

## Lời mở đầu

Hiện nay, khoa học công nghệ ngày càng phát triển, vì vậy việc ứng dụng các kỹ thuật tiên tiến vào sản xuất nhằm tạo ra những sản phẩm có năng suất, chất lượng cao, mà giá thành chấp nhận được ngày càng trở nên cần thiết, đặc biệt đối với những nước đang phát triển như Việt nam.

Đóng góp vào sự phát triển nhanh chóng của khoa học công nghệ trong thời gian gần đây, tự động hoá sản xuất có vai trò rất quan trọng. Nhận thức được điều này, trong chiến lược công nghiệp hoá và hiện đại hoá nền kinh tế, công nghệ tự động được ưu tiên đầu tư phát triển.

Ở các nước có nền công nghiệp phát triển, tự động hoá các ngành kinh tế kỹ thuật trong đó có cơ khí chế tạo đã được thực hiện từ những năm trước đây. Một trong những vấn đề quyết định của tự động hoá ngành cơ khí chế tạo là kỹ thuật điều khiển số và công nghệ trên các máy điều khiển số.

Các máy công cụ điều khiển số được dùng phổ biến ở nước phát triển như NC và CNC trong những năm gần đây đã được nhập vào Việt nam và được sử dụng rộng rãi tại các viện nghiên cứu và các công ty liên doanh. Máy công cụ điều khiển số hiện đại (máy CNC) là các thiết bị điển hình cho sản xuất tự động, đặc trưng cho ngành cơ khí tự động. Vậy để làm chủ được công nghệ cần làm chủ được các thiết bị quan trọng và điển hình.

Máy pha CNC là một trong những thành tựu của tiến bộ khoa học kỹ thuật trên thế giới. Nó ngày càng được ứng dụng rộng rãi trong chế tạo máy, đặc biệt trong lĩnh vực cơ khí chính xác và tự động hóa. Sự ra đời của máy CNC đã giải quyết được những nhiệm vụ cấp bách hiện nay là tự động hoá quá trình sản xuất và nhất là sản xuất hàng loạt nhỏ, sản xuất linh hoạt. Đề tài này đi sâu vào việc tìm hiểu ,thiết kế và mô phỏng máy phay CNC nhằm ứng dụng vào học tập, giảng dạy và nghiên cứu.

Đồ án được phân thành 5 chương :

Chương 1: Tổng quan về kết cấu và hệ thống dẫn động của máy CNC

Chương 2: Tính toán, thiết kế hệ dẫn động cơ khí

Chương 3: Tính toán chọn động cơ

Chương 4: Mô hình hoá hệ thống dẫn động của máy CNC

Chương 5: Thiết kế hệ thống điều khiển cho máy CNC

Lần đầu tham gia nghiên cứu thiết kế và tính toán về lĩnh vực này nên em còn nhiều bỡ ngỡ và không tránh khỏi thiếu sót trong quá trình tính toán và thiết kế kính mong các thầy giáo tham gia xét duyệt đồ án xem xét và đóng góp ý kiến chỉnh sửa cho em có thể hoàn thiện tốt nhất cho đồ án này.

Đặc biệt em xin cảm ơn thầy Lê Giang Nam bộ môn Máy và Ma sát học đã tận tình tham gia hướng dẫn, trực tiếp thông duyệt, đánh giá, nhận xét cho em thêm phần hoàn thiện cho đồ án.

Em xin chân thành cảm ơn!

Sinh viên

Nguyễn Văn Thuận

**MỤC LỤC**

<i>Lời mở đầu</i> .....	1
<b>MỤC LỤC</b> .....	2
<b>CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VỀ KẾT CẤU VÀ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG CỦA MÁY CNC</b> .....	4
<b>A. KHÁI NIỆM VỀ MÁY CNC</b> .....	4
<b>I. Khái niệm</b> .....	4
<b>II. Máy công cụ truyền thống và máy CNC</b> .....	4
1. Giống nhau.....	4
2. Khác nhau .....	5
3. Ưu nhược điểm máy CNC .....	6
<b>B. KẾT CẤU MÁY CNC:</b> .....	7
<b>I. PHẦN CHẤP HÀNH</b> .....	8
<b>II. PHẦN ĐIỀU KHIỂN</b> .....	11
<b>CHƯƠNG II: TÍNH TOÁN CHỌN THIẾT BỊ DẪN ĐỘNG HỆ BÀN MÁY PHAY CNC</b> .....	14
❖ <b>KẾT CẤU BỘ TRUYỀN VITME ĐAI ỐC BI</b> .....	16
<b>I. TÍNH TOÁN LỰA CHỌN CỤM TRỤC VIT ME BI TRỤC X</b> .....	18
1. Các thông số đầu vào .....	18
2. Bước vít me(l).....	18
3. Lực cắt chính của máy( <b>F<sub>m</sub></b> ).....	18
4. Tính toán lựa chọn trục vít , ổ lăn cho bàn máy di chuyển theo trục Y .....	19
<b>II. TÍNH TOÁN LỰA CHỌN CỤM TRỤC VIT ME BI TRỤC Y</b> .....	28
1. Các thông số đầu vào .....	28
2. Bước vít me(l).....	28
3. Lực cắt chính của máy( <b>F<sub>m</sub></b> ).....	28
4. Tính toán lựa chọn trục vít , ổ lăn cho bàn máy di chuyển theo trục Y .....	28
<b>III. TÍNH TOÁN RAY DẪN HƯỚNG</b> .....	38
1. Cơ sở tính toán.....	39
2. Tính chọn ray dẫn hướng bàn X,Y.....	45
<b>CHƯƠNG III: TÍNH CHỌN ĐỘNG CƠ</b> .....	54
<b>I. TÍNH CHỌN ĐỘNG CƠ BÀN X</b> .....	54
1. Momen quán tính khối .....	55
2. Mô men phát động .....	55

3. Chọn động cơ.....	56
4. Kiểm tra thời gian cần thiết để đạt được vận tốc cực đại.....	58
5. Tính toán ứng suất tác dụng lên trục vít.....	59
<b>I. TÍNH CHỌN ĐỘNG CƠ BÀN Y.....</b>	<b>59</b>
1. Momen quán tính khối.....	60
2. Mô men phát động.....	60
3. Chọn động cơ.....	61
4. Kiểm tra thời gian cần thiết để đạt được vận tốc cực đại.....	63
5. Tính toán ứng suất tác dụng lên trục vít.....	63
<b>CHƯƠNG IV: MÔ HÌNH HOÁ HỆ DẪN ĐỘNG CHO MÁY PHAY CNC.....</b>	<b>65</b>
I. Động cơ điện một chiều.....	67
II. Bộ truyền trục vítme – đai ốc.....	70
III. Sơ đồ khối mô tả hệ thống :.....	70
<b>CHƯƠNG V: THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN.....</b>	<b>71</b>
<i>Kết luận</i> .....	71
<i>Tài liệu tham khảo</i> .....	72

# CHƯƠNG I: TỔNG QUAN VỀ KẾT CẤU VÀ HỆ THỐNG DẪN ĐỘNG CỦA MÁY CNC

## A. KHÁI NIỆM VỀ MÁY CNC

### I. Khái niệm

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 băng 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, băng 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 hàng 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).

Các loại máy tiện CNC phổ biến hiện nay gồm có:

- Máy tiện CNC
- Máy phay CNC
- Máy khoan tia lửa điện CNC
- Máy cắt dây, đôn dập CNC

### II. Máy công cụ truyền thống và máy CNC

#### 1. Giống nhau

-Cấu trúc tổng thể: Nói chung tương tự nhau, cùng sử dụng bàn máy hình chữ thập nhằm nâng cao độ cứng vững cho máy.

-Chức năng:

- Dụng cụ gia công các bề mặt: mặt phẳng, mặt định hình....
- Gia công các mặt rãnh: rãnh thẳng, rãnh nghiêng, rãnh xoắn....
- Gia công bánh răng.

**2. Khác nhau**

Tiêu chí so sánh	Máy Công Cụ	Máy Điều Khiển Số
Vào chương trình	Không có	Từ bàn phím
Kẹp phôi	Gá kẹp bằng tay	Gá kẹp phôi tự động bằng Pallet (phiến gá)
Thay dao	Thay dao bằng tay	Thay dao tự động bằng cơ cấu thay dao
Xác định chuẩn gia công	Dùng phương pháp rà, gá đơn giản	Dùng các thiết bị rà gá chuyên dùng
Độ chính xác	ĐCX thấp	ĐCX cao
Đặt tốc độ trục chính	Dùng tay để điều chỉnh số vòng	Đưa vào từ bàn phím
Di chuyển bàn máy	Tay quay cơ khí	Phím bấm điều khiển hoặc tay quay điện tử
So sánh giá trị thực và giá trị lý thuyết	Dùng mắt quan sát tại vị trí gia công, ước lượng giá trị khoảng cách hình học	Trên màn hình hiển thị vị trí đang gia công và khoảng cách đạt kích thước lý thuyết
Kiểm tra kích thước sản phẩm	Dùng thước cặp panme	Dùng đầu đo chuyên dùng

Ngày nay, các máy CNC chiếm phần lớn trong các dây chuyền sản xuất của phân xưởng, nhà máy quy mô lớn.

### 3. Ưu nhược điểm máy CNC

✓ Ưu điểm của máy CNC:

So với các máy công cụ thường dùng, máy CNC có nhiều ưu việt hơn, thể hiện ở các điểm sau:

- Gia công được nhiều chi tiết phức tạp hơn.
- Quy hoạch thời gian sản xuất tốt hơn.
- Thời gian lưu thông ngắn hơn do tập trung nguyên công cao hơn và giảm thời gian phụ.
- Tính linh hoạt cao hơn.
- Độ lớn loạt tối ưu nhỏ hơn.
- Chi phí kiểm tra giảm.
- Chi phí do phế phẩm giảm.
- Hoạt động liên tục nhiều ca sản xuất.
- Giảm số nhân công.
- Hiệu suất cao.
- Tăng năng lực sản xuất.

✓ Nhược điểm :

Giá thành, chi phí bảo dưỡng sửa chữa cao; yêu cầu trình độ hiểu biết sâu để vận hành và bảo quản máy.

Có hai loại máy CNC phổ biến trên thị trường hiện nay là máy phay CNC và máy tiện CNC. Phần lớn các sản phẩm này được nhập khẩu từ Nhật Bản (ngoài ra còn có Đức hay Thụy Sĩ ) như MORISEIKI, MAKINO, SUJINO, DAINICHI, NAKAMURA, LIEBER .....

Máy tiện và máy phay đều có những ưu điểm riêng trong sản xuất vì thế mà hai loại này có mức độ sử dụng khá cao. Hai loại máy này nhìn chung có nguyên tắc điều khiển là như nhau cũng có những bộ phận tương đồng nhưng một cái dễ nhận biết rõ nhất khi nhìn vào là chuyển động chính và phương pháp công nghệ. Ở máy tiện phôi sẽ được gá đặt trên mâm cặp và truyền chuyển động quay từ động cơ đến mâm cặp, dao sẽ được đưa dần tới phôi và xén phôi để tạo ra các chi tiết. Các chi tiết tạo ra với máy tiện tốn ít thời gian vận hành hơn và năng suất cao hơn đặc biệt là những nhóm máy tiện có hệ thống cấp phôi riêng. Còn với máy phay thì phôi được gá chặt trên bàn gá. Các chuyển động chính có thể tạo bởi cả bàn máy ( X,Y ) và bàn dao, chuyển động quay của bàn cụm dao sẽ thực hiện gia công phôi để tạo chi tiết. Do mức độ làm việc với các sản phẩm đa dạng hơn, có thể gia công với những chi tiết khôn phức tạp mà máy phay hay được sử dụng hơn. Bởi vậy nên bài đó cũng là lý do các đề tài về máy phay hay được chọn để phục vụ nghiên cứu và ứng dụng sản xuất.



Hình 1. Máy tiện CNC



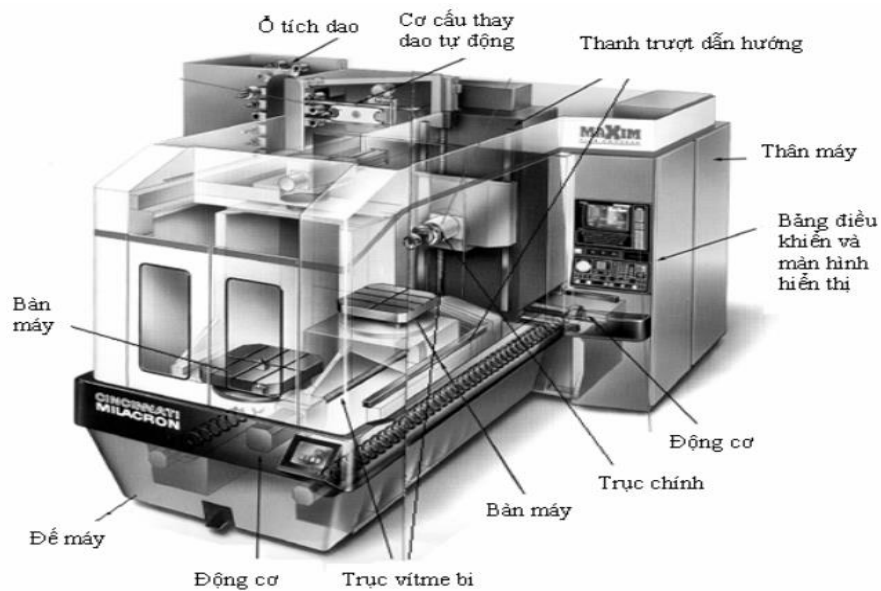
Hình 2. Máy phay CNC

**B. KẾT CẤU MÁY CNC:**

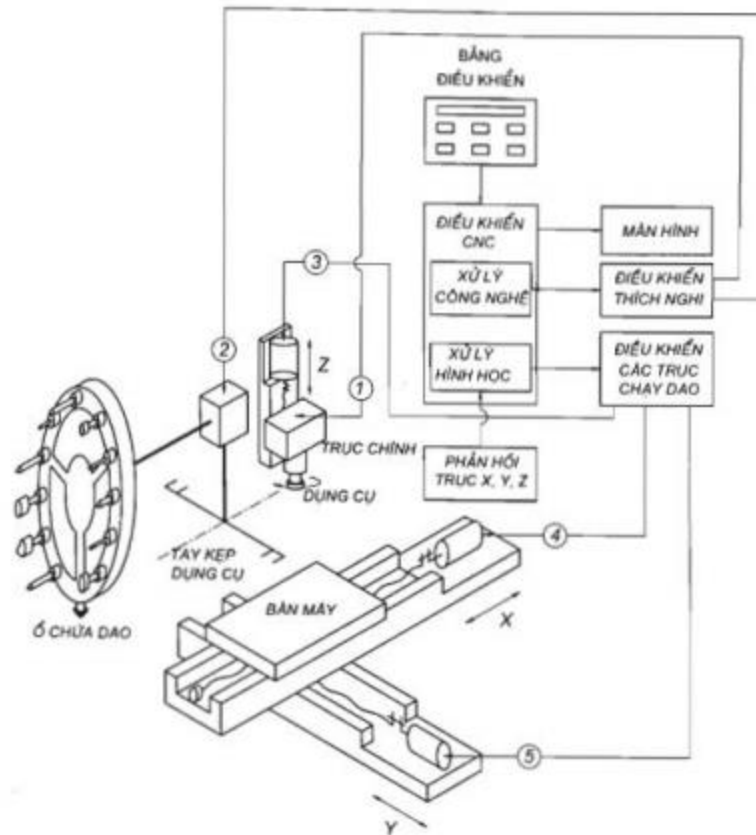
Gồm 2 phần chính đó là:

- + Phần chấp hành: Đế máy, thân máy, bàn máy, bàn xoay, trục vít me bi, ổ 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.

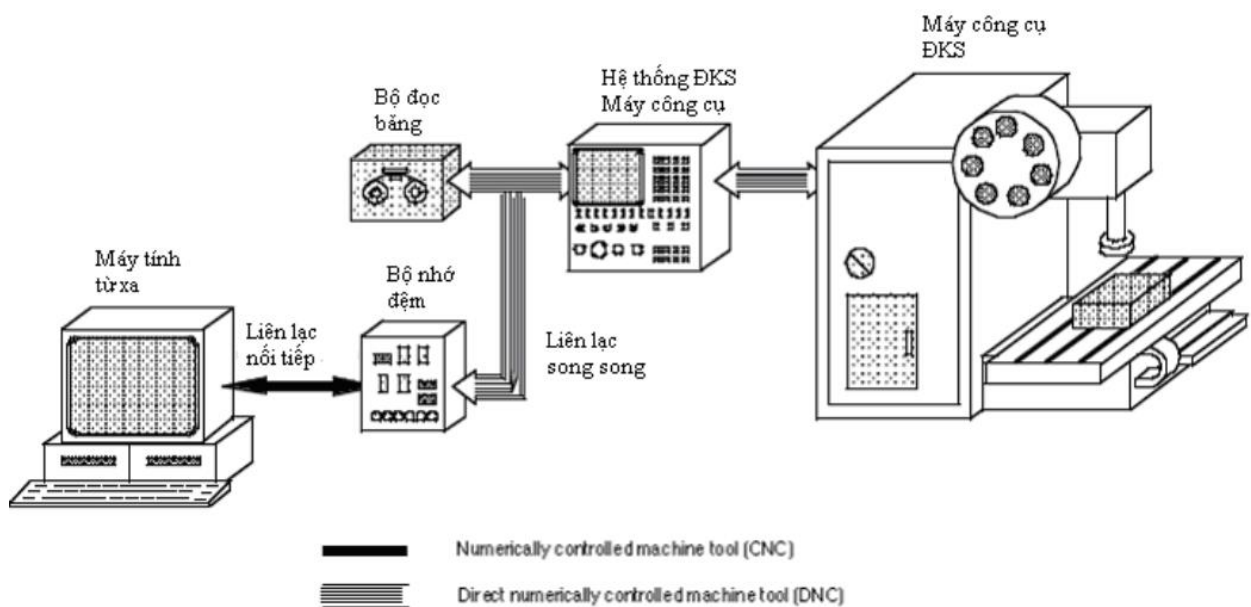
Mô hình tổng quan của một máy CNC:



Hình 3. Mô hình tổng quan của một máy CNC



Hình 4. Sơ đồ động máy CNC 2 trục



Hình 5. Sơ đồ lưu thông tin trong máy công cụ ĐKS

## I. PHẢN CHÁP HÀNH

### 1. Thân máy và đế máy



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.
- Để máy để đỡ toàn bộ máy tạo sự ổn định và cân bằng cho máy.

## 2. Bàn máy:

Bàn máy là nơi để gá đặt chi tiết gia công hay đồ gá. Nhờ 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.

Đa số trên các máy CNC hay trung tâm gia công hiện đại thì bàn máy đều là dạng bàn máy xoay được, nó có ý nghĩa như trục thứ 4, thứ 5 của máy. Nó làm tăng tính vạn năng cho máy CNC.

Yêu cầu của bàn máy:

Phải có độ ổn định, cứng vững, được điều khiển chuyển động một cách chính xác.

## 3. Cụm trục chính:

Là nơi lắp dụng cụ, chuyển động quay của trục chính sẽ sinh ra lực cắt để cắt gọt phôi trong quá trình gia công.



Hình 6. Cụm trục chính

- Nguồn động lực điều khiển trục chính: Trục chính được điều khiển bởi các động cơ. Thường sử dụng động cơ Servo theo chế độ vòng lặp kín, bằng công nghệ số để tạo ra tốc độ điều khiển chính xác và hiệu quả cao dưới chế độ tải nặng.

Hệ thống điều khiển chính xác góc giữa phân quay và phân tinh của động cơ trực chính để tăng momen xoắn và gia tốc nhanh. Hệ thống điều khiển này cho phép người sử dụng có thể tăng tốc độ của trục chính lên rất nhanh.

- Các dạng điều khiển trục chính.

**Điều khiển Đai**  
 - Truyền động từ động cơ tới trục chính thông qua dây đai.  
 - Sự kết hợp tốt giữa momen và tốc độ tạo ra nhiều sự lựa chọn cho chế độ làm việc của máy.

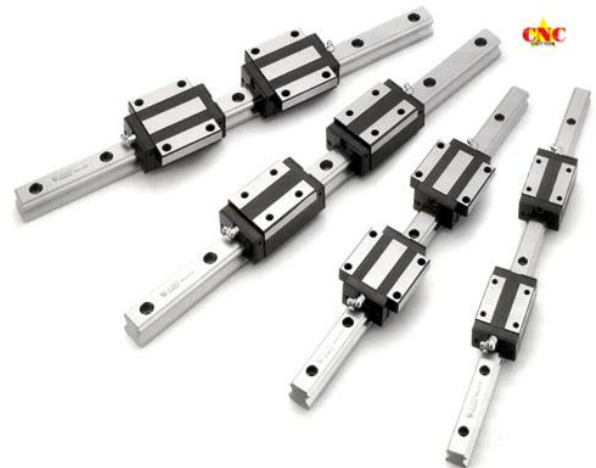
**Điều khiển trực tiếp**  
 - Ưu điểm chính là nó có thể cải thiện được tốc độ trục chính lên đến 12000v/p  
 - Tạo ra quá trình làm việc êm

**Điều khiển Bánh răng**  
 - Nó có khả năng duy trì tốc độ 10000v/p ở chế độ tải nặng

**4. Băng dẫn hướng**

Hệ thống thanh trượt dẫn hướng có nhiệm vụ dẫn hướng cho các chuyển động của ban theo X,Y và chuyển động theo trục Z của trục chính.

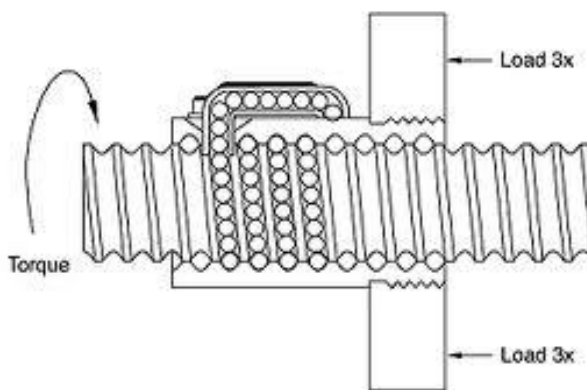
Yêu cầu của hệ thống thanh trượt phải thẳng, có khả năng tải cao độ cứng vững tốt, không có hiện tượng dính, trơn khi trượt.



Hình 7. Băng dẫn hướng

**5. Trục vít me, đai ốc**

Trong máy công cụ điều khiển số người ta thường sử dụng hai dạng vít me cơ bản đó là: vít me đai ốc thường và vít me đai ốc bi:



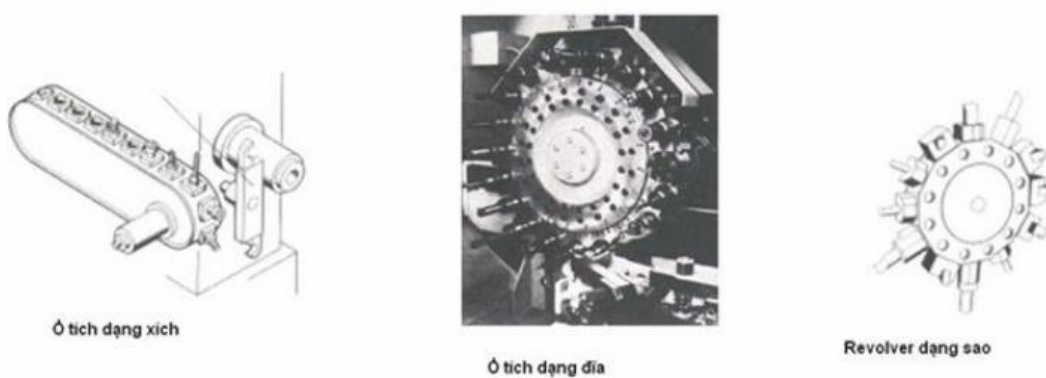
Hình 8. Chi tiết trong trục vít me đai ốc

- Vít me đai ốc thường: là loại vít me và đai ốc có dạng tiếp xúc mặt
- Vít me đai ốc bi: là loại mà vít me và đai ốc có dạng tiếp xúc lăn.

**6. Ổ tích dụng cụ**

Dùng để tích chứa nhiều dao phục vụ cho quá trình gia công. Nhờ có ổ tích dao mà máy CNC có thể thực hiện được nhiều nguyên công cắt gọt khác nhau liên tiếp với nhiều loại dao cắt khác nhau. Do đó quá trình gia công nhanh hơn và mang tính tự động hoá cao.

