI Motion loại GENERAL HEAVY NUTS OFU có thông số như sau:

OFU/DFU (DIN 69051 FORM B) Series Specifications



Unit : mm

Model No.	d	I	Da	Dimension							Load Rating		K kgf/μm		
				D	A	B	L	W	H	X	Q	n		Ca (kgf)	Coa (kgf)
OFU01605-8	16	5	3.175	28	48	10	75	38	40	5.5	M6	1x8	1380	3052	44
OFU02005-8	20	5	3.175	36	58	10	85	47	44	6.6	M6	1x8	1551	3875	53
OFU02505-8	25	5	3.175	40	62	10	86	51	48	6.6	M6	1x8	1724	4904	62
OFU02510-8		10	4.762	40	62	12	130	51	48	6.6	M6	1x8	2954	7295	67
OFU03205-8	32	5	3.175	50	80	12	87	65	62	9	M6	1x8	1922	6343	74
OFU03210-8		10	6.35	50	80	12	145	65	62	9	M6	1x8	4805	12208	82

Hình 4.13: Thông số đai ốc bi do hãng TBI Motion cung cấp

- Tính chính xác chiều dài trục vít me: $L = 465 (mm)$. Sai số định vị cho phép: $\Delta x \leq 3 (\mu m) = 0.003/1000 (mm)$
- Kiểm tra độ giãn nở do nhiệt của trục vít me, mức điều chỉnh nhiệt $5 (^\circ C)$.
- Độ ổn định do nhiệt:
$$\Delta L_\theta = \rho \cdot \theta \cdot L = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 5 \cdot 465 = 0.0297 (mm)$$
- Chọn trục vít me của hãng Tuli có thông số như sau:

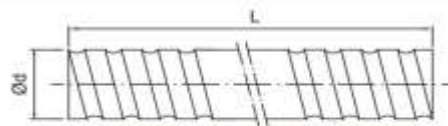


Fig 2.1.1 Screw Shaft Nominal Diameter

Table 2.1.1 Ground Ball Screw Specifications Ø4-32

Model No.	Ød	I	Da	Accuracy Grade	Threading Direction	Number of Grooves	Standard Code of Shaft	Type of Nut
					R : Right L : Left			
4	1	0.8	C7, C5, C3	R	1	SCR00401	K	
6	1	0.8	C7, C5, C3	R	1	SCR00601	K	
8	1	0.8	C7, C5, C3	R/L	1	SCR00801	K	
	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR00802	K	
10	2.5	1.2	C7, C5, C3	R	1	SCR0082.5	K, BSH	
	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01002	K, BSH	
12	4	2	C7, C5, C3	R	1	SCR01004	K, BSH	
	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01202	K	
14	4	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01204	U, BSH	
	5	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01205-A	V, U, BSH, H	
	5	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01205-B	K	
16	10	2.5	C7, C5, C3	R	2	SCR01210-B	V	
	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01402	K	
16	4	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01404	BSH	
	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01602	K	
	4	2.381	C7, C5, C3	R	1	SCR01604(N)	V, I, U, BSH	
	5	3.175	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01605	V, I, U, BSH	
	10	3.175	C7, C5, C3	R/L	2	SCR01610	V, I, U, BSH	
32	16	2.778	C7, C5, C3	R	2	SCR01616	Y	
	2	2.778	C7, C5, C3	R	2	SCR01632	Y	

Hình 4.14: Thông số vít me bi do hãng TBI Motion cung cấp

- Kiểm tra làm việc sơ bộ
- Tuổi thọ làm việc (L_t):
- + $L_t = \left(\frac{C_a}{F_{my} \cdot f_w}\right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60N_m}$
 $= \left(\frac{1380}{87.04 \cdot 1,2}\right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60.800} = 45991 > 43800 (h)$
- Tốc độ vòng quay cho phép để đảm bảo tuổi thọ:
- + $n = f \cdot \frac{dr}{L^2} \cdot 10^7 = 21,9 \cdot \frac{16}{465^2} \cdot 10^7 = 16205 (v/p)$
- Xác định tải trọng tới hạn (F_{th}).
- Đường kính trong của trục vít me: $d_1 = 13.2 (mm)$ tra catalog do hãng cung cấp.
- Cấp chính xác trục vít: IT4: $E = 0.02 (mm)$
- Lực tác dụng lên trục vít me:
- + $F_\theta = \Delta L_\theta \cdot K_s = \frac{\Delta L_\theta \cdot E \cdot \pi \cdot d_1^2}{4L} = \frac{0.0297 \cdot \pi \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 13.2^2}{4 \cdot 465} = 183,55 (kgf)$
- Tải trọng tính tới hạn của trục vít me:

$$+ F_{th} = m \cdot \frac{dr^4}{L_2} \cdot 10^3 = 20 \cdot 3 \cdot \frac{13,2^4}{465^2} \cdot 10^3 = 2850,25 (kgf)$$

- Ta có : $[S] = \frac{F_{th}}{F_a} \geq [S_0]$

$$[S] = \frac{2850,25}{507,6} = 5,61 > [S_0] = [2 \div 4]$$

Với $[S_0]$: Hệ số an toàn ổn định cho phép

- Thỏa mãn điều kiện an toàn.
- Chọn động cơ.
- Dựa vào các thông số tính toán trên, chọn động cơ bước size 86 (mm) có mã sản phẩm 86HS156 có thông số như sau:
- + Đường kính trục: $d = 14 (mm)$.
- + Momen xoắn lớn nhất: $M = 12(Nm) = 12000 (Nmm)$
- Từ các thông số trên, ta tính được công suất động cơ cần thiết:
- + $P_{đc} = \frac{12000 \cdot 1600}{9,55 \cdot 10^6} = 2,01 (kW)$
- Tính các thông số truyền động từ động cơ bước sang bộ truyền vít me đai ốc bi.
- + Chọn hiệu suất bộ truyền đai: $\eta_{đai} = 0.96$
- + Chọn hiệu suất truyền động của một cặp ổ lăn: $\eta_{\delta \text{ lăn}} = 0.99$
- + Tỷ số truyền $i = 0.96$
- Ta tính được công suất và momen xoắn trên trục vít như sau:
- + Công suất trên trục vít:
- + $P_{tv} = P_{đc} \cdot i \cdot \eta_{đai} \cdot \eta_{\delta \text{ lăn}} = 2,01 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,83 (kW)$
- + Moment xoắn trên trục vít me:
- + $M_{tv} = M_{đc} \cdot i \cdot \eta_{đai} \cdot \eta_{\delta \text{ lăn}} = 12 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 10,94 (Nm)$
- Tính toán bộ truyền đai răng.
- * Xác định module và chiều rộng đai:

+ Xác định module theo công thức:

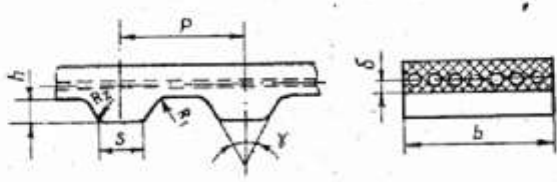
$$m = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,83}{1600}} = 3,66 \text{ (mm)}$$

Trong đó:

+ P_1 : Công suất trên bánh đai chủ động (kW)

+ n_1 : Số vòng quay trên bánh đai chủ động (v/p)

⇒ Trị số của m được lấy theo tiêu chuẩn. Chọn $m = 3 \text{ (mm)}$



Môđun của đai m, mm	Bước đai p, mm	Chiều dày răng nhỏ nhất S, mm	Chiều cao răng h, mm	Chiều dày đai H, mm	Khoảng cách từ đáy răng đến đường trung bình của lớp chịu tải δ, mm	Góc profile răng γ, °	Bán kính góc lượn của răng	
							R ₁	R ₂
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	0,2	0,2
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	0,3	0,3
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	0,4	0,4
3	9,42	3,2	2,0	4,0	0,6	40	0,5	0,5
4	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	1,0	1,0
5	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	1,2	1,2
7	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	1,5	1,2
10	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	2,0	1,5

Hình 4.15: Bảng tiêu chuẩn hóa trị số module bộ truyền đai răng

* Tính chiều rộng đai:

+ Chiều rộng đai được xác định theo công thức:

$$b = \psi_d \cdot m = 6.3 = 18 \text{ (mm)}$$

⇒ Chọn chiều rộng đai: $b = 20 \text{ (mm)}$ theo bảng kích thước chiều rộng đai được tiêu chuẩn hóa.

Môđun của đai m, mm	Chiều rộng đai răng b, mm
1	3; 4; 5; 8; 10; 12,5
1,5	3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20
2	5; 8; 10; 12,5; 16; 20
3	12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50
4	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100
5	25; 32; 40; 50; 63; 80; 100
7	40; 50; 63; 80; 100; 125
10	50; 63; 80; 100; 125; 160; 200

Hình 4.16: Bảng chiều rộng đai tiêu chuẩn hóa.

* Xác định các thông số bộ truyền.

- Tính số răng của bánh đai và khoảng cách trục:

+ Ta có bước đai: $p = 9.42$ (mm).

+ Số răng của bánh đai răng chủ động: $z_1 = 25$ (răng).

⇒ Số răng của bánh đai bị động: $z_2 = i \cdot z_1 = 25.0,96 = 24$ (răng)

Môđun của đai m, mm	Số vòng quay bánh đai nhỏ n, vg/ph	z_1 không nhỏ hơn	Môđun của đai m, mm	Số vòng quay bánh đai nhỏ n, vg/ph	z_1 không nhỏ hơn
2	500 ... 3000	12	5	500	16
	3500 ... 4500	14		1000 ... 1500	18
	5000 ... 6800	16		2000 ... 3000	20
	7000 ... 7500	18		3500 ... 4000	22
3	500 ... 1000	12	6	500	20
	1500 ... 2000	14		1000	22
	2500 ... 3500	16		1500	24
	4000 ... 5000	18		2000	26
4	500	12* ; 14	7	500	20
	1000	14* ; 16		1000	22
	1500 ... 2000	16* ; 18		1500	24
	2500 ... 3500	18* ; 20		2000	26 ... 28

Chú thích : * Đối với đai dùng dây kim loại.

Hình 4.17: Bảng số răng tiêu chuẩn

- Khoảng cách trục cơ sở của bộ truyền: $a_{min} \leq a \leq a_{max}$

+ Khoảng cách trục tối tiểu:

$$a_{min} = 0,5m \cdot (z_1 + z_2) + 2m$$

$$\Leftrightarrow a_{min} = 0,5 \cdot 3 \cdot (25 + 24) + 2 \cdot 3 = 79,5 \text{ (mm)}$$

+ Khoảng cách trục tối đa:

$$a_{max} = 2m \cdot (z_1 + z_2)$$

$$\Leftrightarrow a_{max} = 2 \cdot 3 \cdot (25 + 24) = 294 \text{ (mm)}$$

⇒ Khoảng cách trục cơ sở: $79,5 \leq a \leq 294$

Vậy, chọn sơ bộ chiều dài trục cơ sở: $a = 80$ (mm)

- Số răng đai: z_d

$$z_d = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_1 + z_2)^2}{40 \cdot a}$$

$$\Leftrightarrow z_d = \frac{2 \cdot 80}{9,42} + \frac{25 + 24}{2} + \frac{(25 + 24)^2}{40 \cdot 80} = 42,23 \text{ (răng)}$$

⇒ Chọn $z_d = 45$ (răng), chiều dài đai $l_d = 423,9$ (mm)

* Tính chính xác thông số bộ truyền.

- Xác định lại chính xác khoảng cách trục cơ sở a.

$$+ \lambda = l_d - \frac{p \cdot (z_1 + z_2)}{2} = 423,9 - \frac{9,42 \cdot (25 + 24)}{2} = 193,11$$

$$+ \Delta = m(z_1 + z_2)/2 = 3(24 - 25)/2 = -1,5$$

+ Chiều dài trục cơ sở chính xác:

$$a = (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})/4$$

$$\Leftrightarrow a = (193,11 + \sqrt{193,11^2 - 8(-1,5^2)})/4 = 96,54 \text{ (mm)}$$

- Tính đường kính vòng chia bánh đai:

+ Đường kính vòng chia bánh đai chủ động:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính vòng chia bánh đai bị động:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 24 = 72 \text{ (mm)}$$

- Tính đường kính ngoài của bánh đai:

+ Khoảng cách từ đáy răng đến đường trung bình của lớp chịu tải:

$$\delta = 0,6 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính ngoài của bánh đai chủ động:

$$d_{a1} = m \cdot z_1 - 2 \cdot \delta = 3 \cdot 25 - 2 \cdot 0,6 = 73,8 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính ngoài của bánh đai bị động:

$$d_{a2} = m \cdot z_2 - 2 \cdot \delta = 3 \cdot 24 - 2 \cdot 0,6 = 70,8 \text{ (mm)}$$

- Tính góc ôm của bánh đai:

+ Góc ôm của bánh đai chủ động:

$$\alpha_1 = 180^\circ - [m(z_2 - z_1)/a] \cdot 57,3^\circ$$

$$\Leftrightarrow \alpha_1 = 180^\circ - [3(24 - 25)/96,54] \cdot 57,3^\circ = 181,79^\circ$$

+ Góc ôm của bánh đai bị động:

$$\alpha_2 = 180^\circ - [m(z_1 - z_2)/a] \cdot 57,3^\circ$$

$$\Leftrightarrow \alpha_2 = 180^\circ - [3(25 - 24)/96,54] \cdot 57,3^\circ = 178,21^\circ$$

- Tính số răng đồng thời ăn khớp trên bánh đai:

+ Số răng đồng thời ăn khớp trên bánh đai nhỏ:

$$z_0 = (z_2 \cdot \alpha_2)/360^\circ = (24 \cdot 178,21)/360^\circ = 11,88 \text{ (răng)}$$

+ Số răng đồng thời ăn khớp trên bánh đai lớn:

$$z_l = (z_1 \cdot \alpha_1)/360^\circ = (25 \cdot 181,79)/360^\circ = 12,62 \text{ (răng)}$$

* Kiểm nghiệm đai về lực vòng riêng

- Hệ số tải trọng động: $K_d = 1,1$

- Khối lượng 1 mét đai có chiều rộng 1 mm: $q_m = 0,004 \text{ (kg/m, mm)}$

- Vận tốc vòng: $v = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 75 \cdot 1600}{60000} = 6,28 \text{ (m/s)}$

- Lực vòng: $F_t = \frac{P_1 \cdot 1000}{v} = \frac{2,01 \cdot 1000}{6,28} = 320 \text{ (N)}$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của số răng đồng thời ăn khớp: $C_z = 1$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của truyền động tăng tốc: $C_u = 1$

- Lực vòng riêng cho phép: $[q_0] = 10 \text{ (N)}$

- $[q] = [q_0] \cdot C_u \cdot C_z = 10 \cdot 1 \cdot 1 = 10 \text{ (N)}$

- Lực vòng riêng trên đai phải thỏa mãn điều kiện:

$$q = F_t \cdot K_d / b + q_m \cdot v^2 \leq [q]$$

$$\Leftrightarrow q = 320 \cdot 1,1 / 20 + 0,004 \cdot 6,28^2 = 17,57 \text{ (N/mm)} > [q_0] = 10 \text{ (N)}$$

Không thỏa mãn điều kiện. Chọn lại chiều rộng đai $b = 40 \text{ (mm)}$

- Lực vòng riêng trên đai:

$$q = 320 \cdot 1,1 / 40 + 0,004 \cdot 6,28^2 = 8,95 \text{ (N/mm)} < [q_0] = 10 \text{ (N)}$$

→ Thỏa mãn điều kiện

* Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục.

- Lực căng ban đầu có thể tính bằng công thức sau:

$$F_0 = (1,1 \div 1,3)F_v = (1,1 \div 1,3). q_m \cdot b \cdot v^2$$

$$\Leftrightarrow F_0 = (1,1 \div 1,3). 0,004. 40. 6,28^2 = 6,94 \div 8,20 \text{ (N)}$$

- Lực tác dụng lên trục có thể tính theo công thức sau:

$$F_r = (1,0 \div 1,2)F_t = (1,0 \div 1,2). 320 = 320 \div 384 \text{ (N)}$$

* Tính các thông số của bánh đai răng:

- Đường kính đỉnh răng:

+ Bánh chủ động: $d_{a1} = m \cdot z_1 - 2 \cdot \delta = 3.25 - 2.0,6 = 73,8 \text{ (mm)}$

+ Bánh bị động: $d_{a2} = m \cdot z_2 - 2 \cdot \delta = 3.24 - 2.0,6 = 70,8 \text{ (mm)}$

- Đường kính đáy răng:

+ Bánh chủ động: $d_{f1} = d_{a1} - 1,8 \cdot m = 73,8 - 1,8.3 = 68,4 \text{ (mm)}$

+ Bánh bị động: $d_{f2} = d_{a2} - 1,8 \cdot m = 70,8 - 1,8.3 = 65,4 \text{ (mm)}$

- Đường kính vòng chia:

+ Bánh chủ động: $d_1 = m \cdot z_1 = 3.25 = 75 \text{ (mm)}$

+ Bánh bị động: $d_2 = m \cdot z_2 = 3.24 = 72 \text{ (mm)}$

- Chiều dài răng: $B = b + m = 40 + 3 = 43 \text{ (mm)}$

- Các thông số các của bánh đai được chọn theo bảng sau:

Kích thước của profin rãnh	Kí hiệu	Môđun m, mm							
		1	1,5	2	3	4	5	7	10
Chiều rộng nhỏ nhất của rãnh, mm	s	1,0	1,5	1,8	3,2	4,0	4,8	7,5	11,5
Chiều sâu rãnh, mm	h	1,3	1,8	2,2	3,0	4,0	5,0	8,5	12,5
Góc profin rãnh, độ	γ	50	50	50	40	40	40	40	40
Bán kính góc lượn, mm	r_1	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0	1,5	2,5	3,0
	r_2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,3	2,0	3,0	3,5

Hình 4.18: Các thông số của profin rãnh

• Tính chọn then.

