

Phần I  
**TRANG BỊ CÔNG NGHỆ**

**Chương 1                    ĐỒ GÁ GIA CÔNG CƠ**

**1-1. Khái niệm :**

Chất lượng sản phẩm cơ khí, năng suất lao động và giá thành là những chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật quan trọng trong sản xuất cơ khí. Để đảm bảo các chỉ tiêu trên, trong quá trình chế tạo các sản phẩm cơ khí, ngoài máy cắt kim loại (máy công cụ) và dụng cụ cắt, chúng ta còn cần có các loại đồ gá và dụng cụ phụ (gọi là trang bị công nghệ). Trang bị công nghệ đóng một vai trò rất quan trọng, nhờ nó sản xuất cơ khí có thể đảm bảo và nâng cao chất lượng, tăng năng suất và hạ giá thành chế tạo sản phẩm.

Trang bị công nghệ (đối với gia công cơ khí), là toàn bộ các phụ tùng kèm theo máy công cụ nhằm mở rộng khả năng công nghệ của máy, tạo điều kiện cho việc thực hiện quá trình công nghệ chế tạo cơ khí với hiệu quả kinh tế và kỹ thuật cao.

Theo kết cấu và công dụng, trang bị công nghệ được phân thành hai loại : trang bị công nghệ vạn năng và trang bị công nghệ chuyên dùng.

Đặc điểm của trang bị vạn năng là không phụ thuộc vào đối tượng gia công nhất định và được sử dụng chủ yếu vào dạng sản xuất đơn chiếc và loạt nhỏ. Còn trang bị công nghệ chuyên dùng thì kết cấu và tính năng của nó phụ thuộc vào một hoặc một nhóm đối tượng gia công nhất định, nó được dùng chủ yếu trong sản xuất hàng khối và loạt lớn, cá biệt trong sản xuất nhỏ và đơn chiếc yêu cầu có độ chính xác cao hoặc đối với những chi tiết không dùng chúng thì không thể gia công được.

Đối với gia công cơ khí, người ta thường sử dụng hai loại trang bị công nghệ là đồ gá (đồ gá gia công, đồ gá kiểm tra, đồ gá lắp ráp) và dụng cụ phụ .

- Đồ gá: là những trang bị công nghệ cần thiết được dùng trong quá trình gia công cơ (đồ gá gia công), quá trình kiểm tra (đồ gá kiểm tra) và quá trình lắp ráp sản phẩm cơ khí (đồ gá lắp ráp). Đồ gá gia công chiếm tới 80÷90 % đồ gá .

- Dụng cụ phụ (đồ gá dao): là một loại trang bị công nghệ dùng để gá đặt dụng cụ cắt trong quá trình gia công. Tùy theo yêu cầu sử dụng mà kết cấu các loại dụng cụ phụ có thể là vạn năng hoặc chuyên dùng

Trong ngành chế tạo máy trang bị công nghệ đóng một vai trò rất quan trọng và sẽ mang lại hiệu quả kinh tế cao nếu nó được sử dụng một cách có hợp lý.

Sử dụng trang bị công nghệ có những lợi ích sau :

1. Dễ đạt được độ chính xác yêu cầu do vị trí của chi tiết gia công và dao

được điều chỉnh chính xác.

2. Độ chính xác gia công ít phụ thuộc vào tay nghề của công nhân.
3. Nâng cao năng suất lao động.
4. Giảm nhẹ được cường độ lao động của người công nhân.
5. Mở rộng được khả năng làm việc của thiết bị.
6. Rút ngắn được thời gian chuẩn bị sản xuất mặt hàng mới.

Hiện nay khâu thiết kế và chế tạo toàn bộ trang bị công nghệ cho một sản phẩm cơ khí có thể chiếm tới 80% khối lượng lao động của quá trình chuẩn bị sản xuất.

Để đảm bảo chức năng làm việc và hiệu quả sử dụng của đồ gá và dụng cụ phụ về mặt kĩ thuật và kinh tế trước hết cần phải lựa chọn và xác định những trang bị công nghệ vạn năng sẵn có; còn đối với trang bị công nghệ chuyên dùng cần phải thiết kế, tính toán kết cấu đúng nguyên lí, thoả mãn các yêu cầu do nguyên công đặt ra về chất lượng, năng suất và hiệu quả kinh tế của quá trình chế tạo sản phẩm cơ khí trên thiết bị sản xuất, sau đó phải giám sát và điều hành chặt chẽ quá trình chế tạo và thử nghiệm các trang bị chuyên dùng.

Việc tính toán thiết kế một trang bị công nghệ để đạt được yêu kĩ thuật, đảm bảo năng suất cao nhằm nâng cao hiệu quả của quá trình sản xuất là nhiệm vụ của người làm công tác chế tạo máy.

Muốn làm tốt được việc đó phải có những kiến thức nhất định. Trên cơ sở phân tích quá trình tạo hình, quá trình gây ra sai số gia công, cùng với những hiểu biết về thiết bị, dụng cụ, về cơ học trong đó có cơ học vật rắn biến dạng được áp dụng cụ thể với sơ đồ gia công để phân tích, tính toán và thiết kế nên những trang bị công nghệ cần thiết.

## **1-2. Định nghĩa và công dụng của đồ gá gia công.**

**1-2-1. Định nghĩa.** Đồ gá gia công cơ là một loại trang bị công nghệ nhằm xác định vị trí chính xác của chi tiết gia công so với dụng cụ cắt, đồng thời giữ vững vị trí đó trong suốt quá trình gia công.

### **1-2-2. Công dụng của đồ gá gia công.**

Nói chung, đồ gá gia công có các công dụng chính như sau :

- Bảo đảm độ chính xác vị trí của các bề mặt gia công. Nhờ đồ gá để gá đặt chi tiết, có thể xác định một cách chính xác vị trí tương đối của chi tiết gia công đối với máy và dao cắt, hơn nữa có thể đạt được độ chính xác vị trí này tương đối cao một cách ổn định, tin cậy và nhanh chóng.

- Nâng cao năng suất lao động. Sau khi sử dụng đồ gá có thể loại bỏ bước vạch dấu và so dao, nhờ vậy có thể giảm đáng kể thời gian phụ; ngoài ra, dùng đồ gá gá đặt chi tiết có thể dễ dàng kẹp chặt đồng thời nhiều chi tiết, gia công nhiều vị trí, làm cho thời gian cơ bản trùng với thời gian phụ; khi dùng đồ gá cơ khí

hóa, tự động hóa ở mức độ cao có thể thêm một bước nữa giảm thời gian phụ, làm tăng cao năng suất lao động .

- Mở rộng phạm vi sử dụng của máy công cụ. Trên các máy cắt kim loại sử dụng đồ gá chuyên dùng có thể mở rộng khả năng công nghệ của máy. Ví dụ, trên máy tiện khi gá sử dụng đồ gá chuyên dùng có thể tiện được hình nhiều cạnh.

- Không yêu cầu tay nghề của công nhân cao và giảm nhẹ cường độ lao động của họ.

### **1-3. Phân loại đồ gá gia công trên máy cắt kim loại .**

Hiện nay đồ gá gia công được sử dụng trong sản xuất cơ khí hết sức phong phú, có thể căn cứ vào những đặc điểm khác nhau để phân loại nó, cụ thể :

#### ***1-3-1. Căn cứ vào phạm vi sử dụng .***

a/ Đồ gá vạn năng: là những đồ gá đã được tiêu chuẩn, có thể gia công được những chi tiết khác nhau mà không cần thiết có những điều chỉnh đặc biệt. Đồ gá vạn năng được sử dụng rộng rãi trong sản xuất loạt nhỏ - đơn chiếc.

Ví dụ: mâm cặp 3 chấu, mâm cặp 4 chấu, êtô, đầu phân độ vạn năng, bàn từ...

b/ Đồ gá chuyên dùng: là loại đồ gá được thiết kế và chế tạo cho một nguyên công gia công nào đó của chi tiết. Vì vậy, khi sản phẩm thay đổi hoặc nội dung nguyên công thay đổi thì đồ gá này không thể sử dụng lại được. Do đó loại đồ gá này được sử dụng khi sản phẩm và công nghệ tương đối ổn định trong sản xuất loạt lớn, hàng khối.

Ví dụ: đồ gá gia công lỗ ắc piston, đồ gá phay biên dạng cam...

c/ Đồ gá vạn năng lắp ghép (đồ gá tổ hợp):

Theo yêu cầu gia công của một nguyên công nào đó, chọn một bộ các chi tiết tiêu chuẩn hoặc bộ phận đã được chuẩn bị trước để tổ hợp thành các đồ gá. Loại đồ gá này sau khi dùng xong có thể tháo ra, lau chùi sạch sẽ và cất vào kho để tiếp tục sử dụng.

Sử dụng loại đồ gá này có ưu điểm là giảm chu kì thiết kế và chế tạo đồ gá, làm giảm thời gian chuẩn bị sản xuất; đồng thời với một bộ các chi tiết của đồ gá đã được tiêu chuẩn hoá có thể được sử dụng nhiều lần, tiết kiệm vật liệu chế tạo đồ gá; giảm công lao động và giảm giá thành sản phẩm

Nhược điểm : cần đầu tư vốn khá lớn để chế tạo hàng vạn chi tiết tiêu chuẩn với độ chính xác và độ bóng cao, vật liệu các chi tiết này thường là thép hợp kim, thép crôm, thép niken; độ cứng vững kém hơn đồ gá thông dụng; nặng và công kênh hơn so với đồ gá vạn năng.

Ứng dụng: loại đồ gá này dùng thích hợp trong dạng sản xuất loạt nhỏ, chủng loại chi tiết nhiều, đặc biệt đối với những sản phẩm mới.

- Đồ gá điều chỉnh và đồ gá gia công nhóm: Hai loại đồ gá này có chung một đặc điểm là sau khi thay đổi hoặc điều chỉnh một số chi tiết cá biệt của đồ gá thì có thể gia công những chi tiết có hình dáng, kích thước và công nghệ gần giống nhau. Nhưng đối tượng gia công của đồ gá vạn năng điều chỉnh không rõ ràng và phạm vi sử dụng tương đối rộng, ví dụ mâm cặp hoa mai dùng trên máy tiện, đồ gá khoan trụ trượt thanh răng.. . Đồ gá gia công nhóm được thiết kế và chế tạo cho một nhóm chi tiết nào đó nhất định. Đối tượng gia công và phạm vi sử dụng tương đối rõ ràng .

Sử dụng các loại đồ gá này có thể đạt được hiệu quả như nhau trong dạng sản xuất loạt nhỏ cũng như dạng sản xuất loạt lớn, là một biện pháp có thể ứng dụng để cải cách thiết kế trang bị công nghệ.

#### **1-3-2. Căn cứ vào máy sử dụng :**

Đồ gá tiện, đồ gá phay, đồ gá khoan, đồ gá mài...

#### **1-3-3. Căn cứ vào nguồn sinh lực để kẹp chặt :**

Kẹp bằng tay, kẹp bằng khí nén, dầu ép, kết hợp khí nén- dầu ép , điện từ, chân không...

#### **1-3-4. Căn cứ vào số chi tiết đồng thời gia công :**

Kẹp một hoặc nhiều chi tiết cùng một lúc.

### **1- 4. Yêu cầu đối với đồ gá .**

- Phù hợp với yêu cầu sử dụng, dạng sản xuất, điều kiện cụ thể của nhà máy về trang thiết bị, trình độ kỹ thuật của công nhân...

- Bảo đảm độ chính xác quy định: nguyên lí làm việc phải đúng, chi tiết định vị và dẫn hướng phải có cấu tạo hợp lí và có độ chính xác cần thiết, chi tiết kẹp chặt phải đủ độ cứng vững, đồ gá phải được định vị và kẹp chặt một cách chính xác trên máy.