Có 3 dạng chính:



Hình 9. Hình dạng ổ tích dụng cụ

## 7. Các xích động của máy

Tất cả các đường chuyển động đến từng cơ cấu chấp hành của máy công cụ điều khiển số đều dùng những nguồn động lực riêng biệt, bởi vậy các xích động học chỉ còn 2 loại cơ bản sau:

- Xích động học tốc độ cắt gọt
- Xích động học của chuyển động chạy dao

Việc tính toán thiết kế, chế tạo được thực hiện theo modun hoá.

Thông thường các xích cắt gọt bắt đầu từ một động cơ có tốc độ thay đổi vô cấp, dẫn động trực tiếp thông qua một hộp tốc độ có từ 2 đến 3 cấp độ, nhằm khuếch đại các momen cắt đạt trị số cần thiết trên cơ sở tốc độ ban đầu của động cơ.

## II. PHẦN ĐIỀU KHIỂN

### 1. Các cụm điều khiển chính trên máy CNC

- Cụm điều khiển máy MCU (*Machine Control Unit*)

Cụm điều khiển được hình thành trên cơ sở thiết bị điều khiển điện tử, thiết bị vào ra và các thiết bị số. Nó được coi là trái tim của máy công cụ điều khiển số CNC.

Lệnh CNC thực hiện bên trong bộ điều khiển sẽ thông báo cho mô tơ chuyển động quay đúng số vòng cần thiết → trục vít me bị quay đúng số vòng quay tương ứng → kéo theo chuyển động thẳng của bàn máy và dao.

Thiết bị phản hồi ở đầu kia của vít me bị cho phép kiểm soát kết thúc lệnh đúng khi số vòng quay cần thiết được thực hiện.

- Cụm dẫn động (*Driving Unit*)

Cụm dẫn động là tập hợp những động cơ, sensor phản hồi, phần tử điều khiển, khuếch đại và các hệ dẫn động. Trong đó, động cơ và các sensor phản hồi là thành phần đặc trưng cho máy công cụ điều khiển số CNC:

Cụm điều khiển có nhiệm vụ liên kết các chức năng để thực hiện điều khiển máy, các chức năng bao gồm:

- + Số liệu vào (Data input)
- +Xử lý số liệu (Data procesing)
- + Số liệu ra (Data output)
- +Ghép nối vào (Machine I/O interface)
- +Phần cứng điều khiển: gồm 6 thành phần cơ bản
  - Máy tính CPU
  - Bộ nhớ RAM, ROM
  - Hệ thống BUS
  - Điều khiển trình tự PMC
  - Điều khiển SERVO
  - Bộ phận ghép nối

## 2. Các loại động cơ trên máy CNC

### a. Động cơ một chiều:

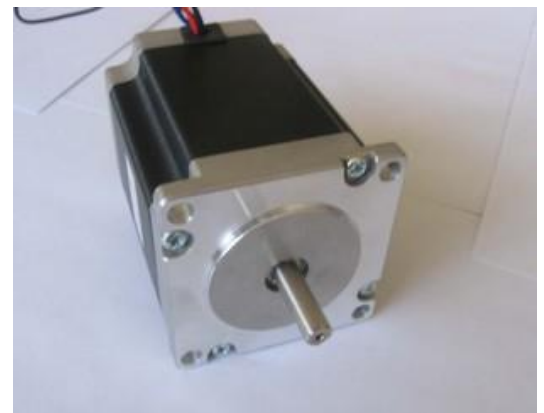
- Ưu điểm: + Momen khởi động lớn, dễ điều khiển tốc độ và chiều, giá thành rẻ.
- Nhược điểm: + Dải tốc độ điều khiển hẹp.  
+ Phải có mạch nguồn riêng.

### b. Động cơ xoay chiều:

- Ưu điểm: + Cấp nguồn trực tiếp từ điện lưới xoay chiều.  
+ Đa dạng và phong phú về chủng loại, giá thành rẻ.
- Nhược điểm: + Phải có mạch cách ly giữa phần điều khiển và phần chấp hành để đảm bảo an toàn, momen khởi động nhỏ.  
+ Mạch điều khiển tốc độ phức tạp.

### c. Động cơ bước:

- Ưu điểm: + Điều khiển vị trí, tốc độ chính xác, không cần mạch phản hồi.  
+ Thường được sử dụng trong các hệ thống máy CNC.
- Nhược điểm: + Giá thành cao, momen xoắn nhỏ, momen máy nhỏ.



Hình 10. Động cơ bước

*d. Động cơ servo:*

Động cơ servo được thiết kế cho những hệ thống hồi tiếp vòng kín. Tín hiệu ra của động cơ được nối với một mạch điều khiển. Khi động cơ quay, vận tốc và vị trí sẽ được hồi tiếp về mạch điều khiển này. Nếu có bất kỳ lý do nào ngăn cản chuyển động quay của động cơ, cơ cấu hồi tiếp sẽ nhận thấy tín hiệu ra chưa đạt được vị trí mong muốn. Mạch điều khiển tiếp tục chỉnh sai lệch cho động cơ đạt được điểm chính xác.

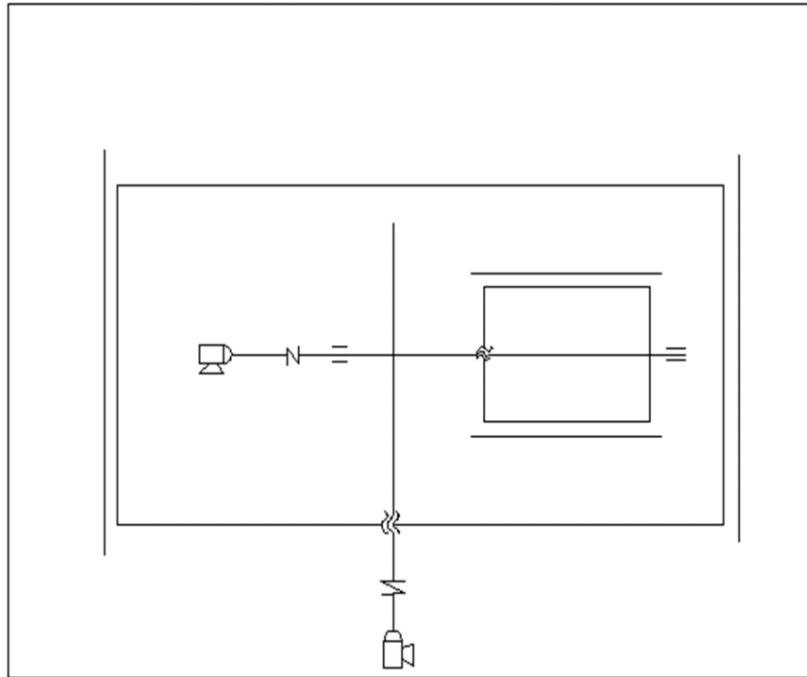
Loại động cơ này có một số đặc điểm chung như sau:

- Momen quán tính nhỏ.
- Đặc điểm động học tốt.
- Thường được tích hợp sẵn cảm biến đo tốc độ hay góc quay.
- Có dải tần số công tác rộng 0÷400 Hz.



*Hình 11. Động cơ servo*

## CHƯƠNG II: TÍNH TOÁN CHỌN THIẾT BỊ DẪN ĐỘNG HỆ BÀN MÁY PHAY CNC



Hình 11. Sơ đồ mô hình hệ bàn máy X,Y của máy phay CNC 3 trục

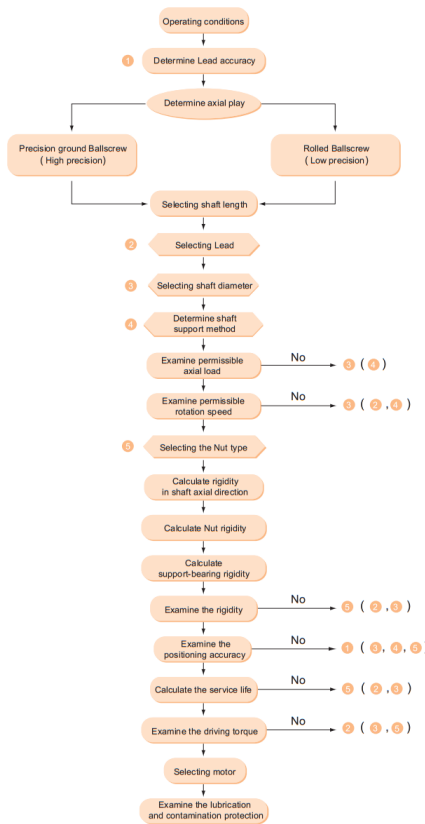
Các thiết bị dẫn động có một vai trò quan trọng trong máy CNC, là nhân tố chính đảm bảo sự vận hành và gia công chính xác của máy. Việc tính toán lựa chọn các thiết bị dẫn động là một công việc bắt buộc và phức tạp với nhiều công thức cần thiết lập. Vì vậy, để thuận tiện cho công việc lựa chọn thiết bị dẫn động, trong chương này chúng ta đi xây dựng công thức tính toán và chương trình tính chọn các thiết bị dẫn động.

Nội dung chương này gồm có:

- Tính chọn cụm vít me đai ốc bi của trục X, Y
- Tính chọn cụm ổ lăn tương ứng X,Y

Có rất nhiều các hãng để chúng ta có thể sử dụng cho công việc tính toán và lựa chọn các sản phẩm phục vụ vào thiết kế. Cụ thể trong việc tính chọn thiết bị dẫn động thì PMI và HIWIN là hai hãng lớn hay được sử dụng nhất. Trong các catalog từ hai hãng đều đưa ra sự trợ giúp cho người sử dụng cách để chọn lựa các sản phẩm, và khi đó chúng ta chỉ cần thực hiện các bước để chọn cho mình sản phẩm ưng ý nhất.

Dưới đây là hai bảng ( sơ đồ) để tính chọn hệ thống dẫn động từ PMI và HIWIN .



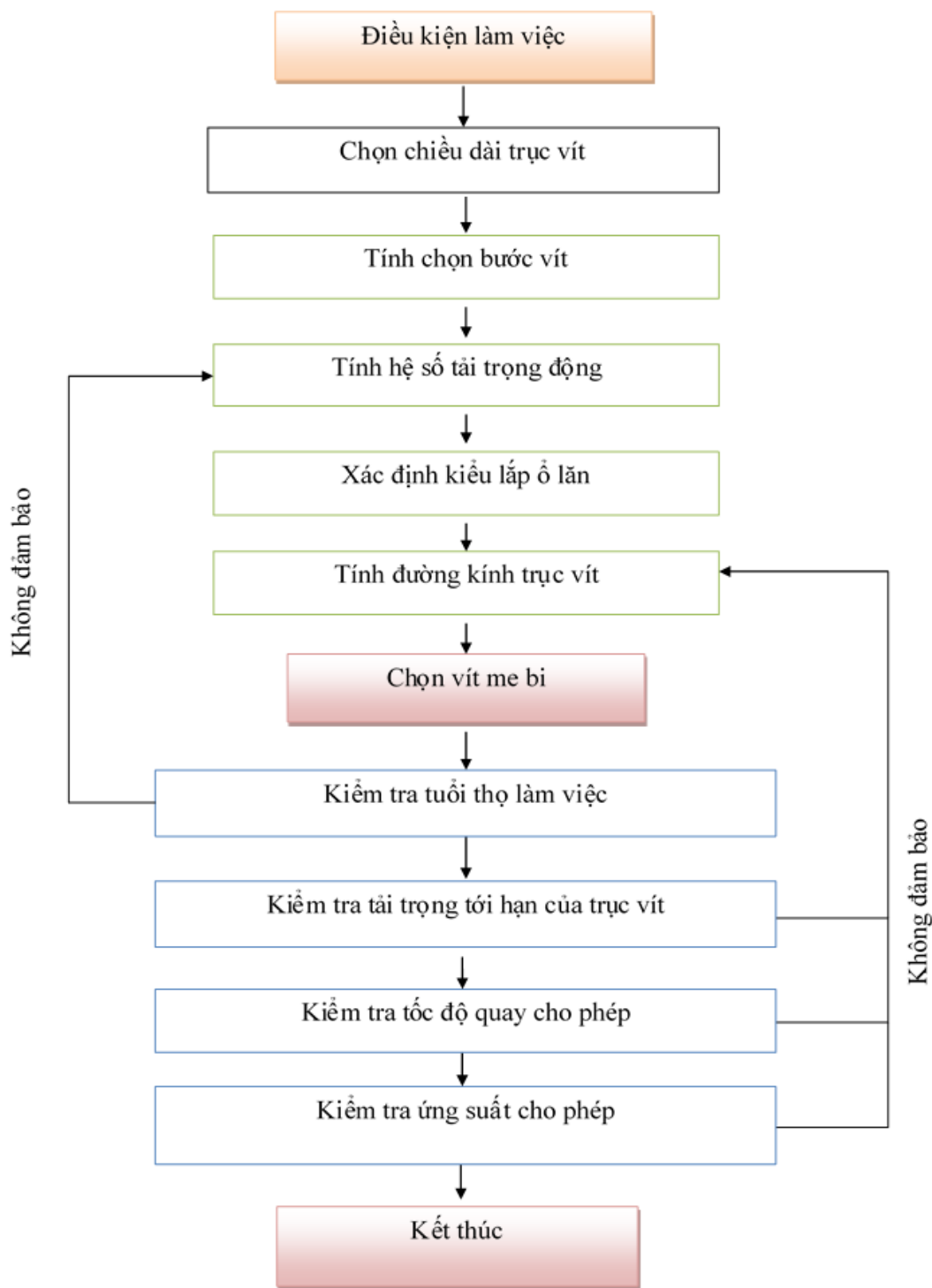
Step	Design operation condition (A)	Ballscrew parameter (B)	Reference formula(C)
Step 1	Positioning accuracy	Lead accuracy	Table 4.2
Step 2	(1) Max. speed of DC motor (Nmax) (2) Rapid feed rate (Vmax)	Ballscrew lead	$\ell \geq \frac{V_{max}}{N_{max}}$
Step 3	Total travel distance	Total thread length	Total length = thread length+journal end length Thread length = stroke+nut length+100 mm (unused thread)
Step 4	(1) Load condition (%) (2) Speed condition (%)	Mean axial load Mean speed	M7-M10
Step 5	Mean axial force ( $\leq 1/5 C$ is the best)	Preload	M1
Step 6	(1) Service life expectancy (2) Mean axial load (3) Mean speed	Basic dynamic load	M13-M14
Step 7	(1) Basic dynamic load (2) Ballscrew lead (3) Critical speed (4) Speed limited by Dm-N value	Screw diameter and nut type (select some range)	M31-M33 and dimension table
Step 8	(1) Ballscrew diameter (2) Nut type (3) Preload (4) Dynamic load	Stiffness (check the best one via lost motion value)	M34-M40
Step 9	(1) Surrounding temperature (2) Ballscrew length	Thermal displacement and target value of cumulative lead (T)	M41 and 4.6 temperature rising effect
Step 10	(1) Stiffness of screw spindle (2) Thermal displacement	Pretension force	M45
Step 11	(1) Max. table speed (2) Max. rising time (3) Ballscrew specification	Motor drive torque and motor specification	M19-M28

Sơ đồ tính chọn của PMI

Bảng tính chọn thiết bị dẫn động của HIWIN

Về cơ bản là họ cùng có chung cách thức để lựa chọn để từ đó lựa sản phẩm từ hãng một cách hợp lý. Tuy nhiên về các bước của PMI giúp chúng ta có cách nhìn tổng quan hơn còn HIWIN có vẻ thiên về tính toán hơn. Chúng ta có thể kết hợp hai bảng để dễ dàng tính chọn cho sản phẩm của mình.

Sơ đồ tính toán :



Quy trình tính chọn trục vítme-đai ốc bi

❖ **KẾT CẤU BỘ TRUYỀN VITME ĐAI ỐC BI**

Để có thể dịch chuyển chính xác trên các biên dạng các trục truyền dẫn không được phép có khe hở và cũng không được phép có hiệu ứng Sick-Slip - hiện tượng trượt lùi do lực cản ma sát. Bộ vitme-đai ốc bi là giải pháp kỹ thuật đảm bảo được yêu cầu đó.



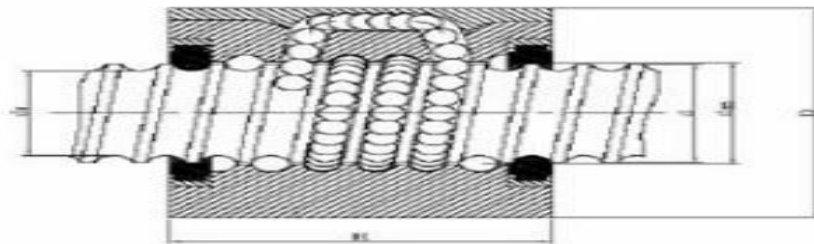
Ngoài ra bộ vítme-đai ốc bi có khả năng biến đổi truyền dẫn (chuyển động quay sang chuyển động tịnh tiến) dễ dàng, ít ma sát và không có khe hở khi truyền dẫn với tốc độ cao nên nó cũng là ưu điểm để lựa chọn vítme đai ốc bi.

a) *Kết cấu chung:*

Bộ truyền vítme – đai ốc thường được dùng trong chuyển động chạy dao của máy công cụ NC, CNC và dùng trong các máy công cụ chính như máy mài, máy doa tốc độ và các loại máy khác. Đôi khi còn dùng trong máy tiện, máy tổ hợp, dùng trong truyền dẫn di động xà, trụ và các máy công cụ hạng nặng. Ngoài ra còn dùng trong bộ truyền chính của các loại máy có chuyển động tịnh tiến khứ hồi như máy bào giường, máy chuốt.

Các ưu điểm:

- Khắc phục độ rơ khớp ren, chịu lực kéo với kết cấu đảm bảo độ cứng vững chiều trục cao.
- Tổn thất do ma sát bé, hiệu suất bộ truyền đạt tới 0,9 so với vít me đai ốc trượt là 0,2 ÷ 0,4.
- Gần như độc lập hoàn toàn với lực ma sát (biến đổi theo tốc độ), ma sát tĩnh rất bé nên chuyển động êm.



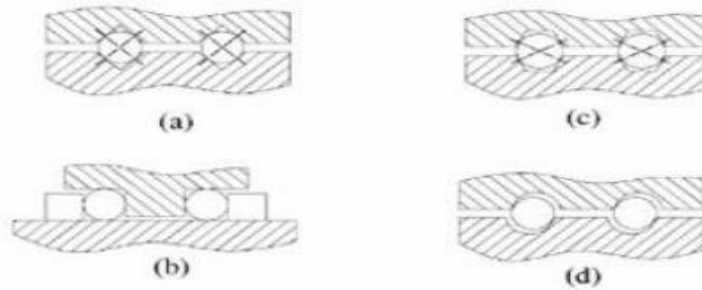
Hình 12. Kết cấu sơ bộ của vít me đai ốc bi

Kết cấu bộ truyền vít me - đai ốc bi hình trên bao gồm trục vít me, đai ốc, đồng bi chuyển động trong vít me - đai ốc và ống hồi bi đảm bảo đồng bi tuần hoàn liên tục.

b) *Các dạng profil ren của vítme và đai ốc:*

Dạng chữ nhật (hình b), dạng hình thang (hình c), dạng nửa cung tròn và dạng rãnh (dạng cung nhọn). Dạng chữ nhật và dạng profil ren hình thang có khả năng tải thấp, chỉ dùng khi máy có khả năng chịu tải trọng chiều trục bé và độ cứng vững không cao.

Dạng nửa cung tròn (hình d) được sử dụng phổ biến nhất, bán kính rãnh  $r_2$  gần bằng bán kính viên bi  $R_1$  sẽ giảm tối đa ứng suất tiếp xúc, có thể chọn  $r_2/r_1=0,95\div 0,97$ , giá trị  $r_2/r_1$  sẽ làm tổn thất do ma sát 1 cách rõ rệt. Tại góc tiếp xúc bé thì bộ truyền có độ cứng vững bé và khả năng tải bé, lực hướng kính sẽ lớn. Do tăng góc tiếp xúc thì khả năng đảo và độ cứng vững truyền động tăng và hạ thấp tổn thất do ma sát vì vậy khe hở đường kính  $\Delta d$  phải chọn để góc tiếp xúc đạt  $45^\circ$ .  $\Delta d = 4.(r_2 - r_1).(1 - \cos \alpha)$ .



Hình 13. Các dạng profin ren vít me và ổ bi

Dạng rãnh cung nhọn (a) có nhiều ưu điểm hơn loại cung tròn, nó còn cho phép truyền động không rơ hoặc chọn được độ dôi của đường kính viên bi. Còn ở dạng nửa tròn muốn khử độ rơ và tạo độ dôi đều dùng thêm đai ốc thứ hai để điều chỉnh .

## I. TÍNH TOÁN LỰA CHỌN CỤM TRỤC VIT ME BI TRỤC X

### 1. Các thông số đầu vào

- Loại máy CNC : Phay
- Chế độ cắt thử nghiệm tối đa SVT :
  - ✓ Phay mặt đầu
  - ✓ Dao có 6 lưỡi ( $z=6$ ), đường kính  $D= 80\text{mm}$
  - ✓ Tiêu chuẩn quốc gia : JIS
  - ✓ Vật liệu S45C
  - ✓ Grade 4040
  - ✓ Vận tốc :  $v= 100\text{m/ph}$
  - ✓ Chiều sâu cắt :  $t= 1,2\text{mm}$
  - ✓ Lượng chạy dao phút :  $F=900\text{mm/ph}$
- Khối lượng lớn nhất của chi tiết :  $M=700\text{KG}$
- Trọng lượng bàn gá trục Y :  $W_x=1600\text{N}$
- Vận tốc chạy lớn nhất khi không gia công :  $V1=18\text{m/ph}$
- Vận tốc chạy lớn nhất khi gia công :  $V2 = 12\text{m/ph}$
- Gia tốc hoạt động lớn nhất của hệ thống :  $a=0,5g=5\text{m/s}^2$
- Thời gian hoạt động :  $L_t= 20000\text{h}$  ( khoảng 6,8 năm)
- Tốc độ vòng động cơ :  $N_{\max} = 2000\text{rpm}$
- Độ chính xác vị trí không tải :  $\pm 0,03/1000\text{mm}$
- Độ chính xác lặp :  $\pm 0,005\text{mm}$
- Độ lệch truyền động :  $\pm 0,02\text{mm}$
- Hệ số ma sát trơn bề mặt :  $\mu =0,005$
- Vùng hoạt động lớn nhất  $L_{x\max} = 550\text{mm}$

### 2. Bước vít me(l)

$$l \geq \frac{V_{\max}}{N_{\max}} = \frac{V1}{N_{\max}} = \frac{18000}{2000} = 9\text{mm}$$

⇒ Chọn  $l = 10\text{mm}$

### 3. Lực cắt chính của máy( $F_m$ )

Để tìm lực cắt chính của máy ta sử dụng công cụ trên website [www.coroguide.com](http://www.coroguide.com) .