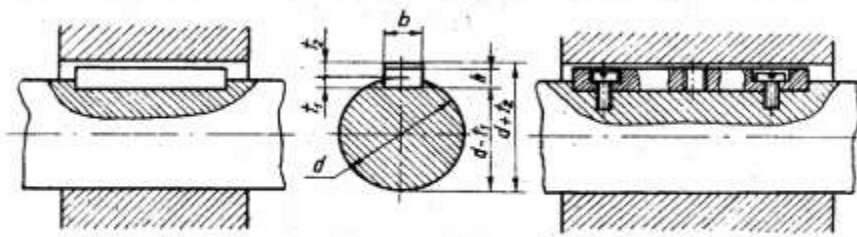
- Chọn then bằng để truyền moment xoắn cho bộ truyền động để đảm bảo tính đơn giản trong kết cấu, dễ chế tạo bảo trì sửa chữa.

- Với chế độ làm việc có va đập nhẹ. Chọn vật liệu chế tạo then là thép có các thông số cơ học như sau:

Dạng lắp	Vật liệu mayơ	Đặc tính tải trọng		
		Tĩnh	Va đập nhẹ	Va đập
		[σ_d], MPa, đối với mối ghép then		
Cố định	Thép	150	100	50
	Gang	80	53	27
Di động	Thép	50	40	30

Hình 4.19: Bảng thông số độ bền của vật liệu làm then.

- Chọn kích thước vật liệu chế tạo then thao bằng tiêu chuẩn hóa sau:



Theo TCVN .2261-77 ; kích thước : mm

Đường kính trục d, mm	Kích thước tiết diện then		Chiều sâu rãnh then		Bán kính góc lượn của rãnh r	
	b	h	trên trục t ₁	trên lỗ t ₂	nhỏ nhất	lớn nhất
6 ... 8	2	2	1,2	1	0,08	0,16
> 8... 10	3	3	1,8	1,4		
> 10... 12	4	4	2,5	1,8		
> 12... 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25
> 17... 22	6	6	3,5	2,8		
> 22... 30	8	7	4	2,8		
> 30... 38	10	8	5	3,3	0,25	0,4
> 38... 44	12	8	5	3,3		
> 44... 50	14	9	5,5	3,8		

Hình 4.20: Tiêu chuẩn hóa về kích thước then

* Kiểm nghiệm điều kiện bền cắt của then.

- Đường kính trục:

+ Động cơ: $d_{đc} = 14 (mm)$

+ Vít me bi: $d_{vm} = 15 (mm)$

- Momen xoắn trên trục:

+ Động cơ: $M_{đc} = 12 (Nm)$

+ Vít me: $M_{vm} = 10,94 (Nm)$

- Ứng suất dập cho phép: $[\sigma_d] = 100 (MPa)$

- Ứng suất cắt cho phép khi chịu tải trọng va đập nhẹ:

$$[\tau_c] = 90.1/3 = 60 (MPa)$$

- Chiều dài may σ :

+ Bán đai chủ động: $l_{m1} = 2. d_{đc} = 2.14 = 28 (mm)$

+ Bán đai bị động: $l_{m2} = 2. d_{vm} = 2.15 = 30 (mm)$

- Chiều dài then:

+ Bán đai chủ động: $l_{t1} = 0,9. l_{m1} = 0,9.28 = 25,2 (mm)$

+ Bán đai bị động: $l_{t2} = 0,9. l_{m2} = 0,9.30 = 27 (mm)$

- Điều kiện bền dập của then phải thỏa mãn điều kiện sau:

+ Bán đai chủ động:

$$\sigma_{d1} = 2T_1/[d_1. l_{t1}. (h_1 - t_1)] \leq [\sigma_d]$$

$$\Leftrightarrow \sigma_{d1} = 2.12000/[14.25.2. (5 - 3)] = 34,0136 (MPa) < [\sigma_d] = 100 (MPa)$$

\Rightarrow Thỏa mãn điều kiện bền dập

+ Bán đai bị động:

$$\sigma_{d2} = 2T_2/[d_2. l_{t2}. (h_1 - t_1)] \leq [\sigma_d]$$

$$\Leftrightarrow \sigma_{d1} = 2.10940/[14.27. (5 - 3)] = 28,941 (MPa) < [\sigma_d] = 100 (MPa)$$

\Rightarrow Thỏa mãn điều kiện bền dập.

- Điều kiện bền cắt của then phải thỏa mãn điều kiện sau:

+ Bánh đai chủ động:

$$\tau_{c1} = 2T_1 / (d_1 \cdot l_{t1} \cdot b) \leq [\tau_c]$$

$$\Leftrightarrow \tau_{c1} = 2.12000 / (14.25.2.5) = 13,605 \text{ (MPa)} \quad [\tau_c] = 60 \text{ (MPa)}$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện bền cắt của then.

+ Bánh đai chủ động:

$$\tau_{c2} = 2T_2 / (d_2 \cdot l_{t2} \cdot b) \leq [\tau_c]$$

$$\Leftrightarrow \tau_{c2} = 2.10940 / (14.27.5) = 11,576 \text{ (MPa)} \quad [\tau_c] = 60 \text{ (MPa)}$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện bền cắt của then.

• Tính chọn ổ lăn

- Trong cơ cấu truyền động trục X tải trọng chủ yếu tác dụng lên hệ thống ray dẫn hướng, do đó mà tải trọng tác dụng lên cơ cấu vít me đai ốc bi là không đáng kể. Mặt khác lực dọc trục là yếu tố được chú trọng khi tính chọn ổ lăn của hệ thống trục vít me đai ốc bi.

- Tuy nhiên, trong quá trình hoạt động cần yêu cầu độ rung thấp, độ ổn định chuyển động, khả năng chịu lực dọc trục và đảm bảo sự êm ái trong quá trình vận hành của hệ thống. Vì vậy, chọn ổ bi đỡ 2 dãy bi của hãng SKF.

* Chọn loại ổ lăn: Với $\frac{F_a}{F_r} > 0,3$ trên các trục nên chọn ổ đĩa đỡ – chặn để lắp vào các vị trí gối đỡ.

* Chọn cấp chính xác ổ lăn: Đối với hộp giảm tốc, thường chọn cấp chính xác chế tạo ổ lăn là 4, độ đảo hướng tâm là 3 (μm).

Cấp chính xác	0	6	5	4	2
Độ đảo hướng tâm, μm	20	10	5	3	2,5
Giá thành tương đối	1	1,3	2	4	10

Hình 4.21: Cấp chính xác của ổ lăn

* Chọn kích thước ổ: Thống nhất thiết kế, chọn ổ bi đỡ lòng cầu 2 dãy để lắp vào các gối đỡ. Chọn ổ bi có tên chỉ định 3302 ATN9 của hãng SKF (Svenska Kullagerfabriken - Thụy Điển) có các thông số chính được hãng cung cấp như sau:

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	dynamic	static	P_u	Reference speed	Limiting speed		Bearing with metal cage	polyamide cage
mm			kN		kN	r/min		kg	-	
10	30	14	7,61	4,3	0,183	26 000	24 000	0,051	-	▶ 3200 ATN9
12	32	15,9	10,1	5,6	0,24	24 000	22 000	0,058	-	▶ 3201 ATN9
15	35	15,9	11,2	6,8	0,285	22 000	18 000	0,066	-	▶ 3202 ATN9
	42	19	15,1	9,3	0,4	18 000	16 000	0,13	-	▶ 3302 ATN9
17	40	17,5	14,3	8,8	0,365	19 000	16 000	0,096	-	▶ 3203 ATN9
	47	22,2	21,6	12,7	0,54	17 000	14 000	0,18	-	▶ 3303 ATN9

Hình 4.22. Thông số ổ lăn do hãng SKF cung cấp.

- Tuổi thọ ổ bi:

$$L = 60 \cdot 10^6 \cdot n \cdot L_h = 60 \cdot 10^6 \cdot 1600 \cdot 43800 = 420,8 \text{ (Triệu vòng)}$$

- Q: tải trọng động của ổ lăn.

$$Q = (XV F_r + Y F_a) K_t K_d$$

- Q_0 : Tải trọng tĩnh của ổ lăn

$$Q_t = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

* Tính phản lực ổ lăn tác dụng lên trục.

- Ta có: $m = M_{\text{bàn máy}} + M_{\text{phôi}} = 58,23 \text{ (kgf)}$

- Lực dọc trục trung bình: $F_{mx} = 507,6 \text{ (N)}$

- Xét trường hợp bàn máy chạy về phía ổ bi B. Ta có lực tác dụng lên 2 ổ A, B:

$$R_A = R_B = m \cdot g / 2 = 58,23 \cdot 10 / 2 = 291,15 \text{ (N)}$$

- Nội lực dọc của ổ bi: $F_{si} = e \cdot R_i = 1,14 \cdot 291,5 = 332,31 \text{ (N)}$

- Lực dọc trục tác dụng lên các ổ bi:

$$+ \text{Với ổ A: } \Sigma F_A = F_{SA} + F_{ma} / 2 = 331,31 + 507,06 / 2 = 584,84 \text{ (N)}$$

$$+ \text{Với ổ B: } \Sigma F_B = F_{SB} + F_{ma} / 2 = -331,31 + 507,06 / 2 = -77,78 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow \text{Chọn } F_{amax} = \max(\Sigma F_A, \Sigma F_B) = 584,84 \text{ (N)}$$

- Kiểm tra:

$$+ \frac{F_{amax}}{V \cdot R_B} = \frac{584,84}{291,5} = 2,006 > 1,14$$

+ K_t là hệ số nhiệt độ, với nhiệt độ $\leq 105^\circ\text{C}$, $K_t = 1$

+ K_d là hệ số tải trọng. Chế độ làm việc va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn, và tới 125% so với tải trọng máy. Chọn $K_d = 1,2$

+ Chọn $X_0 = 1, Y_0 = 0,56$

+ Hệ số kể đến vòng nào quay. Vòng trong quay $V = 1$

+ Chọn $X = 0,57, Y = 0,93$ từ bảng sau:

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

Hình 4.23: Trị số hệ số tải trọng X, Y và trị số thực nghiệm e

- Tính tải trọng động:

$$Q = (0,57 \cdot 1.291,15 + 0,93 \cdot 584,84) \cdot 1,1,2 = 581,82 \text{ (N)}$$

- Tính tải trọng tĩnh:

$$Q_0 = 291,15 + 0,56 \cdot 584,84 = 618,66 \text{ (N)}$$

- Khả năng tải động:

$$C = Q \cdot \sqrt[m]{L} = 581,82 \cdot \sqrt[3]{420,8} = 4359,94 \text{ (N)} = 4,359 \text{ (kN)} < [C] = 15,1 \text{ (kN)}$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện tải động.

- Khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = Q_0 \cdot \sqrt[m]{L} = 618,66 \cdot \sqrt[3]{420,8} = 4636 \text{ (N)} = 4,636 \text{ (kN)} < [C_0] = 9,3 \text{ (kN)}$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện tải tĩnh.

• Chọn gối đỡ.

- Chọn 2 gối đỡ có mã sản phẩm SY 15 TF của hãng SKF thỏa mãn điều kiện tải động, tải tĩnh có các thông số như sau:

Designation	Dimensions						Basic load ratings		Limiting speed	
	d [mm]	t_1	A [mm]	H [mm]	H_0 [mm]	J [mm]	L [mm]	C [kN]		C_0 [kN]
P 15 TF	15	26	22.1	22.1	45.5	68	85.5	9.56	4.75	9.500
SY 15 FM	15	32	30.2	30.2	57	97	127	9.56	4.75	9.500
SY 15 TF	15	32	30.2	30.2	57	97	127	9.56	4.75	9.500

Hình 4.24: Thông số gối đỡ do hãng SKF cung cấp.

4.2.1.3. Tính toán hệ dẫn động bàn máy trục Y.

- Khối lượng lớn nhất của chi tiết: $M = 25 \text{ (kg)}$

- Khối lượng bàn máy: $M_{\text{Bàn máy}} = 33.22 \text{ (kg)} [73.238 \text{ lb}]$

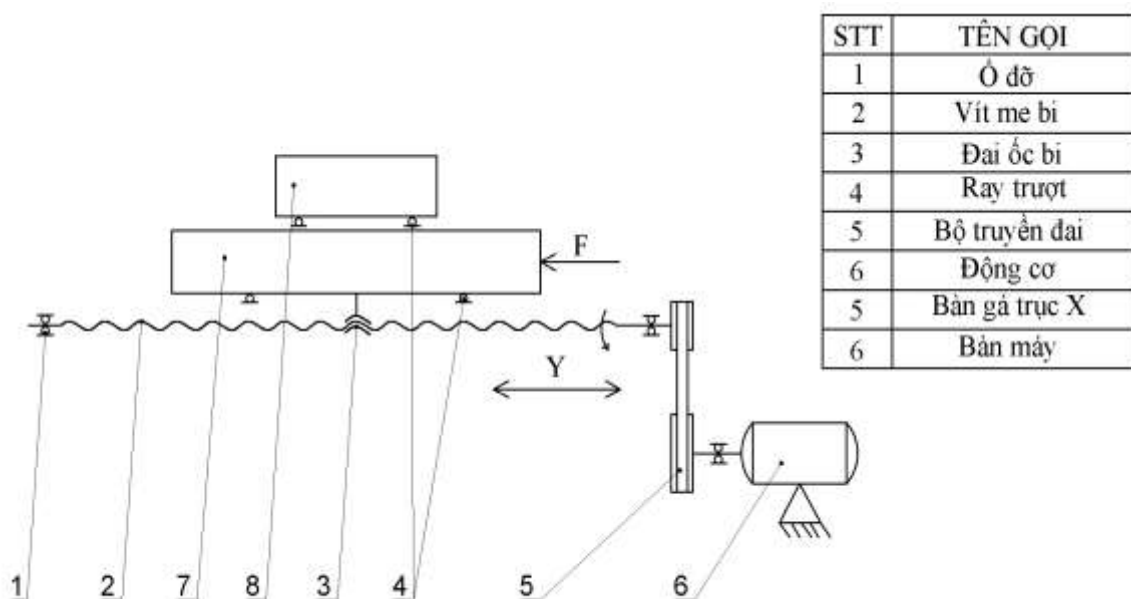
- Khối lượng bàn gá trục Y: $M_{\text{BGY}} = 15.54 \text{ (kg)} [34.268 \text{ lb}]$

- Vận tốc lớn nhất khi gia công: $V_{gc \text{ max}} = 4 \text{ (m/ph)}$

- Vận tốc chạy lớn nhất khi không gia công: $V_{\text{chạy max}} = 7.5 \text{ (m/ph)}$

- Thời gian hoạt động 15 năm: 43800 giờ.
 - Hệ số ma sát trơn bề mặt: $\mu = 0.005$
 - Vùng hoạt động lớn nhất: $L_{xmax} = 300$ (mm)
 - Gia tốc lớn nhất của hệ thống: $a = 0.3g = 3$ (m/s^2)
 - Khối lượng lớn nhất của chi tiết: $M = 25$ (kg)
 - Khối lượng bàn máy: $M_{Bàn\ máy} = 33.22$ (kg) [73.238 lb]
 - Khối lượng bàn gá trực Y: $M_{BGY} = 15.54$ (kg) [34.268 lb]
 - Vận tốc lớn nhất khi gia công: $V_{gc\ max} = 4$ (m/ph)
 - Vận tốc chạy lớn nhất khi không gia công: $V_{chạy\ max} = 7.5$ (m/ph)
 - Tính toán thông số chế độ cắt thử nghiệm:
 - + Tốc độ quay trục chính: $n = 1379.34$ (v/ph)
 - + Tốc độ quay của động cơ bước trực y: $n_{max} = 1600$ (v/ph)
 - + Lượng chạy dao phút: $vf = 2758.68$ (mm/ph)
 - + Bề rộng lớp cắt: $ae = 63$ (mm)
 - + Góc cắt chính: $K\gamma = 15^\circ$
 - + Hệ số lực cắt (Specific Cutting Force) K_c : $K_c = 1600$
 - + Công suất cắt: + Tiêu chuẩn quốc gia: TCVN 1766-75
 - + Vật liệu: thép C45
 - + Vận tốc: $v = 260$ m/ph
 - + Chiều sâu cắt: $ap = 0.5$ (mm)
 - + Bề rộng lớp cắt: $ae = 63$ (mm)
 - + Lượng chạy dao răng: $fz = 0.4$ (mm/răng)
 - + Công suất cắt: $P_c = 2.36$ (Kw)
 - + Momen cực đại khi cắt: $M_c = 16.34$ (Nm)
 - + Lực cắt chính: $F_m = 518$ (N) = 51.8 (kG)
 - $m = M_{bàn\ máy} + M_{BGY} + M + M_{đcX} + M_{vmX} + M_{olX} + M_{đaiX}$
 $\Leftrightarrow m = 25 + 33,23 + 15,54 + 4,2 + 1,81 + 0,26 + 0,5 = 80,54$ (kgf)
 - Chọn bước vít me: $l = 5$ (mm) \Rightarrow $t_x = 5$ (mm)
 - Gọi số bước của động cơ là z . chọn $z = 200$ (bước)
 \Rightarrow Góc quay $\theta = \frac{2\pi}{z} H$ (2) với $H = \frac{1}{4} = 0.25$ (bước)
 - Thay (2) vào (1) ta được: $x = \frac{t_x}{2\pi} H$
 - Ta có độ chính xác dịch chuyển theo trục y: $\Delta y = 3$ (μm)
 - * Tính chọn tỷ số truyền của bộ truyền đai:
 - Với bộ truyền đai trung gian giữa động cơ và trục vít, ta có lượng dịch chuyển bàn máy theo trục x: $x = \frac{i * t_x}{z} H \Rightarrow i = \frac{x * z}{H * t_x}$
 - + Với $t_x = 5$ (mm), $H = 0.125$, $z = 200$, ta tính được số bước động cơ:
- $$i = \frac{x * z}{H * t_x} = \frac{0.003 * 200}{0.25 * 5} = 0,48$$

- Ta có sơ đồ động trục Y.



Hình 4.25: Sơ đồ động trục Y

* Điều kiện làm việc và các thông phải tính toán.