- Sử dụng thuận tiện: gá và tháo chi tiết gia công dễ dàng, dễ quét dọn phoi, dễ lắp trên máy, dễ thay thế những chi tiết bị mòn và hư hỏng, những chi tiết nhỏ không bị rơi, vị trí tay quay thích hợp và thuận tiện, thao tác nhẹ nhàng, an toàn lao động, kết cấu đơn giản và có tính công nghệ cao.

### **1-5. Các thành phần của đồ gá.**

Chủng loại và kết cấu đồ gá gia công tuy có khác nhau, nhưng nguyên lí làm việc của nó trên cơ bản giống nhau. Để thuận tiện cho việc nghiên cứu, trước hết chúng ta căn cứ vào tính năng giống nhau của các chi tiết và cơ cấu trong đồ gá để phân loại. Các thành phần chủ yếu của đồ gá gia công gồm :

- Đồ định vị (cơ cấu định vị): dùng để xác định vị trí của chi tiết trong đồ gá (chốt định vị, phiến tì định vị, khối V định vị, trục gá,...).

- Đồ kẹp chặt (cơ cấu kẹp chặt): dùng để thực hiện việc kẹp chặt chi tiết gia công (chấu kẹp, ren , bánh lệch tâm, đòn....)

- Chi tiết hoặc cơ cấu so dao, dẫn hướng: dùng để xác định vị trí chính xác của dao đối với đồ gá (dưỡng so dao, bạc dẫn khoan, bạc doa...).
- Chi tiết định vị đồ gá trên máy: dùng để định vị đồ gá trên bàn máy (then định hướng đồ gá phay...)
- Thân đồ gá: các chi tiết định vị, kẹp chặt ...được lắp trên nó để tạo thành một đồ gá hoàn chỉnh
- Các chi tiết và cơ cấu khác: để thỏa mãn yêu cầu gia công, trên đồ gá còn có các chi tiết và cơ cấu khác như cơ cấu phân độ, cơ cấu định tâm, cơ cấu phóng đại lực kẹp, cơ cấu sinh lực...

\_ % % % % % \_



## Chương 2

# ĐỊNH VỊ VÀ ĐỒ ĐỊNH VỊ

### 2-1. Định nghĩa và yêu cầu đối với đồ định vị.

#### 2-1-1. Định nghĩa:

*Quá trình định vị là sự xác định vị trí chính xác tương đối của chi tiết so với dụng cụ cắt trước khi gia công.*

#### 2-1-2. Yêu cầu đối với đồ định vị.

Khi định vị chi tiết trên đồ gá, người ta dùng các chi tiết hay các bộ phận tiếp xúc trực tiếp với bề mặt dùng làm chuẩn của chi tiết, nhằm đảm bảo độ chính xác về vị trí tương quan giữa bề mặt gia công của chi tiết với dụng cụ cắt.

*Các chi tiết và bộ phận đó được gọi là đồ định vị (cơ cấu định vị, chi tiết định vị).*

Sử dụng hợp lý cơ cấu định vị sẽ mang lại hiệu quả kinh tế thiết thực vì có thể xác định chính xác vị trí của chi tiết một cách nhanh chóng, giảm được thời gian phụ và nâng cao năng suất lao động.

Để đảm bảo được chức năng đó, cơ cấu định vị phải thoả mãn những yêu cầu chủ yếu sau đây :

1) Cơ cấu định vị cần phải phù hợp với bề mặt dùng làm chuẩn định vị của chi tiết gia công về mặt hình dáng và kích thước.

2) Cơ cấu định vị cần phải đảm bảo độ chính xác lâu dài về kích thước và vị trí tương quan.

3) Cơ cấu định vị chi tiết có tính chống mài mòn cao, đảm bảo tuổi thọ qua nhiều lần gá đặt. Độ mòn của bề mặt làm việc cơ cấu định vị được tính như sau:

$$u = \beta\sqrt{N}$$

Trong đó:  $u$ - Độ mòn [ $\mu\text{m}$ ];  $\beta$ - Hệ số phụ thuộc vào vật liệu và tính chất tiếp xúc được xác định bằng thực nghiệm. Thông thường, hệ số  $\beta$  nằm trong khoảng  $0,2 \div 0,4$ ;  $N$ - Số lần gá đặt phôi trên đồ định vị.

Vật liệu làm cơ cấu định vị, có thể sử dụng các loại thép 20X, 40X, Y7A, Y8A, thép 20X thấm C hoặc thép 45...Nhiệt luyện đạt độ cứng  $50 \div 60$  HRC.

Độ nhám bề mặt làm việc  $R_a = 0,63 \div 0,25$ ; cấp chính xác IT6÷IT7.

Tất cả các loại đồ định vị được trình bày trong phần này đã được tiêu chuẩn hoá. Các thông số hình học, độ chính xác, kích thước và chất lượng bề mặt đã được cho trong các sổ tay cơ khí, sổ tay công nghệ chế tạo máy, sổ tay thiết kế đồ gá. Bề mặt của chi tiết gia công được sử dụng làm chuẩn định vị thường gặp :

- Chuẩn định vị là mặt phẳng.
- Chuẩn định vị là mặt trụ ngoài.
- Chuẩn định vị là mặt trụ trong.

- Chuẩn định vị kết hợp (hai lỗ tâm; một mặt phẳng và hai lỗ vuông góc với mặt phẳng đó; một mặt phẳng và một lỗ có đường tâm song song hoặc thẳng góc với mặt phẳng ...).

Tương ứng với các loại chuẩn nêu ở trên, ta cần xác định các cơ cấu định vị một cách hợp lí. Sau đây ta xét cụ thể.

## 2-2. Định vị chi tiết khi chuẩn định vị là mặt phẳng.

Thường người ta lấy mặt phẳng trên chi tiết làm chuẩn định vị. Khi đó, đồ định vị thường dùng là chốt tì, phiến tì...

### 2-2-1. Chốt tì cố định.

Chốt tì cố định dùng để định vị khi chuẩn là mặt phẳng, gồm có 3 loại như hình 2-1.

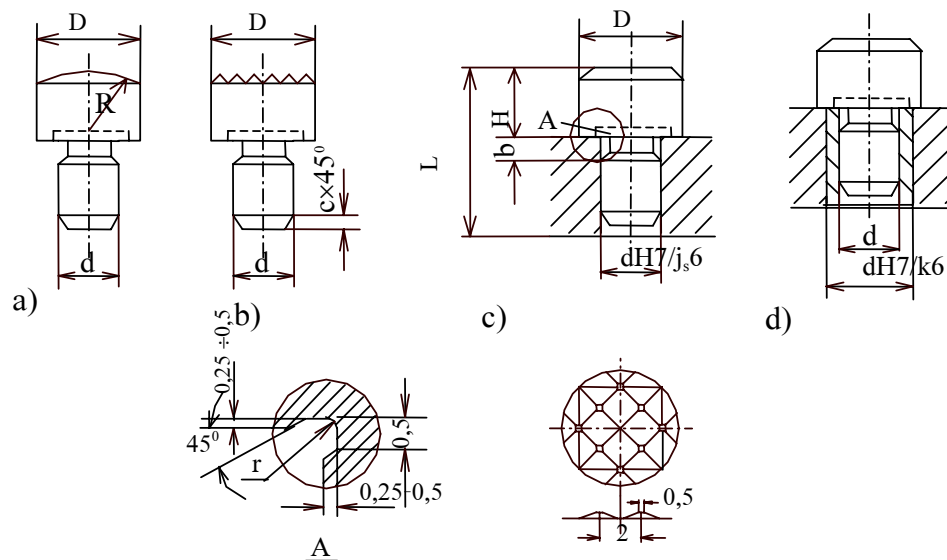
Hình 2-1a và b dùng khi chuẩn định vị là mặt thô.

Hình 2-1c dùng khi chuẩn định vị là mặt tinh.

Chốt tì có thể lắp trực tiếp lên thân đồ gá hoặc thông qua một bạc lót (hình 2-1d).

Chốt tì có đường kính  $D \leq 12\text{mm}$  được chế tạo bằng thép các bon dụng cụ có hàm lượng  $C = 0,7 \div 0,8\%$  và tôi cứng đạt  $\text{HRC} = 50 \div 60$ . Khi  $D > 12\text{mm}$ , có thể chế tạo bằng thép các bon có hàm lượng  $C = 0,15 \div 0,2\%$ , tôi cứng sau khi thấm than đạt độ cứng  $\text{HRC} = 55 \div 60$ .

Số chốt tì được dùng ở một mặt chuẩn định vị bằng số bậc tự do mà nó cần hạn chế.



Hình 2- 1: Các loại chốt tì cố định

### 2-2-2. Chốt tì điều chỉnh.

Chốt tì điều chỉnh được dùng khi bề mặt làm chuẩn của chi tiết là chuẩn



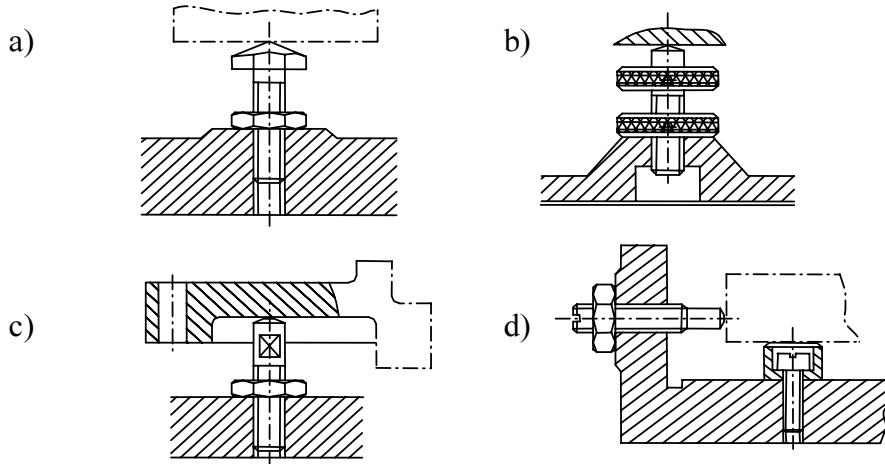
thô, có sai số về hình dáng và có kích thước tương quan thay đổi nhiều. Kết cấu chốt tì điều chỉnh như hình 2-2.

Hình 2-2a: Đầu 6 cạnh, dùng cơ lê điều chỉnh.

Hình 2-2b: Đầu tròn.

Hình 2-2c: Chốt vát cạnh, dùng cơ lê điều chỉnh.

Hình 2-2d: Chốt điều chỉnh lắp trên mặt đứng của đồ gá.

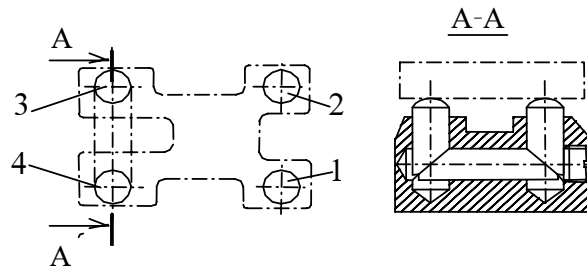


Hình 2-2: Chốt tì điều chỉnh

Trên mặt phẳng định vị của chi tiết, người ta có thể dùng hai chốt tì cố định và một chốt tì điều chỉnh nhằm chỉnh lại vị trí của phôi.

### 2-2-3. Chốt tì tự lựa :

Chốt tì tự lựa được dùng khi mặt phẳng định vị là chuẩn thô hoặc mặt bậc. Do đặc điểm kết cấu của chốt tì tự lựa, nên mặt làm việc của chốt tì tự lựa luôn luôn tiếp xúc với mặt chuẩn, đồng thời tăng độ cứng vững của chi tiết và giảm áp lực trên bề mặt của các điểm tì.