- Tính toán và chọn thông số đầu vào để điền vào công cụ :
  - Feed per cutting edge ( $F_z$ )- Lượng chạy dao răng
  - + Tốc độ quay của động cơ quay dao :
 
$$n = \frac{1000v}{\pi D} = \frac{1000 \cdot 100}{\pi \cdot 80} = 397,89 \text{ (vòng/ph)}$$
  - + Lượng chạy dao vòng :

$$S = \frac{F}{n} = \frac{900}{397,89} = 2,3 \text{ (mm/vòng)}$$

+ Lượng chạy dao răng :

$$F_z = S/6 = 0,38 \text{ (mm/răng)}$$

( Theo công thức trong cuốn Sổ tay CN-CTM tập 2-trang 26 )


- Working engagement (ae) & working engagement start (aei)

Chọn ae & aei sao cho :  $ae + aei = D_c = 80\text{mm}$

Ta chọn :  $ae = 80\text{mm}$  ,  $aei = 0$

- Major cutting edge angle ( $K_\gamma$ ) : thường chọn  $K_\gamma = 60^\circ$

Sau khi tính toán ,lựa chọn kết hợp với các thông số đề cho ta điền vào bảng của công cụ ta được kết quả như trong hình :

File	Calculation formulas!	Help
		
<b>Workpiece material</b> National standard JIS Denomination S45C Coromant grades 4040		<b>Cutting data recommendation</b> Cutting speed (vc): 175 m/min Spindle speed (n): 684 rpm Feed speed (vf): 1561 mm/min Cutting power for removal of chips (Pc): 5.9 kW Metal removal rate (Q): 150 cm³/min Cutting torque (Mc): 83 Nm
<b>Parameters (choose either fz, hex or hm)</b> Feed per cutting edge (fz): 0.38 mm Maximum chip thickness (hex): 0.33 mm Average chip thickness (hm): 0.22 mm Cutting diameter (Dc): 80 mm Major cutting edge angle: 60° Number of effective edges (zc): 6 pcs Cutting depth (ap): 1.2 mm Working engagement (ae): 80 mm Working engagement start (aei): mm		

Hình 14. Bảng tính toán chế độ cắt của SANVK

$$M_c = 83\text{Nm} \Rightarrow F_m = 2 \cdot M_c / D_c = 2 \cdot 83 / 0,08 = 2075\text{N} = 207,5 \text{ kgf}$$

#### 4. Tính toán lựa chọn trục vít , ổ lăn cho bàn máy di chuyển theo trục Y

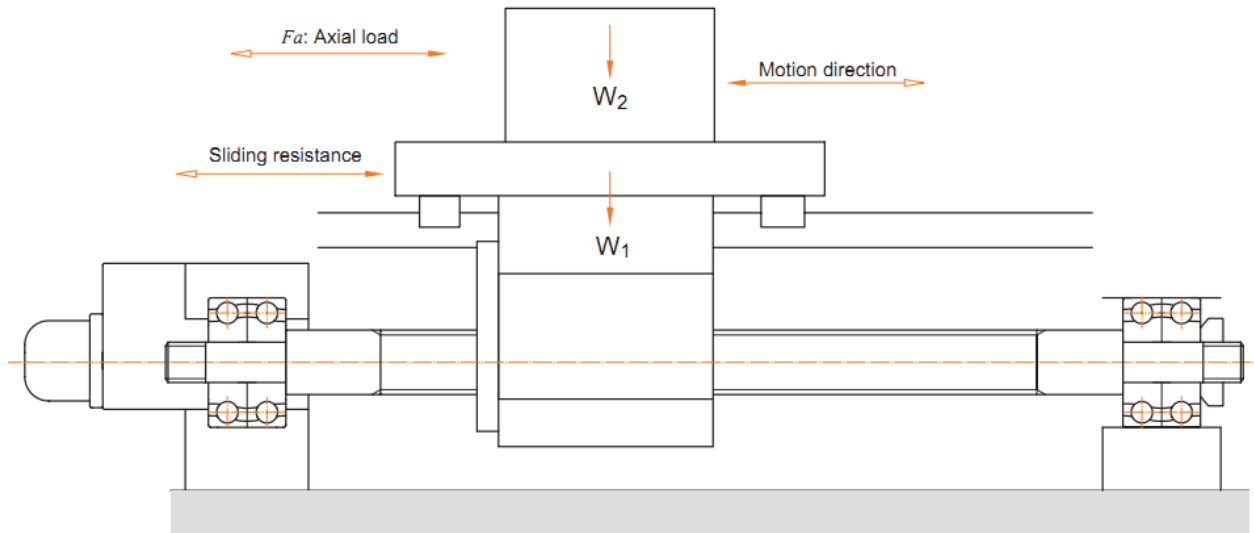
##### 4.1. Điều kiện làm việc và các thông số được tính chọn

- Điều kiện làm việc
  - Lực chống trượt (lực ma sát bi ổ lăn) :  $F_a = f \cdot \mu_t \cdot (M + W_y) = 0,005 \cdot (7000 + 1600) = 43\text{N} = 4,3 \text{ kgf}$
  - Các thông số được tính chọn :
    - ✓ Loại ổ bi
    - ✓ Cấp chính xác

- ✓ Độ lệch vị trí vì nhiệt
- ✓ Mô men động cơ

**4.2. Chọn trục vít đai ốc bi**

**4.2.1. Tính toán lực dọc trục**



❖ Các thành phần trong công thức :

- + Lực cắt chính của máy :  $F_m = 2075N = 207,5 \text{ kgf}$
- + Lực cắt theo phương z ( phương thẳng đứng ) :  $F_{mz} = 0,5F_m = 1037.5N$
- + Hệ số ma sát lăn của bi trên block :  $\mu = 0,1$
- + Khối lượng tổng cộng :  $m = M + W_y = 860 \text{ kg}$
- + Lực ma sát bi ổ lăn :  $f = 4,3 \text{ N}$
- + Gia tốc trọng trường :  $g = 10 \text{ m/s}^2$

❖ Tính các lực dọc trục

- Tăng tốc (sang trái):  $F_{a1} = \mu(mg + F_{mz}) + ma + f = 0,1.(860.10 + 1037,5) + 860.5 + 4,3 = 5268 \text{ N}$
- Chạy đều (sang trái):  $F_{a2} = \mu(mg + F_{mz}) + f = 0,1.(860.10 + 1037,5) + 4,3 = 52,5 \text{ N}$
- Gia công (sang phải):  $F_{a3} = F_m + \mu(mg + F_{mz}) + f = 2075 + 0,1.(860.10 + 1037,5) + 4,3 = 3043 \text{ N}$
- Giảm tốc (sang phải):  $F_{a4} = \mu(mg + F_{mz}) - ma + f = 0,1.(860.10 + 1037,5) - 860.5 + 4,3 = -4247,5N$

✚ **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 gia công
- $N_{1max}, N_{2max}$ : Tốc độ quay lớn nhất của trục khi không gia công và gia công
- $T_1, T_2$ : Thời gian máy hoạt động ở chế độ không tải và có tải

Bảng lực dọc trục và phần trăm tương ứng:

Axial load (N)	Rotation speed (rpm)	Time Ratio (sec or %)
F <sub>1max</sub> = 5268	1800	30
F <sub>2max</sub> = 3043	1200	70

$$F_{mx} = \sqrt[3]{\frac{5468^3 \times 1800 \times 0,3 + 3043^3 \times 1200 \times 0,7}{1800 \times 0,3 + 1200 \times 0,7}} = 4205 N = 420,5kgf$$

( Trong phần tính lực dọc trung bình này ta lấy Fi ở 2 trường hợp khi không gia công và khi gia công . Với các tỉ lệ thời gian lần lượt 30% & 70% , ta xét trong giai đoạn ổn định của máy nên Ni là như nhau tại các thời điểm . )

#### 4.2.2. Tính toán tải trọng (C<sub>0</sub>, C<sub>a</sub>)

✓ *Tải trọng tĩnh* :

Các công thức tính tương ứng:

$$C_0 = f_s \cdot F_{amax}$$

Trong đó:

C<sub>0</sub>: tải trọng tĩnh

f<sub>s</sub>: hệ số bền tĩnh, với máy công cụ f<sub>s</sub> = 1,5 – 3 (chọn f<sub>s</sub> = 2)

F<sub>amax</sub>: lực dọc trục lớn nhất tác dụng lên vitme

$$C_{0x} = 2 \cdot 5268 = 10536 N$$

✓ *Tải trọng động* :

Với l = 10 mm => Vận tốc quay danh nghĩa là :

$$N_m = V/l = 18000/10 = 1800 \text{ (vòng/ph)}$$

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

$$= (60 \cdot 1800 \cdot 20000)^{1/3} \cdot 420,5 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}$$

$$= 6223kgf.$$

#### 4.2.3. Chọn kiểu bi

*Nếu độ cứng cần được ưu tiên nhiều nhất, độ hao phí chuyển động không quá quan trọng, theo đó các thông số kích thước sẽ được chọn là :*

- + Ô bi loại lưu chuyển : bi bên ngoài
- + Kiểu : FDWC
- + Số dòng lưu chuyển : B× 3 hoặc B x 2

#### 4.2.4. Chọn bán kính trục vít

$$L = \text{tổng chiều dài di chuyển max} + \text{chiều dài đai ốc, ổ bi/2} + \text{chiều dài vùng thoát} = 550 + 100 + 300 = 950mm$$

Kiểm lắp ghép ô đỡ là lắp chặt ở cả hai đầu ->  $f = 21,9$

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

$$n = 80\% \cdot N_{max} = 80\% \cdot 2000 = 1600 \text{ vòng/ph.}$$

⇒ Bán kính trục vít :

$$dr = \frac{nL^2}{f} \cdot 10^{-7} = \frac{1600 \cdot 950^2}{21,9} \cdot 10^{-7} = 6,6 \text{ mm}$$

4.2.5. Chọn series

Từ các kết quả tính toán trên :

Bước vít : 10mm

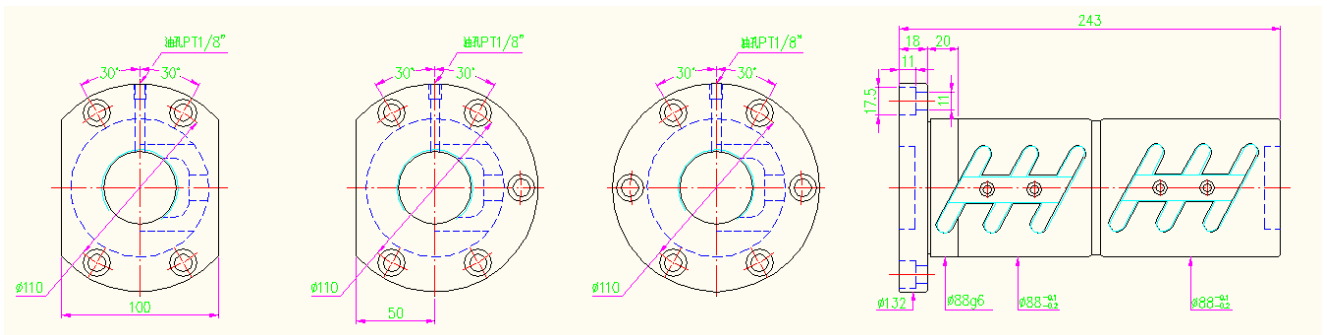
Đường kính trục :  $d \geq 13,2$

Tải trọng động :  $C_{ox} = 10536N$

Tải trọng tĩnh :  $C_a = 6223N$

Ta chọn series :

Loại trục vít me : 45-10B3-FDWC  
 Đường kính trục : 45 mm  
 Bước vít : 10mm



Screw size	Effecti ve turns circuit xrow	Ball DIA.	BASIC RATE LOAD(kgf)		Nut			Flange			Fit		Bolt			Oil hole	Stiffne ss	
			Dyna mic	Static	Dg6	L	A	T	W	G	H	S	X	Y	Z	Q	kgf/μ m	
O.D.	Lead		(1×10 <sup>6</sup> REV.)															
			Ca	Co														
45	6	3.969	2.5x2	2850	9870	80	123	114	15	96	48	96	15	9	14	8.5	PT1/8"	151
			2.5x3	4035	14800		159											222
	8	4.762	2.5x2	3650	11780	85	158	127	18	105	52	104	20	11	17.5	11	PT1/8"	155
			2.5x3	5175	17670		206											228
	10	6.35	2.5x2	5480	15700	88	180	132	18	110	50	100	20	11	17.5	11	PT1/8"	163
			2.5x3	7760	23550		243											239
	12	7.144	2.5x1	3550	8950	99	140	132	18	110	50	100	20	11	17.5	11	PT1/8"	85
			2.5x2	6440	17900		210											165

4.2.6. Chiều dài trục vítme

Chiều dài trục vít me sau khi chọn trục :

$$L = \text{tổng chiều dài dịch chuyển} + \text{chiều dài đai ốc} + \text{chiều dài vùng thoát} = 550 + 243 + 300 = 1093\text{mm} \Rightarrow 1100\text{mm}$$

4.2.7. Kiểm tra sơ bộ

+ Tuổi thọ làm việc :

$$L_t = \left( \frac{Ca}{F_{my} \cdot f_w} \right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 \cdot N_m}$$

$$= \left( \frac{7760}{318 \cdot 1,2} \right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 \cdot 1800}$$

$$= 232500\text{h} > 20000\text{h}$$

+ Tốc độ quay cho phép:

$$n = f \cdot \frac{dr}{L^2} \cdot 10^7 = 21,9 \cdot \frac{45}{1100^2} \cdot 10^7 = 8145 \text{ vg/ph.}$$

4.2.8. Chọn độ chính xác dài

Độ chính xác vị trí yêu cầu là :  $\pm 0,03/1000\text{mm}$

Chọn cấp chính xác với độ lệch & độ biến dạng tích lũy là :

Cấp chính xác : C4

E = 0,025/1250mm

E = 0,018mm

4.2.9. Độ dịch do thay đổi nhiệt độ ( mức điều chỉnh 3°C )

+ Độ dịch do nhiệt:

$$\Delta L_\theta = \rho \cdot \theta \cdot L = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 3 \cdot 1100 = 0,04\text{mm.}$$

+ Bán kính lõi ren của trục vít-me:

$$dr = 40,05 \text{ ( tra trên catalog PMI )}$$

+ Lực gây ra:

$$F_\theta = \Delta L_\theta \cdot K_s = \frac{\Delta L_\theta \cdot E \cdot \pi \cdot dr^2}{4L} = \frac{0,04 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot 40,05^2}{4 \cdot 1100} = 962\text{kgf}$$

4.3. Tính tải trọng tới hạn của trục vít

$$P = \alpha \frac{\pi^2 NEI}{L^2} = m \frac{dr^4}{L^2} \times 10^3 = 20,3 \cdot \frac{40,05^4}{1100^2} \times 10^3 = 43164\text{kgf} \gg F_{max} = 526,8\text{kgf}$$

**=> Do vậy , trục vít-me đảm bảo an toàn**

4.4. Tính chọn cụm ổ lăn, khớp nối

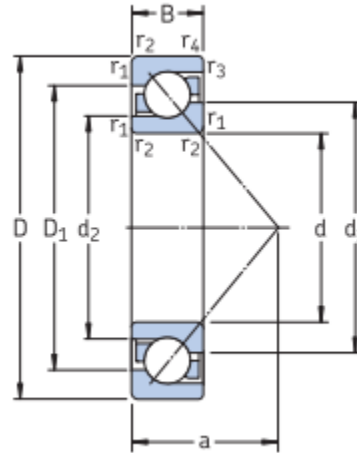
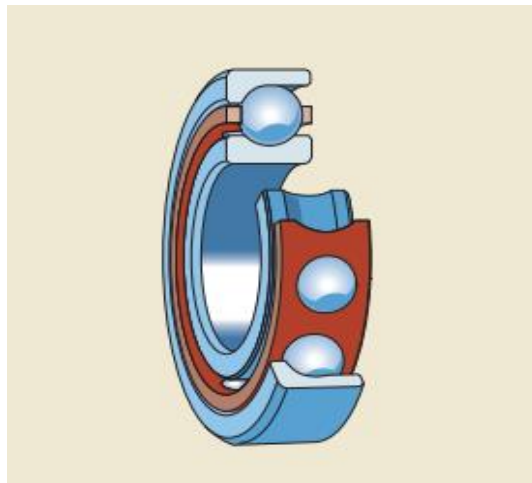
4.4.1. Cụm ổ lăn

➤ Chọn ổ lăn



Trong cơ cấu bàn Y tải trọng chủ yếu tác động lên 2 ray dẫn hướng, do đó mà lực tác dụng theo phương vuông lên cơ cấu trục vít me là không đáng kể hay nói cách khác khi tính toán đến ổ lăn trục vítme chỉ để ý đến lực dọc trục tác dụng lên trục vít me. Tuy nhiên trong quá trình hoạt động xảy ra hiện tượng rung trong cơ cấu, do đó yếu tố định tâm cũng quan trọng, do vậy

=> chọn ổ đỡ chặn 1 dãy cho trường hợp này (và chọn 1 cụm trục là 4 cái ổ đỡ chặn)



Hình 15. Ổ bi đỡ chặn 1 dãy

- Tính toán khả năng tải động:

$$C = Q \cdot L^{\frac{1}{m}}$$

- Tính toán khả năng tải tĩnh:

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

Trong đó:

m = 3 đối với ổ bi m=10/3 với ổ đĩa.

L: tuổi thọ của ổ lăn được tính theo công thức:

$$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h = 60 \cdot 10^{-6} \cdot 1800 \cdot 20000 = 2160(\text{triệu vòng})$$

Q: tải trọng động của ổ lăn được tính:



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

$Q_0$ : tải trọng tĩnh của ổ lăn được tính:

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

$K_d = 1,1$  (chịu va đập nhẹ, chịu tải ngắn hạn và tới 125% so với tải trọng tính toán: máy cắt kim loại, động cơ công suất nhỏ và trung bình)

$K_t = 1$  (nhiệt độ <math> < 105^{\circ}\text{C}</math>)

Ta có :

$$m = W_y + M = 160 + 700 = 860 \text{ (kgf)}$$

Lực dọc trục trung bình:  $F_{mx} = 4205\text{N}$

Xét trường hợp bàn Y chạy về phía ổ bi C,D

Lực tác dụng lên ổ A, B, C, D:

$$R_A = R_B = R_C = R_D = m.g/4 = 860.10/4 = 2150 \text{ N}$$

Dựa vào đường kính trục vítme và tốc độ quay của động cơ ta chọn sơ bộ thông số của ổ lăn mã 7308 BEP theo hãng SKF ([www.skf.com](http://www.skf.com)) như sau :

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic C	static C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Reference speed	Limiting speed	kg	* SKF Explorer bearing
mm			kN		kN	r/min		-	
40	90	23	46,2	30,5	1,13	9000	9000	0,61	7308 BEP

The image contains three technical drawings of the SKF 7308 BEP bearing. The first drawing shows the bearing with dimensions: B=23, D=90, D<sub>1</sub>=71,6, d<sub>2</sub>=49,6, d<sub>1</sub>=59,7, a=39, r<sub>3,4min</sub>=1, r<sub>1,2min</sub>=1,5, and d=40. The second drawing shows the bearing with dimensions: r<sub>amax</sub>=1,5, D<sub>amax</sub>=81, r<sub>amax</sub>=1,5, and d<sub>amin</sub>=49. The third drawing shows the bearing with dimensions: r<sub>bmax</sub>=1, r<sub>amax</sub>=1,5, D<sub>amax</sub>=81, and D<sub>bmax</sub>=84,4. Below the drawings are the calculation factors: k<sub>r</sub> 0,1, k<sub>a</sub> 1,6, e 1,14, X 0,35, Y 0,57, and Y<sub>0</sub> 0,26.

Khả năng tải động:  $C_r = 46,2 \text{ kN}$

Khả năng tải tĩnh:  $C_{or} = 30,5 \text{ kN}$

Nội lực dọc trục  $F_{si}$  của 4 ổ là như nhau:

$$F_{si} = e.R_i = 1,14.2150 = 2451 \text{ N}$$

Lực dọc trục tác dụng lên các ổ bi:

- với ổ A:  $\sum \overline{F_{aA}} = \overline{F_{sA}} + \frac{\overline{F_{ma}}}{2} = -2451 + \frac{4205}{2} = -348,5 \text{ N}$

suy ra:  $F_{aA} = -861N$

- với ổ B:  $\sum \overline{F_{aB}} = \overline{F_{sB}} + \overline{F_{ma}}/2 = 2451 + 3180/2 = 4553,5 N$

suy ra:  $F_{aB} = 4041 N$

với ổ C:  $\sum \overline{F_{aC}} = \overline{F_{sC}} + \overline{F_{ma}}/2 = -2451 + 3180/2 = -348,5 N$

suy ra:  $F_{aC} = -861 N$

- với ổ D:  $\sum \overline{F_{aD}} = \overline{F_{sD}} + \overline{F_{ma}}/2 = 2451 + 3180/2 = 4553,5 N$

suy ra:  $F_{aD} = 4553,5N$

$F_a = \max( F_{aA}, F_{aB}, F_{aC}, F_{aD} ) = 4553,5 N$

**Kiểm tra :**

Mặt khác :

$$\frac{F_{amax}}{V.R_B} = \frac{4553,5}{2150} = 2,12 > 1,14$$

Từ bảng :

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

\*For  $i$ , use 2 for DB, DF and 1 for DT

Chọn :  $X = 0,35$  và  $Y = 0,57$

Tính tải trọng động:

$$Q = (0,35.2150 + 0,57.4041).1,1.1 = 3361N$$

Khả năng tải động:

$$C_d = 3361 \times 2160^{\frac{1}{3}} = 43,4kN < C_r = 46,2kN$$

Tính tải trọng tĩnh:

Xác định hệ số  $X_0, Y_0$  :

Contact Angle	Single, DT	
	$X_0$	$Y_0$
15°	0.5	0.46
25°	0.5	0.38
30°	0.5	0.33
40°	0.5	0.26

Suy ra:  $X_0 = 0,5$  ;  $Y_0 = 0,26$

Tính tải trọng tĩnh:

$$Q_0 = 0,5.2150 + 0,26.4041 = 2125,7 N$$

Khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = 2125,7 \times 2160^{\frac{1}{3}} = 27478N < C_{0r} = 30,5kN$$

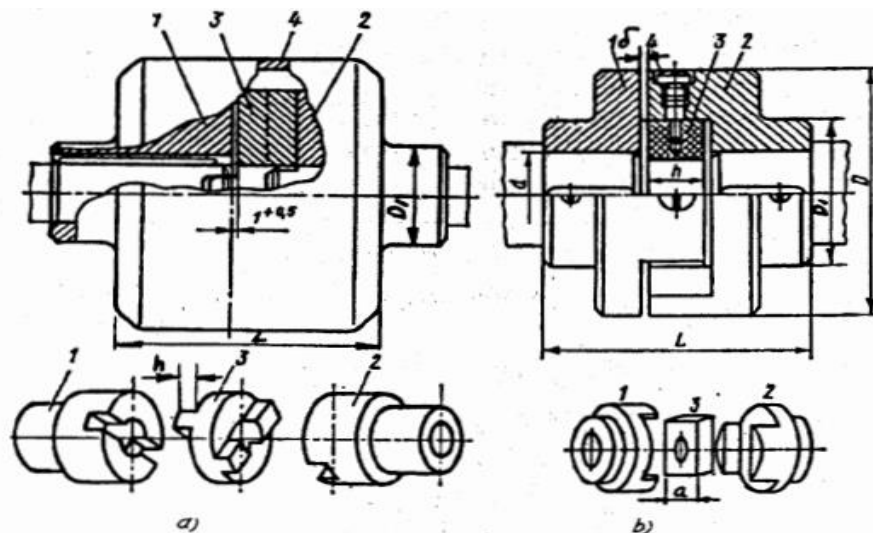
Vậy lựa chọn ổ bi phù hợp với khả năng tải

➤ Chọn gối đỡ

Do yêu cầu của cơ cấu cùng với sự tham khảo các nguồn tài liệu về chọn gối đỡ em chọn 2 gối đỡ đều là loại gối cố định nhằm hạn chế sự di chuyển dọc trục theo tiêu chuẩn của hãng SKF. Cơ sở để lựa chọn dựa trên đường kính trục vítme và tải trọng động (tĩnh) là hai yếu tố quan trọng cho việc lựa chọn gối đỡ đạt yêu cầu.

#### 4.4.2. Chọn khớp nối

Có rất nhiều loại khớp nối để ta lựa chọn cho bài toán này nhưng trên cơ sở tham khảo tài liệu và thực nghiệm từ các hãng sản xuất em xin chọn loại khớp nối là loại khớp nối trục loại trục bù chữ thập có đệm



Hình 16-5. Nối trục chữ thập

( tham khảo cuốn “Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí – Lê Văn Uyển tập 2” – trang 55 ).

Có thể chọn thông số cho loại khớp nối trục chữ thập này căn cứ theo đường kính trục vítme và theo giá trị mô men khởi động của động cơ. ( xem thêm ở mục thông số của động cơ AM-1400C).