- Lực chống trượt (ma sát của ổ bi lăn):

$$F_a = \mu \cdot m \cdot 10 = 0,005 \cdot 80,54 \cdot 10 = 4,027 \text{ (N)}$$

- Các thông số tính chọn gồm:

- + Vít me, đai ốc bi
- + Động cơ
- + Bộ truyền đai
- + Ổ lăn
- + Then

a) Tính chọn bộ truyền vít me-đai ốc bi.

• Tính toán các lực dọc trục:

- Tăng tốc (Ngược chiều dương được quy ước trên sơ đồ):

$$F_{a1} = \mu_{bi} \cdot (mg + F_{mz}) + ma + f$$

$$\Leftrightarrow F_{a1} = 0,1 \cdot (80,54 \cdot 10 + 259) + 80,54 \cdot 3 + 4,027 = 352,087 \text{ (N)}$$

- Chạy đều (Ngược chiều dương):

$$F_{a2} = \mu_{bi} \cdot (mg + F_{mz}) + f$$

$$\Leftrightarrow F_{a2} = 0,1 \cdot (80,54 \cdot 10 + 259) + 4,027 = 110,467 \text{ (N)}$$

- Gia công (Theo chiều dương quy ước):

$$F_{a3} = F_m + \mu_{bi} \cdot (mg + F_{mz}) + f$$

$$\Leftrightarrow F_{a3} = 518 + 0,1 \cdot (80,54 \cdot 10 + 259) + 4,027 = 628,467 \text{ (N)}$$

- Giảm tốc (Theo chiều dương quy ước):

$$F_{a4} = \mu_{bi} \cdot (mg + F_{mz}) - ma + f$$

$$\Leftrightarrow F_{a4} = 0,1 \cdot (80,54 \cdot 10 + 259) - 80,54 \cdot 3 + 4,027 = -131,153 \text{ (N)}$$

=> Lực dọc trục trung bình:

$$F_{mx} = \sqrt[3]{\frac{\sum F_i^3 \cdot n_i \cdot t_i}{\sum n_i \cdot t_i}} = \sqrt[3]{\frac{F_{1max}^3 \cdot N_{1max} \cdot T_1 + F_{2max}^3 \cdot N_{2max} \cdot T_2}{N_{1max} \cdot T_1 + N_{2max} \cdot T_2}}$$

Trong đó:

- + F_{1max}, F_{2max} : Lực dọc trục lớn nhất khi không gia công và khi gia công
- + N_{1max}, N_{2max} : Số vòng quay lớn nhất khi không gia công và khi gia công
- + T_1, T_2 : Thời gian máy hoạt động ở chế độ không tải và có tải

Bảng 4.2: Lực dọc trục tương ứng:

Lực dọc trục (N)	Số vòng quay (v/p)	Tỷ lệ thời gian (%)
$F_{1max} = 352,087$	$N_{1max} = 1600$	$T_1 = 30$
$F_{2max} = 628,467$	$N_{2max} = 853.3$	$T_2 = 70$

$$F_{mx} = \sqrt[3]{\frac{352,087^3 \times 1600 \times 0.3 + 628,467^3 \times 853.3 \times 0.7}{1600 \times 0.3 + 853.3 \times 0.7}} = 539,554 \text{ (N)}$$

• Chú ý: Trong phần tính lực dọc trục trung bình ta lấy F_i ở 2 trường hợp khi không gia công và gia công. Với tỷ lệ thời gian là 25% và 75% xét trong giai đoạn ổn định của máy nên N_i là như nhau tại các thời điểm

- Tính toán tải trọng (C_o, C_a).

- Tải trọng tĩnh:

+ Các công thức tương ứng:

$$C_o = f_s \cdot F_{amax}$$

Trong đó:

C_o : Tải trọng tĩnh.

f_s : Hệ số bền tĩnh, với máy công cụ $f_s = 1,5 - 3$. Chọn $f_s = 2.5$

F_{amax} : Lực dọc trục lớn nhất tác dụng lên vít me.

$$\Leftrightarrow C_o = 2 \cdot 628,467 = 1256,93 \text{ (N)}$$

- Tải trọng động:

+ Với $l = 5 \text{ mm} \Rightarrow$ Vận tốc quay danh nghĩa là:

$$N_m = \frac{v_1}{l} = \frac{4000}{5} = 800 \text{ (v/p)}$$

$$\bullet C_a = (60 \cdot N_m \cdot L_t)^{1/3} \cdot F_{ma} \cdot f_w \cdot 10^{-2}$$

$$\Leftrightarrow C_a = (60 \cdot 800 \cdot 43800)^{1/3} \cdot 55,11 \cdot 1.2 \cdot 10^{-2} = 847,19 \text{ (kgf)}$$

- Chọn kiểu bi cho đai ốc bi.

- Lựa chọn bi cho đai ốc bi ưu tiên độ cứng, độ chính xác, vận hành êm ái và độ hao phí chuyển động thấp, theo đó các thông số về loại bi được chọn là:

+ Ô bi loại lưu chuyển: bi bên ngoài

+ Kiểu: OFU/DFU

+ Dòng bi lưu chuyên: Bx2 hoặc Bx3

- Chọn các thông số trục vít.

- Chọn chiều dài trục vít (L) = chiều dài hành trình làm việc + (chiều dài đai ốc bi, ổ bi)/2 + chiều dài vùng thoát

$$+ L = 200 + (75+34)/2 + 110 = 364.5 \text{ (mm)}$$

- Chế độ lắp ổ đỡ 2 đầu là lắp chặt => $f = 21.9$

- Chọn tốc độ quay cho động cơ khoảng 80 % so với tốc độ quay giới hạn nên ta có:

$$+ n = 80\% \cdot N_{\max} = 80\% \cdot 1600 = 1280 \text{ (v/p)}$$

Bán kính trục vít:

$$+ dr = \sqrt{\frac{4.1.3.Fa}{\pi \cdot [\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{4.1.3.539,554}{\pi \cdot 364}} = 1,56 \text{ (mm)} \Rightarrow d \geq 3.12 \text{ (mm)}$$

Trong đó:

+ Lực dọc trục $Fa = 539,5 \text{ (N)}$

+ Độ bền kéo của vật liệu làm trục vít (thép CrWMn):

$$[\sigma_k] = 364 \text{ (Mpa)}$$

- Chọn vít me:

Thông số cơ bản của trục vít me:

+ Đường kính: $d \geq 3.1 \text{ (mm)}$

+ Tải trọng tĩnh: $C_o \geq 1256.93 \text{ (kgf)}$

+ Tải trọng động: $C_a \geq 847,19 \text{ (kgf)}$

• Chọn đai ốc bi của hãng TBI Motion loại GENERAL HEAVY NUTS OFU có thông số như sau:

• Tính chính xác chiều dài trục vít me: $L = 365 \text{ (mm)}$. Sai số định vị cho phép: $\Delta x \leq 3 \text{ (\mu m)} = 0.003/1000 \text{ (mm)}$

- Kiểm tra làm việc sơ bộ

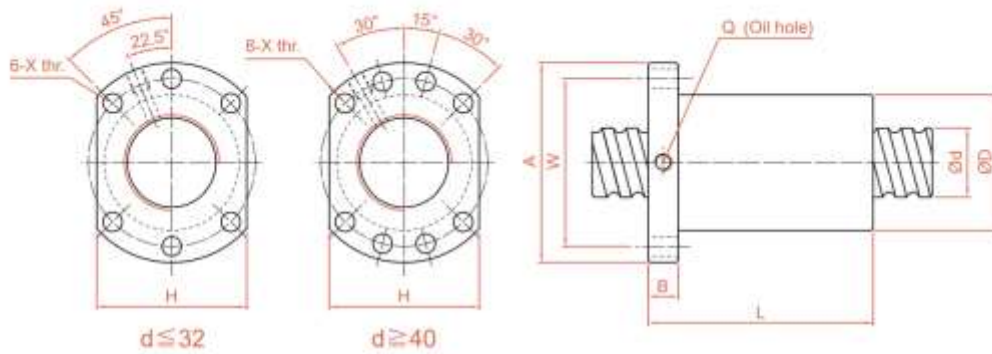
- Tuổi thọ làm việc (L_t):

$$+ L_t = \left(\frac{C_a}{F_{my} \cdot f_w}\right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 N_m}$$
$$= \left(\frac{1380}{91,57 \cdot 1,2}\right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 \cdot 800} = 41266 \text{ (h)}$$

- Tốc độ vòng quay cho phép để đảm bảo tuổi thọ:

$$+ n = f \cdot \frac{dr}{L^2} \cdot 10^7 = 21,9 \cdot \frac{16}{365^2} \cdot 10^7 = 26301 \text{ (v/p)}$$

OFU/DFU (DIN 69051 FORM B) Series Specifications



Unit : mm

Model No.	d	I	Da	Dimension								Load Rating		K kgf/μm	
				D	A	B	L	W	H	X	Q	n	Ca (kgf)		Coa (kgf)
OFU01605-8	16	5	3.175	28	48	10	75	38	40	5.5	M6	1x8	1380	3052	44
OFU02005-8	20	5	3.175	36	58	10	85	47	44	6.6	M6	1x8	1551	3875	53
OFU02505-8	25	5	3.175	40	62	10	86	51	48	6.6	M6	1x8	1724	4904	62
OFU02510-8		10	4.762	40	62	12	130	51	48	6.6	M6	1x8	2954	7295	67
OFU03205-8	32	5	3.175	50	80	12	87	65	62	9	M6	1x8	1922	6343	74
OFU03210-8		10	6.35	50	80	12	145	65	62	9	M6	1x8	4805	12208	82

Hình 4.26: Thông số đai ốc bi do hãng TBI Motion cung cấp

- Chọn trục vít me của hãng Tuli có thông số như sau:

12	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01202	K
	4	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01204	U, BSH
	5	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01205-A	V, U, BSH, H
	5	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01205-B	K
	10	2.5	C7, C5, C3	R	2	SCR01210-B	V
14	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01402	K
	4	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01404	BSH
16	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01602	K
	4	2.381	C7, C5, C3	R	1	SCR01604(N)	V, I, U, BSH
	5	3.175	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01605	V, I, U, BSH
	10	3.175	C7, C5, C3	R/L	2	SCR01610	V, I, U, BSH
	16	2.778	C7, C5, C3	R	2	SCR01616	Y
	32	2.778	C7, C5, C3	R	2	SCR01632	Y

Hình 4.27: Thông số vít me bi do hãng TBI Motion cung cấp

- Kiểm tra độ giãn nở do nhiệt của trục vít me, mức điều chỉnh nhiệt 5 (°C).

- Độ ổn định do nhiệt:

$$\Delta L_{\theta} = \rho \cdot \theta \cdot L = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 5 \cdot 365 = 0.0219 \text{ (mm)}$$

- Xác định tải trọng tới hạn (F_{th}).

- Đường kính trong của trục vít me: $d_1 = 13,2 \text{ (mm)}$ tra catalog do hãng cung cấp.

- Cấp chính xác trục vít: IT4: $E = 0.02 \text{ (mm)}$

- Lực tác dụng lên trục vít me:

$$+ F_{\theta} = \Delta L_{\theta} \cdot K_s = \frac{\Delta L_{\theta} \cdot E \cdot \pi \cdot d_1^2}{4L} = \frac{0,0297 \cdot \pi \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 13,2^2}{4 \cdot 365} = 233,84 \text{ (kgf)}$$

- Tính tải trọng tới hạn của trục vít me:

$$+ F_{th} = m \cdot \frac{dr^4}{L^2} \cdot 10^3 = 20,3 \cdot \frac{13,2^4}{365^2} \cdot 10^3 = 4626 \text{ (kgf)}$$

$$\text{- Ta có: } [S] = \frac{F_{th}}{F_a} \geq [S_0]$$

$$[S] = \frac{4626}{533,5} = 8,67 > [S_0] = [2 \div 4]$$

⇒ Trục vít me đảm bảo an toàn. Với $[S_0]$: Hệ số an toàn ổn định cho phép

- Chọn động cơ.

- Dựa vào các thông số tính toán trên, chọn động cơ bước size 86 (mm) có mã sản phẩm 86HS156 có thông số như sau:

$$+ \text{Đường kính trục: } d = 14 \text{ (mm)}.$$

$$+ \text{Momen xoắn lớn nhất: } M = 12 \text{ (Nm)} = 12000 \text{ (Nmm)}$$

- Từ các thông số trên, ta tính được công suất động cơ cần thiết:

$$+ P_{đc} = \frac{12000 \cdot 1600}{9,55 \cdot 10^6} = 2,01 \text{ (kW)}$$

- Tính các thông số truyền động từ động cơ bước sang bộ truyền vít me đai ốc bi.

$$+ \text{Chọn hiệu suất bộ truyền đai: } \eta_{đai} = 0,96$$

$$+ \text{Chọn hiệu suất truyền động của một cặp ổ lăn: } \eta_{\delta \text{ lăn}} = 0,99$$

$$+ \text{Tỷ số truyền } i = 0,96$$

- Ta tính được công suất và momen xoắn trên trục vít như sau:

+ Công suất trên trục vít:

$$P_{tv} = P_{đc} \cdot i \cdot \eta_{đai} \cdot \eta_{\delta \text{ lăn}} = 2,01 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,83 \text{ (kW)}$$

+ Moment xoắn trên trục vít me:

$$M_{tv} = M_{đc} \cdot i \cdot \eta_{đai} \cdot \eta_{\delta \text{ lăn}} = 12,0 \cdot 0,96 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 10,8 \text{ (Nm)}$$

- Tính toán bộ truyền đai răng.

* Xác định module và chiều rộng đai:

+ Xác định module theo công thức:

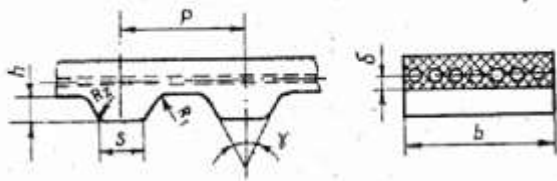
$$m = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,83}{1600}} = 3,66 \text{ (mm)}$$

Trong đó:

+ P_1 : Công suất trên bánh đai chủ động (kW)

+ n_1 : Số vòng quay trên bánh đai chủ động (v/p)

⇒ Trị số của m được lấy theo tiêu chuẩn. Chọn $m = 3 \text{ (mm)}$



Môđun của đai m, mm	Bước đai p, mm	Chiều dày răng nhỏ nhất S, mm	Chiều cao răng h, mm	Chiều dày đai H, mm	Khoảng cách từ đáy răng đến đường trung bình của lớp chịu tải δ, mm	Góc prôfin răng γ, °	Bán kính góc lượn của răng	
							R ₁	R ₂
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	0,2	0,2
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	0,3	0,3
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	0,4	0,4
3	9,42	3,2	2,0	4,0	0,6	40	0,5	0,5
4	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	1,0	1,0
5	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	1,2	1,2
7	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	1,5	1,2
10	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	2,0	1,5

Hình 4.28: Bảng tiêu chuẩn hóa trị số module bộ truyền đai răng

* Tính chiều rộng đai:

+ Chiều rộng đai được xác định theo công thức:

$$b = \psi_d \cdot m = 6.3 = 18 \text{ (mm)}$$

⇒ Chọn chiều rộng đai: $b = 20 \text{ (mm)}$ theo bảng kích thước chiều rộng đai được tiêu chuẩn hóa.

Môđun của đai m, mm	Chiều rộng đai răng b, mm
1	3; 4; 5; 8; 10; 12,5
1,5	3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20
2	5; 8; 10; 12,5; 16; 20
3	12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50
4	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100
5	25; 32; 40; 50; 63; 80; 100
7	40; 50; 63; 80; 100; 125
10	50; 63; 80; 100; 125; 160; 200

Hình 4.29: Bảng chiều rộng đai tiêu chuẩn hóa.

* Xác định các thông số bộ truyền.

- Tính số răng của bánh đai và khoảng cách trục:

+ Ta có bước đai: $p = 9.42 \text{ (mm)}$.

+ Số răng của bánh đai răng chủ động: $z_1 = 35 \text{ (răng)}$.

- Số răng của bánh đai bị động: $z_2 = i \cdot z_1 = 35.0,48 = 16,8 \text{ (răng)}$

- Chọn số răng $z_2 = 17 \text{ (răng)}$

Môđun của đai m, mm	Số vòng quay bánh đai nhỏ n, vg/ph	z_1 không nhỏ hơn	Môđun của đai m, mm	Số vòng quay bánh đai nhỏ n, vg/ph	z_1 không nhỏ hơn
2	500 ... 3000	12	5	500	16
	3500 ... 4500	14		1000 ... 1500	18
	5000 ... 6800	16		2000 ... 3000	20
	7000 ... 7500	18		3500 ... 4000	22
3	500 ... 1000	12	6	500	20
	1500 ... 2000	14		1000	22
	2500 ... 3500	16		1500	24
	4000 ... 5000	18		2000	26
4	500	12* ; 14	7	500	20
	1000	14* ; 16		1000	22
	1500 ... 2000	16* ; 18		1500	24
	2500 ... 3500	18* ; 20		2000	26 ... 28

Chú thích : * Đối với đai dùng dây kim loại.

Hình 4.30: Bảng số răng tiêu chuẩn

- Khoảng cách trục cơ sở của bộ truyền: $a_{min} \leq a \leq a_{max}$
- + Khoảng cách trục tối thiểu:

$$a_{min} = 0,5m \cdot (z_1 + z_2) + 2m$$

$$\Leftrightarrow a_{min} = 0,5 \cdot 3 \cdot (35 + 17) + 2 \cdot 3 = 84 \text{ (mm)}$$

- + Khoảng cách trục tối đa:

$$a_{max} = 2m \cdot (z_1 + z_2)$$

$$\Leftrightarrow a_{max} = 2 \cdot 3 \cdot (35 + 17) = 312 \text{ (mm)}$$

\Rightarrow Khoảng cách trục cơ sở: $84 \leq a \leq 312$

Vậy, chọn sơ bộ chiều dài trục cơ sở: $a = 90 \text{ (mm)}$

- Số răng đai: z_d

$$z_d = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_1 + z_2)^2}{40 \cdot a}$$

$$\Leftrightarrow z_d = \frac{2 \cdot 90}{9,42} + \frac{35 + 17}{2} + \frac{(35 + 17)^2}{40 \cdot 90} = 45,85 \text{ (răng)}$$

\Rightarrow Chọn $z_d = 45 \text{ (răng)}$, chiều dài đai $l_d = 423,9 \text{ (mm)}$

* Tính chính xác thông số bộ truyền.