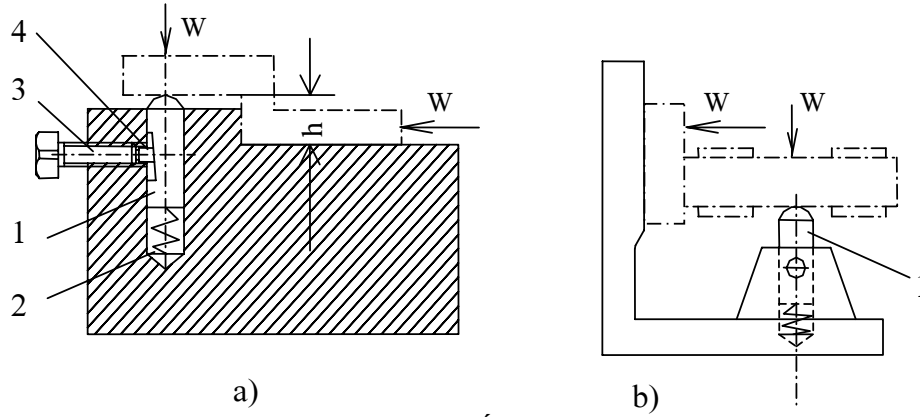
Hình 2-3: Chốt tì tự lựa

Ví dụ chốt tì tự lựa 3 và 4 trên hình (hình 2-3). Tuy loại chốt tì này tiếp xúc với phôi ở hai điểm nhưng nó chỉ hạn chế một bậc tự do.

### 2-2-4. Chốt tì phụ.

Chốt tì phụ không tham gia định vị chi tiết, mà chỉ có tác dụng nâng cao

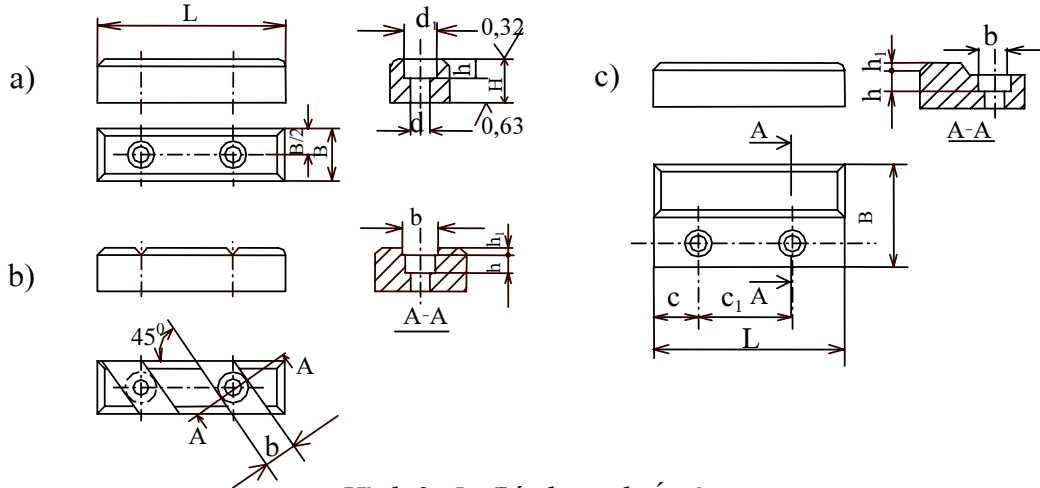
độ cứng vững của chi tiết khi gia công. Chốt tì phụ có nhiều loại (hình 2-4a,b). Khi gá đặt chi tiết, chốt tì phụ ở dạng tự do, chưa cố định. Dưới tác dụng của lò xo 2 làm cho chốt 1 tiếp xúc với mặt tì của chi tiết cần gia công đã được định vị và kẹp chặt xong. Sau đó dùng chốt 4 và vít 3 để cố định vị trí của chốt .



Hình 2-4 : Chốt tì phụ

**2-2-5. Phiến tì.**

Phiến tì là chi tiết định vị khi chuẩn là mặt phẳng đã được gia công (chuẩn tinh) có diện tích thích hợp (kích thước trung bình và lớn). Về kết cấu, phiến tì có 3 loại (hình 2-5), mỗi loại có đặc điểm và phạm vi ứng dụng riêng :



Hình 2-5: Các loại phiến tì

Loại 2-5a phiến tì phẳng đơn giản, dễ chế tạo, có độ cứng vững tốt, nhưng khó làm sạch phoi vì các lỗ bắt vít lõm xuống, thường lắp trên các mặt thẳng đứng.

Loại 2-5b phiến tì có rãnh nghiêng sử dụng thuận tiện cho việc làm sạch, bảo quản nhưng chế tạo tốn kém hơn các loại khác.

Loại 2-5c phiến tì bậc, bề mặt làm việc dễ quét sạch phoi và làm sạch do

có rãnh lõm  $1 \div 2\text{mm}$ , vì chiều rộng B lớn nên khó gá đặt trong đồ gá, ít dùng hơn.

Người ta sử dụng 2 phiến tì hay 3 phiến tì tạo thành một mặt phẳng định vị (chú ý nếu dùng 2 phiến tì, thì 1 phiến tì hạn chế 2 bậc tự do, phiến tì còn lại khống chế 1 bậc tự do; Nếu dùng 3 phiến tì, thì mỗi phiến tì hạn chế 1 bậc tự do). Các phiến tì được lắp vào thân đồ gá bằng các vít kẹp và được mài lại cho đồng phẳng và đảm bảo độ song song (hay vuông góc với đế đồ gá) sau khi lắp.

Phiến tì thường làm bằng thép có hàm lượng các bon  $C=0,15 \div 0,2\%$ , tôi sau khi thấm than để đạt độ cứng  $HRC = 55 \div 60$ , qua mài bóng  $R_a=0,63 \div 0,25$ .

Phiến tì đã được tiêu chuẩn hoá và cho trong các sổ tay cơ khí, sổ tay chế tạo máy, sổ tay thiết kế đồ gá.

### 2-2-6. Sai số định vị khi định vị bằng mặt phẳng,

Sai số định vị xảy ra do sai số chế tạo bề mặt định vị của chi tiết gia công và bề mặt định vị của chi tiết định vị của đồ gá.

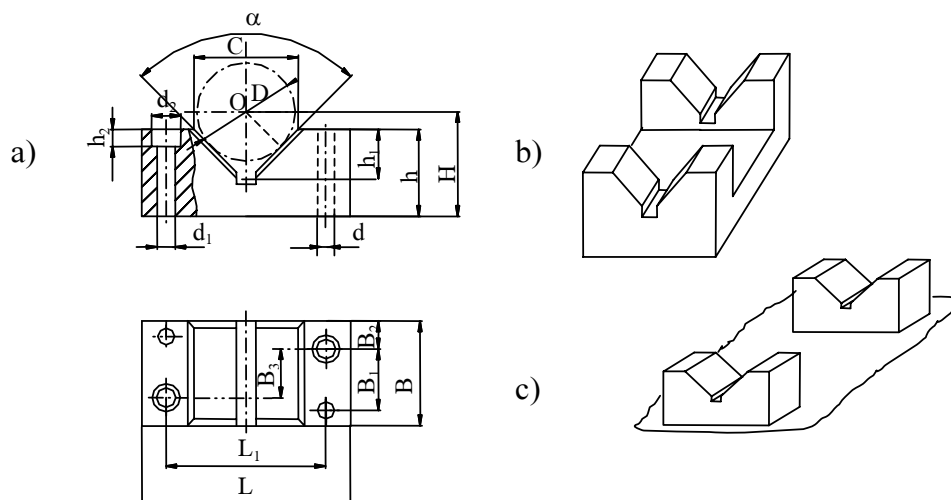
### 2-3. Định vị khi chuẩn định vị là mặt trụ ngoài.

Khi chuẩn định vị là mặt trụ ngoài, chi tiết định vị thường dùng là:

#### 2-3-1. Khối V :

Khối V dùng để định vị khi mặt chuẩn định vị của chi tiết là mặt trụ ngoài hoặc một phần của mặt trụ ngoài. Ưu điểm khi định vị bằng khối V là định tâm tốt, tức là đường tâm của mặt trụ định vị của chi tiết bảo đảm trùng với mặt phẳng đối xứng của hai mặt nghiêng làm việc của khối V, không bị ảnh hưởng của dung sai kích thước đường kính mặt trụ ngoài. Một khối V có thể định vị được những chi tiết có đường kính khác nhau.

- Kết cấu của khối V. Hình 2-6a trình bày kết cấu của khối V, có hai loại :



Hình 2-6: kết cấu khối V

+ Khối V dài: Tương đương với 4 điểm tiếp xúc và hạn chế 4 bậc tự do (hoặc khối V có chiều dài tiếp xúc L của nó với mặt chuẩn định vị của chi tiết sao cho  $L/D > 1,5$ ; D-đường kính của chi tiết). Khối V dài định vị những chi tiết có đường kính lớn, thường khoét lõm như hình 2-6b. Để giảm bề mặt gia công của khối V, người ta dùng hai khối V ngắn rồi lắp trên một đế (hình 2-6c).

+ Khối V ngắn: Tương đương 2 điểm tiếp xúc và hạn chế 2 bậc tự do (hoặc khối V ngắn là khối V mà mặt chuẩn định vị trên chi tiết gia công chỉ tiếp xúc với nó trên chiều dài L, với  $L/D < 1,5$ ).

Khi định vị theo các mặt chuẩn định vị thô của chi tiết, thì mặt định vị của khối V phải làm nhỏ, bề rộng từ  $2 \div 5\text{mm}$  hoặc khía nhám.

Vị trí của khối V quyết định vị trí của chi tiết, nên khối V phải được định vị chính xác trên thân đồ gá bằng hai chốt và dùng vít để bắt chặt.

Khối V tiêu chuẩn có góc  $\alpha=60^\circ$ ,  $\alpha=90^\circ$  và  $\alpha=120^\circ$ .

Khối V định vị được chế tạo bằng thép 20X, 20; mặt định vị được thấm các bon sâu  $0,8 \div 1,2\text{mm}$ ; tôi cứng đạt HRC=58÷62. Đối với những khối V dùng làm định vị các trục có  $D > 120\text{mm}$ , thì đúc bằng gang hoặc hàn, trên mặt định vị có lắp các bản thép tôi cứng, khi mòn có thể thay thế được.

- Tính toán chọn khối V.

Khối V đã được tiêu chuẩn hoá, có thể tra các kích thước liên quan trong các sổ tay công nghệ chế tạo máy. Đối với kích thước H do người thiết kế quyết định. H là kích thước đo từ tâm o của trục kiểm có đường kính D đến mặt đáy của khối V, kích thước D lấy bằng kích thước trung bình của kích thước mặt trụ ngoài của chi tiết. Trong sản xuất, thường người ta lấy tâm o của trục kiểm (cũng chính là tâm mặt trụ ngoài định vị của chi tiết) để điều chỉnh vị trí của dao, vì vậy trên thực tế tâm mặt trụ ngoài của chi tiết cũng chính là chuẩn định vị khi chi tiết lấy mặt ngoài để định vị trên khối V, do đó kích thước H biểu thị chiều cao kích thước chuẩn định vị, nó cần phải được ghi trên bản vẽ làm việc của khối V và dùng làm căn cứ cho việc kiểm tra khi chế tạo và điều chỉnh khối V.

Từ hình 2-6a, ta có :

$$H = h + \frac{1}{2} \left( \frac{D}{\sin \frac{\alpha}{2}} - \frac{C}{\text{tg} \frac{\alpha}{2}} \right)$$

Khi  $\alpha=90^\circ$ , ta có :  $H=h+0,707D-0,5C$

Khi góc  $\alpha= 120^\circ$   $H=h+1,087D-0,289C$ .