Trên cơ sở đó em chọn thông số cho khớp nối như sau :

## II. TÍNH TOÁN LỰA CHỌN CỤM TRỤC VIT ME BI TRỤC Y

### 1. Các thông số đầu vào

- Loại máy CNC : Phay
- Chế độ cắt thử nghiệm tối đa SVT :
  - ✓ Phay mặt đầu
  - ✓ Dao có 6 lưỡi (z=6), đường kính D= 80mm
  - ✓ Tiêu chuẩn quốc gia : JIS
  - ✓ Vật liệu S45C
  - ✓ Grade 4040
  - ✓ Vận tốc : v= 100m/ph
  - ✓ Chiều sâu cắt : t= 1,2mm
  - ✓ Lượng chạy dao phút : F=900mm/ph
- Khối lượng lớn nhất của chi tiết : M=700KG  
=> W=700kgf=7000N
- Trọng lượng bàn gá trục Y : W<sub>y</sub>=2300N
- Vận tốc chạy lớn nhất khi không gia công : V1=18m/ph
- Vận tốc chạy lớn nhất khi gia công : V2 = 12m/ph
- Gia tốc hoạt động lớn nhất của hệ thống : a=0,5g=5m/s<sup>2</sup>
- Thời gian hoạt động : L<sub>t</sub>= 20000h ( khoảng 6,8 năm)
- Tốc độ vòng động cơ : N<sub>max</sub> = 2000rpm
- Độ chính xác vị trí không tải : ±0,03/1000mm
- Độ chính xác lặp : ±0,005mm
- Độ lệch truyền động : ±0,02mm
- Hệ số ma sát của bi block: μ =0,1
- Vùng hoạt động lớn nhất L<sub>ymax</sub> = 400mm

### 2. Bước vít me(l)

$$l \geq \frac{V_{\max}}{N_{\max}} = \frac{V1}{N_{\max}} = \frac{18000}{2000} = 9\text{mm}$$

⇒ Chọn l = 10mm

### 3. Lực cắt chính của máy(F<sub>m</sub>)

Như đã xác định ( Khi tính toán trục X):

$$M_c = 83\text{Nm} . \Rightarrow F_m = 2075\text{N} = 207,5 \text{ kgf}$$

### 4. Tính toán lựa chọn trục vít , ổ lăn cho bàn máy di chuyển theo trục Y

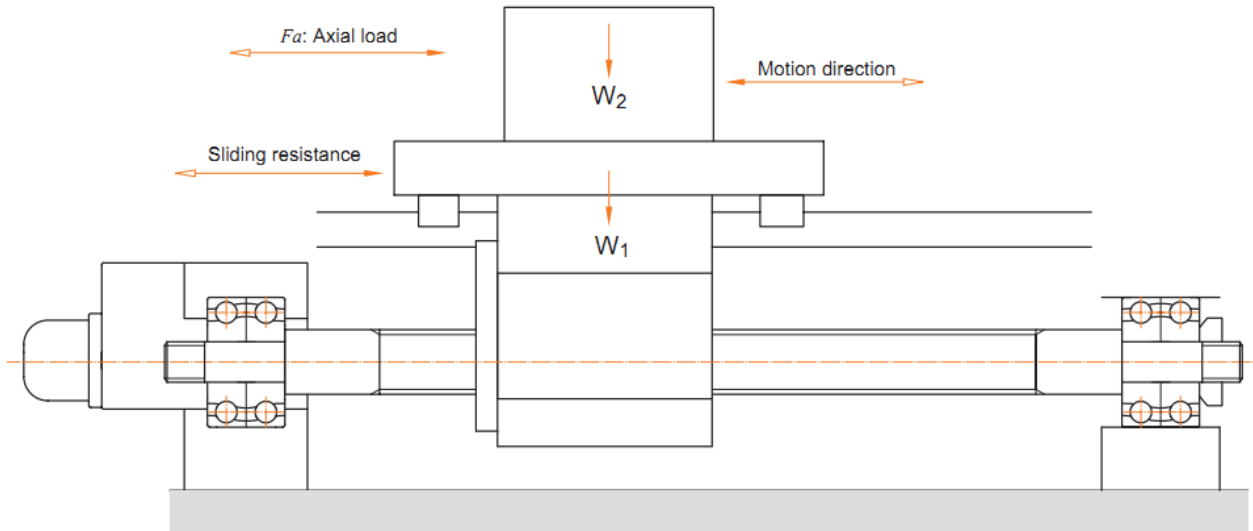
#### 4.1. Điều kiện làm việc và các thông số được tính chọn

- Điều kiện làm việc
  - Lực chống trượt (lực ma sát của bi ổ lăn) : F<sub>a</sub> = f = μ . ( M + W<sub>y</sub> + W<sub>x</sub> ) = 0,005. ( 7000+2300 +1600) = 54,5N= 5,45 kgf
- Các thông số được tính chọn :

- ✓ Loại ô bi
- ✓ Cấp chính xác
- ✓ Độ lệch vị trí vì nhiệt
- ✓ Mô men động cơ

**4.2. Chọn trục vít đai ốc bi**

4.2.1. Tính toán lực dọc trục



❖ Các thành phần trong công thức :

- + Lực cắt chính của máy :  $F_m = 2075\text{N} = 207,5 \text{ kgf}$
- + Lực cắt theo phương z ( phương thẳng đứng ) :  $F_{mz} = 0,5F_m = 1037.5\text{N}$
- + Hệ số ma sát lăn : 0,005
- + Khối lượng tổng cộng :  $m = M + W_y + W_x = 1090 \text{ kg}$
- + Lực ma sát của bi ổ lăn :  $f = 54,5 \text{ N}$
- + Gia tốc trọng trường :  $g = 10 \text{ m/s}^2$

❖ Tính các lực dọc trục

- Tăng tốc (về phía trước):  $F_{a1} = \mu(mg + F_{mz}) + ma + f = 0,1.(1090.10 + 1037,5) + 1090.5 + 54,5 = 6698 \text{ N}$ 
  - Chạy đều (về phía trước):  $F_{a2} = \mu(mg + F_{mz}) + f = 0,1.(1090.10 + 1037,5) + 54,5 = 114 \text{ N}$
  - Gia công (về phía sau):  $F_{a3} = F_m + \mu(mg + F_{mz}) + f = 2075 + 0,1.(1090.10 + 1037,5) + 54,5 = 3323 \text{ N}$
  - Giảm tốc (về phía sau):  $F_{a4} = \mu(mg + F_{mz}) - ma + f = 0,1.(1090.10 + 1037,5) - 1090.5 + 54,5 = -5336\text{N}$

✚ **Lực dọc trục trung bình :**

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

Trong đó:

- $F_{1max}, F_{2max}$ : Lực dọc trục lớn nhất khi không gia công và gia công
- $N_{1max}, N_{2max}$ : Tốc độ quay lớn nhất của trục khi không gia công và gia công

- $T_1, T_2$ : Thời gian máy hoạt động ở chế độ không tải và có tải

Bảng lực dọc trục và phần trăm tương ứng:

Axial load (kgf)	Rotation speed (rpm)	Time Ratio (sec or %)
$F_{1max} = 6698 \text{ N}$	1800	30
$F_{2max} = 3323 \text{ N}$	1200	70

$$F_{my} = \sqrt[3]{\frac{6698^3 \times 1800 \times 0,3 + 3323^3 \times 1200 \times 0,7}{1800 \times 0,3 + 1200 \times 0,7}} = 4899 \text{ N} = 489,9 \text{ kgf}$$

( Trong phần tính lực dọc trung bình này ta lấy  $F_i$  ở 2 trường hợp khi không gia công và khi gia công . Với các tỉ lệ thời gian lần lượt 30% & 70% , ta xét trong giai đoạn ổn định của máy nên  $N_i$  là như nhau tại các thời điểm . )

#### 4.2.2. Tính toán tải trọng ( $C_o, C_a$ )

✓ *Tải trọng tĩnh :*

Các công thức tính tương ứng:

$$C_0 = f_s \cdot F_{amax}$$

Trong đó:

$C_0$ : tải trọng tĩnh

$f_s$ : hệ số bền tĩnh, với máy công cụ  $f_s = 1,5 - 3$  (chọn  $f_s = 2$ )

$F_{amax}$ : lực dọc trục lớn nhất tác dụng lên vitme

$$C_{0x} = 2.6698 = 13396 \text{ N}$$

✓ *Tải trọng động :*

Với  $l = 10 \text{ mm} \Rightarrow$  Vận tốc quay danh nghĩa là :

$$N_m = V/l = 18000/10 = 1800 \text{ (vòng/ph)}$$

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

$$= (60 \cdot 1800 \cdot 20000)^{1/3} \cdot 489,9 \cdot 1,2 \cdot 10^{-2}$$

$$= 7599 \text{ kgf.}$$

#### 4.2.3. Chọn kiểu bi

*Nếu độ cứng cần được ưu tiên nhiều nhất, độ hao phí chuyển động không quá quan trọng, theo đó các thông số kích thước sẽ được chọn là :*

- + Ổ bi loại lưu chuyển : bi bên ngoài
- + Kiểu : FDWC
- + Số dòng lưu chuyển :  $B \times 3$  hoặc  $B \times 2$



4.2.6. Chiều dài trục vít me

Chiều dài trục vít me sau khi chọn trục :

$$L = \text{tổng chiều dài dịch chuyển} + \text{chiều dài đai ốc} + \text{chiều dài vùng thoát} = 400 + 243 + 300 = 943\text{mm} \Rightarrow 1000\text{mm}$$

4.2.7. Kiểm tra sơ bộ

+ Tuổi thọ làm việc :

$$L_t = \left( \frac{Ca}{F_{my} \cdot f_w} \right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 \cdot N_m}$$

$$= \left( \frac{7760}{406,6 \cdot 1,2} \right)^3 \cdot 10^6 \cdot \frac{1}{60 \cdot 1800}$$

$$= 37249 \text{ h} > 20000\text{h}$$

+ Tốc độ quay cho phép:

$$n = f \cdot \frac{dr}{L^2} \cdot 10^7 = 21,9 \cdot \frac{45}{1000^2} \cdot 10^7 = 9855 \text{ vg/ph.}$$

4.2.8. Chọn độ chính xác dài

Độ chính xác vị trí yêu cầu là :  $\pm 0,03/1000\text{mm}$

Chọn cấp chính xác với độ lệch & độ biến dạng tích lũy là :

Cấp chính xác : C4

E = 0,025/1250mm

E = 0,018mm

4.2.9. Độ dịch do thay đổi nhiệt độ ( mức điều chỉnh 3°C )

+ Độ dịch do nhiệt:

$$\Delta L_\theta = \rho \cdot \theta \cdot L = 12 \cdot 10^{-6} \cdot 3 \cdot 1000 = 0,036\text{mm.}$$

+ Bán kính lõi ren của trục vít-me:

$$dr = 40,05 \text{ ( tra trên catalog PMI )}$$

+ Lực gây ra:

$$F_\theta = \Delta L_\theta \cdot K_s = \frac{\Delta L_\theta \cdot E \cdot \pi \cdot dr^2}{4L} = \frac{0,036 \cdot 2,1 \cdot 10^4 \cdot \pi \cdot 40,05^2}{4 \cdot 1000} = 952\text{kgf}$$

4.3. Tính tải trọng tới hạn của trục vít

$$P = \alpha \frac{\pi^2 NEI}{L^2} = m \frac{dr^4}{L^2} \times 10^3 = 20,3 \cdot \frac{40,05^4}{1000^2} \times 10^3 = 52228\text{kgf} \gg F_{max} = 555,9\text{kgf}$$

**=> Do vậy , trục vít-me đảm bảo an toàn**

4.4. Tính chọn cụm ổ lăn, khớp nối

4.4.1. Cụm ổ lăn

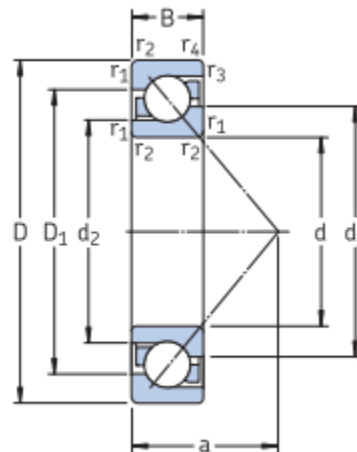
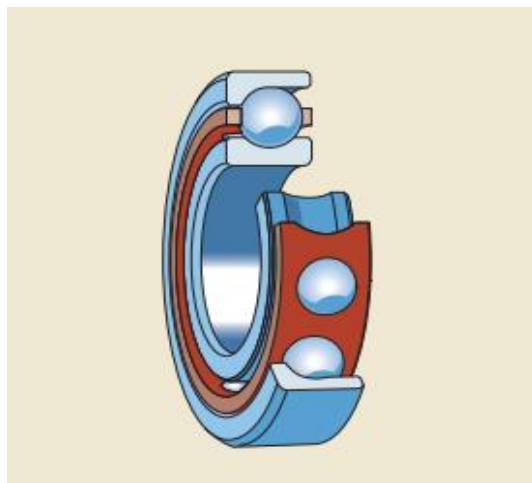
➤ Chọn ổ lăn





Trong cơ cấu bàn Y tải trọng chủ yếu tác động lên 2 ray dẫn hướng, do đó mà lực tác dụng theo phương vuông lên cơ cấu trục vít me là không đáng kể hay nói cách khác khi tính toán đến ổ lăn trục vítme chỉ để ý đến lực dọc trục tác dụng lên trục vít me. Tuy nhiên trong quá trình hoạt động xảy ra hiện tượng rung trong cơ cấu, do đó yếu tố định tâm cũng quan trọng, do vậy

=> chọn ổ đỡ chặn 1 dãy cho trường hợp này



- Tính toán khả năng tải động:

$$C = Q \cdot L^{\frac{1}{m}}$$

- Tính toán khả năng tải tĩnh:

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

Trong đó:

$m = 3$  đối với ổ bi  $m = 10/3$  với ổ đĩa.

L: tuổi thọ của ổ lăn được tính theo công thức:

$$L = 60 \cdot 10^{-6} \cdot n \cdot L_h = 60 \cdot 10^{-6} \cdot 1800 \cdot 20000 = 2160 (\text{triệu vòng})$$

Q: tải trọng động của ổ lăn được tính:

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

Q<sub>0</sub>: tải trọng tĩnh của ổ lăn được tính:

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

K<sub>d</sub> = 1,1 (chịu va đập nhẹ, chịu tải ngắn hạn và tới 125% so với tải trọng tính toán: máy cắt kim loại, động cơ công suất nhỏ và trung bình)

K<sub>t</sub> = 1 (nhiệt độ <105<sup>0</sup>C)

Ta có :

$$m = W_y + M = 230 + 700 + 160 = 1090 \text{ (kgf)}$$

$$\text{Lực dọc trục trung bình: } F_m = 406,6\text{N}$$

Xét trường hợp bàn Y chạy về phía ổ bi C,D

Lực tác dụng lên ổ A, B, C, D:

$$R_A = R_B = R_C = R_D = m.g/4 = 1090.10/4 = 2725 \text{ N}$$

Dựa vào đường kính trục vítme và tốc độ quay của động cơ ta chọn sơ bộ thông số của ổ lăn mã 7308 BEP theo hãng SKF ([www.skf.com](http://www.skf.com)) như sau :

Principal dimensions			Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
d	D	B	dynamic C	static C <sub>0</sub>	P <sub>u</sub>	Reference speed	Limiting speed	kg	* SKF Explorer bearing
mm			kN		kN	r/min		-	
40	110	27	70,2	45	1,9	8000	8000	1,4	7408 BM

**Calculation factors**

- k<sub>r</sub> 0,11
- k<sub>a</sub> 1,7
- e 1,14
- X 0,35
- Y 0,57
- Y<sub>0</sub> 0,26

Khả năng tải động: C<sub>r</sub> = 70,2 kN

Khả năng tải tĩnh: C<sub>or</sub> = 45 kN

Nội lực dọc trục F<sub>si</sub> của 4 ổ là như nhau:

$$F_{si} = e.R_i = 1,14.2725 = 3106,5 \text{ N}$$

Lực dọc trục tác dụng lên các ổ bi:

- với ổ A:  $\sum \overline{F_{aA}} = \overline{F_{sA}} + \overline{F_{mA}}/2 = -3106,5 + 4066/2 = -1073,5\text{N}$

suy ra: F<sub>aA</sub> = -1073,5N

- với ổ B:  $\sum \overline{F_{aB}} = \overline{F_{sB}} + \overline{F_{ma}}/2 = 3106,5 + 4066/2 = 5139,5N$

suy ra:  $F_{aB} = 5139,5 N$

- với ổ C:  $\sum \overline{F_{aC}} = \overline{F_{sC}} + \frac{\overline{F_{ma}}}{2} = -3106,5 + 4066/2 = -1073,5 N$

suy ra:  $F_{aC} = -1073,5N$

- với ổ D:  $\sum \overline{F_{aD}} = \overline{F_{sD}} + \overline{F_{ma}}/2 = 3106,5 + 4066/2 = 5139,5 N$

suy ra:  $F_{aD} = 5139,5 N$

$F_a = \max(F_{aA}, F_{aB}, F_{aC}, F_{aD}) = 5139,5N$

**Kiểm tra :**

Mặt khác :

$$\frac{F_{amax}}{V.R_B} = \frac{5139,5}{2725} = 1,9 > 1,14$$

Từ bảng :

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

\*For  $i$ , use 2 for DB, DF and 1 for DT

Chọn :  $X = 0,35$  và  $Y = 0,57$

Tính tải trọng động:

$$Q = (0,35.2725 + 0,57.5139,5).1,1.1 = 3883N$$

Khả năng tải động:

$$C_d = 3883 \times 2700^{\frac{1}{3}} = 54kN < C_r = 70,2kN$$

Tính tải trọng tĩnh:

Xác định hệ số  $X_0, Y_0$  :

Contact Angle	Single, DT	
	$X_0$	$Y_0$
15°	0.5	0.46
25°	0.5	0.38
30°	0.5	0.33
40°	0.5	0.26

Suy ra:  $X_0 = 0,5$  ;  $Y_0 = 0,26$

Tính tải trọng tĩnh:

$$Q_0 = 0,5.2725 + 0,26.5139,5 = 2699 N$$

Khả năng tải tĩnh:

$$C_0 = 2699 \times 2700^{\frac{1}{3}} = 37,6kN < C_{0r} = 45kN$$

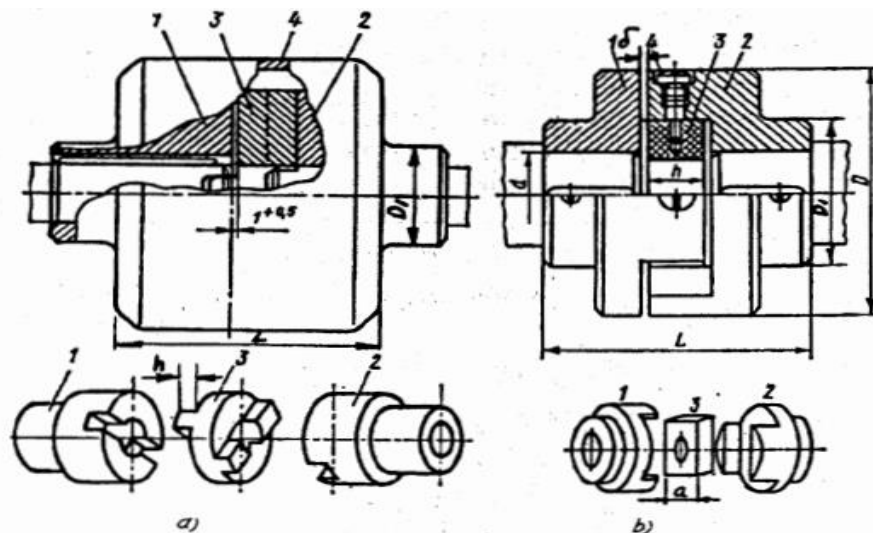
Vậy lựa chọn ổ bi phù hợp với khả năng tải

➤ Chọn gối đỡ

Do yêu cầu của cơ cấu cùng với sự tham khảo các nguồn tài liệu về chọn gối đỡ em chọn 2 gối đỡ đều là loại gối cố định nhằm hạn chế sự di chuyển dọc trục theo tiêu chuẩn của hãng SKF. Cơ sở để lựa chọn dựa trên đường kính trục vítme và tải trọng động (tĩnh) là hai yếu tố quan trọng cho việc lựa chọn gối đỡ đạt yêu cầu.

#### 4.4.2. Chọn khớp nối

Có rất nhiều loại khớp nối để ta lựa chọn cho bài toán này nhưng trên cơ sở tham khảo tài liệu và thực nghiệm từ các hãng sản xuất em xin chọn loại khớp nối là loại khớp nối trục loại trục bù chữ thập có đệm



Hình 16-5. Nối trục chữ thập

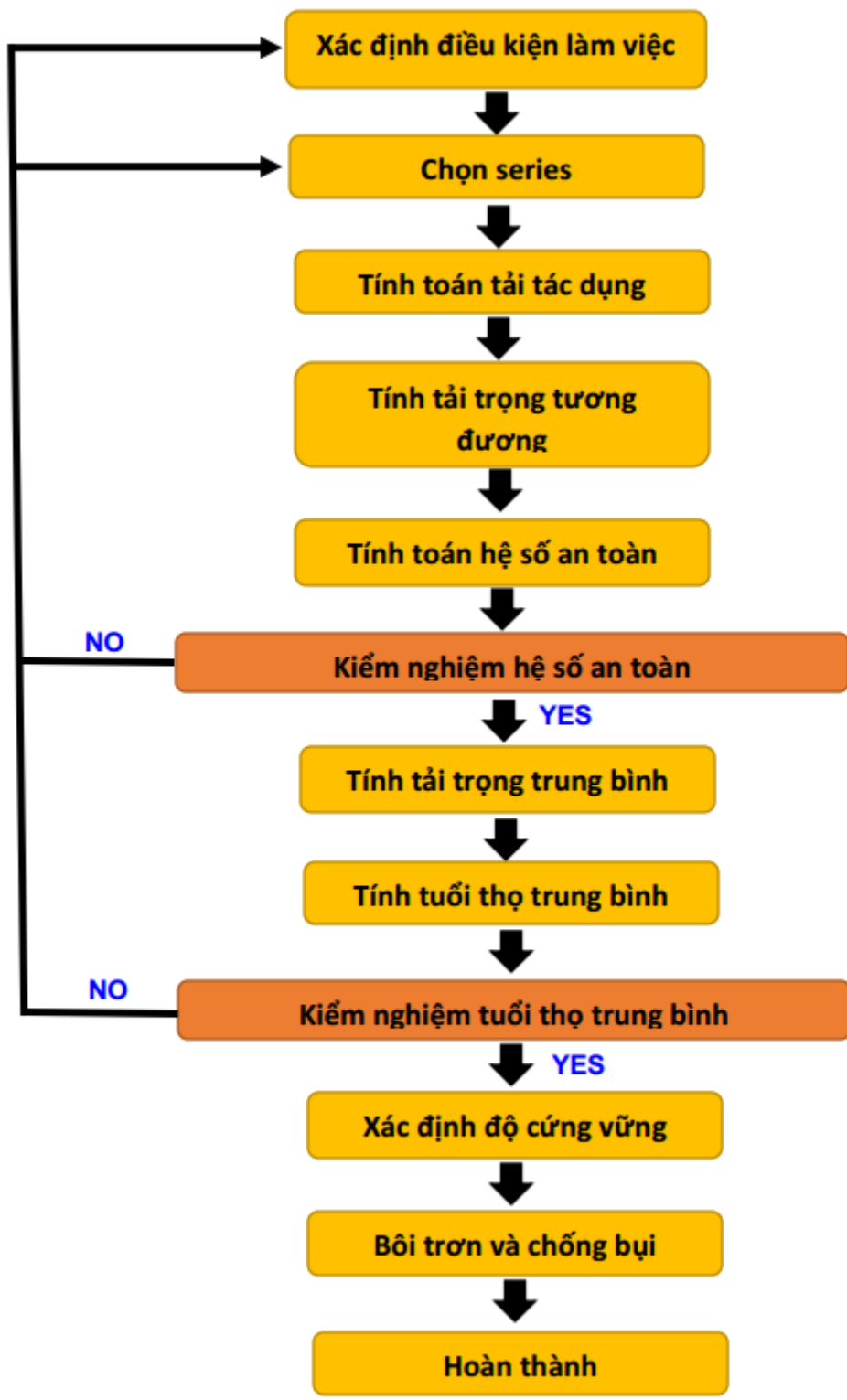
( tham khảo cuốn “Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí – Lê Văn Uyển tập 2” – trang 55 ).

Có thể chọn thông số cho loại khớp nối trục chữ thập này căn cứ theo đường kính trục vítme và theo giá trị mô men khởi động của động cơ. ( xem thêm ở mục thông số của động cơ AM-1400C).