- Xác định lại chính xác khoảng cách trục cơ sở a.

$$+ \lambda = l_d - \frac{p \cdot (z_1 + z_2)}{2} = 423,9 - \frac{9,42 \cdot (35 + 17)}{2} = 179$$

$$+ \Delta = m(z_2 - z_1)/2 = 3(17 - 35)/2 = -27$$

- + Chiều dài trục cơ sở chính xác:

$$a = (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})/4$$

$$\Leftrightarrow a = (179 + \sqrt{179^2 - 8(-27^2)})/4 = 93,4 \text{ (mm)}$$

- Tính đường kính vòng chia bánh đai:

+ Đường kính vòng chia bánh đai chủ động:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3.35 = 105 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính vòng chia bánh đai bị động:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 3.17 = 51 \text{ (mm)}$$

- Tính đường kính ngoài của bánh đai:

+ Khoảng cách từ đáy răng đến đường trung bình của lớp chịu tải:

$$\delta = 0.6 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính ngoài của bánh đai chủ động:

$$d_{a1} = m \cdot z_1 - 2 \cdot \delta = 3.35 - 2.0,6 = 103,8 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính ngoài của bánh đai bị động:

$$d_{a2} = m \cdot z_2 - 2 \cdot \delta = 3.17 - 2.0,6 = 49,8 \text{ (mm)}$$

- Tính góc ôm của bánh đai:

+ Góc ôm của bánh đai chủ động:

$$\alpha_1 = 180^\circ - [m(z_2 - z_1)/a] \cdot 57,3^\circ$$

$$\leftrightarrow \alpha_1 = 180^\circ - [3(17 - 35)/93,4] \cdot 57,3^\circ = 213,1^\circ$$

+ Góc ôm của bánh đai bị động:

$$\alpha_2 = 180^\circ - [m(z_1 - z_2)/a] \cdot 57,3^\circ$$

$$\leftrightarrow \alpha_2 = 180^\circ - [3(35 - 17)/96,54] \cdot 57,3^\circ = 146,9^\circ$$

- Tính số răng đồng thời ăn khớp trên bánh đai:

+ Số răng đồng thời ăn khớp trên bánh đai nhỏ:

$$z_0 = (z_2 \cdot \alpha_2)/360^\circ = (17.146,9)/360^\circ = 6,9 \text{ (răng)}$$

+ Số răng đồng thời ăn khớp trên bánh đai lớn:

$$z_l = (z_1 \cdot \alpha_1)/360^\circ = (35.213,1)/360^\circ = 20,7 \text{ (răng)}$$

* Kiểm nghiệm đai về lực vòng riêng

- Hệ số tải trọng động: $K_d = 1,1$

- Khối lượng 1 mét đai có chiều rộng 1 mm: $q_m = 0.004 \text{ (kg/m, mm)}$

- Vận tốc vòng: $v = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 105 \cdot 1600}{60000} = 8,8 \text{ (m/s)}$

- Lực vòng: $F_t = \frac{P_1 \cdot 1000}{v} = \frac{2,01 \cdot 1000}{8,8} = 228,4 \text{ (N)}$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của số răng đồng thời ăn khớp: $C_Z = 1$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của truyền động tăng tốc: $C_u = 1$

- Lực vòng riêng cho phép: $[q_0] = 10 \text{ (N)}$

- $[q] = [q_0] \cdot C_u \cdot C_Z = 10 \cdot 1 \cdot 1 = 10 \text{ (N)}$

- Lực vòng riêng trên đai phải thỏa mãn điều kiện:

$$q = F_t \cdot K_d / b + q_m \cdot v^2 \leq [q]$$

$$\leftrightarrow q = 228,4 \cdot 1,1 / 25 + 0,004 \cdot 8,8^2 = 12,8 \text{ (N/mm)} > [q_0] = 10 \text{ (N)}$$

Không thỏa mãn điều kiện. Chọn lại chiều rộng đai $b = 25 \text{ (mm)}$

- Lực vòng riêng trên đai:

$$q = 320 \cdot 1,1 / 25 + 0,004 \cdot 6,28^2 = 10 \text{ (N/mm)} = [q_0] = 10 \text{ (N)}$$

→ Thỏa mãn điều kiện

* Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục.

- Lực căng ban đầu có thể tính bằng công thức sau:

$$F_0 = (1,1 \div 1,3) F_v = (1,1 \div 1,3) \cdot q_m \cdot b \cdot v^2$$

$$\Leftrightarrow F_0 = (1,1 \div 1,3) \cdot 0,004 \cdot 25 \cdot 8,8^2 = 8,51 \div 10,06 (N)$$

- Lực tác dụng lên trục có thể tính theo công thức sau:

$$F_r = (1,0 \div 1,2) F_t = (1,0 \div 1,2) \cdot 228,4 = 228,4 \div 274,1 (N)$$

* Tính các thông số của bánh đai răng:

- Đường kính đỉnh răng:

$$+ \text{Bánh chủ động: } d_{a1} = m \cdot z_1 - 2 \cdot \delta = 3 \cdot 35 - 2 \cdot 0,6 = 103,8 (mm)$$

$$+ \text{Bánh bị động: } d_{a2} = m \cdot z_2 - 2 \cdot \delta = 3 \cdot 17 - 2 \cdot 0,6 = 49,8 (mm)$$

- Đường kính đáy răng:

$$+ \text{Bánh chủ động: } d_{f1} = d_{a1} - 1,8 \cdot m = 103,8 - 1,8 \cdot 3 = 98,4 (mm)$$

$$+ \text{Bánh chủ động: } d_{f2} = d_{a2} - 1,8 \cdot m = 49,8 - 1,8 \cdot 3 = 44,4 (mm)$$

- Đường kính vòng chia:

$$+ \text{Bánh chủ động: } d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 35 = 105 (mm)$$

$$+ \text{Bánh chủ động: } d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 17 = 51 (mm)$$

- Chiều dài răng: $B = b + m = 25 + 3 = 28 (mm)$

- Các thông số các của bánh đai được chọn theo bảng sau:

Kích thước của profin rãnh	Kí hiệu	Môđun m, mm							
		1	1,5	2	3	4	5	7	10
Chiều rộng nhỏ nhất của rãnh, mm	s	1,0	1,5	1,8	3,2	4,0	4,8	7,5	11,5
Chiều sâu rãnh, mm	h	1,3	1,8	2,2	3,0	4,0	5,0	8,5	12,5
Góc profin rãnh, độ	γ	50	50	50	40	40	40	40	40
Bán kính góc lượn, mm	r_1	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0	1,5	2,5	3,0
	r_2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,3	2,0	3,0	3,5

Hình 4.31: Các thông số của profin rãnh

• Tính chọn then.

- Chọn then bằng để truyền moment xoắn cho bộ truyền động để đảm bảo tính đơn giản trong kết cấu, dễ chế tạo bảo trì sửa chữa.

- Với chế độ làm việc có va đập nhẹ. Chọn vật liệu chế tạo then là thép có các thông số cơ học như sau:

Dạng lắp	Vật liệu mayơ	Đặc tính tải trọng		
		Tĩnh	Va đập nhẹ	Va đập
		[σ_d], MPa, đối với mối ghép then		
Cố định	Thép	150	100	50
Di động	Gang	80	53	27
	Thép	50	40	30

Hình 4.32: Bảng thông số độ bền của vật liệu làm then.

- Chọn kích thước vật liệu chế tạo then theo bảng tiêu chuẩn hóa sau:

Theo TCVN 2261-77 ; kích thước : mm

Đường kính trục d , mm	Kích thước tiết diện then		Chiều sâu rãnh then		Bán kính góc lượn của rãnh r	
	b	h	trên trục t_1	trên lỗ t_2	nhỏ nhất	lớn nhất
6 ... 8	2	2	1,2	1	0,08	0,16
> 8... 10	3	3	1,8	1,4		
> 10... 12	4	4	2,5	1,8		
> 12... 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25
> 17... 22	6	6	3,5	2,8		
> 22... 30	8	7	4	2,8		
> 30... 38	10	8	5	3,3	0,25	0,4
> 38... 44	12	8	5	3,3		
> 44... 50	14	9	5,5	3,8		

Hình 4.33: Tiêu chuẩn hóa về kích thước then

* Kiểm nghiệm điều kiện bền cắt của then.

- Đường kính trục:

+ Động cơ: $d_{đc} = 14$ (mm)

+ Vít me bi: $d_{vm} = 15$ (mm)

- Momen xoắn trên trục:

+ Động cơ: $M_{đc} = 12$ (Nm)

+ Vít me: $M_{vm} = 10,94$ (Nm)

- Ứng suất dập cho phép: $[\sigma_d] = 100$ (MPa)

- Ứng suất cắt cho phép khi chịu tải trọng va đập nhẹ:

$$[\tau_c] = 90.1/3 = 60 \text{ (MPa)}$$

- Chiều dài may σ :

+ Bán đai chủ động: $l_{m1} = 2. d_{đc} = 2.14 = 28$ (mm)

+ Bán đai bị động: $l_{m2} = 2. d_{vm} = 2.15 = 30$ (mm)

- Chiều dài then:

+ Bán đai chủ động: $l_{t1} = 0,9. l_{m1} = 0,9.28 = 25,2$ (mm)

+ Bán đai bị động: $l_{t2} = 0,9. l_{m2} = 0,9.30 = 27$ (mm)

- Điều kiện bền dập của then phải thỏa mãn điều kiện sau:

+ Bán đai chủ động:

$$\sigma_{d1} = 2T_1/[d_1. l_{t1}. (h_1 - t_1)] \leq [\sigma_d]$$

$$\Leftrightarrow \sigma_{d1} = 2.12000/[14.25.2. (5 - 3)] = 34,0136 \text{ (MPa)} < [\sigma_d] = 100 \text{ (MPa)}$$

\Rightarrow Thỏa mãn điều kiện bền dập

+ Bán đai bị động:

$$\sigma_{d2} = 2T_2/[d_2. l_{t2}. (h_1 - t_1)] \leq [\sigma_d]$$

$$\Leftrightarrow \sigma_{d1} = 2.10940/[14.27. (5 - 3)] = 28,941 \text{ (MPa)} < [\sigma_d] = 100 \text{ (MPa)}$$

\Rightarrow Thỏa mãn điều kiện bền dập.

- Điều kiện bền cắt của then phải thỏa mãn điều kiện sau:

+ Bánh đai chủ động:

$$\tau_{c1} = 2T_1 / (d_1 \cdot l_{t1} \cdot b) \leq [\tau_c]$$

$$\Leftrightarrow \tau_{c1} = 2.12000 / (14.25.2.5) = 13,605 \text{ (MPa)} \quad [\tau_c] = 60 \text{ (MPa)}$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện bền cắt của then.

+ Bánh đai chủ động:

$$\tau_{c2} = 2T_2 / (d_2 \cdot l_{t2} \cdot b) \leq [\tau_c]$$

$$\Leftrightarrow \tau_{c1} = 2.10940 / (14.27.5) = 11,576 \text{ (MPa)} \quad [\tau_c] = 60 \text{ (MPa)}$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện bền cắt của then.

• Tính chọn ổ lăn

* Chọn loại ổ lăn: Với $\frac{F_a}{F_r} > 0,3$ trên các trục nên chọn ổ đĩa đỡ – chặn để lắp vào các vị trí gối đỡ.

* Chọn cấp chính xác ổ lăn: Đối với hộp giảm tốc, thường chọn cấp chính xác chế tạo ổ lăn là 4, độ đảo hướng tâm là 3 (μm).

Cấp chính xác	0	6	5	4	2
Độ đảo hướng tâm, μm	20	10	5	3	2,5
Giá thành tương đối	1	1,3	2	4	10

Hình 4.34: Cấp chính xác của ổ lăn

* Chọn kích thước ổ: Thống nhất thiết kế, chọn ổ bi đỡ lòng cầu 2 dãy để lắp vào các gối đỡ. Chọn ổ bi có tên chỉ định 3302 ATN9 của hãng SKF (Svenska Kullagerfabriken - Thụy Điển) có các thông số chính được hãng cung cấp như sau:

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designations	
d	D	B	C	C ₀	P _L	Reference speed	Limiting speed	kg	Bearing with metal cage	polyamide cage
mm			kN		kN	r/min			-	
10	30	14	7,61	4,3	0,183	26 000	24 000	0,051	-	▶ 3200 ATN9
12	32	15,9	10,1	5,6	0,24	24 000	22 000	0,058	-	▶ 3201 ATN9
15	35	15,9	11,2	6,8	0,285	22 000	18 000	0,066	-	▶ 3202 ATN9
	42	19	15,1	9,3	0,4	18 000	16 000	0,13	-	▶ 3302 ATN9
17	40	17,5	14,3	8,8	0,365	19 000	16 000	0,096	-	▶ 3203 ATN9
	47	22,2	21,6	12,7	0,54	17 000	14 000	0,18	-	▶ 3303 ATN9

Hình 4.35. Thông số ổ lăn do hãng SKF cung cấp.

- Tuổi thọ ổ bi:

$$L = 60 \cdot 10^6 \cdot n \cdot L_h = 60 \cdot 10^6 \cdot 1600 \cdot 43800 = 420,8 \text{ (Triệu vòng)}$$

- Q: tải trọng động của ổ lăn.

$$Q = (XV F_r + Y F_a) K_t K_d$$

- Q₀: Tải trọng tĩnh của ổ lăn

$$Q_t = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

* Tính phản lực ổ lăn tác dụng lên trục.

- Ta có: $m = 80,54 \text{ (kgf)}$

- Lực dọc trục trung bình: $F_{mx} = 539,5 \text{ (N)}$

- Xét trường hợp bàn máy chạy về phía ổ bi B. Ta có lực tác dụng lên 2 ổ A, B:

$$R_A = R_B = m \cdot g / 2 = 80,54 \cdot 10 / 2 = 402,7 \text{ (N)}$$

- Nội lực dọc của ổ bi: $F_{si} = e \cdot R_i = 1,14 \cdot 402,7 = 459,1 \text{ (N)}$

- Lực dọc trục tác dụng lên các ổ bi:

$$+ \text{ Với ổ A: } \Sigma F_A = F_{SA} + F_{ma}/2 = 459,1 + 539,5/2 = 728,9 \text{ (N)}$$

$$+ \text{ Với ổ B: } \Sigma F_B = F_{SB} + F_{ma}/2 = -459,1 + 539,5/2 = -189,35 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow \text{ Chọn } F_{amax} = \max(\Sigma F_A, \Sigma F_B) = 728,9 \text{ (N)}$$

- Kiểm tra:

$$+ \frac{F_{amax}}{V \cdot R_B} = \frac{728,9}{402,7} = 1,81 > 1,14$$

+ K_t là hệ số nhiệt độ, với nhiệt độ $\leq 105^\circ\text{C}$, $K_t = 1$

+ K_d là hệ số tải trọng. Chế độ làm việc va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn, và tới 125% so với tải trọng máy. Chọn $K_d = 1,2$

+ Chọn $X_0 = 1, Y_0 = 0,56$

+ Hệ số kể đến vòng nào quay. Vòng trong quay $V = 1$

+ Chọn $X = 0,57, Y = 0,93$ từ bảng sau:

Contact Angle	$i f_0 F_a^*$ 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

Hình 4.36: Trị số hệ số tải trọng X, Y và trị số thực nghiệm e

- Tính tải trọng động:

$$Q = (0,57 \cdot 1.402,7 + 0,93 \cdot 728,9) \cdot 1,1,2 = 907,4 \text{ (N)}$$

- Tính tải trọng tĩnh:

$$Q_0 = 402,7 + 0,56 \cdot 702,9 = 810,9 \text{ (N)}$$

- Khả năng tải động:

$$C = Q \cdot \sqrt[m]{L} = 907,4 \cdot \sqrt[3]{420,8} = 6800 (N) = 6,8(kN) < [C] = 15,1(kN)$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện tải động.

- Khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = Q_0 \cdot \sqrt[m]{L} = 810 \cdot \sqrt[3]{420,8} = 6070(N) = 6,07(kN) < [C_0] = 9,3(kN)$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện tải tĩnh.

• Chọn gói đỡ.

- Chọn 2 gói đỡ có mã sản phẩm SY 15 TF của hãng SKF thỏa mãn điều kiện tải động, tải tĩnh có các thông số như sau:

Designation	Dimensions						Basic load ratings		Limiting speed
	d [mm]	r_f	A [mm]	H [mm]	H_0 [mm]	J [mm]	L [mm]	C [kN]	
P 15 TF	15	36	22,1	43,5	68	85,5	9,56	4,75	9 500
SY 15 FM	15	32	30,2	57	97	127	9,56	4,75	9 500
SY 15 TF	15	32	30,2	57	97	127	9,56	4,75	9 500

Hình 4.37: Thông số gói đỡ do hãng SKF cung cấp

4.2.2. Tính toán trục chính máy.

4.2.2.1. Điều kiện làm việc trục Z.

* Các thông số ban đầu

- Tính toán thông số chế độ cắt thử nghiệm:

+ Tốc độ quay trục chính: $n = 1379,34$ (v/ph)

+ Bề rộng lớp cắt: $a_e = 63$ (mm)

+ Hệ số lực cắt (Specific Cutting Force) K_c : $K_c = 1600$

+ Vật liệu: thép C45

+ Vận tốc: $v = 260$ m/ph

+ Chiều sâu cắt: $a_p = 0,5$ (mm)

+ Bề rộng lớp cắt: $a_e = 63$ (mm)

+ Lượng chạy dao răng: $f_z = 0,4$ (mm/răng)

+ Công suất cắt: $P_c = 2,36$ (Kw)

+ Momen cực đại khi cắt: $M_c = 16,34$ (Nm)

+ Lực cắt chính: $F_m = 518$ (N) = 51,8 (kg)

4.2.2.2. Tính chọn động cơ trục chính.

- Động cơ trục chính máy CNC là loại động cơ được tích hợp trực tiếp vào trục chính của máy CNC, đóng vai trò quan trọng trong việc cắt, tạo hình và gia công các vật liệu khác nhau. Những động cơ này cung cấp chuyển động quay cần thiết để quay dụng cụ cắt hoặc phôi, cho phép các quy trình chế tạo chính xác và hiệu quả.