Trong đó : h và C- chọn theo kết cấu tiêu chuẩn của khối V; D- Kích thước trung bình của đường kính mặt ngoài định vị của chi tiết .

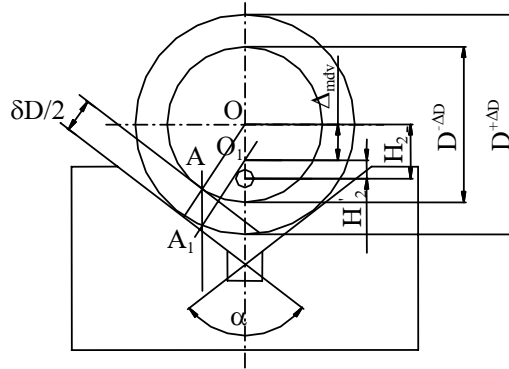
- Tính sai số định vị khi chi tiết được định vị bằng mặt ngoài trên khối V.

Như trên đã trình bày, tâm mặt ngoài định vị của chi tiết là chuẩn định vị, vì vậy, tính toán sai số định vị chính là tính lượng biến đổi lớn nhất của tâm mặt ngoài trong một loạt chi tiết gia công.

Sơ đồ tính như hình 2-7, khi chi tiết có đường kính lớn nhất là  $D^{+AD}$ , tâm mặt ngoài là O; khi chi tiết có đường kính bé nhất là  $D^{-AD}$ , chi tiết dịch xuống đến khi tiếp xúc với khối V. Lúc này điểm A trên chu vi sẽ dịch chuyển đến  $A_1$ , tương ứng tâm O dịch chuyển đến  $O_1$ .  $OO_1$  chính là lượng biến đổi vị trí của chuẩn định vị do sai số vị trí mặt định vị gây ra. Từ quan hệ hình học, ta được :

$$\varepsilon_{dv} = \Delta_{mdv} = OO_1 = \frac{\delta D}{2 \cdot \sin \frac{\alpha}{2}}$$

Sai số định vị phụ thuộc vào dung sai kích thước mặt chuẩn định vị ngoài của chi tiết  $\delta D$  và trị số góc  $\alpha$  của khối V.



Hình 2-7: Sơ đồ tính sai số chuẩn

### 2-3-2. Mâm cặp :

Khi chuẩn là mặt trụ ngoài, nếu gia công trên nhóm máy tiện hoặc nhóm máy phay thì đồ định vị là chấu kẹp của mâm cặp 3 chấu tự định tâm. Mâm cặp là cơ cấu định vị vạn năng, có khả năng điều chỉnh trong một phạm vi khá rộng tùy theo kích thước bề mặt chuẩn định vị thay đổi. Mâm cặp là cơ cấu định vị nhưng đồng thời cũng là cơ cấu kẹp chặt.

### 2-3-3. Ống kẹp đàn hồi:

Khi chuẩn định vị là mặt trụ ngoài, có độ chính xác nhất định, nếu gia công trên nhóm máy tiện hoặc máy phay đồ định vị có thể là ống kẹp đàn hồi. Ống kẹp đàn hồi là cơ cấu tự định tâm có khả năng định tâm (khoảng  $0,01 \div 0,03\text{mm}$ ) cao hơn mâm cặp 3 chấu.

Ống kẹp đàn hồi được chế tạo từ các thép 20X, 40X, Y7A, Y10A, 9XC, thép 45. Các bề mặt của chúng phải được tôi đạt độ cứng  $45 \div 50 \text{ HRC}$ .

(Trong chương cơ cấu tự định tâm sẽ trình bày kỹ hơn mâm cặp, ống kẹp đàn hồi...)

## 2-4. Định vị khi chuẩn định vị là mặt trụ trong.

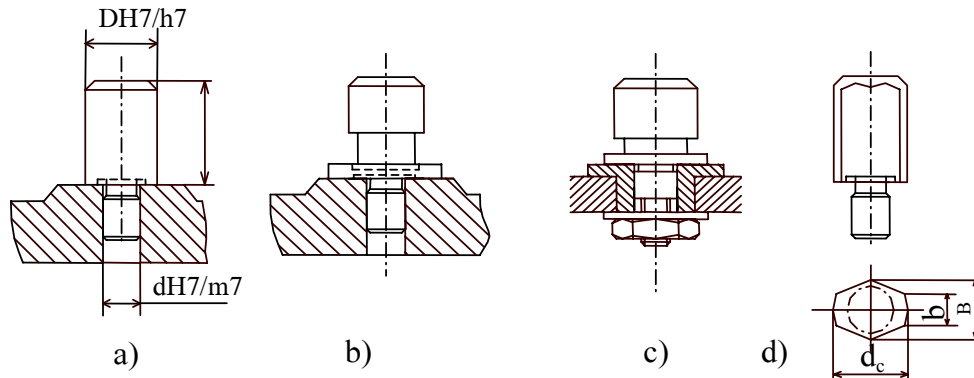
Khi lấy mặt trụ trong của chi tiết làm chuẩn định vị, ta có thể dùng các chi tiết định vị: chốt gá, các loại trục gá...

### 2-4-1. Các loại chốt gá. (hình 2-8).

- Chốt trụ dài (h2-8a): Dùng chốt trụ dài có khả năng hạn chế 4 bậc tự do. Về kết cấu, chiều dài phần làm việc L của chốt sẽ tiếp xúc với lỗ chuẩn D có tỉ số  $L/D > 1,5$ . Nếu phối hợp với mặt phẳng để định vị chi tiết, thì mặt phẳng chỉ được hạn chế một bậc tự do.

- Chốt trụ ngắn (hình 2-8b,c): chốt trụ ngắn có khả năng hạn chế hai bậc tự do tịnh tiến theo hai chiều vuông góc với tâm chốt. Tỉ lệ  $L/D \leq 0,33 \div 0,35$ .

- Chốt trám (chốt vát -hình 2-8d) chỉ hạn chế một bậc tự do.



Hình 2-8: Các loại chốt gá

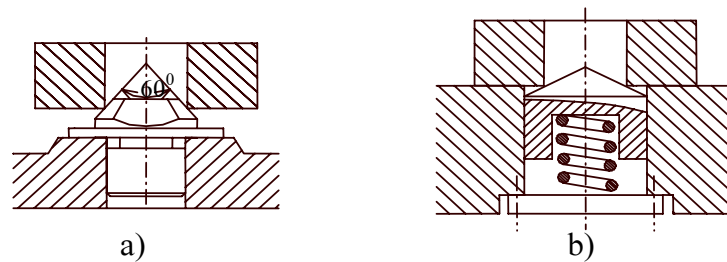
Vật liệu để chế tạo các chốt gá như sau: khi  $d_c \leq 16\text{mm}$ , chốt gá được chế tạo bằng thép dụng cụ Y7A, Y10A, 9XC, CD70; khi  $d_c > 16\text{mm}$  được chế tạo bằng thép crôm-20X, thậm chí các bon đạt chiều dày lớp thấm  $0,8 \div 1,2\text{mm}$ , sau đó tôi đạt độ cứng HRC50÷55.

Lắp ghép giữa lỗ chuẩn và chốt gá là mối ghép lỏng nhẹ nhưng khe hở nhỏ nhất ( $H7/h7$ ) để có thể giảm bớt được sai số chuẩn. Còn lắp ghép giữa chốt và thân đồ gá thường là ( $H7/k7$ ) hoặc ( $H7/m7$ )

- Chốt côn: Các loại chốt côn như hình 2-9.

+ Chốt côn cứng: tương ứng 3 điểm (h2-9a), hạn chế 3 bậc tự do tịnh tiến.

+ Chốt côn tùy động (chốt côn mềm): tương ứng 2 điểm (h 2-9b) hạn chế 2 bậc tự do tịnh tiến. Chốt côn tùy động dùng khi chuẩn định vị là chuẩn thô nhằm mục đích để bề mặt côn làm việc của chốt côn luôn luôn tiếp xúc với lỗ trong một loạt phôi được chế tạo bằng cách đúc, rèn dập, đột lỗ...



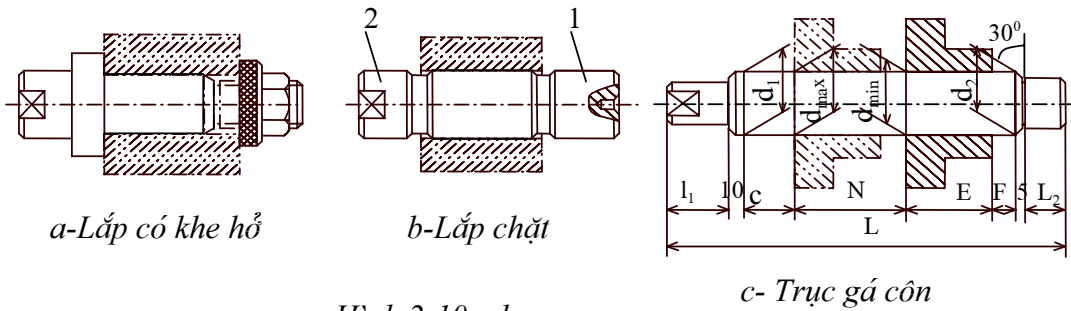
Hình 2-9 : Chốt côn

Mặt côn làm việc của chốt, góc  $\alpha=60^0$  hoặc  $\alpha=75^0$  khi phôi lớn.

**2-4-2. Các loại trục gá.**

\* Trục gá hình trụ: là chi tiết định vị để gá đặt chi tiết gia công trên máy tiện, máy phay, máy mài...khi chuẩn là lỗ trụ đã gia công tinh. Chiều dài làm việc của trục gá L phải đảm bảo  $L/D>1,5$  và hạn chế 4 bậc tự do (kết hợp với vai chốt hạn chế 1 bậc tự do).

Lắp ghép giữa mặt chuẩn và mặt làm việc của trục gá phải có khe hở đủ nhỏ để đảm bảo độ đồng tâm giữa mặt gia công và mặt chuẩn thường dùng mối ghép H7/h7, kết cấu của trục gá trụ như (hình 2-10a) hoặc lắp chặt (hình 2-10b)



Hình 2-10 a,b,c

\* Trục gá côn: do trục gá hình trụ lắp có khe hở, nên khi gia công những chi tiết bạc trên máy tiện hoặc máy mài tròn ngoài, khả năng định tâm (độ đồng tâm giữa mặt trong và mặt ngoài) thấp. Ví vậy để khắc phục tình trạng đó người ta dùng trục gá côn với góc côn khoảng  $3\div5^0$  (độ côn  $1/500\div 1/1000$ ). Trục gá côn có tác dụng khử khe hở và có khả năng truyền mô men xoắn khá lớn. Kết cấu như hình 2-10 c, tuy nhiên việc tháo chi tiết ra khỏi trục không phải dễ dàng.

Khi gia công các chi tiết có đường kính lỗ chuẩn khác nhau nhiều, để giảm số lượng trục cần chế tạo, ta dùng trục gá côn di động.

\* Trục gá đàn hồi: khi gia công các bạc thành mỏng trên máy tiện, máy mài tròn ngoài...để tránh biến dạng do lực kẹp gây ra, ta dùng trục gá đàn hồi. Loại này có khả năng định tâm tốt ( $0,01\div 0,02\text{mm}$ ), lực kẹp đồng đều.

**2-4-3. Sai số định vị khi định vị bằng mặt trong.**

\* Tính sai số định vị khi dùng chốt gá .