Trên cơ sở đó em chọn thông số cho khớp nối như sau :

[T] N.m	$n_{max}$ vg/ph	d	D	$D_1$	L	h	a
17	8200	15 ÷ 20	70	50	84	20	35
79	5700	25 ÷ 28	100	60	124	20	55
210	4700	30 ÷ 35	120	75	149	25	65
320	4000	40 ÷ 45	150	90	184	30	95
670	3200	50 ÷ 55	180	110	224	40	90
900	2700	60 ÷ 65	220	130	254	45	110
1700	2200	70 ÷ 75	250	150	274	50	130
2050	1900	80 ÷ 85	290	170	304	60	150

III. TÍNH TOÁN RAY DẪN HƯỚNG



Quy trình tính toán ray dẫn hướng

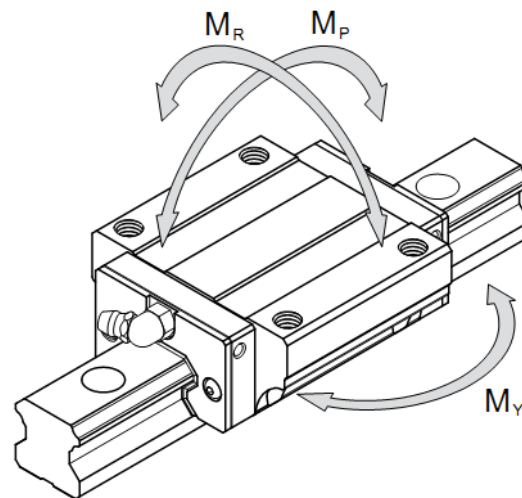


Hình dạng của ray dẫn hướng

Để có được một mô hình phù hợp nhất cho các điều kiện dịch chuyển của hệ thống ray dẫn hướng thì khả năng chịu tải và tuổi thọ của mô hình phải được chú trọng nhất .

Để xác định, kiểm nghiệm khả năng tải trọng tĩnh danh nghĩa, tải trọng tương đương thì việc đánh giá qua giá trị  $C_0$  (tải trọng động định mức) là khả quan và chính xác hơn cả.

Tuổi thọ có thể thu được bằng cách tính toán trên cơ sở lý thuyết bằng công thức thực nghiệm dựa trên việc đánh giá thông qua tải trọng động danh nghĩa.



## 1. Cơ sở tính toán

### 1.1.Hệ số tải tĩnh $C_0$

Tải trọng tĩnh định mức  $C_0$  được đặt theo giới hạn tải trọng tĩnh cho phép.

Sự biến dạng tập trung không đối xứng giữa kênh dẫn và bi lăn khi ray dẫn hướng nhận tải trọng thừa hay chịu va đập diện rộng. Nếu độ lớn của biến dạng vượt quá giới hạn cho phép, nó sẽ cản trở sự di trượt của ray dẫn hướng.

### 1.2.Momen tĩnh cho phép $M_0$

Mômen tĩnh cho phép  $M_0$  được đặt theo giới hạn của mômen tĩnh.

Khi 1 mômen tác dụng vào ray dẫn hướng, các vị trí bi lăn cuối cùng sẽ chịu áp lực lớn nhất giữa các áp lực phân bố trên toàn bộ bi lăn của hệ thống .

**1.3.Hệ số an toàn tĩnh  $f_s$**

Công thức tính:  $f_s = \frac{C_0}{P}$  or  $f_s = \frac{M_0}{M}$

Sơ đồ phân bố tải trọng

Trong đó:

$C_0$  : tải trọng tĩnh định mức(N)

P : tải trọng làm việc tính toán(N)

$M_0$  : momen tĩnh cho phép(Nm)

M : momen đã tính toán(Nm)

Các giá trị tham khảo của  $f_s$  cho các máy công nghiệp thông thường và máy công cụ cho trong bảng bên dưới:

Machine Type	Load Condition	$f_s$ (Lower limit)
Regular industrial machine	Normal loading condition	1.0 ~ 1.3
	With impact and vibration	2.0 ~ 3.0
Machine tool	Normal loading condition	1.0 ~ 1.5
	With impact and vibration	2.5 ~ 7.0

Standard value of static safety factor

**1.4.Hệ số tải trọng động định mức C**

Thậm chí khi các ray dẫn hướng như nhau được sản xuất theo cùng một cách và chịu tác dụng dưới điều kiện như nhau, tuổi bền dịch vụ cũng khác nhau. Vậy nên, tuổi bền dịch vụ được sử dụng như một chỉ tiêu xác định tuổi bền của hệ thống ray dẫn hướng. Tải trọng định mức động C được sử dụng để tính toán tuổi bền dịch vụ khi hệ thống ray dẫn hướng chịu tải. Tải trọng định mức động C được xác định như một tải trọng có hướng và độ lớn khi nhóm các ray dẫn hướng làm việc cùng điều kiện, tuổi bền trung bình của ray dẫn hướng là 50 km( nếu bộ phận lăn là bi ).

**1.5. Tính toán tuổi bền danh nghĩa L**

Tuổi bền danh nghĩa của ray dẫn hướng chịu ảnh hưởng của tải trọng làm việc thực tế . Tuổi bền danh nghĩa có thể được tính toán dựa trên tải trọng động định mức và

tải trọng làm việc thực tế .

Tuổi bền của hệ thống ray chịu ảnh hưởng lớn của hệ số môi trường như độ cứng

vững của đường ray , nhiệt độ môi trường , điều kiện chuyển động . Vì vậy, những thông

số này có trong tính toán tuổi bền danh nghĩa .

Công thức tính ứng với



Loại xích bi: 
$$L = \left( \frac{f_H \times f_T}{f_w} \times \frac{C}{P} \right)^3 \times 50$$

Loại xích cuộn: 
$$L = \left( \frac{f_H \times f_T}{f_w} \times \frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \times 100$$

Trong đó

$f_H$  : hệ số cứng vững

$f_T$  : hệ số nhiệt độ

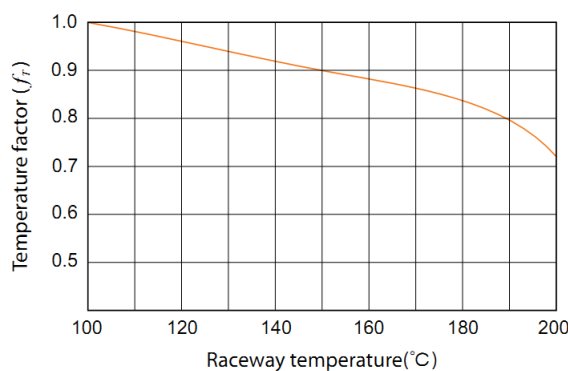
$f_w$  : hệ số tải trọng

$C$  : hệ số tải trọng động (N)

$P$  : tải trọng làm việc (N)

Để đảm bảo khả năng tải tối ưu của hệ thống ray, độ cứng vững của đường ray phải trong khoảng HRC58-64. Nếu độ cứng dưới khoảng nói trên, tải cho phép và tuổi bền danh nghĩa sẽ giảm. Vì lí do này, tải trọng động định mức và tải trọng tĩnh định mức sẽ được nhân với hệ số cứng vững trong tính toán. Bảng dưới đây là đồ thị độ cứng vững đảm bảo HRC lớn hơn 58, do đó  $f_H = 1.0$

Với hệ số nhiệt  $f_T$ : Khi nhiệt độ điều khiển lớn hơn 100 độ C, tuổi bền danh nghĩa sẽ giảm bớt. Do đó tải trọng động và tĩnh định mức sẽ được nhân với hệ số nhiệt độ trong tính toán. Xem hình bên dưới. Nhiều phần của ray được làm từ nhựa và cao su, nên nhiệt độ phải dưới 100 độ C là tốt nhất. Các yêu cầu đặc biệt phải liên hệ với nhà sản xuất .



Motion Condition	Operating Speed	$f_w$
No impact & vibration	$V \leq 15 \text{ m/min}$	1.0~1.2
Slight impact & vibration	$15 < V \leq 60 \text{ m/min}$	1.2~1.5
Moderate impact & vibration	$60 < V \leq 120 \text{ m/min}$	1.5~2.0
Strong impact & vibration	$V \geq 120 \text{ m/min}$	2.0~3.5

✓ Hệ số tải trọng  $f_w$  : Mặc dù tải trọng làm việc của ray đã được xét trong tính toán, nhưng tải trọng thực tế hầu hết đều cao hơn khi tính toán. Đó là do rung động và va đập khi máy chuyển động. Rung động xảy ra khi điều khiển tốc độ cao, va đập xảy ra khi máy khởi động lại và dừng máy.

Do đó, xét đến tốc độ chuyển động và rung động, tải trọng động định mức phải được chia cho hệ số tải trọng theo bảng bên cạnh

**1.6. Tính toán tuổi bền dịch vụ theo thời gian.**

Khi tuổi bền danh nghĩa đã được xét đến, tuổi bền dịch vụ được tính toán theo những thông số có được khi chiều dài hành trình và vòng quay là không đổi.

$$L_h = \frac{L \times 10^3}{2 \times l_s \times n_1 \times 60}$$

Trong đó:

$L$  : tuổi bền danh nghĩa

$l_s$  : chiều dài hành trình

$n_1$  : tốc độ vòng ( $\text{min}^{-1}$ )

**1.7. Hệ số ma sát**

Ray dẫn hướng được điều khiển nhờ chuyển động của những viên bi lăn giữa ray và phần di trượt.

Lực cản ma sát được tính toán dựa trên tải trọng làm việc và lực cản chót. Nói chung, hệ số ma sát sẽ khác nhau giữa các sê ri khác nhau. Hệ số ma sát của sê ri MSA và MSB trong khoảng 0.002 tới 0.003.

$$F = \mu \times P + f$$

Trong đó

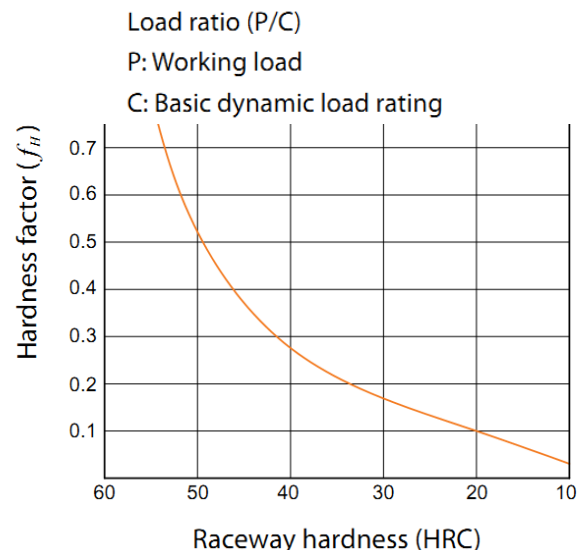
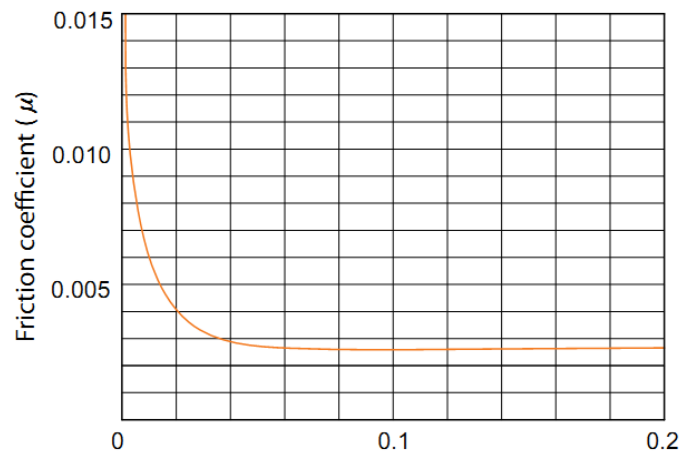
-  $\mu$  : hệ số ma sát động

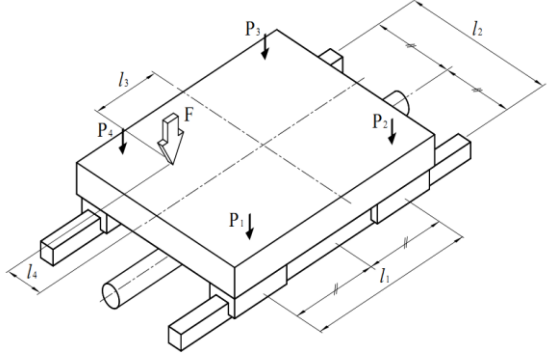
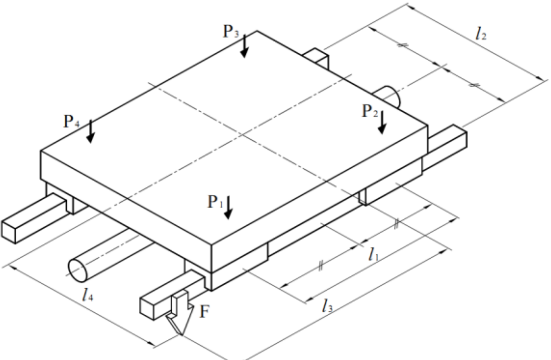
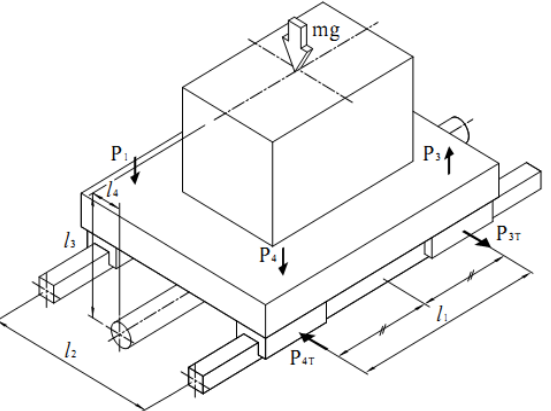
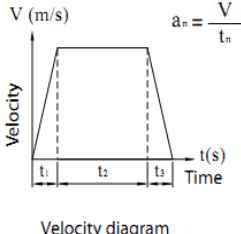
$P$  : tải trọng làm việc

$f$  : sức chịu vòng  
đệm

**1.8. Tính toán tải trọng làm việc**

Một số ví dụ về công thức tính tải trọng làm việc được cho trong bảng sau:



Điều kiện làm việc	Sơ đồ lực	Công thức tính
<p>Hệ bàn máy nằm ngang, chuyển động đều hoặc không tải</p>		$P_1 = \frac{F}{4} + \frac{Fl_3}{2l_1} - \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_2 = \frac{F}{4} - \frac{Fl_3}{2l_1} - \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_3 = \frac{F}{4} - \frac{Fl_3}{2l_1} + \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_4 = \frac{F}{4} + \frac{Fl_3}{2l_1} + \frac{Fl_4}{2l_2}$
<p>Hệ bàn máy nằm ngang nhô ra ngoài, chuyển động đều hoặc không tải</p>		$P_1 = \frac{F}{4} + \frac{Fl_3}{2l_1} + \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_2 = \frac{F}{4} - \frac{Fl_3}{2l_1} + \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_3 = \frac{F}{4} - \frac{Fl_3}{2l_1} - \frac{Fl_4}{2l_2}$ $P_4 = \frac{F}{4} + \frac{Fl_3}{2l_1} - \frac{Fl_4}{2l_2}$
<p>Hệ bàn máy ngang, có đặt phôi</p>	  <p>Velocity diagram</p>	<p><b>Tăng tốc:</b></p> $P_1 = P_4 = \frac{mg}{4} - \frac{ma_1 l_3}{2l_1}$ $P_2 = P_3 = \frac{mg}{4} + \frac{ma_1 l_3}{2l_1}$ $P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{ma_1 l_4}{2l_1}$ <p><b>Chạy đều:</b></p> $P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{mg}{4}$ <p><b>Giảm tốc:</b></p> $P_1 = P_4 = \frac{mg}{4} + \frac{ma_3 l_3}{2l_1}$ $P_2 = P_3 = \frac{mg}{4} - \frac{ma_3 l_3}{2l_1}$ $P_{1T} = P_{2T} = P_{3T} = P_{4T} = \frac{ma_3 l_4}{2l_1}$

**1.9. Tính toán tải trọng tương đương**

Hệ thống ray dẫn hướng có thể chịu tải và mô men theo cả 4 hướng của tải trọng hướng tâm, tải trọng đảo chiều hướng tâm, tải trọng mặt bên đồng thời. Khi hơn một tải trọng tác dụng lên hệ thống ray đồng thời, mọi tải trọng khác sẽ hướng vào tâm hoặc mặt bên tương đương, cho việc tính toán tuổi bền dịch vụ và hệ số an toàn tĩnh. Công thức tính toán được chỉ ra dưới đây :  $P_E = |P_R| + |P_T|$

Trong đó:

$P_E$  : tải trọng tương đương

$P_R$  : tải trọng hướng tâm tác dụng mặt trên

$P_T$  : tải trọng tác dụng lên mặt bên

Momen tác dụng được tính theo công thức:

$$P_E = |P_R| + |P_T| + C_0 \frac{|M|}{M_R}$$

Trong đó:

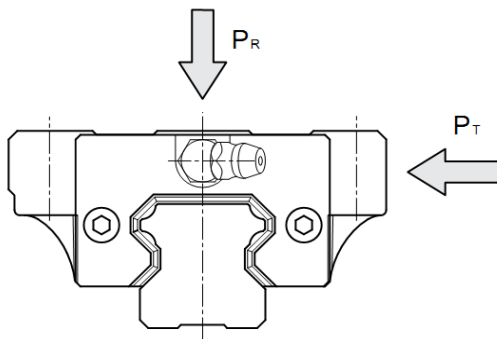
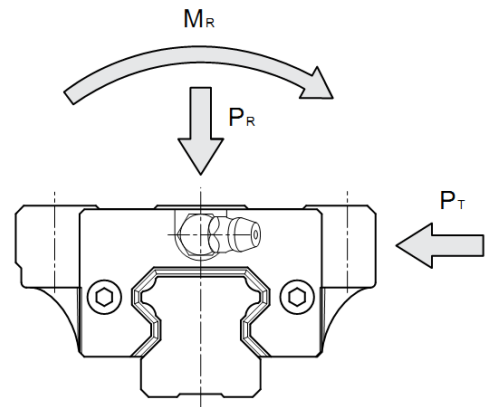
$C_0$  : tải trọng tĩnh định mức

$M$  : momen tính toán

$M_R$  : momen tĩnh cho phép 2.1.10. Tính toán tải trọng trung bình

Công thức tính tải trọng trung bình:

$$P_m = \sqrt[3]{\frac{1}{L} \times \sum_{n=1}^n (P_n^3 \cdot L_n)}$$

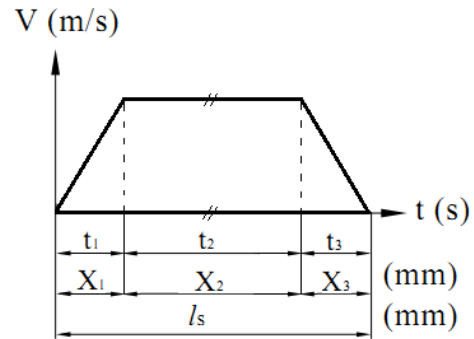
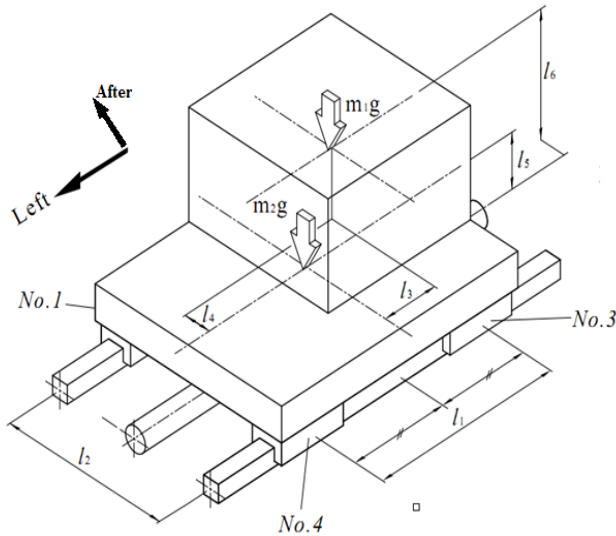


Trong đó:

$P_n$  : tải trọng biến thiên

$L_n$  : khoảng dịch chuyển dưới tác dụng của  $P_n$

$L$  : tổng chiều dài dịch chuyển

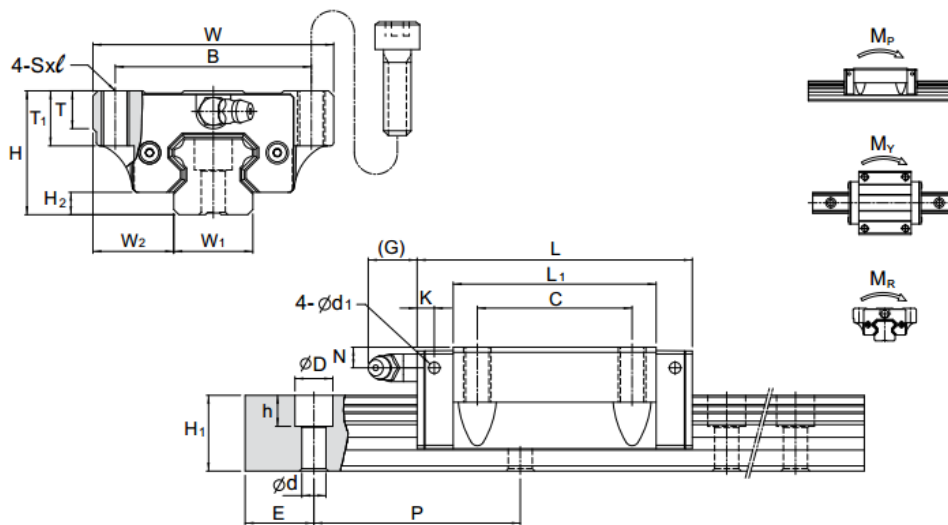


**2. Tính chọn ray dẫn hướng bàn X,Y**

*2.1 Các điều kiện đầu:*

Sử dụng ray dẫn hướng cho bàn X có series: Model MSA 25A

Y có series: Model MSA 35A



**MSA-25A**

Unit: mm

Model No.	External dimension					Carriage dimension										
	Height H	Width W	Length L	W <sub>2</sub>	H <sub>2</sub>	B	C	S × l	L <sub>1</sub>	T	T <sub>1</sub>	N	G	K	d <sub>1</sub>	Grease Nipple
MSA 25 A	36	70	81.6	23.5	6.5	57	45	M8×16	59	11	16	6	12	5.8	3.3	G-M6
MSA 25 LA			100.6						78							

Model No.	Rail dimension					Basic load rating		Static moment rating				Weight		
	Width W <sub>1</sub>	Height H <sub>1</sub>	Pitch P	E std.	D × h × d	Dynamic C kN	Static C <sub>0</sub> kN	M <sub>p</sub> kN-m		M <sub>y</sub> kN-m		M <sub>R</sub> kN-m	Carriage kg	Rail kg/m
								Single*	Double*	Single*	Double*			
MSA 25 A	23	22	60	20	11×9×7	28.1	42.4	0.39	2.20	0.39	2.20	0.48	0.62	3.4
MSA 25 LA						34.4	56.6	0.67	3.52	0.67	3.52	0.63	0.82	

Hệ số tải động:  $C = 28,1kN$

Hệ số tải tĩnh:  $C_0 = 42,4kN$

**MSA 35 A**

Unit: mm

Model No.	External dimension					Carriage dimension										
	Height H	Width W	Length L	$W_2$	$H_2$	B	C	$S \times l$	$L_1$	T	$T_1$	N	G	K	$d_1$	Grease Nipple
MSA 35 A	48	100	111.2	33	9.5	82	62	M10×21	81	13	21	8	11.5	8.6	3.3	G-M6
MSA 35 LA			136.6						106.4							

Model No.	Rail dimension					Basic load rating		Static moment rating				Weight		
	Width $W_1$	Height $H_1$	Pitch P	E std.	$D \times h \times d$	Dynamic C kN	Static $C_0$ kN	$M_p$ kN-m		$M_y$ kN-m		$M_R$ kN-m	Carriage kg	Rail kg/m
								Single*	Double*	Single*	Double*			
MSA 35 A	34	29	80	20	14×12×9	52.0	75.5	0.93	5.47	0.93	5.47	1.25	1.61	6.6
MSA 35 LA						63.6	100.6	1.60	8.67	1.60	8.67	1.67	2.11	

Hệ số tải động:  $C = 52 \text{ kN}$

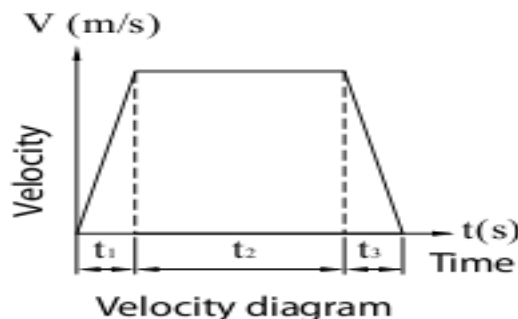
Hệ số tải tĩnh:  $C_0 = 75,5 \text{ kN}$