- Công suất động cơ trục chính:

$$P_{đc} = \frac{P_c}{\eta_{ol} \cdot \eta_{đai}} = \frac{2,36}{0,99 \cdot 0,96} = 2,5 (kW)$$

- Momen xoắn động cơ:

$$T_{dc} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_{dc}}{n} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{2,5}{1379,34} = 8,65 \text{ (Nm)}$$

⇒ Chọn động cơ AC Servo của hãng Mitsubishi loại SJ-D3.7/100-1 có các thông số như sau:

Spindle motor type		SJ-D3.7/100-01	SJ-D5.5/100-01	SJ-D7.5/100-01	SJ-D11/80-01
Compatible drive unit	1-axis type	MDS-D-SP-80	MDS-D-SP-80	MDS-D-SP-160	MDS-D-SP-160
	2-axis type	MDS-D-SP2-8040 MDS-D-SP2-8080 MDS-D-SP2-16080	MDS-D-SP2-8040 MDS-D-SP2-8080 MDS-D-SP2-16080	MDS-D-SP2-16080	MDS-D-SP2-16080
	Multi axis integrated type	-	MDS-DM-SPV2F-10080 MDS-DM-SPV3F-10080	MDS-DM-SPV2F-10080 MDS-DM-SPV3F-10080	MDS-DM-SPV2F-16080 MDS-DM-SPV3F-16080
	Regenerative resistor type	MDS-D-SPJ3-37	MDS-D-SPJ3-55	MDS-D-SPJ3-75	MDS-D-SPJ3-110
Output					
Base rotation speed	[r/min]	1500	1500	1500	1500
Max. rotation speed in constant output range	[r/min]	6000	6000	6000	4500
Maximum rotation speed	[r/min]	10000	10000	10000	8000
Continuous rated torque	[N.m]	14.0	23.6	35.0	47.7
Motor inertia	[kg.m ²]	0.0074	0.013	0.023	0.031
Outline dimension drawing (flange type)	[mm]				
Flange fitting diameter	[mm]	∅150	∅150	∅180	∅180
Shaft diameter	[mm]	∅28	∅28	∅32	∅48
Mass	[kg]	26	39	53	64

Hình 4.38: Động cơ servo AC

4.2.2.3. Tính bộ truyền đai.

* Bộ truyền đai trực chính.

- Các thông số đầu vào:
 - + Công suất: $P_{dc} = 2,5 \text{ (kW)}$
 - + Số vòng quay: $n = 10000 \text{ (v/p)}$
 - + Tỷ số truyền: $u = 2$

• Chọn loại đai: Vì điều kiện làm việc với số vòng quay lớn, yêu cầu độ ổn định, truyền công suất và momen xoắn tốt nên chọn đai dạng Poly V-Belt để truyền động từ động cơ sang trục chính.

- Xác định các thông số của bộ truyền.

- Đường kính bánh đai:

+ Đường kính bánh đai chủ động:

$$d_1 = (3) \cdot \sqrt[3]{T_{dc}}$$

$$\Leftrightarrow d_1 = (3) \cdot \sqrt[3]{8,65 \cdot 100} = 61,58(\text{mm})$$

⇒ Chọn đường kính bánh đai chủ động: $d_1 = 60(\text{mm})$

+ Với tỷ số truyền của bộ truyền đai: $u = 2$

$$d_2 = d_1 \cdot u / (1 - \varepsilon) = 60 \cdot 2 / (1 - 0,01) = 121,21(\text{mm})$$

⇒ Chọn đường kính của bánh đai bị động: $d_2 = 120(\text{mm})$

- Khoảng cách trục: $0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h \geq a \geq 2 \cdot (d_1 + d_2)$

$$\Leftrightarrow 0,55 \cdot (60 + 120) \geq a \geq 2 \cdot (60 + 120) = 99 \div 360(\text{mm})$$

⇒ Chọn khoảng cách trục chính: $a = 144(\text{mm})$

- Chiều dài đai được xác định:

+ Chiều dài đai sơ bộ: $l = 2a + \pi(d_1 + d_2)/2 + (d_2 - d_1)^2 / (4a)$

$$\Leftrightarrow l = 2 \cdot 144 + \pi(60 + 120)/2 + (120 - 60)^2 / (4 \cdot 144) = 576(\text{mm})$$

Vậy chọn chiều dài đai: $l = 575(\text{mm})$

+ Vận tốc đai: $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 55 \cdot 10000}{60000} = 28,8(\text{m/s})$

+ Góc ôm của bánh đai nhỏ:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 57^\circ = 180 - \frac{120 - 60}{144} \cdot 57 = 156,25^\circ$$

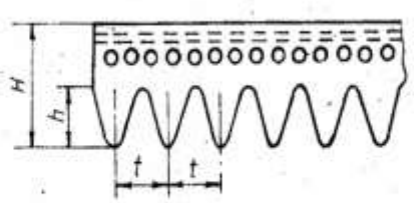
- Đường kính ngoài của bánh đai:

+ Bánh đai chủ động: $d_{a1} = d_1 - \delta = 60 - 4,8 = 55,2(\text{mm})$

+ Bánh đai bị động: $d_{a2} = d_2 - \delta = 120 - 4,8 = 115,2(\text{mm})$

- Xác định tiết diện đai:

+ Chọn đai có tiết diện và các thông số như hình dưới:



Kí hiệu tiết diện	Kích thước tiết diện, mm			Chiều dài giới hạn, mm	Số chêm		$d_{1\min}$ mm	Khối lượng 1m chiều dài đai có 10 chêm q_{m10} kg/m
	H	h	t		nên dùng	cho phép		
K	4,0	2,35	2,4	400-2000	2-36	36	40	0,09
J	9,5	4,85	4,8	1250-4000	4-20	50	80	0,45
M	16,7	10,35	9,5	2000-6000	2-20	50	180	1,60

Hình 4.39: Bảng thông số đai nhiều chêm.

- Xác định số chêm:

- + Hệ số tải trọng động: $K_d = 1,1$
- + Hệ số ảnh hưởng góc ô: $C_\alpha = 0,95$
- + Hệ số ảnh hưởng chiều dài đai: $C_l = 0,96$
- + Công suất trên trục bánh đai chủ động: $P_{đc} = 2,5 (kW)$
- + Công suất trên bánh đai bị động: $P_c = 2,36 (kW)$
- + Hệ số kể đến ảnh hưởng của tỷ số truyền: $C_u = 1,125$
- + Số chêm của đai có thể tính theo công thức sau:

$$z = 10 \cdot P_{đc} \cdot K_d / P_c \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_u$$

$$\Leftrightarrow z = 10 \cdot 2,5 \cdot 1,1 / 2,36 \cdot 0,95 \cdot 0,96 \cdot 1,125 = 11,4 \text{ (chêm)}$$

=> Chọn số chêm $z = 14 \text{ (chêm)}$

- Chiều rộng đai B: Chiều rộng đai B có thể tính được bằng công thức:

$$B = (z - 1)t + 2e = (14 - 1) \cdot 4,85 + 2 \cdot 2,4 = 67,85 \text{ (mm)}$$

- Tính lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục:

+ Lực căng do lực li tâm sinh ra:

$$F_v = 0,1 \cdot q_{m10} \cdot z \cdot v^2 = 0,1 \cdot 0,45 \cdot 14 \cdot 28,8^2 = 522,5 \text{ (N)}$$

+ Lực căng đai với z chêm được tính theo công thức:

$$F_0 = 780 \cdot P_{đc} \cdot K_d / (v \cdot C_\alpha) + F_v$$

$$= 780 \cdot 2,5 \cdot 1,1 / (28,8 \cdot 0,95) + 522,5 = 600,9 \text{ (N)}$$

+ Lực tác dụng lên trục:

$$F_r = 2F_0 \cdot \sin(\alpha_1/2)$$

$$= 2 \cdot 600,9 / \sin(156,25/2) = 1228,08 \text{ (N)}$$

* Bộ truyền đai truyền động từ trục chính sang tốc kế.

- Các thông số ban đầu:

+ Công suất tại bánh đai chủ động: $P_1 = 2,36 (kW)$

+ Công suất tại bánh bị động

$$P_2 = P_1 \cdot i \cdot \eta_{đai} \cdot \eta_{ổ lăn} = 2,36 \cdot 1,0 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 2,24 (kW)$$

+ Số vòng quay tối đa: $n = 5000 (v/p)$

+ Tỷ số truyền: $u = 1$

+ Số vòng quay tính toán: $n = 1379,34 (v/p)$

- Xác định module và chiều rộng đai

$$m = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{2,36}{1379,34}} = 4,2 \text{ (mm)}$$

Trong đó:

+ P_1 : Công suất trên bánh đai chủ động (kW)

+ n_1 : Số vòng quay trên bánh đai chủ động (v/p)

⇒ Trị số của m được lấy theo tiêu chuẩn. Chọn $m = 4 \text{ (mm)}$

STT	Thông số	Kích thước khi mô đun m (mm)					
		2	3	4	5	7	10
1	Chiều cao răng h,mm	1,2	1,8	2,4	3,0	4,2	6,0
2	Đường kính dây chấu δ ,mm	0,35	0,35	0,35;0,65	0,65	0,65	0,65
3	Khoảng cách từ đáy răng đến dây chấu Δ ,mm	0,6	0,6	0,6;1,5	1,3	1,3	1,3
4	Khối lượng 1m dây đai, kg/m, b=10mm	0,032	0,04	0,05;0,065	0,075	0,09	0,11
5	Sử dụng khi T_1 (N.m)	$\leq 0,2$	10	15 ; 25	≤ 40	≤ 190	≤ 1900
6	Tải trọng riêng khi $u \geq 1, z \geq 6, [q_0]$ N/m	4	$\leq 2,4$	≤ 22	35	45	60
7	Vận tốc lớn nhất	25	30	35		40	

Hình 4.40: Bảng tiêu chuẩn hóa trị số module bộ truyền đai răng

* Tính chiều rộng đai:

+ Chiều rộng đai được xác định theo công thức:

$$b = \psi_d \cdot m = 6.4 = 24 \text{ (mm)}$$

⇒ Chọn chiều rộng đai: $b = 25 \text{ (mm)}$ theo bảng kích thước chiều rộng đai được tiêu chuẩn hóa.

Môđun của đai m, mm	Chiều rộng đai răng b, mm
1	3; 4; 5; 8; 10; 12,5
1,5	3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20
2	5; 8; 10; 12,5; 16; 20
3	12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50
4	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100
5	25; 32; 40; 50; 63; 80; 100
7	40; 50; 63; 80; 100; 125
10	50; 63; 80; 100; 125; 160; 200

Hình 4.41: Thông số chiều rộng đai.

* Xác định các thông số bộ truyền.

- Tính số răng của bánh đai và khoảng cách trục:

+ Ta có bước đai: $p = 12,57 \text{ (mm)}$.

+ Số răng của bánh đai răng chủ động: $z_1 = 18 \text{ (răng)}$.

⇒ Số răng của bánh đai bị động: $z_2 = i \cdot z_1 = 18.1 = 18 \text{ (răng)}$.

Môđun của đai m, mm	Số vòng quay bánh đai nhỏ n, vg/ph	z_1 không nhỏ hơn	Môđun của đai m, mm	Số vòng quay bánh đai nhỏ n, vg/ph	z_1 không nhỏ hơn
2	500 ... 3000	12	5	500	16
	3500 ... 4500	14		1000 ... 1500	18
	5000 ... 6800	16		2000 ... 3000	20
	7000 ... 7500	18		3500 ... 4000	22
3	500 ... 1000	12	6	500	20
	1500 ... 2000	14		1000	22
	2500 ... 3500	16		1500	24
	4000 ... 5000	18		2000	26
4	500	12* ; 14	7	500	20
	1000	14* ; 16		1000	22
	1500 ... 2000	16* ; 18		1500	24
	2500 ... 3500	18* ; 20		2000	26 ... 28

Chú thích : * Đối với đai dùng dây kim loại.

Hình 4.42: Bảng số răng tiêu chuẩn

- Khoảng cách trục cơ sở của bộ truyền: $a_{min} \leq a \leq a_{max}$

+ Khoảng cách trục tối thiểu:

$$a_{min} = 0,5m \cdot (z_1 + z_2) + 2m$$

$$\Leftrightarrow a_{min} = 0,5 \cdot 4 \cdot (18 + 18) + 2 \cdot 4 = 72 \text{ (mm)}$$

+ Khoảng cách trục tối đa:

$$a_{max} = 2m \cdot (z_1 + z_2)$$

$$\Leftrightarrow a_{max} = 2 \cdot 4 \cdot (18 + 18) = 288 \text{ (mm)}$$

\Rightarrow Khoảng cách trục cơ sở: $72 \leq a \leq 288$

Vậy, chọn sơ bộ chiều dài trục cơ sở: $a = 140 \text{ (mm)}$

- Số răng đai: z_d

$$z_d = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_1 + z_2)^2}{40 \cdot a}$$

$$\Leftrightarrow z_d = \frac{2 \cdot 140}{12,57} + \frac{18 + 18}{2} + \frac{(18 + 18)^2}{40 \cdot 140} = 42,5 \text{ (răng)}$$

\Rightarrow Chọn $z_d = 44 \text{ (răng)}$, chiều dài đai $l_d = 514,25 \text{ (mm)}$

* Tính chính xác thông số bộ truyền.

- Xác định lại chính xác khoảng cách trục cơ sở a.

$$+ \lambda = l_d - \frac{p \cdot (z_1 + z_2)}{2} = 514,25 - \frac{12,57 \cdot (18 + 18)}{2} = 288$$

$$+ \Delta = m(z_1 - z_2)/2 = 3(25 - 25)/2 = 0$$

+ Chiều dài trục cơ sở chính xác:

$$a = (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})/4$$

$$\Leftrightarrow a = (288 + \sqrt{288^2 - 8(0^2)})/4 = 144 \text{ (mm)}$$

- Tính đường kính vòng chia bánh đai:

+ Đường kính vòng chia bánh đai chủ động:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4.18 = 72 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính vòng chia bánh đai bị động:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 4.18 = 72 \text{ (mm)}$$

- Tính đường kính ngoài của bánh đai:

+ Khoảng cách từ đáy răng đến đường trung bình của lớp chịu tải:

$$\delta = 0.8 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính ngoài của bánh đai chủ động:

$$d_{a1} = m \cdot z_1 - 2 \cdot \delta = 4.18 - 2.0,8 = 70,4 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính ngoài của bánh đai bị động:

$$d_{a2} = m \cdot z_2 - 2 \cdot \delta = 4.18 - 2.0,8 = 70,4 \text{ (mm)}$$

- Tính góc ôm của bánh đai:

+ Góc ôm của bánh đai chủ động:

$$\alpha_1 = 180^\circ - [m(z_2 - z_1)/a] \cdot 57,3^\circ$$

$$\leftrightarrow \alpha_1 = 180^\circ - [4(18 - 18)/96,54] \cdot 57,3^\circ = 180^\circ$$

+ Góc ôm của bánh đai bị động:

$$\alpha_2 = 180^\circ - [m(z_1 - z_2)/a] \cdot 57,3^\circ$$

$$\leftrightarrow \alpha_2 = 180^\circ - [4(18 - 18)/96,54] \cdot 57,3^\circ = 180^\circ$$

- Tính số răng đồng thời ăn khớp trên bánh đai:

$$z_0 = (z_2 \cdot \alpha_2)/360^\circ = (18 \cdot 180)/360^\circ = 9 \text{ (răng)}$$

* Kiểm nghiệm đai về lực vòng riêng

- Hệ số tải trọng động: $K_d = 1,1$

- Khối lượng 1 mét đai có chiều rộng 1 mm: $q_m = 0.005 \text{ (kg/m, mm)}$

- Vận tốc vòng: $v = \frac{\pi d_1 \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 72 \cdot 1379}{60000} = 5,2 \text{ (m/s)}$

- Lực vòng: $F_t = \frac{P_1 \cdot 1000}{v} = \frac{2,36 \cdot 1000}{5,2} = 453,8 \text{ (N)}$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của số răng đồng thời ăn khớp: $C_Z = 1$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của truyền động tăng tốc: $C_u = 1$

- Lực vòng riêng cho phép: $[q_0] = 25 \text{ (N)}$

- $[q] = [q_0] \cdot C_u \cdot C_Z = 10 \cdot 1 \cdot 1 = 25 \text{ (N)}$

- Lực vòng riêng trên đai phải thỏa mãn điều kiện:

$$q = F_t \cdot K_d / b + q_m \cdot v^2 \leq [q]$$

$$\leftrightarrow q = 453 \cdot 1,1 / 25 + 0,005 \cdot 5,2^2 = 20,06 \text{ (N/mm)} < [q_0] = 25 \text{ (N)}$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện bền

* Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục.