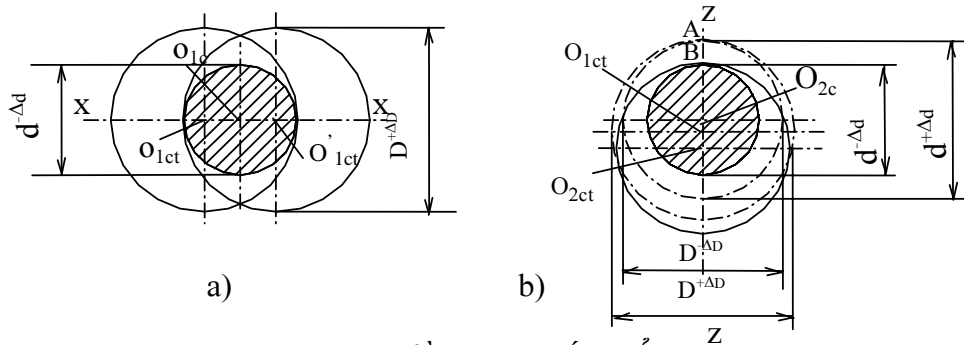
- Chốt gá và lỗ ở vị trí bất kì. Khi chốt gá đặt thẳng đứng, chuẩn định vị và chốt gá có thể ở vị trí bất kì (hình 2-11 a). Trong trường hợp lỗ có đường kính lớn nhất và chốt gá có đường kính nhỏ nhất, thì sai số chuẩn định vị là lượng dịch chuyển tâm hình học của lỗ  $o_{1ct}o_{2ct}$  :

$$\epsilon_{dv}(xx) = o_{1ct}o_{2ct} = 2[(D + \Delta D) - (d - \Delta d)] = \delta D + \delta d + \Delta$$

Trong đó :

D- đường kính danh nghĩa của mặt lỗ định vị.

- $\pm\Delta D$ - sai lệch đường kính của mặt lỗ định vị.
- $d$ - đường kính danh nghĩa của chốt gá.
- $\pm\Delta d$ - sai lệch đường kính của chốt gá .
- $\delta D$ - dung sai kích thước đường kính lỗ.
- $\delta d$ - dung sai kích thước đường kính chốt gá.
- $\Delta$  - khe hở nhỏ nhất giữa chốt gá và mặt lỗ định vị.



Hình 2-10: Sơ đồ tính sai số chuẩn

a- Chốt ở vị trí bất kì ; b- Chốt ở vị trí nằm ngang

- Chốt gá ở vị trí nằm ngang (hình 2-11b). Trong trường hợp này bất kì chi tiết nào gá trên chốt gá đều có xu hướng rơi xuống phía dưới.

Có hai trường hợp xảy ra: Chốt gá có kích thước lớn nhất  $d^{+\Delta d}$  và lỗ định vị có kích thước nhỏ nhất  $D^{-\Delta D}$ , lúc này vị trí tiếp xúc giữa chốt gá và lỗ định vị ở điểm A cao nhất, tâm chi tiết là  $O_{1ct}$ . Chốt gá có kích thước nhỏ nhất  $d^{-\Delta d}$  và lỗ định vị có kích thước lớn nhất  $D^{+\Delta D}$ , lúc này vị trí tiếp xúc giữa chốt gá và lỗ định vị ở điểm B thấp nhất, tâm chi tiết là  $O_{2ct}$ .

Trong hai trường hợp, tâm chi tiết dịch chuyển theo phương zz từ  $O_{1ct}$  đến  $O_{2ct}$ , hay nói cách khác sai số định vị theo phương zz là  $O_{1ct}O_{2ct}$ . Ta có :

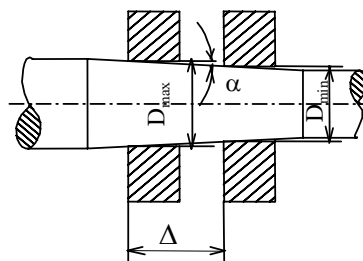
$$\varepsilon_{dv}(zz) = O_{1ct}O_{2ct} = \frac{(\delta_D + \delta_d)}{2}$$

Trong khi đó, sai số định vị theo phương xx bằng không,  $\varepsilon_{dv}(xx) = 0$ .

**Chú ý :** Khi tính toán sai số chuẩn định vị cần phải chỉ rõ kích thước cần tính, đồng thời phải xét đến độ lệch tâm e giữa mặt ngoài của chi tiết và mặt trong làm chuẩn định vị, đồng thời sai số của đường kính mặt ngoài .

\* Tính sai số chuẩn khi gá chi tiết trên trục gá côn.

Mặc dầu có sai số chế tạo của mặt lỗ định vị của chi tiết, nhưng với phương pháp



Hình 2-12: Sai số khi định vị bằng trục gá côn



này, mặt chuẩn định vị của chi tiết luôn tiếp xúc với chốt côn và do đó loại trừ khe hở, hay sai số chuẩn định vị theo hướng kính bằng không. Nhưng do sai số chế tạo dẫn đến sự dịch chuyển chi tiết của cả loạt theo chiều trục chi tiết (hình 2-12). Lượng xô dịch đó là  $\Delta$ , được xác định bằng công thức :

$$\Delta = \frac{\delta_D}{2\text{tg}\alpha} = \frac{\delta_D}{k}$$

Trong đó : k-độ côn của trục gá;  $\alpha$ - góc côn của trục gá.

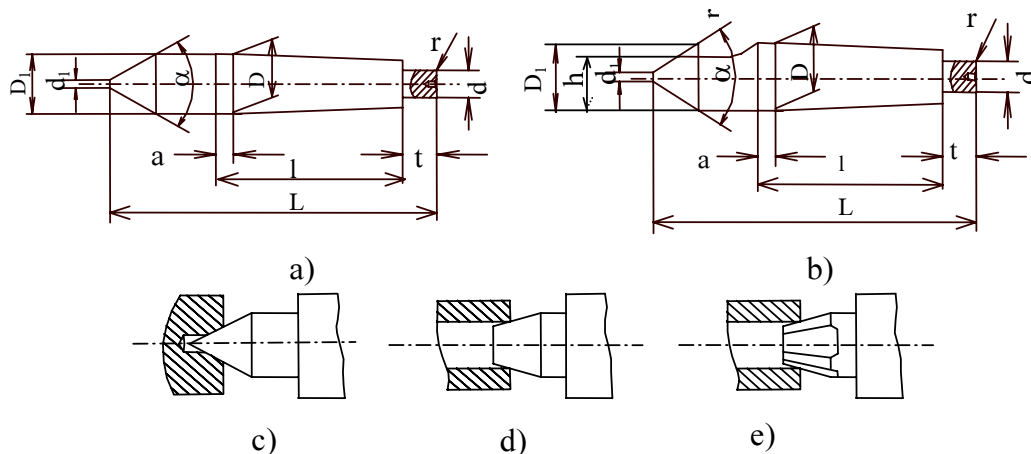
## 2- 5. Định vị bằng hai lỗ tâm.

Khi gia công mặt trụ ngoài của các trục bậc trên máy tiện hoặc máy mài, để đảm bảo độ đồng tâm giữa các bậc trục, phải dùng chuẩn tinh phụ thống nhất là hai lỗ tâm và đồ định vị là các loại mũi tâm.

### 2-5-1. Mũi tâm cứng.

Khi gia công những chi tiết dạng trục trên máy tiện, máy mài tròn ngoài, có chuẩn định vị là hai lỗ tâm, thì người ta thường sử dụng chi tiết định vị là hai mũi tâm cứng và chi tiết gia công được tốc cặp truyền mô men xoắn.

Kết cấu mũi tâm cứng như hình 2-13a, b, c, d, e .

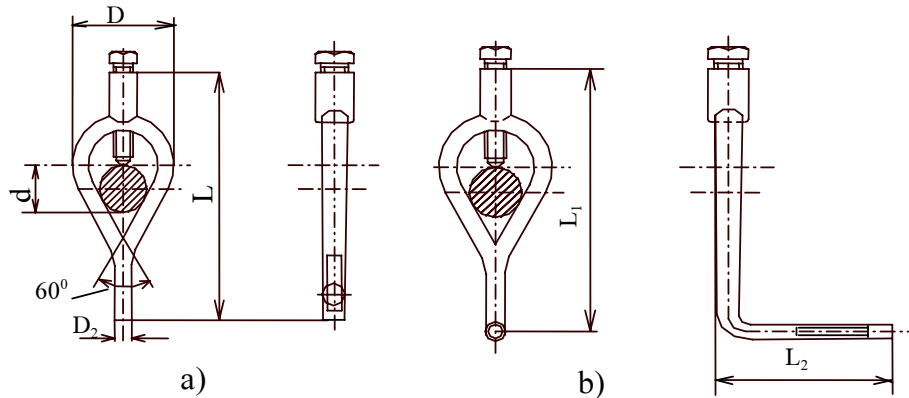


Hình 2-13 : Các loại mũi tâm cứng

Mũi tâm cứng được lắp vào lỗ côn của trục chính máy tiện hoặc máy mài, nó hạn chế 3 bậc tự do tịnh tiến. Mũi tâm lắp vào ụ sau của máy đó thì hạn chế hai bậc tự do quay quanh trục vuông góc với nhau và vuông góc với đường tâm quay chi tiết.

Riêng mũi tâm cứng ở ụ sau máy mài bao giờ cũng vát đi một phần (hình 2-13b), mặt vát song song với đường tâm chi tiết và vuông góc với mặt phẳng chứa hai đường tâm chi tiết và đá. Chiều dài phần vát lớn hơn chiều rộng đá để khi mài chi tiết nhỏ đá không chạm vào mũi tâm.

Kết cấu của tốc cặp như hình 2-14



Hình 2- 14 : Tốc cặp

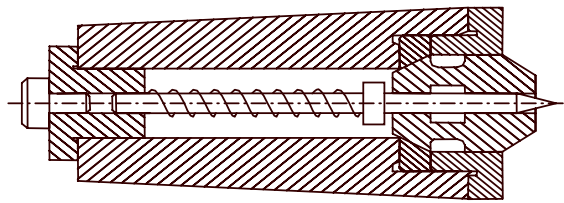
### 2-5-2. Mũi tâm tùy động .

Do việc sử dụng mũi tâm cứng gây ra sai số định vị ảnh hưởng đến kích thước chiều trục L, sai số chuẩn định vị của kích thước L là :

$$\varepsilon_{dv}(L) = \frac{\delta_A}{2 \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$$

Trong đó:  $\delta_A$ - dung sai đường kính lỗ tâm;  $\alpha$ - góc côn làm việc của lỗ tâm.

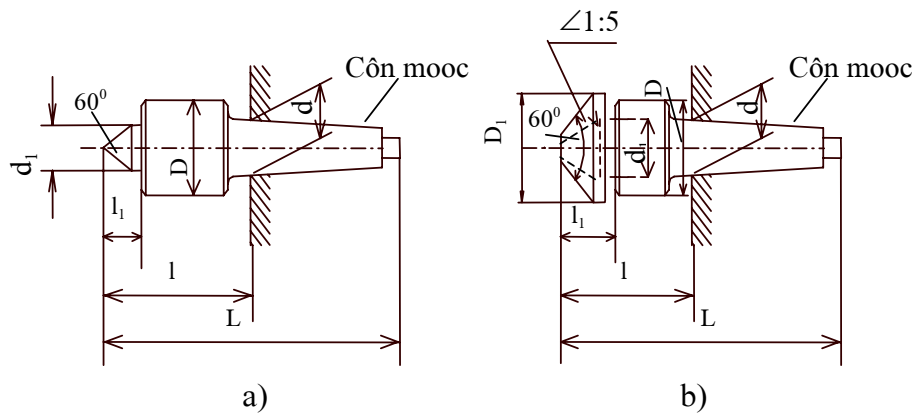
Để loại trừ sai số đó trong quá trình gia công, nếu kích thước chiều trục yêu cầu chính xác thì cần phải dùng mặt đầu làm chuẩn, hạn chế bậc tự do theo phương dọc trục của chi tiết sao cho chuẩn định vị trùng với góc kích thước. Lúc này cơ cấu định vị phải dùng là mũi tâm tùy động dọc trục - mũi tâm mềm, kết cấu như hình 2-15. Sau khi gá đặt xong mũi tâm phải được kẹp cứng lại.