Thông số	Bàn X	Bàn Y
Khối lượng phi (kg)	$m_1 = 700$	860
Khối lượng bàn máy (kg)	$m_2 = 160$	230
Vận tốc khi không gia công (m/s)	$v_0 = 0,35$	$v_0 = 0,35$
Gia tốc (m/s <sup>2</sup> )	$a_1 = a_2 = 5$	$a_1 = a_2 = 5$

**Các giai đoạn khi cho bàn X di chuyển trên hành trình:**

Ta có gia tốc  $a = 5 \text{ m/s}^2$  và vận tốc gia công gia công  $v = 0.35 \text{ m/s} \Rightarrow$  cần thời gian là  $t_1 = t_3 = v/a = 0.35/5 = 0.07 \text{ s}$  với đoạn di chuyển  $X = \frac{v^2}{2a} = \frac{0.35^2}{2 \times 5} = 0,01225 \text{ m} = 12,25 \text{ mm}$

Vậy đoạn tăng/giảm tốc là 12,25 mm  $\Rightarrow$  đoạn chuyển động đều:  $l_s - (12,25 \times 2)$



Chuyên động	Bàn X $l_s = 550 \text{ mm}$	Bàn Y $l_s = 400 \text{ mm}$
Nhanh dần (mm)	12.25	12.25
Đều (mm)	525.5	375.5
Chậm dần (mm)	12.25	12.25

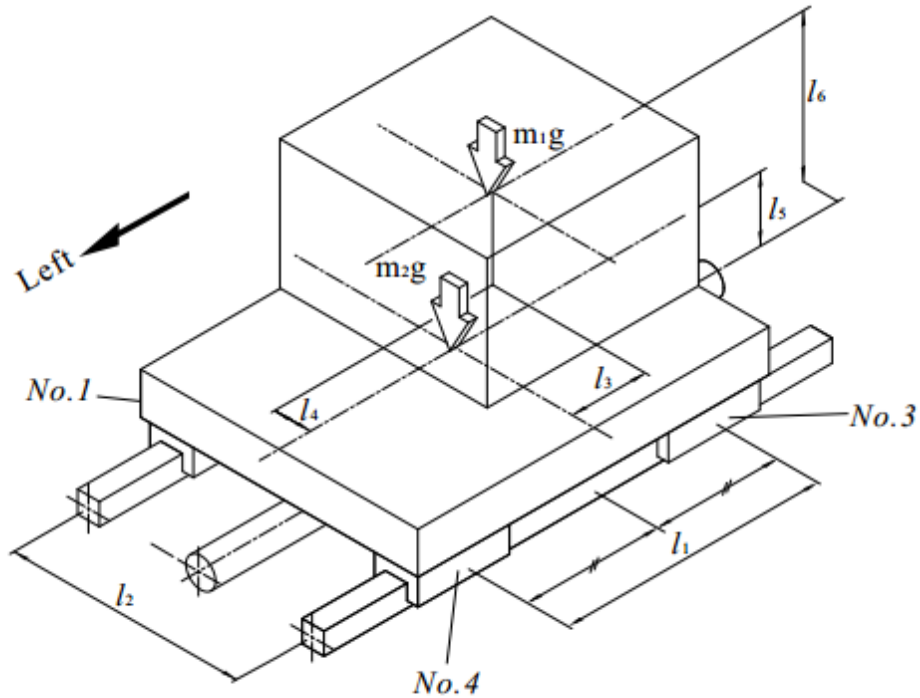
**Các khoảng cách định vị:**

Với bàn Y: Các khoảng cách định vị:

- Nếu bàn X nằm chính giữa bàn Y thì sẽ không có các momen lật .Do vậy, trong khi tính toán nên để bàn X ở vị trí xa nhất so với tâm của bàn Y để được trường hợp hệ thống hoạt động khắc nghiệt nhất.
- Khi tính cho bàn Y, coi bàn X và phôi là một khối duy nhất có khối lượng bằng tổng hai thành phần (  $m_o + m_x$  ) = 860kg.
- Coi tâm bàn X, Y, dao cắt nằm trên cùng một đường thẳng.

Các khoảng cách định vị: (mm)	Bàn X	Bàn Y
Khoảng cách giữa hai con chạy cùng ray: $l_1$	410	270
Khoảng cách giữa hai con chạy khác ray: $l_2$	286	504
Theo phương z thì tâm phôi trùng tâm bàn máy: $l_3$	0	0
Khoảng cách từ tâm phôi tới tâm bàn máy : $l_4$	0	225
Độ cao từ tâm trục vít-me tới mặt bàn máy: $l_5$	149	245.5
Độ cao từ tâm trục vít-me tới mặt phôi: $l_6$	400	631.5

**Sơ đồ hình vẽ :**



Bàn máy X đang di chuyển tăng tốc sang phải hay giảm tốc sang trái

Bàn Y tăng tốc về phía trước hoặc giảm tốc về phía sau.

Các lực tác dụng trong quá trình gia công:

2.2 Tính toán các lực riêng rẽ

• Chuyển động đều, lực hướng kính P<sub>n</sub>

Chuyển động đều, lực hướng kính P <sub>n</sub> (N)	Bàn X	Bàn Y
$P_1 = \frac{m_1 g}{4} - \frac{m_1 g l_3}{2l_1} + \frac{m_1 g l_4}{2l_2} + \frac{m_2 g}{4} + \frac{F_{mz}}{4}$	2126	5300
$P_2 = \frac{m_1 g}{4} + \frac{m_1 g l_3}{2l_1} + \frac{m_1 g l_4}{2l_2} + \frac{m_2 g}{4} + \frac{F_{mz}}{4}$	2126	5300
$P_3 = \frac{m_1 g}{4} + \frac{m_1 g l_3}{2l_1} - \frac{m_1 g l_4}{2l_2} + \frac{m_2 g}{4} + \frac{F_{mz}}{4}$	2126	-1050
$P_4 = \frac{m_1 g}{4} - \frac{m_1 g l_3}{2l_1} - \frac{m_1 g l_4}{2l_2} + \frac{m_2 g}{4} + \frac{F_{mz}}{4}$	2126	-1050

• Chuyển động tăng tốc sang trái, lực P<sub>nla1</sub>



Chuyển động tăng tốc sang trái, lực $P_n la_1$	Bàn X	Bàn Y
$P_1 la_1 = P_1 - \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1}$	291	1084
$P_2 la_1 = P_2 + \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1}$	3960	9515
$P_3 la_1 = P_3 + \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1}$	3960	3166
$P_4 la_1 = P_4 - \frac{m_1 a_1 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_1 l_5}{2l_1}$	291	1083
Tải phụ: $Pt_1 la_1 = -\frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1}$	0	-2963
$Pt_2 la_1 = \frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1}$	0	2963
$Pt_3 la_1 = \frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1}$	0	2963
$Pt_4 la_1 = -\frac{m_1 a_1 l_4}{2l_1}$	0	-2963

- **Chuyển động giảm tốc sang trái  $P_n la_3$**

Chuyển động giảm tốc sang trái $P_n la_3$	Bàn X	Bàn Y
$P_1 la_3 = P_1 + \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1}$	3960	9515
$P_2 la_3 = P_2 - \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1}$	291	1084
$P_3 la_3 = P_3 - \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} - \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1}$	291	-5265
$P_4 la_3 = P_4 + \frac{m_1 a_3 l_6}{2l_1} + \frac{m_2 a_3 l_5}{2l_1}$	3960	3166
<b>Phụ tải</b> $Pt_1 la_3 = \frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1}$	0	2963
$Pt_2 la_2 = -\frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1}$	0	-2963
$Pt_3 la_3 = -\frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1}$	0	-2963
$Pt_4 la_3 = \frac{m_1 a_3 l_4}{2l_1}$	0	2963

- **Chuyển động tăng tốc sang phải  $P_n ra_1$ :**

Chuyển động tăng tốc sang phải $P_nra_1$	Bàn X	Bàn Y
$P_1ra_1 = P_1 + \frac{m_1a_1l_6}{2l_1} + \frac{m_2a_1l_5}{2l_1}$	3960	9515
$P_2ra_1 = P_2 - \frac{m_1a_1l_6}{2l_1} - \frac{m_2a_1l_5}{2l_1}$	291	1084
$P_3ra_1 = P_3 - \frac{m_1a_1l_6}{2l_1} - \frac{m_2a_1l_5}{2l_1}$	291	-5265
$P_4ra_1 = P_4 + \frac{m_1a_1l_6}{2l_1} + \frac{m_2a_1l_5}{2l_1}$	3960	3166
Tải phụ: $Pt_1ra_1 = \frac{m_1a_1l_4}{2l_1}$	0	2963
$Pt_2ra_4 = -\frac{m_1a_1l_4}{2l_1}$	0	-2963
$Pt_3ra_4 = -\frac{m_1a_1l_4}{2l_1}$	0	-2963
$Pt_4ra_4 = \frac{m_1a_1l_4}{2l_1}$	0	2963

• **Chuyển động giảm tốc sang phải:  $P_nra_3$**

Chuyển động giảm tốc sang phải: $P_nra_3$	Bàn X	Bàn Y
$P_1ra_3 = P_1 - \frac{m_1a_3l_6}{2l_1} - \frac{m_2a_3l_5}{2l_1}$	291	1084
$P_2ra_3 = P_2 + \frac{m_1a_3l_6}{2l_1} + \frac{m_2a_3l_5}{2l_1}$	3960	9515
$P_3ra_3 = P_3 + \frac{m_1a_3l_6}{2l_1} + \frac{m_2a_3l_5}{2l_1}$	3960	3166
$P_4ra_3 = P_4 - \frac{m_1a_3l_6}{2l_1} - \frac{m_2a_3l_5}{2l_1}$	291	-5265
Tải phụ: $Pt_1ra_3 = -\frac{m_1a_3l_4}{2l_1}$	0	-2963
$Pt_2ra_3 = \frac{m_1a_3l_4}{2l_1}$	0	2963
$Pt_3ra_3 = \frac{m_1a_3l_4}{2l_1}$	0	2963
$Pt_4ra_3 = -\frac{m_1a_3l_4}{2l_1}$	0	-2963

2.3 Tính toán tải trọng tương đương

- Khi chuyển động đều:

Khi chuyển động đều:	Bàn X	Bàn Y
$P_{E1} = P_1$	2126	5300
$P_{E2} = P_2$	2126	5300
$P_{E3} = P_3$	2126	-1050
$P_{E4} = P_4$	2126	-1050

- Tăng tốc sang trái:

Tăng tốc sang trái	Bàn X	Bàn Y
$P_{E1}la_1 =  P_1la_1  +  Pt_1la_1 $	291	4047
$P_{E2}la_1 =  P_2la_1  +  Pt_2la_1 $	3960	12478
$P_{E3}la_1 =  P_3la_1  +  Pt_3la_1 $	3960	6129
$P_{E4}la_1 =  P_4la_1  +  Pt_4la_1 $	291	4047

- Giảm tốc sang trái

Giảm tốc sang trái	Bàn X	Bàn Y
$P_{E1}la_3 =  P_1la_3  +  Pt_1la_3 $	3960	12478
$P_{E2}la_3 =  P_2la_3  +  Pt_2la_3 $	291	4047
$P_{E3}la_3 =  P_3la_3  +  Pt_3la_3 $	291	8228
$P_{E4}la_3 =  P_4la_3  +  Pt_4la_3 $	3960	6129

- Tăng tốc sang phải

Tăng tốc sang phải	Bàn X	Bàn Y
$P_{E1}ra_1 =  P_1ra_1  +  Pt_1ra_1 $	3960	12478
$P_{E2}ra_1 =  P_2ra_1  +  Pt_2ra_1 $	291	4047
$P_{E3}ra_1 =  P_3ra_1  +  Pt_3ra_1 $	291	8228
$P_{E4}la_3 =  P_4la_3  +  Pt_4la_3 $	3960	6129

- Giảm tốc sang phải

Giảm tốc sang phải	Bàn X	Bàn Y
$P_{E1}ra_3 =  P_1ra_3  +  Pt_1ra_3 $	291	4047
$P_{E2}ra_3 =  P_2ra_3  +  Pt_2ra_3 $	3960	12478
$P_{E3}ra_3 =  P_3ra_3  +  Pt_3ra_3 $	3960	6129
$P_{E4}ra_3 =  P_4ra_3  +  Pt_4ra_3 $	291	8228

2.4 Kiểm tra hệ số tải tĩnh:

- Bàn X:

$$f_{sx} = \frac{C_0}{P_{E2}la_1} = \frac{42,4 \times 10^3}{12478} = 6,05$$

- Bàn Y

$$f_{sy} = \frac{C_0}{P_{E2}la_1} = \frac{75500}{12478} = 6,05$$

Ray dẫn chịu được tải trọng rung và va đập.

2.5 Tính toán tải trọng trung bình:

Tính toán tải trọng trung bình	Bàn X	Bàn Y
$P_{m1} = \sqrt[3]{\frac{P_{E1}la_1^3X_1 + P_{E1}^3X_2 + P_{E1}la_3^3X_3 + P_{E1}ra_1^3X_1 + P_{E1}^3X_2 + P_{E1}ra_3^3X_3}{2l_s}}$	2241	5910
$P_{m2} = \sqrt[3]{\frac{P_{E2}la_1^3X_1 + P_{E2}^3X_2 + P_{E2}la_3^3X_3 + P_{E2}ra_1^3X_1 + P_{E2}^3X_2 + P_{E2}ra_3^3X_3}{2l_s}}$	2145	5490
$P_{m3} = \sqrt[3]{\frac{P_{E3}la_1^3X_1 + P_{E3}^3X_2 + P_{E3}la_3^3X_3 + P_{E3}ra_1^3X_1 + P_{E3}^3X_2 + P_{E3}ra_3^3X_3}{2l_s}}$	2145	2698
$P_{m4} = \sqrt[3]{\frac{P_{E4}la_1^3X_1 + P_{E4}^3X_2 + P_{E4}la_3^3X_3 + P_{E4}ra_1^3X_1 + P_{E4}^3X_2 + P_{E4}ra_3^3X_3}{2l_s}}$	2241	1927

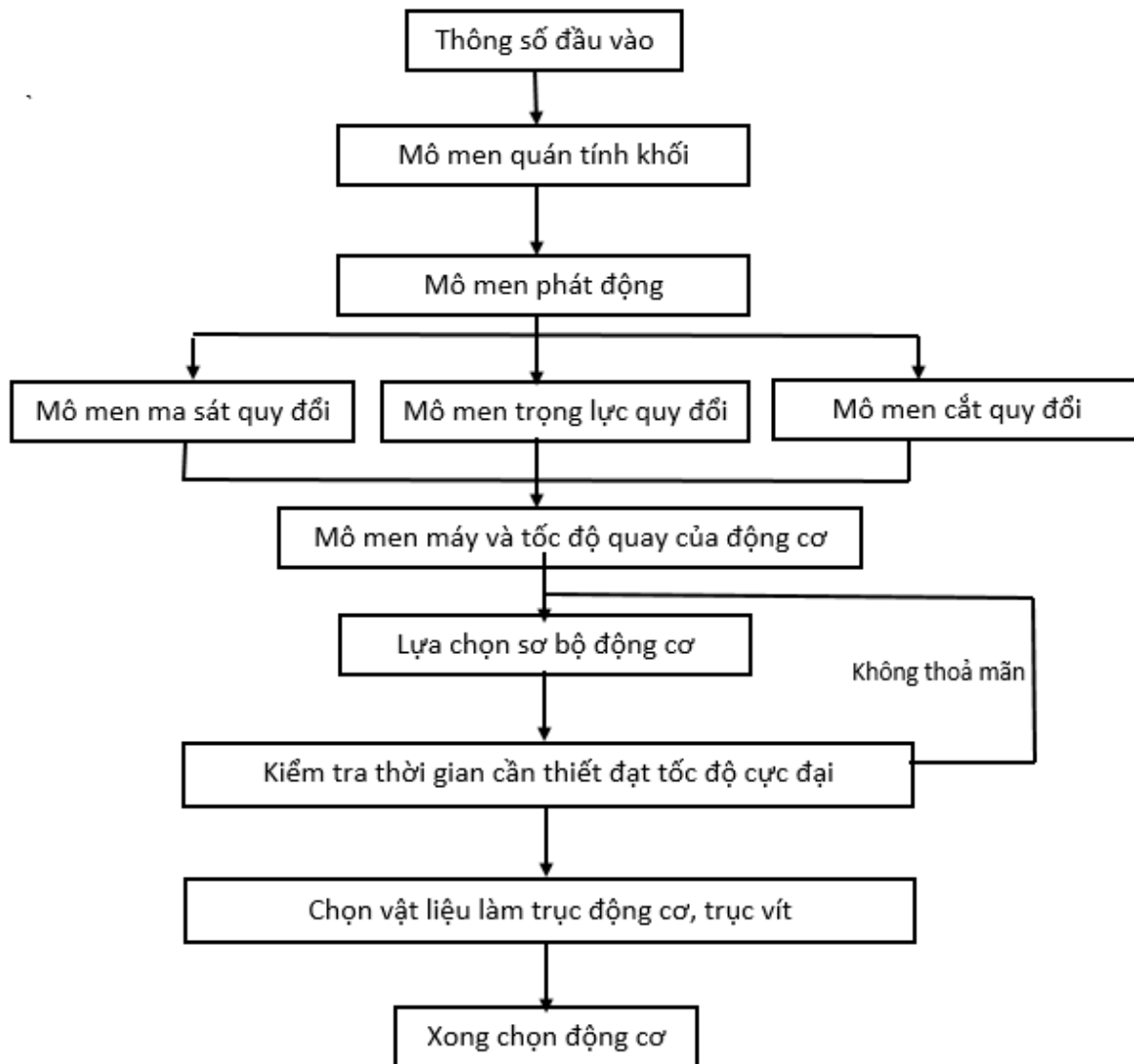
2.6 Tính toán tuổi thọ danh nghĩa:  $L_n$

Chọn  $f_w = 1,2$ :

Tính toán tuổi thọ danh nghĩa: $L_n$ (km)	Bàn X	Bàn Y
$L_1 = \left(\frac{C}{f_w \cdot P_{m1}}\right)^3$	57046	19713
$L_2 = 50 \times \left(\frac{C}{f_w \times P_{m2}}\right)^3$	65037	24592
$L_3 = 50 \times \left(\frac{C}{f_w \times P_{m3}}\right)^3$	65037	207159
$L_4 = 50 \times \left(\frac{C}{f_w \times P_{m4}}\right)^3$	57046	568687
Yêu cầu	14868	14868

$$L_{\text{yêu cầu}} = (2100 * 60 * 11800)/(1000 * 1000)$$

=> **Vậy 2 thanh dẫn hướng đạt yêu cầu**

**CHƯƠNG III: TÍNH CHỌN ĐỘNG CƠ**

*Quy trình tính chọn động cơ*

**I. TÍNH CHỌN ĐỘNG CƠ BÀN X**

- Tốc độ vòng lớn nhất : 2000 vòng/phút
- Thời gian cần thiết để đạt tốc độ lớn nhất 0,9s (tự chọn dựa trên đồ thị dịch chuyển – hình vẽ)

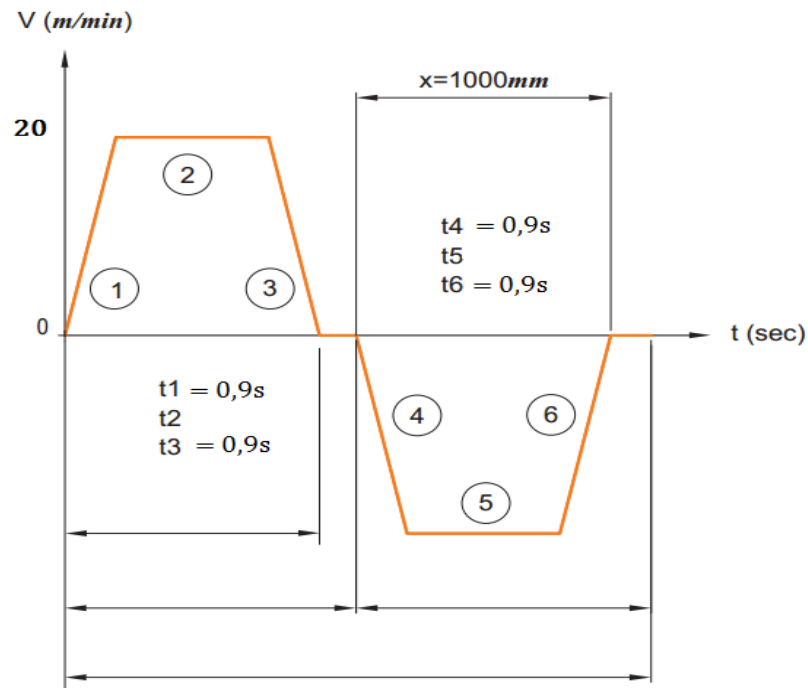


Fig.10.4 Porterage apparatus v-t diagram

**1. Momen quán tính khối**

✓ Trên trục vít-me:

$$GD_S^2 = \frac{\pi\rho}{8} \times D^4 \times L = \frac{\pi \times 7,8 \times 10^{-3}}{8} \times 4,5^4 \times 110 = 138,2(kgf.cm^2)$$

✓ Trên phần dịch chuyển

$$GD_W^2 = W \left(\frac{l}{2\pi}\right)^2 = 860 \times \left(\frac{1}{2\pi}\right)^2 = 21,8 (kgf.cm^2)$$

✓ Trên phần ghép nối

$$GD_f^2 = \frac{\rho \times \pi \times l' \times D'^4}{32} = \frac{7,8 \times 10^{-3} \times \pi \times (3D) \times (1,7D)^4}{32} = \frac{7,8 \times 10^{-3} \times \pi \times (3.4,5) \times (1,7.4,5)^4}{32} = 35,4 (kgf.cm^2)$$

D là đường kính trục vít, l' là chiều dài nối trục

✓ Tổng mô men quán tính

$$GD_L^2 = GD_S^2 + GD_W^2 + GD_f^2 = 138,2 + 21,8 + 35,4 = 195,4(kgf.cm^2)$$

**2. Mô men phát động**

Thời gian dành cho quá trình có gia tốc là rất ngắn, do đó ở đây ta chỉ tính toán cho giai đoạn chạy đều ( chiếm phần lớn thời gian gia công )

✓ Mô men đặt trước :

$$T_P = k \times \frac{F_{a0} \times l}{2\pi} = 0,3 \times \frac{149 \times 1}{2\pi} = 7,1(kgf.cm)$$

Trong đó : k = 0,3 ; F<sub>a0</sub> = F<sub>max</sub>/3 = 447,2/3 = 149kgf

✓ Mô men do lực ma sát

$$T_c = \frac{F_{amax} \times l}{2\pi \times \eta} = \frac{447,2 \times 1,1}{2\pi \times 0,9} = 87(kgf.cm)$$

✓ Do đó, momen phát động cần thiết bằng tổng momen đặt trước và momen cần thiết khi gia công:

$$T_L = T_p + T_c = 7,1 + 87 = 94,1(kgf.cm)$$

### 3. Chọn động cơ

Chọn động cơ servo để điều khiển quỹ đạo chuyển động theo trục Ox

Các dữ liệu cho tính chọn động cơ :

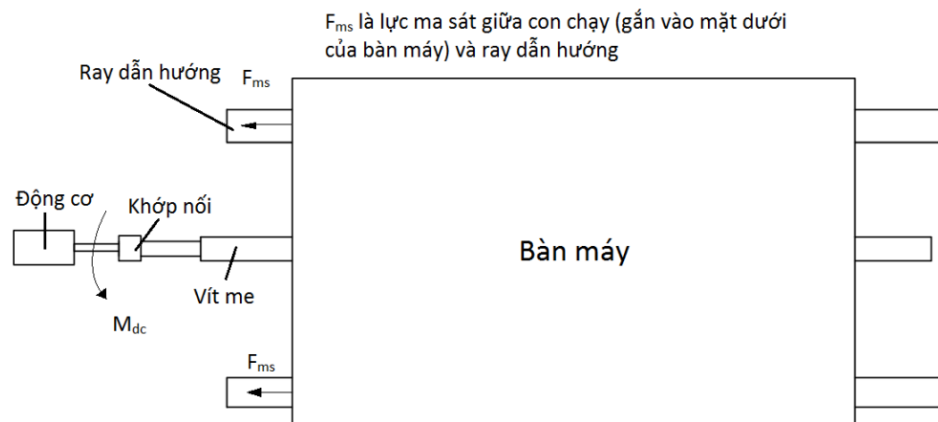
- Chọn vit-me có bước  $h = 10\text{mm}$
- Hệ số ma sát lăn giữa thép và gang ta chọn  $\mu = 0,1$
- Gia tốc trọng trường  $g = 10 \text{ m/s}^2$
- Khối lượng của phần đầu dịch chuyển là  $m = 860 \text{ kg}$
- Góc nghiêng của trục  $\alpha = 0^\circ$ .
- Tỉ số truyền giảm tốc  $i = 1$ . (Do chọn phương án động cơ nối trực tiếp với vit-me không qua bộ truyền giảm tốc )
- Hiệu suất của máy chọn  $\eta = 0,9$ .
- Lực cắt lớn nhất  $F_m = 2075\text{N} = 207,5 \text{ kgf}$
- Lực cắt theo phương z ( phương thẳng đứng ) :  $F_{mz} = 0,5F_m = 1037.5\text{N}$
- Tốc độ quay lớn nhất của động cơ 2000 vg/ph(Nếu trong trường hợp yêu cầu mở máy với tốc độ quay nhỏ hơn tốc độ quay  $N_{max}$  thì ta có thể thêm bộ truyền giảm tốc vào để nâng cao mô men)

➤ Mô men ma sát quy đổi ( $T_{fric}$ ):

Mô men ma sát quy đổi gây ra bởi trục đai ốc bi và ổ bi là không đáng kể nên có thể bỏ qua, do vậy ở đây mô men ma sát quy đổi gây ra bởi ray dẫn hướng được sử dụng để tính toán .