- Lực căng ban đầu có thể tính bằng công thức sau:

$$F_0 = (1,1 \div 1,3) F_v = (1,1 \div 1,3) \cdot q_m \cdot b \cdot v^2$$

$$\leftrightarrow F_0 = (1,1 \div 1,3) \cdot 0,005 \cdot 25 \cdot 5,2^2 = 3,718 \div 4,394 \text{ (N)}$$

- Lực tác dụng lên trục có thể tính theo công thức sau:

$$F_r = (1,0 \div 1,2) F_t = (1,0 \div 1,2) \cdot 453,8 = 453,8 \div 544,56 \text{ (N)}$$

* Tính các thông số của bánh đai răng:

- Đường kính đỉnh răng:

$$d_{a1} = m \cdot z_1 - 2 \cdot \delta = 4.18 - 2.0,8 = 70,4 \text{ (mm)}$$

- Đường kính đáy răng:

$$d_{f1} = d_{a1} - 1,8 \cdot m = 70,4 - 1,8 \cdot 4 = 63,2(\text{mm})$$

- Đường kính vòng chia:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 4 \cdot 18 = 72(\text{mm})$$

- Chiều dài răng: $B = b + m = 25 + 4 = 29(\text{mm})$

- Các thông số các của bánh đai được chọn theo bảng sau:

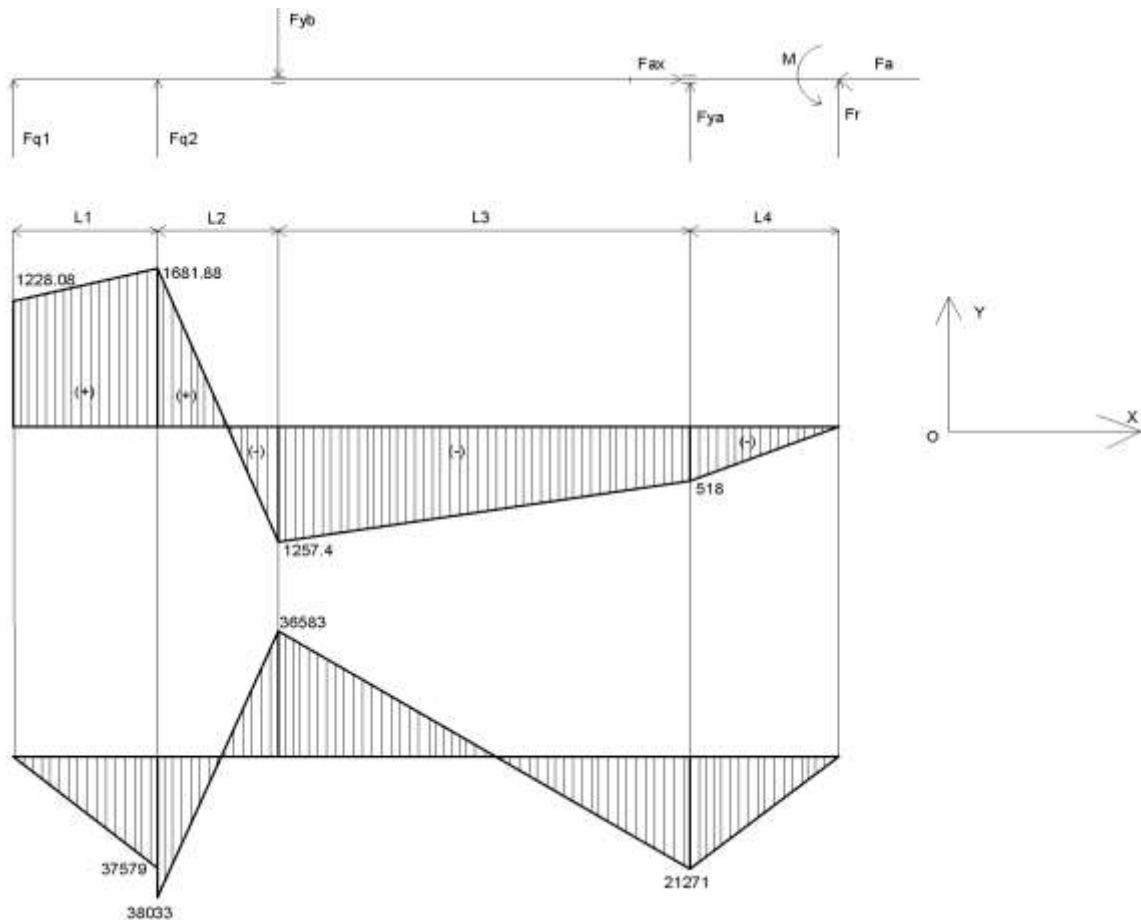
Kích thước của profin rãnh	Kí hiệu	Môđun m, mm							
		1	1,5	2	3	4	5	7	10
Chiều rộng nhỏ nhất của rãnh, mm	s	1,0	1,5	1,8	3,2	4,0	4,8	7,5	11,5
Chiều sâu rãnh, mm	h	1,3	1,8	2,2	3,0	4,0	5,0	8,5	12,5
Góc profin rãnh, độ	γ	50	50	50	40	40	40	40	40
Bán kính góc lượn, mm	r_1	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0	1,5	2,5	3,0
	r_2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,3	2,0	3,0	3,5

Hình 4.43: Các thông số của profin rãnh

4.2.2.4. Tính toán trục chính.

- Tính toán tiết diện trục

- Đặt các thông số lực tác dụng lên trục chính đã được tính toán ở các phần trước và phân tích biểu đồ nội lực tác dụng lên trục. Biểu đồ nội lực của trục được trình bày như hình dưới.



Hình 4.44: Biểu đồ nội lực của trục chính

- Từ biểu đồ nội lực của trục chính, ta tính được đường kính trục chính như sau:
 - + Đường kính ngoài: $d_n = 45(mm)$
 - + Đường kính trong: $d_t = 25(mm)$
 - + Khoảng cách giữa 2 ổ lăn: $l = 87(mm)$
 - + Khoảng cách từ tâm bánh đai đến ổ lăn: $c = 35(mm)$
- Chọn vật liệu làm trục là SCM415.

Tiêu chuẩn	Mác thép	C	Mn	P	S	Si	Ni	Cr	Mo
JIS G4105	SCM415	0.13 - 0.18	0.60-0.90	≤0.030	≤0.030	0.15 - 0.35	≤0.25	0.90-1.20	0.15-0.25

Hình 4.45: Thông số vật liệu

- Lựa chọn ổ bi và tính tuổi thọ
 - Chọn ổ bi đỡ chặn của SKF có mã 7209 ACCBM có thông số như sau:
 - * Chọn loại ổ lăn: Với $\frac{F_a}{F_r} > 0,3$ trên các trục nên chọn ổ bi đỡ – chặn để lắp vào các vị trí gối đỡ.
 - * Chọn cấp chính xác ổ lăn: Đối với hộp giảm tốc, thường chọn cấp chính xác chế tạo ổ lăn là 6, độ đảo hướng tâm là 1,3 (μm).

Cấp chính xác	0	6	5	4	2
Độ đảo hướng tâm, μm	20	10	5	3	2,5
Giá thành tương đối	1	1,3	2	4	10

Hình 4.46: Cấp chính xác của ổ lăn

- * Chọn kích thước ổ: Thống nhất thiết kế, chọn ổ bi đỡ lòng cầu 2 dãy để lắp vào các gối đỡ. Chọn ổ bi có tên chỉ định 33209 của hãng SKF có các thông số chính được hãng cung cấp như sau:

Dimensions		Performance	
Bore diameter	45 mm	Basic dynamic load rating	81.6 kN
Outside diameter	85 mm	Basic static load rating	76.5 kN
Width, total	20.75 mm	Reference speed	6 300 r/min
Width, inner ring	19 mm	Limiting speed	8 000 r/min
Width, outer ring	16 mm	SKF performance class	SKF Explorer
Contact angle	15.109 °		

Hình 4.47: Thông số ổ lăn do hãng SKF cung cấp.

- Tuổi thọ ổ bi:

$$L = 60 \cdot 10^6 \cdot n \cdot L_h = 60 \cdot 10^6 \cdot 5000 \cdot 43800 = 1314 \text{ (Triệu vòng)}$$
- Q: tải trọng động của ổ lăn.

$$Q = (XV F_r + YF_a) K_t K_d$$

- Q_0 : Tải trọng tĩnh của ổ lăn

$$Q_t = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

* Tính phản lực ổ lăn tác dụng lên trục.

- Ta có: $m = 2,1$ (kgf)

- Lực dọc trục trung bình: $F_a = 605,4$ (N)

- Lực tác dụng lên ổ bi A:

$$+ F_{ya} = 659,7$$
 (N)

- Lực tác dụng lên ổ bi B:

$$+ F_{yb} = 2949$$
 (N)

Chọn $F_{max} = \max(\Sigma F_{ya}, \Sigma F_{yb}) = 2949$ (N)

- Kiểm tra:

$$+ \frac{F_{amax}}{V.R} = \frac{2949}{1804} = 1,63 > 1,14$$

+ K_t là hệ số nhiệt độ, với nhiệt độ $\leq 105^\circ\text{C}$, $K_t = 1$

+ K_d là hệ số tải trọng. Chế độ làm việc va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn, và tới 125% so với tải trọng máy. Chọn $K_d = 1,2$

+ Chọn $X_0 = 1, Y_0 = 0,56$

+ Hệ số kể đến vòng nào quay. Vòng trong quay $V = 1$

+ Chọn $X = 0,57, Y = 0,93$ từ bảng sau:

15°	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

Hình 4.48. Trị số hệ số tải trọng X, Y và trị số thực nghiệm e

- Tính tải trọng động:

$$Q = (0,57 \cdot 1 \cdot 1804 + 0,93 \cdot 2949) \cdot 1 \cdot 1,2 = 4525$$
 (N)

- Tính tải trọng tĩnh:

$$Q_0 = 1804 + 0,56 \cdot 2949 = 3455$$
 (N)

- Khả năng tải động:

$$C = Q \cdot \sqrt[m]{L} = 4525 \cdot \sqrt[3]{1804} = 55084$$
 (N) = 55(kN) < [C] = 81,6 (kN)

⇒ Thỏa mãn điều kiện tải động.

- Khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = Q_0 \cdot \sqrt[m]{L} = 3455 \cdot \sqrt[3]{1804} = 42059 (N) = 42(kN) < [C_0] = 76,5 (kN)$$

Thỏa mãn điều kiện tải tĩnh.

• Tính toán lò xo giữ đầu BT

- Hệ lò xo bên trong trục quay có nhiệm vụ tạo lực ép của BT lên mặt côn của trục quay, giúp trục quay truyền momen xoắn qua đầu BT.

- Momen xoắn truyền qua mặt côn:

$$C = \frac{2\mu_s P_k (b^3 - a^3)}{3\sin\beta (b^2 - a^2)}$$

Trong đó:

+ β, a, b : Lần lượt là góc côn, bán kính đỉnh và bán kính đáy của phần côn BT.

+ μ_s : Hệ số ma sát giữa mặt côn BT và trục quay.

+ C : Momen cần truyền tương ứng với công suất lớn nhất của động cơ: $C = 28 (N.m)$

- Sự liên hệ giữa tải trọng dọc trục và biến dạng xác định theo công thức:

$$F = \frac{4E\delta\lambda_1}{(1 - \mu^2)D^2K} \left[(f - \lambda_1) \left(f - \frac{\lambda_1}{2} \right) + \delta^2 \right]$$

Trong đó:

+ D : đường kính ngoài của lò xo.

+ E : Module đàn hồi, $E = 2,08 \cdot 10^5 \text{ Mpa}$

+ μ : Hệ số Poisson, vật liệu làm lò xo là X7 CrNiAl 17 7 (DIN 1.4568) nên $\mu = 0,3$

+ K : Hệ số phụ thuộc vào chỉ số $c = D/d = 2,25$

$$K = \frac{6}{\pi \ln c} \left[\frac{(c-1)^2}{c^2} \right]$$

$$\text{Vậy } K = \frac{6}{\pi \ln c} \left[\frac{(c-1)^2}{c^2} \right] = \frac{6}{\pi \cdot 2,25} \left[\frac{(2,25-1)^2}{2,25^2} \right] = 0,726$$

- Theo tải trọng, ta xác định chiều dày lò xo:

$$\delta = 0,0284 \cdot \sqrt{F_{0,65}}$$

+ $F_{0,65}$: Tải trọng với biến dạng,

$$F_{0,65} = \frac{0,65}{\gamma} F = \frac{0,65}{0,8 \cdot 0,8} 10 = 10,15625$$

+ Với γ là biến dạng tương đối với tải trọng F

+ f : Chiều cao mặt côn, $f = 0,8 (mm)$

+ δ : Chiều dày 1 đĩa lò xo, $\delta = 2 (mm)$

- Chọn kích thước lò xo theo tỷ số:

+ Đường kính trong: $d = \frac{D}{c} = \frac{27}{2,25} = 12 (mm)$

+ Đường kính ngoài: $D = 27 (mm)$

- Xác định số lượng lò xo cần thiết:

$$+ n = \frac{x}{f(\gamma_2 - \gamma_1)} = \frac{0,6}{0,8(0,665 - 0,64)} = 30 (\text{lá})$$

+ Với biến dạng tương đối theo tải trọng làm việc: $\gamma_2 = 0,665$

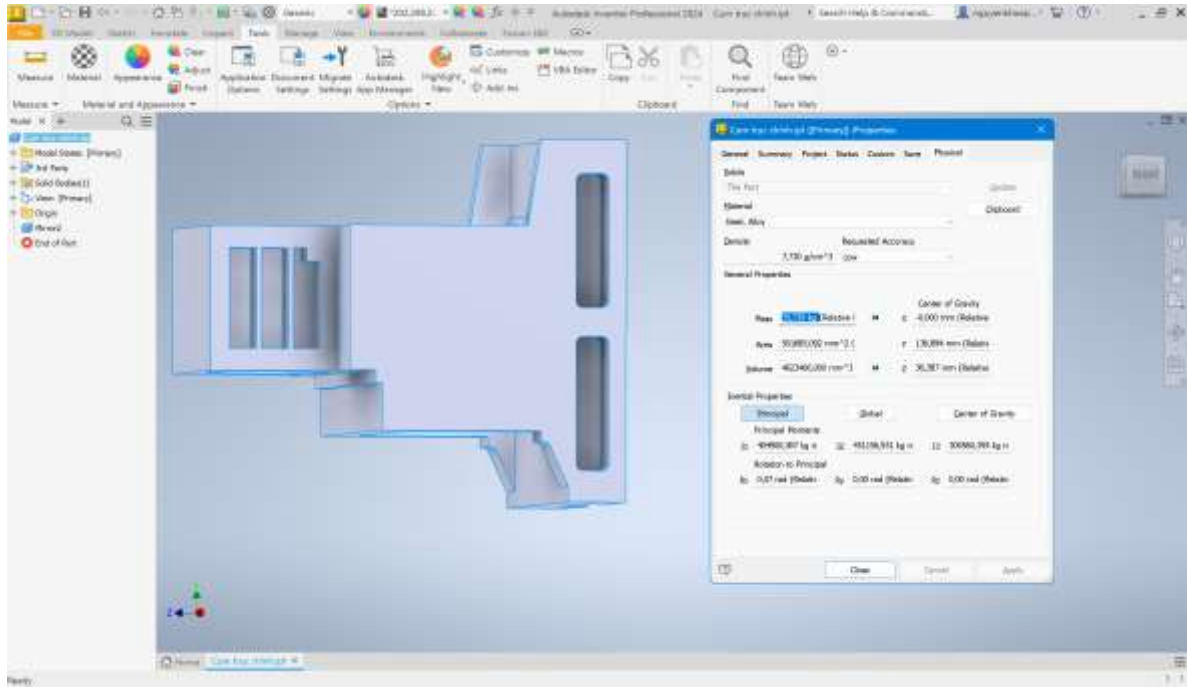
- + Với biên dạng tương đối theo tải trọng ban đầu: $\gamma_1 = 0,64$
- Kiểm tra ứng suất lò xo:

$$\sigma = -\frac{4E}{1-\mu^2} \frac{\delta^2}{K_1 D_e^2} \frac{3s}{\pi \delta} = -\frac{4.2,08.10^6}{1-0,3^2} \cdot \frac{2^2}{0,73.27^2} \cdot \frac{3.0,6}{\pi.2} = -1968,7 \text{ (N)}$$

4.2.2.5. Tính toán hệ dẫn động trục Z.

a) Các thông số đầu vào.

- Vận tốc lớn nhất khi gia công: $V_{gc \max} = 4 \text{ (m/ph)}$
- Vận tốc chạy lớn nhất khi không gia công: $V_{chạy \max} = 7.5 \text{ (m/ph)}$
- Thời gian hoạt động 10 năm: 29200 giờ.
- Hệ số ma sát trơn bề mặt: $\mu = 0.005$
- Vùng hoạt động lớn nhất: $L_{x\max} = 300 \text{ (mm)}$
- Gia tốc lớn nhất của hệ thống: $a = 0.3g = 3 \text{ (m/s}^2\text{)}$
- Khối lượng động cơ trục chính: $M_{đc} = 26 \text{ (kg)}$
- Khối lượng bộ truyền đai: $M_{đai} = 5 \text{ (kg)}$
- Khối lượng trục chính: $M_{tc} = 2.1 \text{ (kg)}$
- Khối lượng giá đỡ trục chính: $M_{gđtc} = 35,739 \text{ (kg)}$
- Tính toán thông số chế độ cắt thử nghiệm:
 - + Tốc độ quay trục chính: $n = 1379.34 \text{ (v/ph)}$
 - + Tốc độ quay của động cơ bước trục y: $n_{\max} = 1600 \text{ (v/ph)}$
 - + Lượng chạy dao phút: $v_f = 2758.68 \text{ (mm/ph)}$
 - + Bề rộng lớp cắt: $a_e = 63 \text{ (mm)}$
 - + Góc cắt chính: $K_\gamma = 15^\circ$
 - + Hệ số lực cắt (Specific Cutting Force) K_c : $K_c = 1600$
 - + Vật liệu: thép C45
 - + Vận tốc: $v = 260 \text{ m/ph}$
 - + Chiều sâu cắt: $a_p = 0.5 \text{ (mm)}$
 - + Lượng chạy dao răng: $f_z = 0.4 \text{ (mm/răng)}$
 - + Công suất cắt: $P_c = 2.36 \text{ (Kw)}$
 - + Momen cực đại khi cắt: $M_c = 16.34 \text{ (Nm)}$
 - + Lực cắt chính: $F_m = 518 \text{ (N)} = 51.8 \text{ (kG)}$



Hình 4.49: Tính toán khối lượng giá đỡ trục chính trên phần mềm inventor

- Khối lượng cụm trục chính: $M_{ctc} = M_{tc} + M_{gđtc} + M_{đai} + M_{đc}$

$$M_{ctc} = 26 + 35,739 + 5 + 2,1 = 68,839(kg)$$

b) Tính toán thiết kế hệ dẫn động trục Z.