Hình 2-15 : Mũi tâm tùy động

### 2-5-3. Mũi tâm quay.

Khi tiện cao tốc, số vòng quay của trục chính lớn ( $n > 1000$  vg/ phút), ở ụ sau thường dùng mũi tâm quay (hình 2-16 a,b), vì dùng mũi tâm cứng do có chuyển động tương đối giữa bề mặt làm việc của mũi tâm và lỗ tâm nên lỗ tâm chóng mòn, ảnh hưởng đến độ chính xác.



Hình 2-16: Mũi tâm quay

## 2-6. Định vị kết hợp.

Trong thực tế người ta thường dùng đồng thời nhiều bề mặt làm chuẩn định vị. Khi dùng phương pháp định vị này cần chú ý : không được để siêu định vị; phải tính đến sai số chế tạo và khe hở lắp ghép của chi tiết định vị.

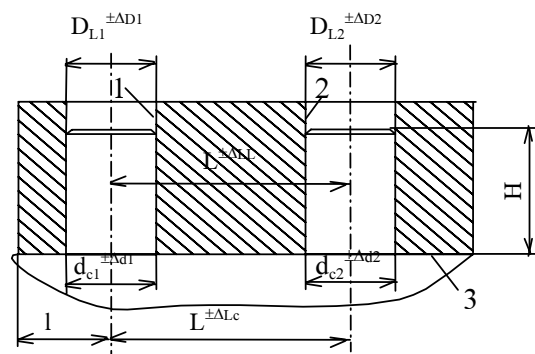
### 2-6-1. Định vị kết hợp bằng một mặt phẳng và hai lỗ vuông góc với mặt phẳng

Phương pháp này được ứng dụng rộng rãi để gia công các chi tiết dạng hộp, thân máy, cang... Đây là phương pháp định vị dùng chuẩn thống nhất, dễ dàng đảm bảo độ chính xác vị trí tương quan. Có trường hợp trên chi tiết không có bề mặt lỗ dùng làm chuẩn thống nhất, có thể lấy lỗ bu lông gia công chính xác làm chuẩn định vị.

Ví dụ: hình 2-17; lỗ 1, 2 và mặt phẳng 3 là chuẩn định vị. Do khoảng cách kích thước giữa hai tâm lỗ và hai tâm chốt thay đổi trong phạm vi dung sai, do dung sai kích thước đường kính hai chốt và hai lỗ và do khe hở lắp ghép giữa chốt và lỗ, có thể dẫn tới hai lỗ không thể lắp vào hai chốt được. Để giải quyết vấn đề trên ta có thể dùng hai phương pháp sau:

a) Phương pháp thứ nhất.

Giảm đường kính một chốt để tăng khe hở giữa lỗ và chốt theo phương nối



Hình 2-17: định vị kết hợp bằng một mặt phẳng và hai lỗ định vị

hai tâm lỗ nhằm mục đích bù vào dung sai khoảng cách hai tâm lỗ và hai tâm chốt. Để tiện phân tích, giả thiết lỗ thứ 1 lắp vào chốt thứ 1, tâm chốt và tâm lỗ trùng nhau, ta giảm đường chốt thứ 2. Cần phải thoả mãn yêu cầu là kích thước lớn nhất của chốt thứ 2 lắp được vào lỗ thứ 2 trong điều kiện kích thước đường kính hai lỗ nhỏ nhất, kích thước đường kính hai chốt lớn nhất còn khoảng cách hai tâm lỗ lớn nhất, khoảng cách hai tâm chốt nhỏ nhất (hoặc ngược lại khoảng cách tâm hai lỗ nhỏ nhất, khoảng cách tâm hai chốt lớn nhất).

Kí hiệu:

$D_{L1}, D_{L2}$ - kích thước đường kính lỗ thứ nhất và lỗ thứ 2.

$d_{c1}, d_{c2}$ - kích thước đường kính chốt thứ nhất và chốt thứ 2.

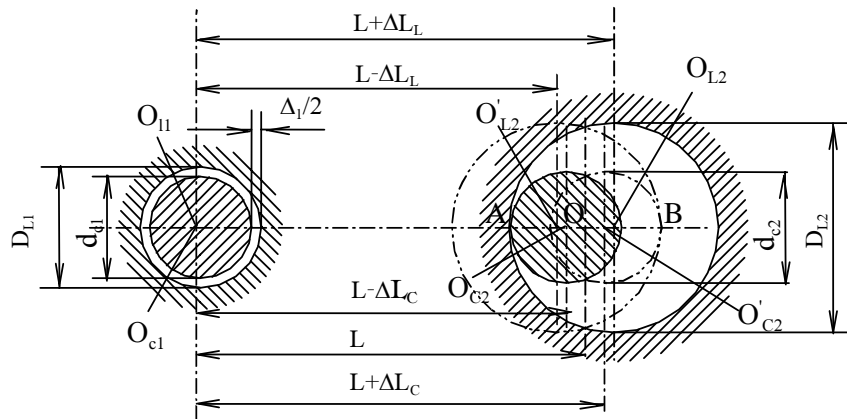
$\pm\Delta D_{L1}, \pm\Delta D_{L2}$ -sai lệch đường kính lỗ thứ nhất và lỗ thứ 2.

$\pm\Delta d_{c1}, \pm\Delta d_{c2}$ -sai lệch đường kính chốt thứ nhất và chốt thứ 2.

$L$ - kích thước khoảng cách hai tâm chốt và hai tâm lỗ.

$\pm\Delta L_L$ - sai lệch của kích thước khoảng cách hai tâm lỗ.

$\pm\Delta L_C$ - sai lệch của kích thước khoảng cách hai tâm chốt.



Hình 1-18 : Sơ đồ tính đường kính chốt thứ 2

Từ hình 1-18, ta thấy :

$$L - \Delta L_L + \frac{D_{L2}}{2} = L + \Delta L_C + \frac{d_{c2}}{2} \quad (1)$$

$$L + \Delta L_L - \frac{D_{L2}}{2} = L - \Delta L_C - \frac{d_{c2}}{2} \quad (2)$$

Từ (1) và (2), ta có

$$d_{c2} = D_{L2} - 2(\Delta L_L + \Delta L_C)$$

Chú ý :

+ Để thuận tiện việc gá và tháo chi tiết, giữa chốt thứ 2 và lỗ thứ 2 cần để một khe hở nhất định  $\Delta_2$ , vậy đường kính chốt thứ 2 phải giảm thêm một lượng  $\Delta_2$ ; đồng thời giữa chốt thứ nhất và lỗ thứ nhất cũng cần phải có một khe hở  $\Delta_1$ ,

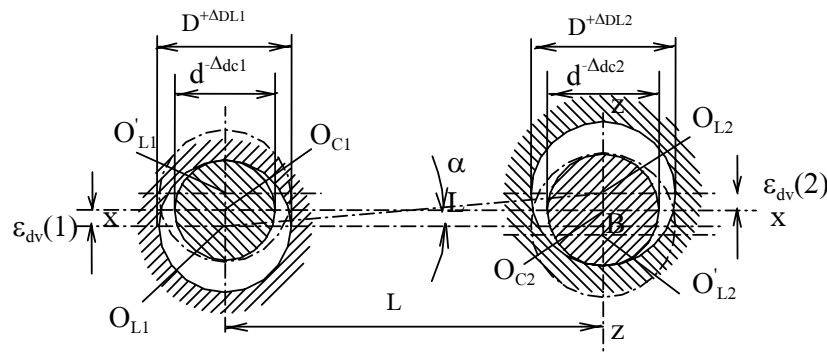
khe hở này lại bổ sung thêm vào sai lệch khoảng cách hai tâm lỗ, vì thế chốt thứ 2 cần tăng thêm một lượng  $\Delta_1$ . Vậy đường kính chốt thứ 2 giảm đến:

$$dc_2 = DL_2 - 2(\Delta L_L + \Delta L_c) + \Delta_1 - \Delta_2$$

có thể làm cho tất cả các chi tiết trong một loạt có thể lắp được vào hai chốt định vị. Trong đó  $\Delta_1$  là khe hở lắp ghép nhỏ nhất giữa chốt thứ nhất và lỗ thứ nhất,  $\Delta_2$  là khe hở lắp ghép nhỏ nhất giữa chốt thứ hai và lỗ thứ hai.

+ Khi giảm đường kính chốt thứ 2, khe hở  $\Delta_2$  tăng lên, như vậy bậc tự do tịnh tiến theo x do chốt thứ 1 hạn chế, chốt thứ 2 chỉ có tác dụng hạn chế bậc tự do quay quanh trục z.

+ Do tồn tại khe hở giữa chốt và lỗ, hai lỗ xô dịch lên hoặc xuống theo phương zz làm cho đường nối hai tâm lỗ và đường nối hai tâm chốt bị quay lệch đi, tạo nên sai số góc xoay. Khi hai lỗ dịch chuyển ngược chiều nhau, khoảng cách hai tâm chốt bằng khoảng cách hai tâm lỗ, đường kính hai lỗ lớn nhất, đường kính hai chốt nhỏ nhất, thì góc xoay lớn nhất (hình 2-19).



Hình 2-19: Sơ đồ tính góc xoay

Giả sử do sai số định vị làm cho tâm lỗ 1 dịch chuyển xuống  $O_{L1}$ , tâm lỗ 2 dịch lên  $O_{L2}$ , tạo ra góc quay lớn nhất là  $\alpha$ .

Từ hình 2-19, trong tam giác  $O_{L2}BO_{L1}$ , ta có:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\overline{O_{L2}B}}{L}$$

$$\overline{O_{L2}B} = \overline{O_{L2}O_{c2}} + \overline{O_{L1}O_{c1}}$$

mà 
$$\overline{O_{L2}O_{c2}} = \frac{\Delta d_{c2} + \Delta D_{L2} + \Delta_2}{2}$$

$$\overline{O_{L1}O_{c1}} = \frac{\Delta d_{c1} + \Delta D_{L1} + \Delta_1}{2}$$

Vậy: 
$$\alpha = \operatorname{tg}^{-1} \frac{(\Delta DL_1 + \Delta dc_1 + \Delta_1) + (\Delta DL_2 + \Delta dc_2 + \Delta_2)}{2L}$$

Sai số góc xoay là :  $\pm\alpha=2\alpha$

Từ công thức trên ta thấy, khi độ chính xác lắp ghép giữa lỗ và chốt đã quy định, khoảng cách kích thước giữa hai tâm chốt càng lớn thì sai số góc xoay càng nhỏ. Vì vậy, khi định vị bằng một mặt phẳng và hai lỗ, người ta cố gắng chọn khoảng cách giữa hai tâm lỗ là lớn nhất.