Cụ thể :  $T_{lf} = \mu_b(F_{mz} + P) \frac{d}{2}$ ; Ở đây  $\mu_b = 0,005$ , rất bé so với  $\mu = 0,1$ (ở trên).

Do vậy  $T_{fric}$  sẽ không thay đổi đáng kể khi kể thêm mô men quy đổi gây ra bởi trục đai ốc bi và ổ bi

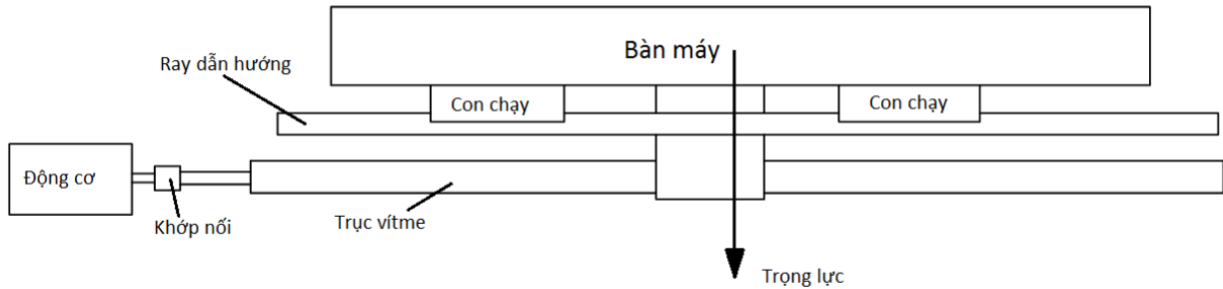




✓ Tính mô men ma sát :

$$T_{fric} = \frac{(m \cdot g + F_{mz}) \cdot \mu \cdot h \cdot \cos \alpha}{2 \cdot \pi \cdot i \cdot \eta} = \frac{860 \cdot 10 \cdot 0,12 \cdot 0,01 \cdot \cos(0)}{2 \cdot \pi \cdot 1 \cdot 0,9} = 1,82 \text{ N.m}$$

➤ Momen trọng lực quy đổi ( $T_{wz}$ ) :



✓ Tính tính mô men chống trọng lực của kết cấu

$$T_{wz} = \frac{(m \times g + F_{mz}) \times \mu \times h \times \sin \alpha}{2 \times \pi \times i \times \eta} = 0$$

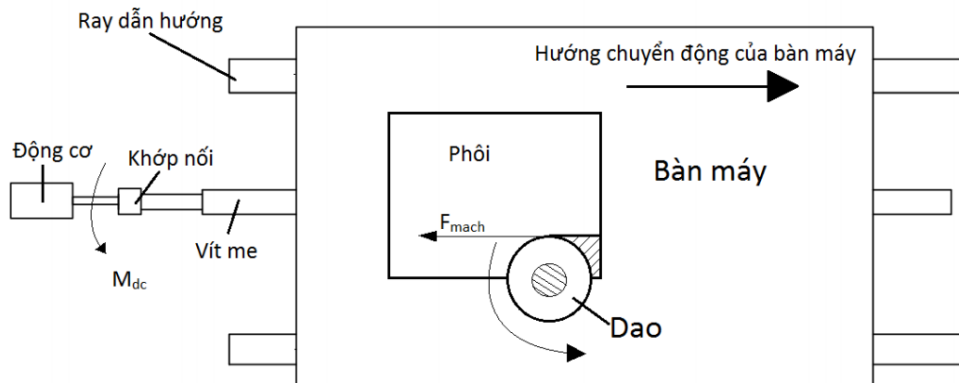
Vì cơ cấu nằm ngang nên  $\alpha = 0$  hay  $M_{wz} = 0$

✓ Tính vận tốc dài

Với đường kính trục vít được chọn là 45mm, ta có :

$$v_{max} = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 45 \times 2000}{60 \times 1100} = 4,28 \text{ m/s}$$

➤ Mô men cắt quy đổi ( $T_{mach}$ ):



✓ Tính mô men máy

$$T_{mach} = \frac{h \times F_m}{2 \pi \times i \times \eta \cdot v_{max}} = \frac{0,01 \times 2075}{2 \pi \times 1 \times 0,9 \times 4,28} = 0,86 \text{ N.m}$$

✓ Tính mô men tĩnh

$$T_{stat} = T_{fric} + T_{wz} + T_{mach} = 1,82 + 0 + 0,86 = 2,68 \text{ N.m}$$

✓ Tính tốc độ quay của motor :

$$n_{noml} = \frac{v_{max} \times i}{h} = \frac{4,28 \cdot 1}{0,01} = 428 \text{ (vg/ph)}$$

⇒ Dựa vào mô men tĩnh của động cơ và tốc độ của motor, t chọn loại động cơ AM 1400C của hãng ANILAM – [www.anilam.com](http://www.anilam.com) có momen khởi động là 13 N.m và tốc độ quay lớn nhất là 2000rpm như hình dưới :

$$\text{Điều kiện : } n_{\text{motor}} \geq n_{\text{noml}}$$

$$T_{\text{motor}} \geq T_{\text{stat}}$$

Model Number	Stall Torque (100 K)	Rated Speed	P/N
AM 1400C	13.0 Nm	2000 rpm	34100420

Table 7-30, AM 1400C Series - Specifications (n<sub>N</sub>=2000 rpm)

	AM 1400C (Without Brake)	AM 1400CB (With Brake)
P/N	34100420	34100421
Rated Voltage U <sub>N</sub>	305 V	
Rated Power Output P <sub>N</sub>	2.3 kW	
Rated Speed n <sub>N</sub>	2000 rpm	
Rated Torque (100 K) <sup>***</sup> M <sub>N</sub>	11.0 Nm	
Rated Current (100 K) <sup>***</sup> I <sub>N</sub>	6.0 A	
Stall Torque (100 K) <sup>***</sup> M <sub>O</sub>	13.0 Nm	
Stall Current (100 K) <sup>***</sup> I <sub>O</sub>	7.2 A	
Maximum Current (for ≤ 200 ms) I <sub>max</sub>	30.0 A	
Maximum Torque (for ≤ 200 ms) M <sub>max</sub>	43.5 Nm	
Pole Pairs PZ	4	
Weight m	<u>30.86 lb</u> 14.00 kg	<u>32.19 lb</u> 14.60 kg
Rotor Inertia J	43.00 kgcm <sup>2</sup>	43.60 kgcm <sup>2</sup>
Rated Voltage for Brake U <sub>Br</sub>		24 VDC
Rated Current for Brake I <sub>Br</sub>		0.7 A
Holding Torque for Brake M <sub>Br</sub>		11.0 Nm

(100K)<sup>\*\*\*</sup> 100 K is the temperature difference in Kelvin's between the ambient temperature and the motor temperature.

#### 4. Kiểm tra thời gian cần thiết để đạt được vận tốc cực đại

Thời gian cần thiết để đạt được vận tốc cực đại là :

$$t_a = \frac{J}{T'_M - T_L} \times \frac{2\pi N}{60} \times f$$

Trong đó : J là tổng mô men quán tính. (Momen tính toán + momen cho bởi động cơ – Rotor Inertia J)

$$T'_M = 2 \cdot T_M \quad , (T_M > T_1)$$

T<sub>L</sub> là mô men quay

f là hệ số an toàn ( chọn theo kiểu ổ lắp )

Thay số vào ta được :

$$t_a = \frac{(195,4+43) \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 11 - 94,1 \cdot 10^{-2}} \times \frac{2\pi \cdot 2000}{60} \times 1,2 = 0,47 < 0,9s \Rightarrow \text{thoã mãn}$$

**5. Tính toán ứng suất tác dụng lên trục vít**

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_{max}}{\pi dr^2/4} = \frac{4472 \times 4}{\pi \times 40,05^2} = 3,5 \left( \frac{N}{mm^2} \right) = 3,5 \times 10^6 \left( \frac{N}{m^2} \right)$$

$$T_{max} = T_L = 94,1kgf.cm = 9410N.mm$$

$$J = \frac{\pi dr^4}{32} = \frac{\pi \times 40,05^4}{32} = 252586mm^4$$

$$\tau = \frac{T_{max} \times r}{J} = \frac{9410 \times 22,5}{252586} = 0,84 \left( \frac{N}{mm^2} \right) = 0,84 \times 10^6 \left( \frac{N}{m^2} \right)$$

$$\sigma_{max} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} = 3,6 \times 10^6 \left( \frac{N}{m^2} \right)$$

→ Vật liệu làm trục có thành phần là 50CrMo4 QT có

- Độ bền kéo là:  $800 \times 10^6 N/m^2 > \sigma_{max}$
- Độ bền đàn hồi là:  $550 \times 10^6 N/m^2 > \sigma_{max}$

Số liệu về độ bền kéo, độ bền đàn hồi lấy theo cuốn "Handbook of Comparative World Steel Standards" như hình dưới:

Standard Designation	Grade, Class, Type, Symbol or Name	Steel Number	UNS Number	Product Form/Heat Treatment	Thickness		Yield Strength, min		Tensile Strength, min		Elongation, min, %	Other
					t, mm	t, in.	N/mm <sup>2</sup> or MPa	ksi	N/mm <sup>2</sup> or MPa	ksi		
EN 10250-3:1999	34CrMo4	1.7220	---	QT	≤ 70	---	550	---	800	---	14	45 J at RT
					70 < t ≤ 160	---	450	---	700	---	15 L; 10 T	L: 40 J at RT T: 22 J at RT
					160 < t ≤ 330	---	410	---	650	---	16 L; 12 T	L: 33 J at RT T: 17 J at RT
	50CrMo4	1.7228	---	QT	≤ 160	---	550	---	800	---	13 L; 9 T	L: 25 J at RT T: 14 J at RT
					160 < t ≤ 330	---	540	---	750	---	14 L; 10 T	L: 20 J at RT T: 12 J at RT
					330 < t ≤ 500	---	490	---	700	---	15 L; 11 T	L: 15 J at RT T: 10 J at RT

**I. TÍNH CHỌN ĐỘNG CƠ BÀN Y**

- Tốc độ vòng lớn nhất : 2000 vòng/phút
- Thời gian cần thiết để đạt tốc độ lớn nhất 0,9s (tự chọn dựa trên đồ thị dịch chuyển – hình vẽ)

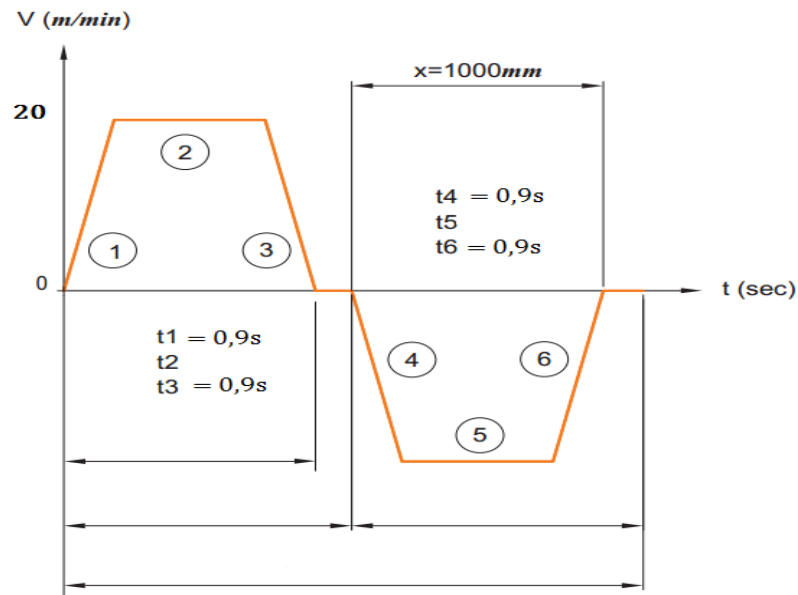


Fig.10.4 Porterage apparatus v-t diagram

### 1. Momen quán tính khối

✓ Trên trục vít-me:

$$GD_S^2 = \frac{\pi \rho}{8} \times D^4 \times L = \frac{\pi \times 7,8 \times 10^{-3}}{8} \times 4,5^4 \times 100 = 125,6(kgf.cm^2)$$

✓ Trên phần dịch chuyển

$$GD_W^2 = W \left( \frac{l}{2\pi} \right)^2 = 930 \times \left( \frac{1}{2\pi} \right)^2 = 23,6(kgf.cm^2)$$

✓ Trên phần ghép nối

$$GD_f^2 = \frac{\rho \times \pi \times l' \times D'^4}{32} = \frac{7,8 \times 10^{-3} \times \pi \times (3D) \times (1,7D)^4}{32} = \frac{7,8 \times 10^{-3} \times \pi \times (3.4,5) \times (1,7.4,5)^4}{32} = 35,4(kgf.cm^2)$$

D là đường kính trục vít, l' là chiều dài nối trục

✓ Tổng mô men quán tính

$$GD_L^2 = GD_S^2 + GD_W^2 + GD_f^2 = 125,6 + 23,6 + 35,4 = 184,6(kgf.cm^2)$$

### 2. Mô men phát động

Thời gian dành cho quá trình có gia tốc là rất ngắn, do đó ở đây ta chỉ tính toán cho giai đoạn chạy đều (chiếm phần lớn thời gian gia công)

✓ Mô men đặt trước :

$$T_p = k \times \frac{F_{a0} \times l}{2\pi} = 0,3 \times \frac{189,1 \times 1}{2\pi} = 9(kgf.cm)$$

Trong đó : k = 0,3 ; F<sub>a0</sub> = F<sub>max</sub>/3 = 567,3/3 = 189,1kgf

✓ Mô men do lực ma sát

$$T_c = \frac{F_{amax} \times l}{2\pi \times \eta} = \frac{567,3 \times 1}{2\pi \times 0,9} = 100(kgf.cm)$$

✓ Do đó, momen phát động cần thiết bằng tổng momen đặt trước và momen cần thiết khi gia công:

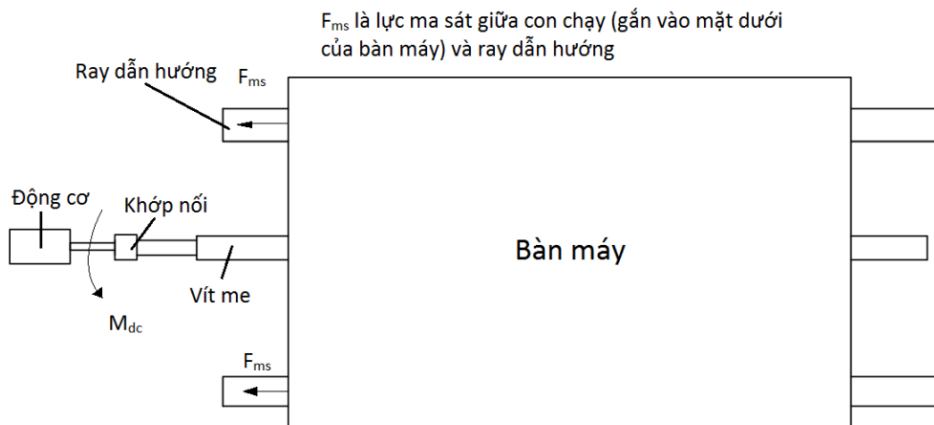
$$T_L = T_P + T_C = 100 + 9 = 109(kgf.cm)$$

### 3. Chọn động cơ

Chọn động cơ servo để điều khiển quỹ đạo chuyển động theo trục Oy

Các dữ liệu cho tính chọn động cơ :

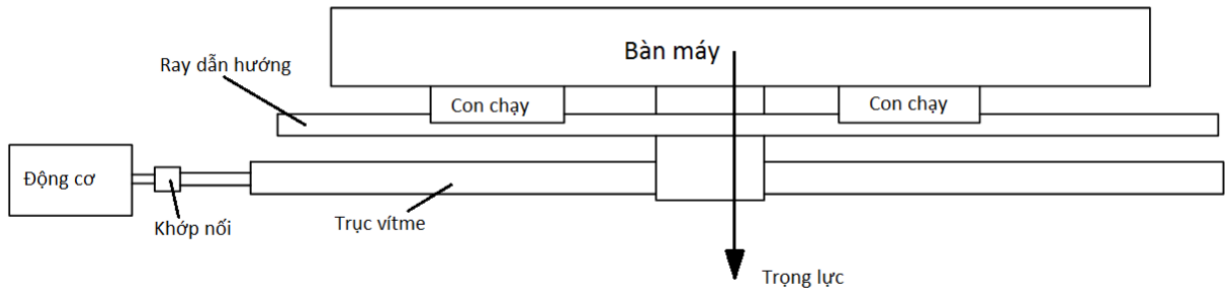
- Chọn vit-me có bước  $h = 10\text{mm}$
  - Hệ số ma sát trượt giữa thép và gang ta chọn  $\mu = 0,12$
  - Gia tốc trọng trường  $g = 10 \text{ m/s}^2$
  - Khối lượng của phần đầu dịch chuyển là  $m = 1120 \text{ kg}$
  - Góc nghiêng của trục  $\alpha = 0^\circ$ .
  - Tỉ số truyền giảm tốc  $i = 1$ . (Do chọn phương án động cơ nối trực tiếp với vit-me không qua hộp giảm tốc )
  - Hiệu suất của máy chọn  $\eta = 0,9$ .
  - Lực cắt lớn nhất  $F_m = 2075\text{N} = 177,5 \text{ kgf}$
  - Lực cắt theo phương z ( phương thẳng đứng ) :  $F_{mz} = 0,5F_m = 1037.5\text{N}$
  - Tốc độ quay lớn nhất của động cơ 2000 vg/ph(Nếu trong trường hợp yêu cầu mở máy với tốc độ quay nhỏ hơn tốc độ quay  $N_{max}$  thì ta có thể thêm bộ truyền giảm tốc vào để nâng cao mô men)
- Mô men ma sát quy đổi ( $T_{fric}$ ):



✓ Tính mô men ma sát :

$$T_{fric} = \frac{(m.g + F_{mz}) \cdot \mu \cdot h \cdot \cos\alpha}{2\pi \cdot i \cdot \eta} = \frac{1120 \cdot 10 \cdot 0,12 \cdot 0,01 \cdot \cos(0)}{2\pi \cdot 1 \cdot 0,9} = 1,97\text{N.m}$$

➤ Mô men trọng lực quy đổi ( $T_{wz}$ ) :



✓ Tính toán mô men chống trọng lực của kết cấu

$$T_{wz} = \frac{(m \times g + F_{mz}) \times \mu \times h \times \sin \alpha}{2 \times \pi \times i \times \eta} = 0$$

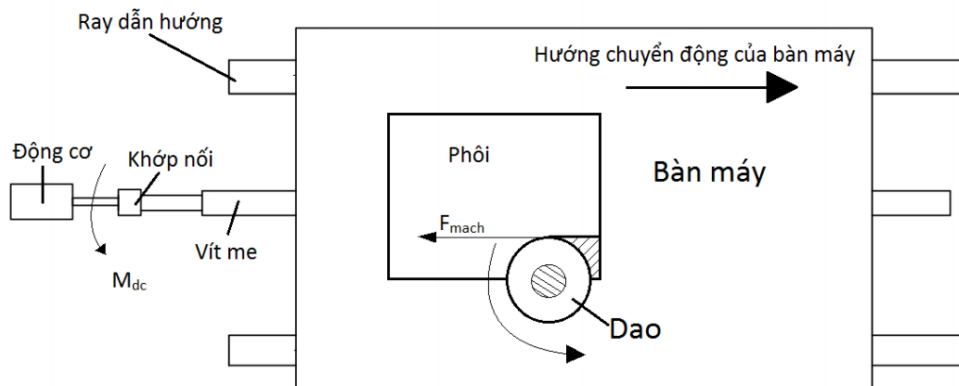
Vì cơ cấu nằm ngang nên  $\alpha = 0$  hay  $T_{wz} = 0$

✓ Tính vận tốc dài

Với đường kính trục vít được chọn là 45mm, ta có :

$$v_{max} = \frac{\pi \times D \times n}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 45 \times 2000}{60 \times 1000} = 4,7 \text{ m/s}$$

➤ Mô men cắt quy đổi ( $T_{mach}$ ):



✓ Tính mô men máy

$$T_{mach} = \frac{h \times F_m}{2 \pi \times i \times \eta \cdot v_{max}} = \frac{0,01 \times 2075}{2 \pi \times 1 \times 0,9 \times 4,7} = 0,78 \text{ N.m}$$

✓ Tính mô men tĩnh

$$T = T_{fric} + T_{wz} + T_{mach} = 1,97 + 0 + 0,78 = 2,75 \text{ N.m}$$

✓ Tính tốc độ quay của motor :

$$n_{noml} = \frac{v_{max} \times i}{h} = \frac{4,7 \cdot 1}{0,01} = 470 \text{ (vg/ph)}$$

⇒ Dựa vào mô men tĩnh của động cơ và tốc độ của motor, t chọn loại động cơ AM 1400C của hãng ANILAM – [www.anilam.com](http://www.anilam.com) có momen khởi động là 13 N.m và tốc độ quay lớn nhất là 2000rpm như hình dưới :

$$\text{Điều kiện : } n_{motor} \geq n_{noml}$$

$$T_{motor} \geq T_{stat}$$

Model Number	Stall Torque (100 K)	Rated Speed	P/N
AM 1400C	13.0 Nm	2000 rpm	34100420

Table 7-30, AM 1400C Series - Specifications ( $n_N=2000$  rpm)

	AM 1400C (Without Brake)	AM 1400CB (With Brake)
P/N	34100420	34100421
Rated Voltage $U_N$	305 V	
Rated Power Output $P_N$	2.3 kW	
Rated Speed $n_N$	2000 rpm	
Rated Torque (100 K) $M_N$	11.0 Nm	
Rated Current (100 K) $I_N$	6.0 A	
Stall Torque (100 K) $M_0$	13.0 Nm	
Stall Current (100 K) $I_0$	7.2 A	
Maximum Current (for $\leq 200$ ms) $I_{max}$	30.0 A	
Maximum Torque (for $\leq 200$ ms) $M_{max}$	43.5 Nm	
Pole Pairs PZ	4	
Weight m	<u>30.86 lb</u> 14.00 kg	<u>32.19 lb</u> 14.60 kg
Rotor Inertia J	43.00 kgcm <sup>2</sup>	43.60 kgcm <sup>2</sup>
Rated Voltage for Brake $U_{Br}$		24 VDC
Rated Current for Brake $I_{Br}$		0.7 A
Holding Torque for Brake $M_{Br}$		11.0 Nm

(100K) <sup>\*\*\*</sup> 100 K is the temperature difference in Kelvin's between the ambient temperature and the motor temperature.