- Giả sử vít me quay được 1 vòng (2π) thì bàn máy di chuyển được một lượng t_x , vít me di chuyển được một góc $\theta < 2\pi$ thì bàn máy di chuyển được một lượng $x < t_x$, động cơ bước quay z bước

- Từ giả thuyết ta có: $x = \frac{tx}{2\pi} \theta$ (1) với x là độ chính xác dịch chuyển.

- Chọn bước vít me: $l = 5$ (mm) $\Rightarrow t_x = 5$ (mm)

- Gọi số bước của động cơ là z . chọn $z = 200$ (bước)

\Rightarrow Góc quay $\theta = \frac{2\pi}{z} H$ (2) với H là khả năng điều khiển nhỏ nhất của động cơ bước, chọn chế độ điều khiển nhỏ nhất là $H = \frac{1}{8} = 0.125$ (bước)

- Thay (2) vào (1) ta được: $x = \frac{tx}{2\pi} H$

- Ta có độ chính xác dịch chuyển theo trục x do nhà sản xuất cung cấp là:

$$x = 4 (\mu m)$$

- Để giảm số bước cũng như kích thước động cơ bước và nhiều yêu cầu kỹ thuật-kinh tế khác, thêm bộ truyền động trung gian làm giảm số bước cũng như nâng cao momen xoắn của động cơ bước.

- Theo kết cấu của máy, chọn bộ truyền đai có tỷ số truyền i truyền động từ động cơ bước sang trục vít.

* Tính chọn tỷ số truyền của bộ truyền đai:

- Với bộ truyền đai trung gian giữa động cơ và trục vít, ta có lượng dịch chuyển bàn máy theo trục x: $x = \frac{i \cdot tx}{z} H \Rightarrow i = \frac{x \cdot z}{H \cdot tx}$

+ Với $tx = 5$ (mm), $H = 0.125$, $z = 200$, ta tính được số bước động cơ:

$$i = \frac{x \cdot z}{H \cdot tx} = \frac{0,004 \cdot 200}{0,125 \cdot 5} = 1,28$$

* Tính toán lựa chọn trục vít me, đai ốc bi, ổ lăn cho hệ truyền động bàn máy theo trục Z.

+ Lực cắt theo phương z: $F_z = 0.5F_m = 0.5 \cdot 518 = 259$ (N)

+ Lực cắt chính của máy: $F_m = 2751$ (N)

+ Lực dọc trục: $F_a = 688.39$ (N)

+ Hệ số ma sát lăn: 0.005

+ Lực ma sát của ổ bi lăn: $f = 3,44$ (N)

+ Gia tốc bàn máy $a = 0.3$ (m/s^2)

+ Gia tốc trọng trường: $g = 10$ (m/s^2)

+ Hệ số ma sát lăn của bi trên : $\mu_{bi} = 0.1$

Tính toán các lực dọc trục:

- Tăng tốc (Đi lên):

$$F_{a1} = mg + ma + f = 68,839.10 + 68,839.3 + 3,44 = 898,347$$
 (N)

- Chạy đều (Đi lên):

$$F_{a2} = mg + ma + f = 68,839.10 + 3,44 = 691,83$$
 (N)

- Giảm tốc (Đi lên):

$$F_{a3} = mg + ma + f = 68,839.1 - 68,839.3 - 3,44 = 478,433$$
 (N)

=> Lực dọc trục lớn nhất tác dụng lên vít me là 898,347 (N)

Tính toán tải trọng (C_o , C_a).

- Tải trọng tĩnh:

+ Các công thức tương ứng:

$$C_o = f_s \cdot F_{amax}$$

Trong đó:

C_o : Tải trọng tĩnh.

f_s : Hệ số bền tĩnh, với máy công cụ $f_s = 1,5 - 3$. Chọn $f_s = 2,5$

F_{amax} : Lực dọc trục lớn nhất tác dụng lên vít me.

$$\Leftrightarrow C_o = 2.899,347 = 1798,694 (N)$$

- Tải trọng động:

+ Với $l = 5 \text{ mm} \Rightarrow$ Vận tốc quay danh nghĩa là:

$$N_m = \frac{v_1}{l} = \frac{4000}{5} = 800 (v/p)$$

$$C_a = (60 * N_m * L_t)^{1/3} * F_{ma} * f_w * 10^{-2}$$

$$\Leftrightarrow C_a = (60 * 800 * 43800)^{1/3} * 51,8 * 1,2 * 10^{-2} = 796,31 (kgf)$$

Chọn kiểu bi cho đai ốc bi.

- Lựa chọn bi cho đai ốc bi ưu tiên độ cứng, độ chính xác, vận hành êm ái và độ hao phí chuyển động thấp, theo đó các thông số về loại bi được chọn là:

+ Ô bi loại lưu chuyên: bi bên ngoài

+ Kiểu: OFU/DFU

+ Dòng bi lưu chuyên: Bx2 hoặc Bx3

Chọn các thông số trục vít.

- Chọn chiều dài trục vít (L) = chiều dài hành trình làm việc + (chiều dài đai ốc bi, ổ bi)/2 + chiều dài vùng thoát

$$+ L = 200 + (75+34)/2 + 110 = 364,5 (mm)$$

- Chế độ lắp ổ đỡ 1 đầu là lắp chặt $\Rightarrow f = 3,4$

- Chọn tốc độ quay cho động cơ khoảng 80 % so với tốc độ quay giới hạn nên ta có:

$$+ n = 80\% \cdot N_{max} = 80\% * 1600 = 1280 (v/p)$$

Bán kính trục vít:

$$+ dr = \sqrt{\frac{4,1,3.Fa}{\pi \cdot [\sigma_k]}} = \sqrt{\frac{4,1,3.899,347}{\pi \cdot 364}} = 2,01 (mm) \Rightarrow d \geq 2,01 (mm)$$

Trong đó:

$$+ \text{Lực dọc trục } Fa = 899,347 (N)$$

+ Độ bền kéo của vật liệu làm trục vít (thép CrWMn):

$$[\sigma_k] = 364 (Mpa)$$

Chọn vít me:

Thông số cơ bản của trục vít me:

+ Đường kính: $d \geq 2.01 (mm)$

+ Tải trọng tĩnh: $C_o \geq 1798,694 (kgf)$

+ Tải trọng động: $C_a \geq 796.31 (kgf)$

Chọn đai ốc bi của hãng TBI Motion loại GENERAL HEAVY NUTS OFU có thông số như sau:

UNIT : mm

Model No.	d	I	Da	Dimension									Load Rating		K kgf/ μ m
				D	A	B	L	W	H	X	Q	n	Ca (kgf)	Coa (kgf)	
OFU01605-8	16	5	3.175	28	48	10	75	38	40	5.5	M6	1x8	1380	3052	44
OFU02005-8	20	5	3.175	36	58	10	85	47	44	6.6	M6	1x8	1551	3875	53
OFU02505-8	25	5	3.175	40	62	10	86	51	48	6.6	M6	1x8	1724	4904	62
OFU02510-8		10	4.762	40	62	12	130	51	48	6.6	M6	1x8	2954	7295	67
OFU03205-8	32	5	3.175	50	80	12	87	65	62	9	M6	1x8	1922	6343	74
OFU03210-8		10	6.35	50	80	12	145	65	62	9	M6	1x8	4805	12208	82

Hình 4.50: Thông số đai ốc bi do hãng TBI Motion cung cấp

Chọn trục vít me của hãng Tuli có thông số như sau:

12	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01202	K
	4	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01204	U, BSH
	5	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01205-A	V, U, BSH, H
	5	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01205-B	K
	10	2.5	C7, C5, C3	R	2	SCR01210-B	V
14	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01402	K
	4	2.5	C7, C5, C3	R	1	SCR01404	BSH
16	2	1.2	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01602	K
	4	2.381	C7, C5, C3	R	1	SCR01604(N)	V, I, U, BSH
	5	3.175	C7, C5, C3	R/L	1	SCR01605	V, I, U, BSH
	10	3.175	C7, C5, C3	R/L	2	SCR01610	V, I, U, BSH
	16	2.778	C7, C5, C3	R	2	SCR01616	Y
	32	2.778	C7, C5, C3	R	2	SCR01632	Y

Hình 4.51: Thông số vít me bi do hãng TBI Motion cung cấp

Tính chính xác chiều dài trục vít me: $L = 365 (mm)$. Sai số định vị cho phép:
 $\Delta x \leq 4 (\mu m) = 0.004/1000 (mm)$

Kiểm tra làm việc sơ bộ

- Tuổi thọ làm việc (L_t):

$$+ L_t = \left(\frac{C_a}{F_{my} \cdot f_w}\right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 N_m}$$

$$= \left(\frac{1798,694}{478,43 \cdot 1,2}\right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 \cdot 800} = 38439,95 > 29200 (h)$$

- Tốc độ vòng quay cho phép để đảm bảo tuổi thọ:

$$+ n = f \cdot \frac{dr}{L^2} \cdot 10^7 = 3,4 \cdot \frac{16}{365^2} \cdot 10^7 = 4083,3 (v/p)$$

Kiểm tra độ giãn nở do nhiệt của trục vít me, mức điều chỉnh nhiệt 5 (°C).

- Độ ổn định do nhiệt:

$$\Delta L_\theta = \rho \cdot \theta \cdot L = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 5 \cdot 365 = 0,0219 (mm)$$

Xác định tải trọng tới hạn (F_{th}).

- Đường kính trong của trục vít me: $d_1 = 13,2 (mm)$ tra catalog do hãng cung cấp.

- Cấp chính xác trục vít: IT4: $E = 0,02 (mm)$

- Lực tác dụng lên trục vít me:

$$+ F_\theta = \Delta L_\theta \cdot K_s = \frac{\Delta L_\theta \cdot E \cdot \pi \cdot d_1^2}{4L} = \frac{0,0219 \cdot \pi \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot 13,2^2}{4 \cdot 365} = 52,25 (kgf)$$

- Tính tải trọng tới hạn của trục vít me:

$$+ F_{th} = m \cdot \frac{dr^4}{L^2} \cdot 10^3 = 20,3 \cdot \frac{13,2^4}{365^2} \cdot 10^3 = 4626 (kgf)$$

- Ta có: $[S] = \frac{F_{th}}{F_a} \geq [S_0]$

$$[S] = \frac{4626}{1798,694} = 2,57 > [S_0] = [2 \div 4]$$

Với $[S_0]$: Hệ số an toàn ổn định cho phép

=> Thỏa mãn điều kiện an toàn.

Chọn động cơ.

- Dựa vào các thông số tính toán trên, chọn động cơ bước size 86 (mm) có mã sản phẩm 86HS156 có thông số như sau:

+ Đường kính trục: $d = 14 (mm)$.

+ Momen xoắn lớn nhất: $M = 12 (Nm) = 12000 (Nmm)$

- Từ các thông số trên, ta tính được công suất động cơ cần thiết:

$$+ P_{dc} = \frac{12000 \cdot 1600}{9,55 \cdot 10^6} = 2,01 (kW)$$

- Tính các thông số truyền động từ động cơ bước sang bộ truyền vít me đai ốc bi.

+ Chọn hiệu suất bộ truyền đai: $\eta_{đai} = 0.96$

+ Chọn hiệu suất truyền động của một cặp ổ lăn: $\eta_{ổ lăn} = 0.99$

+ Tỷ số truyền $i = 0.96$

Ta tính được công suất và momen xoắn trên trục vít như sau:

+ Công suất trên trục vít:

$$P_{tv} = P_{đc} \cdot i \cdot \eta_{đai} \cdot \eta_{ổ lăn} = 2,01 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,83 \text{ (kW)}$$

+ Moment xoắn trên trục vít me:

$$M_{tv} = M_{đc} \cdot i \cdot \eta_{đai} \cdot \eta_{ổ lăn} = 12,1,28 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 14,71 \text{ (Nm)}$$

Tính toán bộ truyền đai răng.

* Xác định module và chiều rộng đai:

+ Xác định module theo công thức:

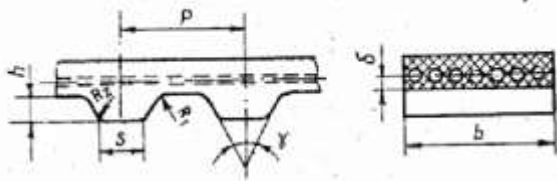
$$m = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{P_1}{n_1}} = 35 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,83}{1600}} = 3,66 \text{ (mm)}$$

Trong đó:

+ P_1 : Công suất trên bánh đai chủ động (kW)

+ n_1 : Số vòng quay trên bánh đai chủ động (v/p)

Trị số của m được lấy theo tiêu chuẩn. Chọn $m = 3 \text{ (mm)}$



Môđun của đai m, mm	Bước đai p, mm	Chiều dày răng nhỏ nhất S, mm	Chiều cao răng h, mm	Chiều dày đai H, mm	Khoảng cách từ đáy răng đến đường trung bình của lớp chịu tải δ, mm	Góc prôfin răng γ, °	Bán kính góc lượn của răng	
							R ₁	R ₂
1,0	3,14	1,0	0,8	1,6	0,4	50	0,2	0,2
1,5	4,71	1,5	1,2	2,2	0,4	50	0,3	0,3
2,0	6,28	1,8	1,5	3,0	0,6	50	0,4	0,4
3	9,42	3,2	2,0	4,0	0,6	40	0,5	0,5
4	12,57	4,4	2,5	5,0	0,8	40	1,0	1,0
5	15,71	5,0	3,5	6,5	0,8	40	1,2	1,2
7	21,99	8,0	6,0	11,0	0,8	40	1,5	1,2
10	31,42	12,0	9,0	15,0	0,8	40	2,0	1,5

Hình 4.52: Bảng tiêu chuẩn hóa trị số module bộ truyền đai răng

* Tính chiều rộng đai:

+ Chiều rộng đai được xác định theo công thức:

$$b = \psi_d \cdot m = 8 \cdot 3 = 24 \text{ (mm)}$$

Chọn chiều rộng đai: $b = 25 \text{ (mm)}$ theo bảng kích thước chiều rộng đai được tiêu chuẩn hóa.

Môđun của đai m, mm	Chiều rộng đai răng b, mm
1	3; 4; 5; 8; 10; 12,5
1,5	3; 4; 5; 8; 10; 12,5; 16; 20
2	5; 8; 10; 12,5; 16; 20
3	12,5; 16; 20; 25; 32; 40; 50
4	20; 25; 32; 40; 50; 63; 80; 100
5	25; 32; 40; 50; 63; 80; 100
7	40; 50; 63; 80; 100; 125
10	50; 63; 80; 100; 125; 160; 200

Hình 4.53: Bảng chiều rộng đai tiêu chuẩn hóa.

* Xác định các thông số bộ truyền.

- Tính số răng của bánh đai và khoảng cách trục:

+ Ta có bước đai: $p = 9.42 \text{ (mm)}$.

+ Số răng của bánh đai răng chủ động: $z_1 = 25 \text{ (răng)}$.

Số răng của bánh đai bị động: $z_2 = i \cdot z_1 = 25 \cdot 1,28 = 32$ (răng)

Môđun của đai m, mm	Số vòng quay bánh đai nhỏ n, vg/ph	z_1 không nhỏ hơn	Môđun của đai m, mm	Số vòng quay bánh đai nhỏ n, vg/ph	z_1 không nhỏ hơn
2	500 ... 3000	12	5	500	16
	3500 ... 4500	14		1000 ... 1500	18
	5000 ... 6800	16		2000 ... 3000	20
	7000 ... 7500	18		3500 ... 4000	22
3	500 ... 1000	12	6	500	20
	1500 ... 2000	14		1000	22
	2500 ... 3500	16		1500	24
	4000 ... 5000	18		2000	26
4	500	12* ; 14	7	500	20
	1000	14* ; 16		1000	22
	1500 ... 2000	16* ; 18		1500	24
	2500 ... 3500	18* ; 20		2000	26 ... 28

Chú thích : * Đối với đai dùng dây kim loại.

Hình 4.54: Bảng số răng tiêu chuẩn

- Khoảng cách trục cơ sở của bộ truyền: $a_{min} \leq a \leq a_{max}$

+ Khoảng cách trục tối thiểu:

$$a_{min} = 0,5m \cdot (z_1 + z_2) + 2m$$

$$\Leftrightarrow a_{min} = 0,5 \cdot 3 \cdot (25 + 32) + 2 \cdot 3 = 91,5 \text{ (mm)}$$

+ Khoảng cách trục tối đa:

$$a_{max} = 2m \cdot (z_1 + z_2)$$

$$\Leftrightarrow a_{max} = 2 \cdot 3 \cdot (25 + 32) = 342 \text{ (mm)}$$

\Rightarrow Khoảng cách trục cơ sở: $91,5 \leq a \leq 342$

Vậy, chọn sơ bộ chiều dài trục cơ sở: $a = 95 \text{ (mm)}$

- Số răng đai: z_d

$$z_d = \frac{2a}{p} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{(z_1 + z_2)^2}{40 \cdot a}$$

$$\Leftrightarrow z_d = \frac{2 \cdot 95}{9,42} + \frac{25 + 32}{2} + \frac{(25 + 32)^2}{40 \cdot 95} = 49,52 \text{ (răng)}$$

\Rightarrow Chọn $z_d = 50$ (răng), chiều dài đai $l_d = 471 \text{ (mm)}$

* Tính chính xác thông số bộ truyền.