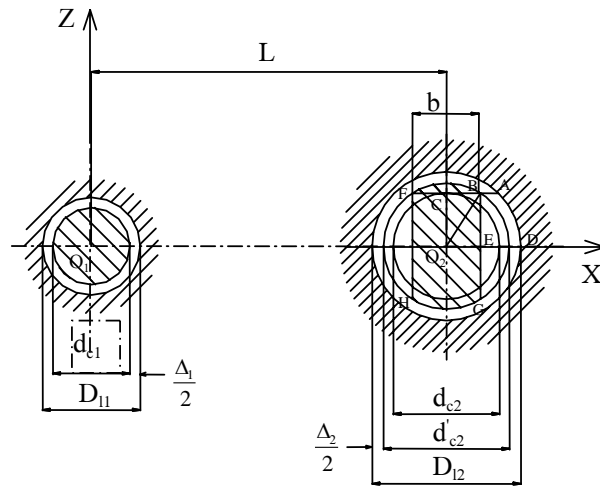
Phương pháp này có thể giải quyết việc lắp chi tiết vào hai chốt, nhưng tồn tại sai số góc xoay lớn. Do đó nó chỉ áp dụng khi yêu cầu độ chính xác gia công thấp.

*b). Phương án 2.*

Làm chốt thứ 2 thành chốt vát (chốt trám) để giảm sai số góc xoay, đồng thời vẫn đảm bảo thuận tiện cho chi tiết lắp vào hai chốt. Đây là phương pháp thường dùng.

Hình 2-20 trình bày vị trí vát và cách xác định kích thước của chốt vát.

Giả sử đường kính chốt thứ 2 được tính theo phương án (1) là  $d_{c2}$ ; ED- biểu thị khoảng cách của chốt định vị thứ 2 và lỗ thứ 2 theo phương xx để có thể lắp hai chốt vào hai lỗ theo phương án (1). Nếu theo phương này, tại mọi điểm đều có thể đảm bảo khoảng cách là ED không đổi, thì chi tiết luôn luôn lắp được lên chốt. Từ đó, ta có thể xác định được vị trí và kích thước cần vát của chốt thứ 2.



Hình 2-20: sơ đồ tạo chốt vát

Từ C vẽ đường thẳng CA//xx; lấy AB=ED; từ tâm  $O_2$  vẽ đường tròn có bán kính OB (đường kính  $d'_{c2}$ ); sau đó từ B và F vẽ BG và FH //zz làm thành hai cạnh của chốt vát.

Gọi FB= b là chiều rộng của chốt vát.

Trong tam giác  $O_2BC$  và  $O_2AC$  ta có:

$$O_2C^2 = O_2A^2 - AC^2 = O_2B^2 - BC^2 \quad (1)$$

Trong đó :

$$O_2A = \frac{D_{L2}}{2}$$

$$AC = AB + BC = (\Delta L_L + \Delta L_C) + \frac{b}{2}$$

$$O_2B = \frac{d_{c2}}{2} = \frac{1}{2}(D_{L2} - \Delta_2)$$

Thay vào (1), ta được :

$$\left(\frac{D_{L2}}{2}\right)^2 - \left[(\Delta L_L + \Delta L_C) + \frac{b}{2}\right]^2 = \left(\frac{D_{L2}}{2} - \frac{\Delta_2}{2}\right)^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2$$

Bỏ qua  $(\Delta L_L + \Delta L_C)^2; \Delta_2^2$

Ta được :

$$b = \frac{D_{L2} \times \Delta_2}{2(\Delta L_L + \Delta L_C)} = \frac{D_{L2} \times \Delta_2}{2\varepsilon}$$

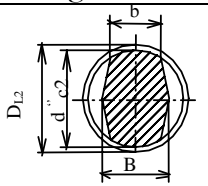
**Chú ý :** Khi thiết kế chốt vít, ta có thể theo thứ tự sau :

+ *Xác định kích thước khoảng cách cơ bản giữa hai tâm chốt;* kích thước khoảng cách giữa hai tâm chốt và hai tâm lỗ bằng nhau. Kích thước khoảng cách hai tâm chốt lấy kích thước trung bình, sai lệch phân bố đối xứng. Dung sai khoảng cách hai tâm chốt lấy bằng  $1/5 \div 1/3$  dung sai kích thước khoảng cách hai tâm lỗ, tức là:  $\delta L_C = \left(\frac{1}{3} \div \frac{1}{5}\right) \delta L_L$

+ *Xác định kích thước cơ bản và dung sai của kích thước chốt 1.* Kích thước cơ bản của chốt 1 lấy kích thước nhỏ nhất của lỗ, chế độ lắp ghép H/g hoặc H/f. Độ chính xác kích thước của chốt cao hơn độ chính xác của lỗ từ 1÷2 cấp.

+ *Xác định kích thước chủ yếu, chiều rộng b, B và dung sai của chốt vít* (hình 2-19); có thể dựa vào kích thước lỗ thứ 2 ( $D_{L2}$ ) để chọn theo bảng 2-1 dưới đây.

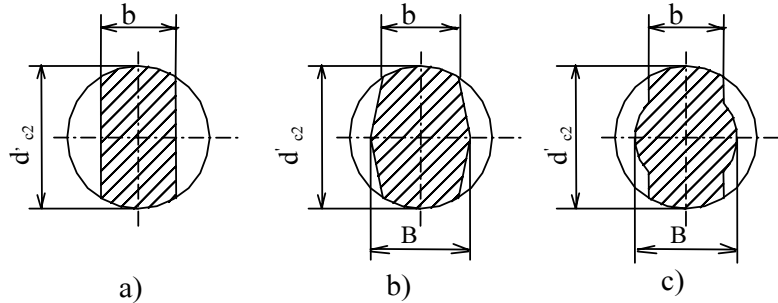
**Bảng 2-1.**

	$D_{L2}$	3-6	>6-8	>8-20	>20-25	>25-32	>32-40
	b	2	3	4	5	6	7
	B	$D_{L2}-0,5$	$D_{L2}-1,0$	$D_{L2}-2,0$	$D_{L2}-3,0$	$D_{L2}-4,0$	$D_{L2}-5,0$

Kết cấu chốt trám như hình 2-21 :

Loại a dùng khi đường kính lỗ lớn hơn 50mm, loại b khi đường kính lỗ nhỏ hơn 50mm; để đảm bảo độ cứng vững của chốt, chọn  $B \leq D_{L2} - 2\varepsilon$  ( $\varepsilon = 2(\delta L_L + \delta L_C)$ ), nói chung lấy  $B = D_{L2} - 4\varepsilon$ .

Chiều cao của chốt H được xác định theo công thức sau (theo hình 2-17):



**Hình 2-21: Kết cấu chốt vít**

$$+ \text{Trường hợp hai chốt : } H = \frac{L + 1 + 0,5D}{D + L} \sqrt{2\Delta_{2\min}(D + L)}.$$

$$+ \text{Trường hợp một chốt: } H = \frac{L + 0,5D}{D} \sqrt{2\Delta_{2\min}D}.$$

**2-6-2. Định vị bằng một mặt phẳng và một chốt vát có đường tâm song song với mặt phẳng.**

Trường hợp này ta có thể xem như là trường hợp đặc biệt khi định vị bằng một mặt phẳng và hai lỗ mà lỗ thứ 1 và chốt thứ 1 biến thành một mặt phẳng (hình 2-22).

Vậy điều kiện để lắp được là :

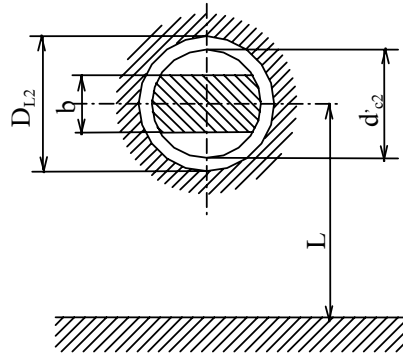
$$\Delta_2 \times \frac{D_{L2}}{b} \geq \Delta L_{mf-L} + \Delta L_{mf-c}$$

Trong đó :

$\Delta L_{mf-L}$  - dung sai khoảng cách từ mặt phẳng đến tâm lỗ ;  $\Delta L_{mf-C}$  - dung sai khoảng cách từ mặt phẳng đến tâm chốt . Thường lấy  $\Delta L_{mf-C} = (1/5 \div 1/2) \Delta L_{mf-L}$

Do đó chiều rộng của chốt bằng :

$$b \leq \frac{\Delta_2 \times D_{L2}}{\Delta L_{mf-L} + \Delta L_{mf-c}}$$



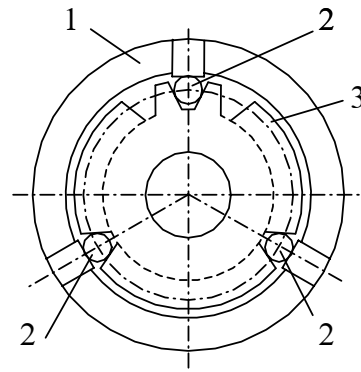
Hình 2-22: Định vị bằng một mặt phẳng và một chốt vát

**2-7. Định vị bằng bề mặt đặc biệt.**

Ngoài những bề mặt thường dùng làm mặt chuẩn định vị nói trên, có khi người ta còn dùng một số bề mặt đặc biệt để định vị chi tiết.

**2-7-1. Định vị bằng mặt lăn của bánh răng.**

Hình 2-23, là ví dụ dùng mặt lăn của bánh răng làm chuẩn định vị để mài mặt trong (lỗ). Chi tiết định vị là 3 con lăn 2 có độ chính xác cao tiếp xúc với mặt răng trên 3 vị trí cách đều nhau để thực hiện việc định tâm chi tiết 3, nhờ vậy có thể đảm bảo độ đồng tâm giữa lỗ và mặt lăn của bánh răng sau khi mài, hơn nữa bảo đảm lượng dư mài của lỗ đều.



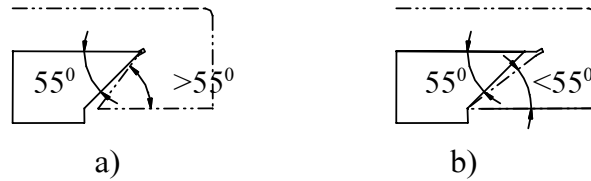
Hình 2-23

**2-7-2. Định vị bằng mặt dẫn hướng.**

Người ta thường hay dùng mặt dẫn hướng đuôi én có góc 55° hoặc có dạng khối V để định vị chi tiết. Có hai trường hợp :



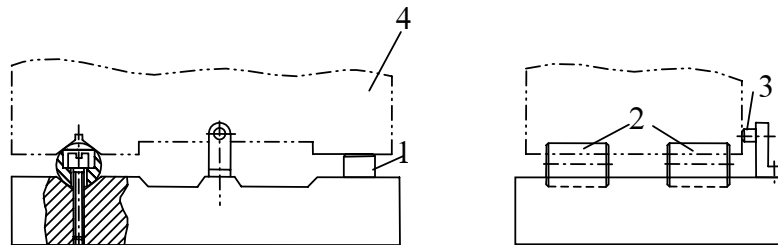
- Định vị bằng chi tiết định vị có hình dạng tương tự, hình 2-24.



Hình 2-24

Do có sai số góc của mặt dẫn hướng, khi lớn hơn (hình 2-24a) hoặc nhỏ hơn (hình 2-24b), sẽ làm cho vị trí tiếp xúc giữa chi tiết định vị và mặt dẫn hướng thay đổi, tức là làm tăng sai số định vị.

- Dùng một chốt trụ dài hoặc hai chốt trụ ngắn để định vị. Hình 2-25, ví dụ dùng chốt trụ ngắn 2 để định vị. Vị trí giữa mặt dẫn hướng và 2 chốt trụ cố định, do đó làm giảm sai số định vị, khắc phục khuyết điểm của trường hợp trên.



Hình 2-25: 1-phiến tì; 2-chốt trụ ngắn; 3-chốt tì; 4- chi tiết

### Chương 3

## KẸP CHẶT VÀ CƠ CẤU KẸP CHẶT

### 3-1. Khái niệm.

Khi thiết kế đồ gá, sau khi đã chọn được phương án định vị tương đối hợp lý, tiếp theo ta chọn phương án kẹp chặt phôi trong đồ gá. Việc chọn phương án kẹp chặt cũng phải tuân thủ theo những nguyên tắc nhất định, trong nhiều trường hợp hợp giải quyết vấn đề kẹp chặt còn khó khăn hơn vấn đề định vị vì kết cấu của đồ gá không cho phép.