#### 4. Kiểm tra thời gian cần thiết để đạt được vận tốc cực đại

Thời gian cần thiết để đạt được vận tốc cực đại là :

$$t_a = \frac{J}{T'_M - T_L} \times \frac{2\pi N}{60} \times f$$

Trong đó : J là tổng mô men quán tính. (Momen tính toán + momen cho bởi động cơ – Rotor Inertia J )

$$T'_M = 2 \cdot T_M \quad , (T_M > T_1)$$

$T_L$  là mô men quay

f là hệ số an toàn ( chọn theo kiểu ổ lắp )

Thay số vào ta được :

$$t_a = \frac{(184,6+43) \cdot 10^{-4}}{2 \cdot 11 - 109 \cdot 10 \cdot 10^{-2}} \times \frac{2\pi \cdot 2000}{60} \times 1,2 = 0,5 < 0,9s \Rightarrow \text{thoã mãn}$$

#### 5. Tính toán ứng suất tác dụng lên trục vít

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F_{max}}{\pi dr^2/4} = \frac{5673 \times 4}{\pi \times 40,05^2} = 4,5 \left( \frac{N}{mm^2} \right) = 4,5 \times 10^6 \left( \frac{N}{m^2} \right)$$

$$T_{max} = T_L = 109kgf.cm = 10900N.mm$$

$$J = \frac{\pi dr^4}{32} = \frac{\pi \times 40,05^4}{32} = 252586mm^4$$

$$\tau = \frac{T_{max} \times r}{J} = \frac{10900 \times 22,5}{252586} = 0,97 \left( \frac{N}{mm^2} \right) = 0,97 \times 10^6 \left( \frac{N}{m^2} \right)$$

$$\sigma_{max} = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} = 4,6 \times 10^6 \left( \frac{N}{m^2} \right)$$

→ Vật liệu làm trục có thành phần là 50CrMo4 QT có

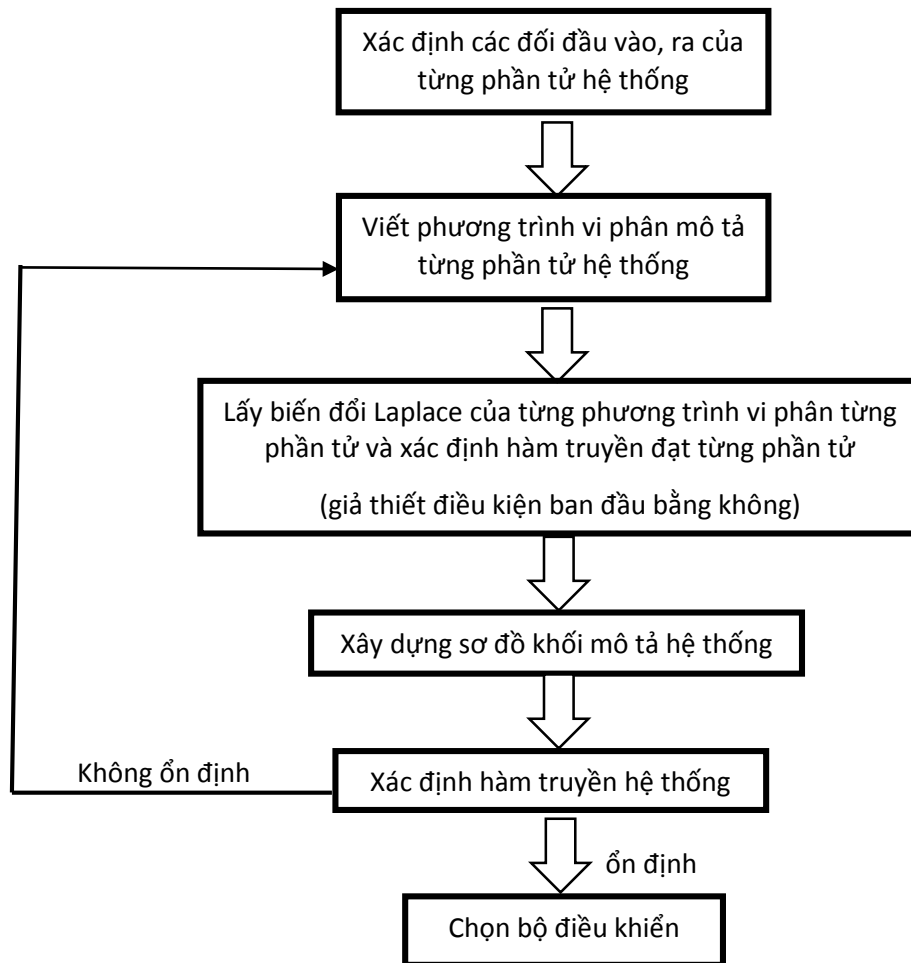
- Độ bền kéo là:  $800 \times 10^6 N/m^2 > \sigma_{max}$
- Độ bền đàn hồi là:  $550 \times 10^6 N/m^2 > \sigma_{max}$

Số liệu về độ bền kéo, độ bền đàn hồi lấy theo cuốn "Handbook of Comparative World Steel Standards" như hình dưới:

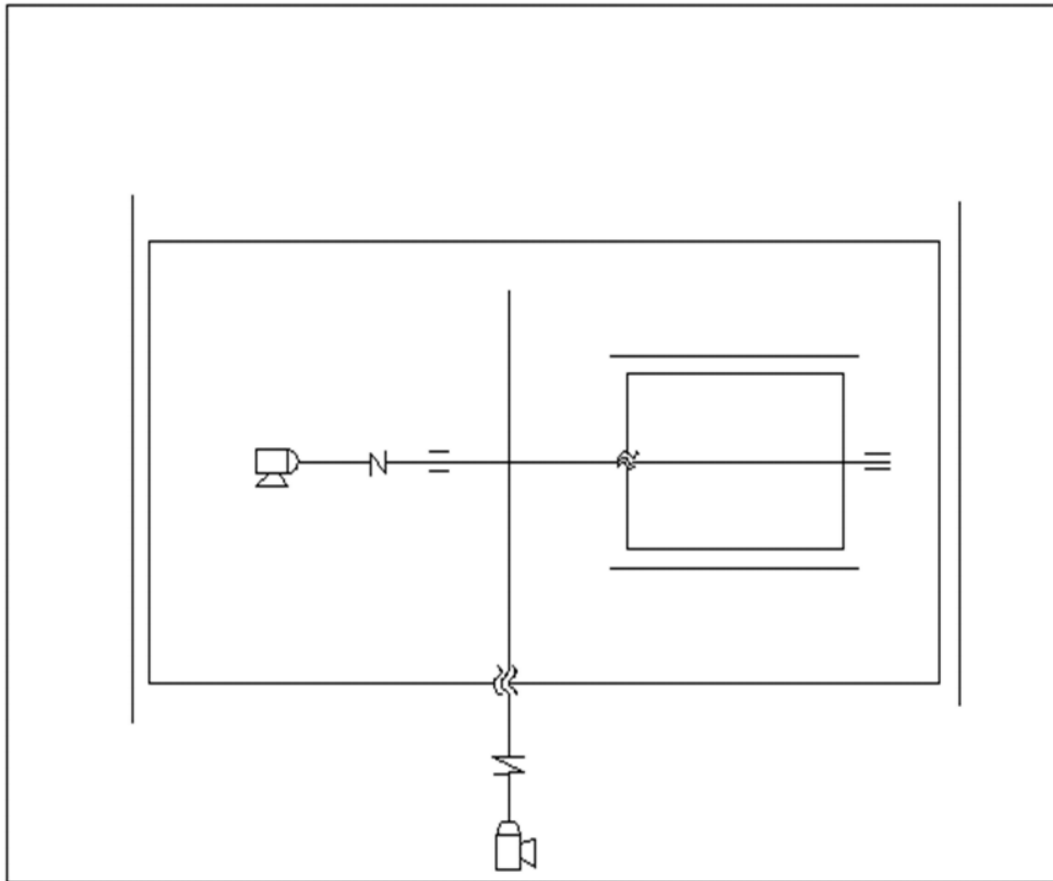
Standard Designation	Grade, Class, Type, Symbol or Name	Steel Number	UNS Number	Product Form/Heat Treatment	Thickness		Yield Strength, min		Tensile Strength, min		Elongation, min, %	Other
					t, mm	t, in.	N/mm <sup>2</sup> or MPa	ksi	N/mm <sup>2</sup> or MPa	ksi		
EN 10250-3:1999	34CrMo4	1.7220	---	QT	≤ 70	---	550	---	800	---	14	45 J at RT
					70 < t ≤ 160	---	450	---	700	---	15 L; 10 T	L: 40 J at RT T: 22 J at RT
					160 < t ≤ 330	---	410	---	650	---	16 L; 12 T	L: 33 J at RT T: 17 J at RT
	50CrMo4	1.7228	---	QT	≤ 160	---	550	---	800	---	13 L; 9 T	L: 25 J at RT T: 14 J at RT
					160 < t ≤ 330	---	540	---	750	---	14 L; 10 T	L: 20 J at RT T: 12 J at RT
					330 < t ≤ 500	---	490	---	700	---	15 L; 11 T	L: 15 J at RT T: 10 J at RT



**CHƯƠNG IV: MÔ HÌNH HOÁ HỆ DẪN ĐỘNG CHO MÁY PHAY CNC**



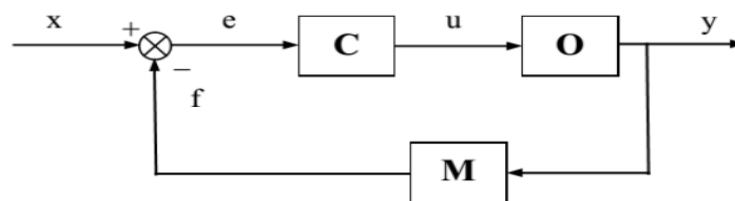
*Quy trình mô hình hoá và chọn bộ điều khiển hệ dẫn động bàn máy phay CNC*



Sơ đồ mô hình hệ bàn máy X,Y của máy phay CNC 3 trục

Hệ thống điều khiển truyền động bàn máy cho máy CNC là một hệ thống điều khiển tự động điển hình, trước tiên đi vào quá trình tính toán thiết kế, ta cần biết một hệ thống điều khiển tự động gồm các thành phần nào, nó bao gồm 3 thành phần cơ bản sau:

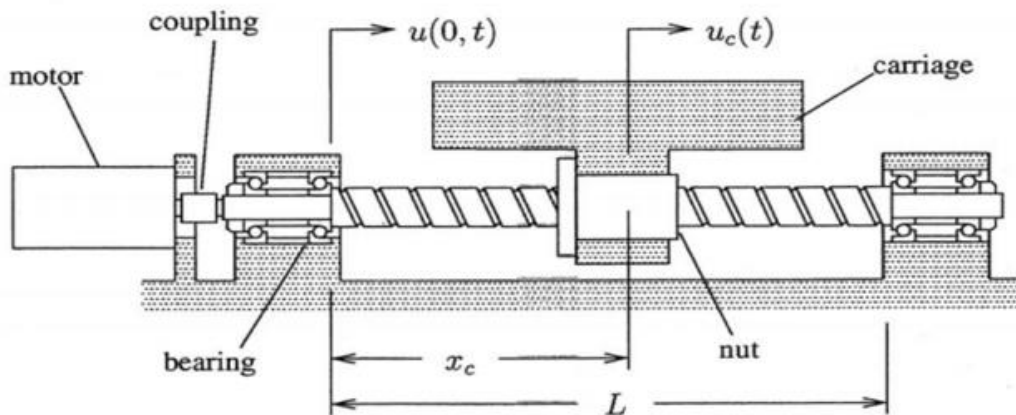
- Đối tượng điều khiển (Object)
- Bộ điều khiển (Controller)
- Thiết bị cảm biến đo lường (Measuring Device)



Sơ đồ hệ thống điều khiển tự động nói chung

Vậy công việc cần làm để thiết kế một hệ thống điều khiển tự động là phải xác định được đối tượng điều khiển, sau đó tìm ra bộ điều khiển thích hợp để điều khiển đối tượng đấy. Cụ thể trong phần xác định đối tượng điều khiển này ta phải xây dựng được sơ đồ khối mô tả hoạt động của cả hệ thống máy CNC thông qua các phần tử điện hình. Và từ việc xác định các phần tử điện hình đó ta có được hàm truyền của hệ thống từ các phép biến đổi toán học thông thường.

Để ta nhìn rõ hơn trong vấn đề này, chúng ta hãy nhìn vào hình dưới đây mô tả về sơ đồ bàn máy.



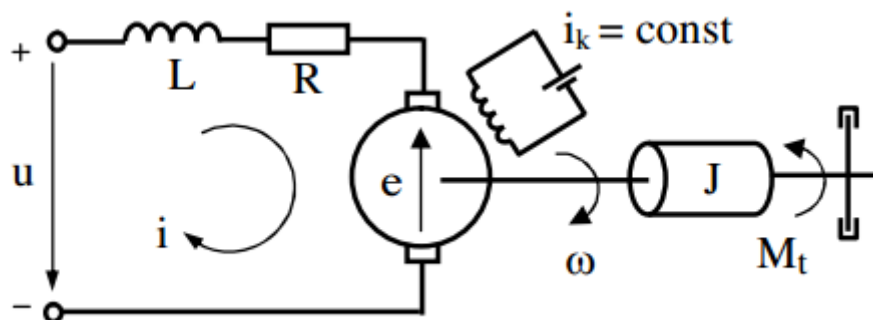
Sơ đồ bàn máy X,Y

Từ sơ đồ trên ta có thể xác định được hai phần tử chính có tác động tới đối tượng điều khiển của hệ thống đó là : động cơ điện một chiều kích từ độc lập, cụm trục vít me bi-đai ốc bi. Vì ở đây ta sử dụng khớp nối nối trực tiếp trực động cơ với trục vítme không qua bộ giảm tốc nên sẽ không có phần tử hộp giảm tốc kể trên.

Bây giờ ta đi xét từng phần tử :

### I. Động cơ điện một chiều

Động cơ điện một chiều kích từ độc lập, được điều khiển bằng điện áp phản ứng. Sơ đồ nguyên lý của loại động cơ này được thể hiện trên hình, trong đó dòng kích từ  $i_k$  được giữ không đổi.



Sơ đồ nguyên lý động cơ điện DC

- Tín hiệu vào là điện áp  $u$  đặt vào phản ứng, [Volt;V]
- Tín hiệu ra là vận tốc góc  $\omega$  của động cơ, [rad/s]

Sử dụng ba phương trình cơ bản :

1) Phương trình mạch điện phần ứng :

$$U = L \frac{di}{dt} + Ri + K_e \omega \quad (1.1)$$

Trong đó: R - điện trở phần ứng [ $\Omega$ ]

L - điện cảm phần ứng, [H],henry

i – dòng điện phần ứng [A]

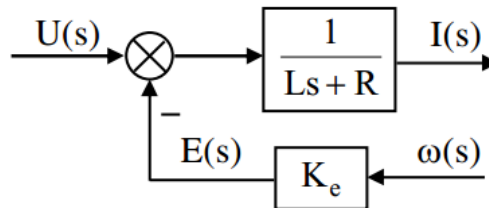
$K_e$  - hằng số sức điện động [V.s/rad]

$K_e \omega$  - sức điện động ở phần ứng [V]

Biến đổi Laplace hai vế phương trình, ta được :  $U(s) = LsI(s) + RI(s) + K_e \omega(s)$

$$\Leftrightarrow U(s) - K_e \omega(s) = (Ls + R)I(s)$$

Sơ đồ khối tương ứng :



2) Phương trình mô men điện từ của động cơ :

Với dòng kích từ  $i_k$  không đổi thì từ thông khe khí  $\Phi = k_2 i_k$  là không đổi và mô men điện từ M của động cơ tỉ lệ với dòng điện phần ứng :

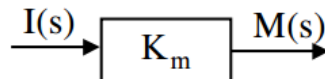
$$M = K_m i \quad (1.2)$$

Trong đó  $K_m$  là hằng số mô men của động cơ, [N.m/A]

$K_m = k_1 \Phi = k_1 k_2 i_k$ , với  $k_1$  là hằng số phụ thuộc vào kết cấu động cơ,  $k_2$  là hằng số đặc trưng đoạn tuyến tính của từ thông thay đổi theo  $i_k$ .

Biến đổi Laplace hai vế ta được :  $M(s) = K_m I(s)$

Sơ đồ khối tương đương :



3) Phương trình cân bằng mô men trên trục động cơ :

$$M = J \frac{d\omega}{dt} + B\omega + M_t \quad (1.3)$$

Trong đó : J – momen quán tính của động cơ và tải quy về trục động cơ, [ $kg.m^2$ ]

B – hệ số ma sát nhớt của động cơ và tải quy về trục động cơ, [ $kg.m^2$ ]

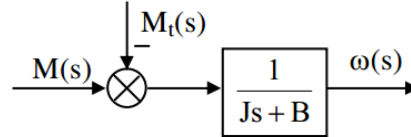
$M_t$  - momen phụ tải (nhiều), [Nm]

Biến đổi Laplace hai vế ta được :

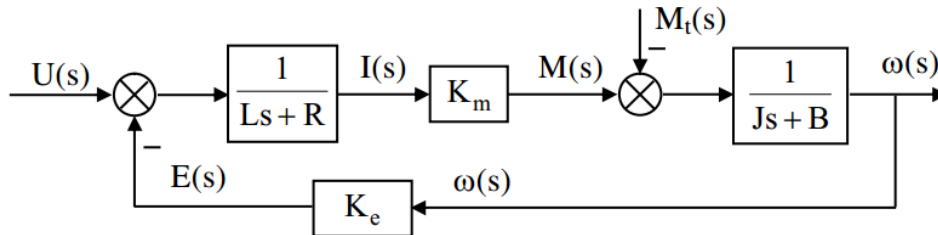
$$M(s) = Js\omega(s) + B\omega(s) + M_t(s)$$

$$M(s) - M_t(s) = (Js + B)\omega(s)$$

Sơ đồ khối tương ứng :



Kết nối các sơ đồ khối thành phần ở trên ta có sơ đồ khối của động cơ :



- Hàm truyền của động cơ DC với tín hiệu ra vận tốc :

$$G(s) = \frac{\omega(s)}{U(s)} = \frac{\frac{K_m}{(Ls + R)(Js + B)}}{1 + \frac{K_m K_e}{(Ls + R)(Js + B)}} = \frac{K_m}{(Ls + R)(Js + B) + K_m K_e}$$

$$\text{Hay: } G(s) = \frac{\omega(s)}{U(s)} = \frac{K_m}{LJs^2 + (LB + RJ)s + (K_m K_e + RB)}$$

$$\text{Đặt } \tau_t = \frac{L}{R} : \text{hằng số thời gian điện từ.}$$

$$\tau_c = \frac{J}{B} : \text{hằng số thời gian cơ.}$$

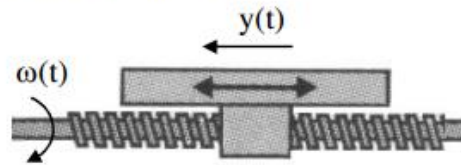
$$\Rightarrow G(s) = \frac{\omega(s)}{U(s)} = \frac{K_m}{RB(\tau_t s + 1)(\tau_c s + 1) + K_m K_e} = \frac{K_m / RB}{\tau_t \tau_c s^2 + (\tau_t + \tau_c)s + \left(1 + \frac{K_m K_e}{RB}\right)}$$

$$\text{Hay: } G(s) = \frac{\omega(s)}{U(s)} = \frac{K_{td}}{T_1 s^2 + T_2 s + 1}$$

$$\text{trong đó: } T_1 = \frac{\tau_t \tau_c RB}{K_m K_e + RB} ; T_2 = \frac{(\tau_t + \tau_c)RB}{K_m K_e + RB} ; K_{td} = \frac{K_m}{K_m K_e + RB}$$

II. Bộ truyền trục vítme – đai ốc

Xét bộ truyền vítme- đai ốc như hình vẽ:



Tín hiệu vào : vận tốc góc  $\omega(t)$  của vítme [rad/s]

Tín hiệu ra: lượng di động  $y(t)$  của bàn máy gắn liền với đai ốc, [m]

Gọi  $P$  [m] là bước của vítme, ta có phương trình quan hệ:

$$y(t) = \frac{P}{2\pi} \cdot \int_0^t \omega(t) dt$$

Biến đổi Laplace hai vế với điều kiện đầu bằng 0, ta được:

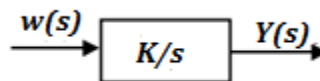
$$Y(s) = \frac{P}{2\pi} \cdot \frac{\omega(s)}{s}$$

Lập tỉ số tín hiệu ra trên tín hiệu vào ta được hàm truyền tích phân:

$$\frac{Y(s)}{\omega(s)} = \frac{P}{2\pi s} = \frac{K}{s}$$

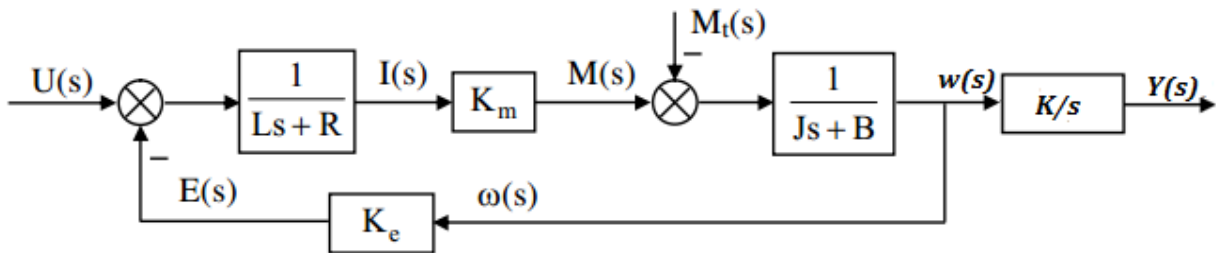
với  $K = \frac{P}{2\pi}$  : hệ số tích phân

Sơ đồ tương đương :



III. Sơ đồ khối mô tả hệ thống :

Như vậy , kết nối giữa các sơ đồ khối các phần tử ta được sơ đồ khối mô tả hệ thống như sau :



Hai khối ghép nối tiếp nên dễ dàng tính được hàm truyền của hệ :

$$G(s) = \frac{K_{td} \cdot K}{T_1 s^3 + T_2 s^2 + s}$$

trong đó:  $T_1 = \frac{\tau_t \tau_c RB}{K_m K_e + RB}$  ;  $T_2 = \frac{(\tau_t + \tau_c) RB}{K_m K_e + RB}$  ;  $K_{td} = \frac{K_m}{K_m K_e + RB}$

**CHƯƠNG V: THIẾT KẾ HỆ THỐNG ĐIỀU KHIỂN*****Kết luận***

Bài toán : Tính toán thiết kế hệ thống dẫn hướng dùng cho máy phay CNC 3 trục.

Dựa vào bài toán ta tính chọn được các chi tiết ,bộ phận dùng trong các máy CNC.

1. **Vít me bi** trục chính X và Y với chiều dài làm việc cho trước ta xác định được đường kính cho phép phù hợp với vận tốc yêu cầu của máy và hệ số tải trọng động dưới yêu cầu của tải trọng cho phép.

2. **Ổ đỡ** xác định được loại cần thiết cho 2 trục với hệ số tải trọng tính toán được.

3. **Động cơ** có công suất và momen xoắn momen khởi động phù hợp với quá trình tăng tốc, giảm tốc và giai đoạn làm việc của máy.

4. Chọn được **ray dẫn hướng**

Các thông số tính chọn được :

STT	Tên gọi	Thông số	Ghi chú
1	Vít me bi trục X	45-10B3-FDWC	Hãng PMI
2	Vít me bi trục Y	45-10B3-FDWC	Hãng PMI
3	Ổ đỡ bi 1 dãy trục X	7406B	Hãng SKF
4	Ổ đỡ bi 1 dãy trục Y	7407B	Hãng SKF
5	Động cơ trục X	AM 1400C	Hãng Anilam
6	Động cơ trục Y	AM 1400C	Hãng Anilam
7	Ray dẫn trục X	MSA 25LA	Hãng PMI
8	Ray dẫn trục Y	MSA 35LA	Hãng PMI

---

*Tài liệu tham khảo*

1. PMI ballscrews catalog, Precision motion industries, INC
2. PMI linear guideway, Precision motion industries, INC
3. Ballscrews technical information, Hiwin motion control and system technology
4. Linear guideway technical information, Hiwin motion control and system technology
5. Machine tools for high performance machining, L.N.López de Lacalle, A.Lamikiz
6. Website của các hãng : [www.pmi-amt.com](http://www.pmi-amt.com), [www.Hiwin.com](http://www.Hiwin.com), [www.skf.com](http://www.skf.com),  
[www.alibaba.com](http://www.alibaba.com), [www.anilam.com](http://www.anilam.com), .....
7. Tính toán thiết kế hệ dẫn động cơ khí (tập 1, tập 2) - Trịnh Chất – Lê Văn Uyển – NXB Giáo dục.
9. Sổ tay Công nghệ chế tạo máy - tập 1,2,3 - GS N Nguyễn Đắc Lộc - XB Khoa học và Kỹ thuật.
10. Giáo trình dung sai lắp ghép và kỹ thuật đo lường - Pgs.Ts.Ninh Đức Tôn