- Xác định lại chính xác khoảng cách trục cơ sở a.

$$+ \lambda = l_d - \frac{p \cdot (z_1 + z_2)}{2} = 471 - \frac{9,42 \cdot (25 + 32)}{2} = 202,53$$

$$+ \Delta = m(z_1 - z_2)/2 = 3(25 - 32)/2 = -10,5$$

+ Chiều dài trục cơ sở chính xác:

$$a = (\lambda + \sqrt{\lambda^2 - 8\Delta^2})/4$$

$$\Leftrightarrow a = (202,53 + \sqrt{202,53^2 - 8(-10,5^2)})/4 = 100,71 \text{ (mm)}$$

Chọn $a = 100 \text{ (mm)}$

- Tính đường kính vòng chia bánh đai:

+ Đường kính vòng chia bánh đai chủ động:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính vòng chia bánh đai bị động:

$$d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 32 = 96 \text{ (mm)}$$

- Tính đường kính ngoài của bánh đai:

+ Khoảng cách từ đáy răng đến đường trung bình của lớp chịu tải:

$$\delta = 0,6 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính ngoài của bánh đai chủ động:

$$d_{a1} = m \cdot z_1 - 2 \cdot \delta = 75 - 2 \cdot 0,6 = 73,8 \text{ (mm)}$$

+ Đường kính ngoài của bánh đai bị động:

$$d_{a2} = m \cdot z_2 - 2 \cdot \delta = 96 - 2 \cdot 0,6 = 94,8 \text{ (mm)}$$

- Tính góc ôm của bánh đai:

+ Góc ôm của bánh đai bị động:

$$\alpha_1 = 180^\circ - [m(z_2 - z_1)/a] \cdot 57,3^\circ$$

$$\Leftrightarrow \alpha_1 = 180^\circ - [3(32 - 25)/96,54] \cdot 57,3^\circ = 192^\circ$$

+ Góc ôm của bánh đai chủ động:

$$\alpha_2 = 180^\circ - [m(z_1 - z_2)/a] \cdot 57,3^\circ$$

$$\Leftrightarrow \alpha_2 = 180^\circ - [3(25 - 32)/96,54] \cdot 57,3^\circ = 168^\circ$$

- Tính số răng đồng thời ăn khớp trên bánh đai:

+ Số răng đồng thời ăn khớp trên bánh đai nhỏ:

$$z_0 = (z_2 \cdot \alpha_2)/360^\circ = (25 \cdot 192)/360^\circ = 13,33 \text{ (răng)}$$

+ Số răng đồng thời ăn khớp trên bánh đai lớn:

$$z_l = (z_1 \cdot \alpha_1)/360^\circ = (25 \cdot 168)/360^\circ = 11,67 \text{ (răng)}$$

* Kiểm nghiệm đai về lực vòng riêng

- Hệ số tải trọng động: $K_d = 1,1$

- Khối lượng 1 mét đai có chiều rộng 1 mm: $q_m = 0,004 \text{ (kg/m, mm)}$

- Vận tốc vòng: $v = \frac{\pi d_1 n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 75 \cdot 1600}{60000} = 6,28 \text{ (m/s)}$

- Lực vòng: $F_t = \frac{P_1 \cdot 1000}{v} = \frac{2,01 \cdot 1000}{6,28} = 320 \text{ (N)}$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của số răng đồng thời ăn khớp: $C_Z = 1$

- Hệ số kể đến ảnh hưởng của truyền động tăng tốc: $C_u = 1$

- Lực vòng riêng cho phép: $[q_0] = 10 \text{ (N)}$

- $[q] = [q_0] \cdot C_u \cdot C_Z = 10 \cdot 1 \cdot 1 = 10 \text{ (N)}$

- Lực vòng riêng trên đai phải thỏa mãn điều kiện:

$$q = F_t \cdot K_d / b + q_m \cdot v^2 \leq [q]$$

$$\Leftrightarrow q = 320 \cdot 1,1 / 20 + 0,004 \cdot 6,28^2 = 17,57 \text{ (N/mm)} > [q_0] = 10 \text{ (N)}$$

Không thỏa mãn điều kiện. Chọn lại chiều rộng đai $b = 40 \text{ (mm)}$

- Lực vòng riêng trên đai:

$$q = 320 \cdot 1,1/40 + 0,004 \cdot 6,28^2 = 8,95(N/mm) < [q_0] = 10(N)$$

→ Thỏa mãn điều kiện

* Xác định lực căng ban đầu và lực tác dụng lên trục.

- Lực căng ban đầu có thể tính bằng công thức sau:

$$F_0 = (1,1 \div 1,3)F_v = (1,1 \div 1,3) \cdot q_m \cdot b \cdot v^2$$

$$\Leftrightarrow F_0 = (1,1 \div 1,3) \cdot 0,004 \cdot 40 \cdot 6,28^2 = 6,94 \div 8,20 (N)$$

- Lực tác dụng lên trục có thể tính theo công thức sau:

$$F_r = (1,0 \div 1,2)F_t = (1,0 \div 1,2) \cdot 320 = 320 \div 384 (N)$$

* Tính các thông số của bánh đai răng:

- Đường kính đỉnh răng:

$$+ \text{Bánh chủ động: } d_{a1} = m \cdot z_1 - 2 \cdot \delta = 3 \cdot 25 - 2 \cdot 0,6 = 73,8 (mm)$$

$$+ \text{Bánh bị động: } d_{a2} = m \cdot z_2 - 2 \cdot \delta = 3 \cdot 32 - 2 \cdot 0,6 = 94,8 (mm)$$

- Đường kính đáy răng:

$$+ \text{Bánh chủ động: } d_{f1} = d_{a1} - 1,8 \cdot m = 73,8 - 1,8 \cdot 3 = 68,4 (mm)$$

$$+ \text{Bánh chủ động: } d_{f2} = d_{a2} - 1,8 \cdot m = 94,8 - 1,8 \cdot 3 = 89,4 (mm)$$

- Đường kính vòng chia:

$$+ \text{Bánh chủ động: } d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 25 = 75 (mm)$$

$$+ \text{Bánh chủ động: } d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 32 = 96 (mm)$$

- Chiều dài răng: $B = b + m = 40 + 3 = 43 (mm)$

- Các thông số các của bánh đai được chọn theo bảng sau:

Kích thước của profin rãnh	Kí hiệu	Môđun m, mm							
		1	1,5	2	3	4	5	7	10
Chiều rộng nhỏ nhất của rãnh, mm	s	1,0	1,5	1,8	3,2	4,0	4,8	7,5	11,5
Chiều sâu rãnh, mm	h	1,3	1,8	2,2	3,0	4,0	5,0	8,5	12,5
Góc profin rãnh, độ	γ	50	50	50	40	40	40	40	40
Bán kính góc lượn, mm	r_1	0,3	0,4	0,5	0,7	1,0	1,5	2,5	3,0
	r_2	0,3	0,4	0,5	1,0	1,3	2,0	3,0	3,5

Hình 4.55: Các thông số của profin rãnh

• Tính chọn then.

- Chọn then bằng để truyền moment xoắn cho bộ truyền động để đảm bảo tính đơn giản trong kết cấu, dễ chế tạo bảo trì sửa chữa.

- Với chế độ làm việc có va đập nhẹ. Chọn vật liệu chế tạo then là thép có các thông số cơ học như sau:

Dạng lắp	Vật liệu mayơ	Đặc tính tải trọng		
		Tĩnh	Va đập nhẹ	Va đập
		[σ_d], MPa, đối với mối ghép then		
Cố định	Thép	150	100	50
Di động	Gang	80	53	27
	Thép	50	40	30

Hình 4.56: Bảng thông số độ bền của vật liệu làm then.

- Chọn kích thước vật liệu chế tạo then thao bằng tiêu chuẩn hóa sau:

The drawing shows a shaft-hub assembly with a pin. The pin is a cylindrical component that fits into a groove on the shaft and a corresponding groove on the hub. The dimensions are defined as follows: b is the width of the pin, h is the height of the pin, d is the diameter of the shaft, t_1 is the depth of the groove on the shaft, t_2 is the depth of the groove on the hub, and r is the fillet radius at the corners of the grooves.

Theo TCVN 2261-77 ; kích thước : mm

Đường kính trục d , mm	Kích thước tiết diện then		Chiều sâu rãnh then		Bán kính góc lượn của rãnh r	
	b	h	trên trục t_1	trên lỗ t_2	nhỏ nhất	lớn nhất
6 ... 8	2	2	1,2	1	0,08	0,16
> 8... 10	3	3	1,8	1,4		
> 10... 12	4	4	2,5	1,8		
> 12... 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25
> 17... 22	6	6	3,5	2,8		
> 22... 30	8	7	4	2,8		
> 30... 38	10	8	5	3,3	0,25	0,4
> 38... 44	12	8	5	3,3		
> 44... 50	14	9	5,5	3,8		

Hình 4.57: Tiêu chuẩn hóa về kích thước then

* Kiểm nghiệm điều kiện bền cắt của then.

- Đường kính trục:

+ Động cơ: $d_{đc} = 14$ (mm)

+ Vít me bi: $d_{vm} = 15$ (mm)

- Momen xoắn trên trục:

+ Động cơ: $M_{đc} = 12$ (Nm)

+ Vít me: $M_{vm} = 14,71$ (Nm)

- Ứng suất đập cho phép: $[\sigma_d] = 100$ (MPa)

- Ứng suất cắt cho phép khi chịu tải trọng va đập nhẹ:

$$[\tau_c] = 90.1/3 = 60$$
 (MPa)

- Chiều dài mayơ:

+ Bánh đai chủ động: $l_{m1} = 2. d_{đc} = 2.14 = 28$ (mm)

+ Bánh đai bị động: $l_{m2} = 2. d_{vm} = 2.15 = 30$ (mm)

- Chiều dài then:

+ Bánh đai chủ động: $l_{t1} = 0,9 \cdot l_{m1} = 0,9 \cdot 28 = 25,2 \text{ (mm)}$

+ Bánh đai bị động: $l_{t2} = 0,9 \cdot l_{m2} = 0,9 \cdot 30 = 27 \text{ (mm)}$

- Điều kiện bền dập của then phải thỏa mãn điều kiện sau:

+ Bánh đai chủ động:

$$\sigma_{d1} = 2T_1/[d_1 \cdot l_{t1} \cdot (h_1 - t_1)] \leq [\sigma_d]$$

$$\Leftrightarrow \sigma_{d1} = 2.12000/[14.25.2 \cdot (5 - 3)] = 34,0136 \text{ (MPa)} < [\sigma_d] = 100 \text{ (MPa)}$$

\Rightarrow Thỏa mãn điều kiện bền dập

+ Bánh đai bị động:

$$\sigma_{d2} = 2T_2/[d_2 \cdot l_{t2} \cdot (h_1 - t_1)] \leq [\sigma_d]$$

$$\Leftrightarrow \sigma_{d1} = 2.14710/[14.27 \cdot (5 - 3)] = 38 \text{ (MPa)} < [\sigma_d] = 100 \text{ (MPa)}$$

\Rightarrow Thỏa mãn điều kiện bền dập.

- Điều kiện bền cắt của then phải thỏa mãn điều kiện sau:

+ Bánh đai chủ động:

$$\tau_{c1} = 2T_1/(d_1 \cdot l_{t1} \cdot b) \leq [\tau_c]$$

$$\Leftrightarrow \tau_{c1} = 2.12000/(14.25.2.5) = 13,605 \text{ (MPa)} < [\tau_c] = 60 \text{ (MPa)}$$

\Rightarrow Thỏa mãn điều kiện bền cắt của then.

+ Bánh đai bị động:

$$\tau_{c2} = 2T_2/(d_2 \cdot l_{t2} \cdot b) \leq [\tau_c]$$

$$\Leftrightarrow \tau_{c1} = 2.14710/(14.27.5) = 15,6 \text{ (MPa)} < [\tau_c] = 60 \text{ (MPa)}$$

\Rightarrow Thỏa mãn điều kiện bền cắt của then.

• Tính chọn ổ lăn

- Trong cơ cấu truyền động trục X tải trọng chủ yếu tác dụng lên hệ thống ray dẫn hướng, do đó mà tải trọng tác dụng lên cơ cấu vít me đai ốc bi là không đáng kể. Mặt khác lực dọc trục là yếu tố được chú trọng khi tính chọn ổ lăn của hệ thống trục vít me đai ốc bi.

- Tuy nhiên, trong quá trình hoạt động cần yêu cầu độ rung thấp, độ ổn định chuyển động, khả năng chịu lực dọc trục và đảm bảo sự êm ái trong quá trình vận hành của hệ thống. Vì vậy, chọn ổ bi đỡ 2 dãy bi của hãng SKF.

* Chọn loại ổ lăn: Với $\frac{F_a}{F_r} > 0,3$ trên các trục nên chọn ổ đũa đỡ – chặn để lắp vào các vị trí gối đỡ.

* Chọn cấp chính xác ổ lăn: Đối với hộp giảm tốc, thường chọn cấp chính xác chế tạo ổ lăn là 4, độ đảo hướng tâm là 3 (μm).

Cấp chính xác	0	6	5	4	2
Độ đảo hướng tâm, μm	20	10	5	3	2,5
Giá thành tương đối	1	1,3	2	4	10

Hình 4.58: Cấp chính xác của ổ lăn

* Chọn kích thước ổ: Thống nhất thiết kế, chọn ổ bi đỡ lòng cầu 2 dãy để lắp vào các gối đỡ. Chọn ổ bi có tên chỉ định 7207 BECBP của hãng SKF (Svenska Kullagerfabriken - Thụy Điển) có các thông số chính được hãng cung cấp như sau:

Dimensions		Performance	
Bore diameter	15 mm	Basic dynamic load rating	6,8 kN
Outside diameter	35 mm	Basic static load rating	4,65 kN
Width	11 mm	Reference speed	24 000 r/min
Contact angle	40°	Limiting speed	26 000 r/min
		SKF performance class	SKF Explorer

Hình 4.59: Thông số ổ lăn do hãng SKF cung cấp.

- Tuổi thọ ổ bi:

$$L = 60 \cdot 10^6 \cdot n \cdot L_h = 60 \cdot 10^6 \cdot 1600 \cdot 29200 = 280 \text{ (Triệu vòng)}$$

- Q: tải trọng động của ổ lăn.

$$Q = (XV F_r + Y F_a) K_t K_d$$

- Q_0 : Tải trọng tĩnh của ổ lăn

$$Q_t = X_0 F_r + Y_0 F_a$$

* Tính phản lực ổ lăn tác dụng lên trục.

- Ta có: $m = 68,839 \text{ (kgf)}$

- Lực dọc trục trung bình: $F_{mx} = 899,347 \text{ (N)}$

- Xét trường hợp bàn máy chạy về phía ổ bi B. Ta có lực tác dụng lên:

$$R_A = R_B = m \cdot g / 2 = 1798,694 / 2 = 899,347 \text{ (N)}$$

- Nội lực dọc của ổ bi: $F_{si} = e \cdot R_i = 1,14 \cdot 899,347 = 1025,25 \text{ (N)}$

- Lực dọc trục tác dụng lên các ổ bi:

$$+: \Sigma F = F_s + F_{ma} / 2 = 1025,25 + 899,347 / 2 = 1474,9 \text{ (N)}$$

$$\Rightarrow \text{Chọn } F_{amax} = \max(\Sigma F_A, \Sigma F_B) = 1474,9 \text{ (N)}$$

- Kiểm tra:

$$+ \frac{F_{amax}}{V \cdot R_B} = \frac{1798,684}{899,347} = 2 > 1,14$$

$$+ K_t \text{ là hệ số nhiệt độ, với nhiệt độ } \leq 105^\circ\text{C}, K_t = 1$$

+ K_d là hệ số tải trọng. Chế độ làm việc va đập nhẹ, quá tải ngắn hạn, và tới 125% so với tải trọng máy. Chọn $K_d = 1,2$

$$+ \text{Chọn } X_0 = 1, Y_0 = 0,56$$

+ Hệ số kê đến vòng nào quay. Vòng trong quay $V = 1$

+ Chọn $X = 0,57, Y = 0,93$ từ bảng sau:

- Tính tải trọng động:

$$Q = (0,57 \cdot 394 + 0,93 \cdot 899,374) \cdot 1,1,2 = 1273 \text{ (N)}$$

- Tính tải trọng tĩnh:

$$Q_0 = 394 + 0,56 \cdot 899,374 = 897,649 \text{ (N)}$$

- Khả năng tải động:

$$C = Q \cdot \sqrt[m]{L} = 1273 \cdot \sqrt[3]{471} = 9904 \text{ (N)} = 9,9 \text{ (kN)} < [C] = 17,6 \text{ (kN)}$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện tải động.

- Khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = Q_0 \cdot \sqrt[m]{L} = 897,649 \cdot \sqrt[3]{471} = 6984 \text{ (N)} = 6,98 \text{ (kN)} < [C_0] = 9,3 \text{ (kN)}$$

⇒ Thỏa mãn điều kiện tải tĩnh.

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

Hình 4.60: Trị số hệ số tải trọng X, Y và trị số thực nghiệm e

TÀI LIỆU THAM KHẢO

- [1] GS. TS. Nguyễn Đắc Lộc, PGS. TS. Ninh Đức Tồn, PGS. TS. Lê Văn Tiến, PGS. TS. Trần Xuân Việt, *Sổ tay công nghệ chế tạo máy* tập 1, 2, 3 Nhà xuất bản Khoa học và Kỹ thuật.
- [2] Nguyễn Văn Yên, *Chi tiết máy*, Khoa sư phạm kỹ thuật, Trường Đại học Bách khoa
- [3] Trịnh Chất, Lê Văn Uyển, *Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí* tập 1, 2 Nhà xuất bản giáo dục.
- [4] <https://www.skf.com/vn/products/rolling-bearings>
- [5] https://www.tuli-shop.com/media/custom/upload/TBI_Ball_Screw_EN_2018.pdf
- [6] Lê Công Dưỡng, *Vật liệu học*, NXB khoa học và kỹ thuật, 2000.
- [7] Nghiêm Hùng, *Vật liệu học cơ sở*, NXB khoa học và kỹ thuật, 2002.
- [8] Nguyễn Trọng Hiệp, *Chi tiết máy*, tập 1, 2, NXB giáo dục, 2006.
- [9] Lưu Đức Bình, *Kỹ thuật đo cơ khí*, NXB giáo dục.
- [10] V.I. Glubokiy, A.M. Yakimovich, A.S. Glubokiy, *Thiết kế và tính toán máy công cụ*, Đại học Kỹ thuật Quốc gia Belarus, Bộ giáo dục Cộng hòa Belarus.
- [11] В.И. Глубокий, В.И. Туромша, *РАСЧЕТ ГЛАВНЫХ ПРИВОДОВ СТАНКОВ С ЧПУ*, БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