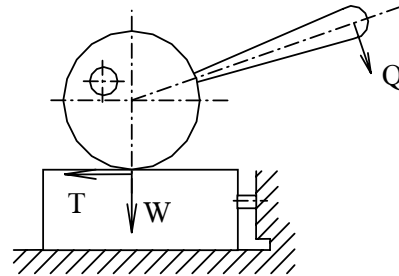
*Kẹp chặt là tác động lên hệ thống đồ gá, cụ thể là vào chi tiết gia công một lực để làm mất khả năng xô dịch hoặc rung động do lực cắt hay các lực khác trong quá trình cắt sinh ra như lực li tâm, trọng lượng, rung động...*

Để thực hiện việc đó phải có cơ cấu kẹp chặt, cơ cấu kẹp chặt trong đồ gá là một hệ thống đi từ nguồn sinh lực đến vấu của đồ kẹp từ lên chi tiết: Nguồn sinh lực (cơ cấu sinh lực), cơ cấu truyền lực (cơ cấu phóng đại lực kẹp, cơ cấu liên động phân bố lực kẹp)...

Yêu cầu đối với cơ cấu kẹp chặt. Khi thiết kế các cơ cấu kẹp chặt cần phải đảm bảo các yêu cầu sau:

+ Khi kẹp không được phá hỏng vị trí của chi tiết đã được định vị chính xác.

Ví dụ, hình 3-1 là sơ đồ kẹp chặt không hợp lý, khi quay bánh lệch tâm để kẹp chặt chi tiết, cũng đồng thời gây ra lực T làm dịch chuyển chi tiết khỏi vị trí đã được định vị chính xác.



Hình 3-1: Sơ đồ kẹp chặt không hợp lý

+ Trị số lực kẹp vừa đủ để chi tiết không bị xô dịch và rung động dưới tác dụng của lực cắt và các ảnh hưởng khác trong quá trình gia công, nhưng lực kẹp không nên quá lớn khiến cơ cấu kẹp to, thô và làm vật gia công biến dạng..

+ Không làm hỏng bề mặt do lực kẹp tác dụng vào nó.

+ Cơ cấu kẹp chặt có thể điều chỉnh được lực kẹp.

+ Thao tác nhanh, thuận tiện, an toàn, kết cấu gọn, nhưng có đủ độ bền, không bị biến dạng khi chịu lực.

+ Kết cấu đơn giản, dễ chế tạo và sửa chữa.

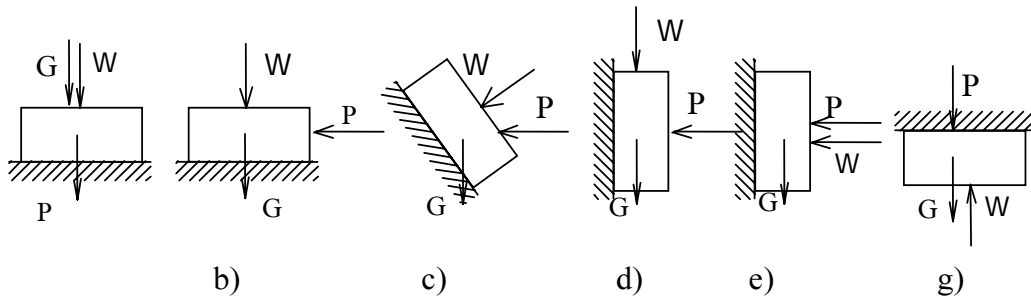
### 3-2. Phương, chiều, điểm đặt và trị số lực kẹp.

Khi thiết kế cơ cấu kẹp cần chú ý một số vấn đề chính sau đây :

### 3-2-1. Phương và chiều lực kẹp.

Phương và chiều của lực kẹp có liên quan mật thiết với chuẩn định vị chính, chiều của trọng lượng bản thân chi tiết gia công, chiều của lực cắt. Nói chung phương của lực kẹp nên thẳng góc với mặt định vị chính, vì như thế sẽ có diện tích tiếp xúc lớn nhất, giảm được áp suất do lực kẹp gây ra và do đó ít biến dạng nhất. Chiều của lực kẹp nên hướng từ ngoài vào mặt định vị, không nên ngược chiều với chiều lực cắt và chiều trọng lượng bản thân chi tiết gia công (kẹp từ dưới lên), vì như thế lực kẹp phải rất lớn, cơ cấu kẹp công kênh, to và thao tác tốn sức. Lực kẹp nên cùng chiều với chiều lực cắt và trọng lượng bản thân vật gia công, nhưng đôi khi vì kết cấu không cho phép thì có thể chọn chúng thẳng góc với nhau.

Một số ví dụ hình 3-2 :



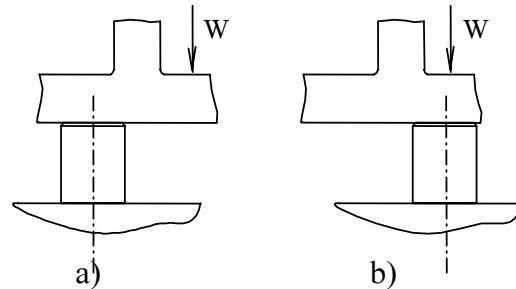
Hình 3-2: Quan hệ giữa phương và chiều của lực kẹp với phương và chiều của lực cắt và trọng lượng chi tiết.

$P$ - lực cắt ;  $G$ - trọng lượng chi tiết ;  $W$ - lực kẹp.

Từ hình 3-2, ta thấy ở hình 3-2a phương và chiều lực kẹp chặt là tốt nhất và hình 3-2g là xấu nhất.

### 3-2-2. Điểm đặt của lực kẹp

Khi xác định điểm đặt lực kẹp cần phải tránh chi tiết nhận thêm ngoại lực và mô men quay. Điểm đặt lực tốt nhất phải tác dụng lên vị trí của chi tiết có độ cứng vững lớn nhất và nên ở ngay trên điểm đỡ hoặc trong phạm vi diện tích đỡ (hình 3-3): a- vị trí điểm đặt lực kẹp không đúng, b- vị trí điểm đặt lực kẹp đúng.



Hình 3-3: vị trí điểm đặt lực

### 3-2-3. Tính lực kẹp chặt cần thiết $W$ .

Trị số lực kẹp  $W$  phụ thuộc vào phương, chiều, điểm đặt, trị số của lực cắt, trọng lượng bản thân vật gia công và các lực khác, các kích thước liên quan... Để tính toán lực kẹp ta phải biết phương, chiều, điểm đặt và trị số của các lực khác tác dụng lên chi tiết và sơ đồ định vị chi tiết cần gia công.

Thực chất tính toán lực kẹp là giải bài toán tĩnh học về cân bằng vật rắn dưới tác dụng của các lực và mô men lên chi tiết. Trình tự tính toán lực kẹp như sau :

- Xác định phương, chiều, điểm đặt lực kẹp.
- Xác định trị số của lực cắt và mô men của lực cắt tác dụng lên chi tiết gia công, khi cần phải xác định lực quán tính và lực li tâm phát sinh trong quá trình gia công.
- Giải bài toán tĩnh học về cân bằng vật rắn dưới tác dụng của tất cả các lực lên chi tiết, tính lực kẹp tính toán  $W_{tt}$ .
- Xác định lực kẹp thực tế bằng cách nhân thêm với hệ số an toàn  $k$  :

$$W = kW_{tt}$$

Trong đó:  $W$ - lực kẹp thực tế;  $W_{tt}$ - lực kẹp tính toán tinh theo điều kiện cân bằng;  $K$  - hệ số an toàn,  $K=k_0k_1k_2k_3k_4k_5k_6$ .

$k_0$ -hệ số an toàn chung, trong mọi trường hợp  $k_0=1,5\div 2$ .

$k_1$ -hệ số kể đến lượng dư không đều, khi gia công thô  $k_1= 1,2$ ; khi gia công tinh  $k_1= 1,0$ .

$k_2$ -hệ số xét đến dao cùn làm lực cắt tăng,  $k_2=1,0\div 1,9$ .

$k_3$ -hệ số xét đến vì cắt không liên tục làm lực cắt tăng,  $k_3=1,2$

$k_4$ -hệ số xét đến nguồn sinh lực không ổn định, khi kẹp bằng tay  $k_4=1,3$ ; khi kẹp chặt bằng khí nén hay thủy lực  $k_4=1,0$ .

$k_5$ - hệ số kể đến vị trí tay quay của cơ cấu kẹp thuận tiện hay không thuận tiện, khi kẹp chặt bằng tay: góc quay  $< 90^\circ$ ,  $k_5=1,0$ ; góc quay  $> 90^\circ$ ,  $k_5=1,5$ .

$k_6$ - hệ số tính đến mô men làm lật phôi quay quanh điểm tựa, khi định vị trên các chốt tì:  $k_6=1,0$ ; khi định vị trên các phiến tì  $k_6=1,5$ .

Phải căn cứ vào điều kiện cụ thể để xác định từng hệ số riêng biệt.

Một số ví dụ tính toán lực kẹp cụ thể:

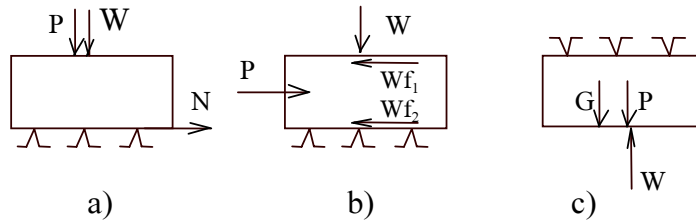
(1) Tính lực kẹp theo sơ đồ hình 3-4.

- Theo sơ đồ hình 3-4a: Khi lực cắt  $P$  cùng chiều với lực kẹp  $W$  và vuông góc với mặt chuẩn chính. Nếu hệ không có khả năng gây ra trượt thì  $W=0$ , khi đó không cần đến lực kẹp chặt. Ví dụ, khi chuốt ép lỗ (chuốt đứng, thực sự không cần đến lực kẹp).

Khi có khả năng gây ra lực trượt  $N$  thì :

$$W = \frac{KN}{f_1 + f_2} - P$$

Trong đó: K- hệ số an toàn chung;  $f_1$ -hệ số ma sát giữa mặt chuẩn định vị của chi tiết và chi tiết định vị (mặt thô  $f_1=0,2 \div 0,3$ ; mặt tinh  $f_1=0,1 \div 0,15$ );  $f_2$ -hệ số ma sát giữa mỏ kẹp và chi tiết; N -lực trượt.



Hình 3-4: sơ đồ kẹp chặt khi chuẩn là mặt phẳng

- Theo sơ đồ h3-4b :

Lực kẹp W vuông góc với lực cắt P và mặt chuẩn chính:

$$W = \frac{K \cdot P}{f_1 + f_2}$$

Trong đó:  $f_1$ - hệ số ma sát giữa mỏ kẹp và chi tiết ( $f_1=0,1 \div 0,15$ );  $f_2$ - hệ số ma sát giữa mặt chuẩn của chi tiết và chi tiết định vị (mặt thô:  $f_2=0,1 \div 0,3$ ; mặt tinh  $f_2= 0,1 \div 0,15$ )

- Theo sơ đồ hình 3-4c :

Khi lực kẹp ngược chiều với lực cắt và trọng lượng:

$$W = K(P + G)$$

Trong đó: G -trọng lượng bản thân chi tiết.

(2) Tính lực kẹp chi tiết khi gia công trên máy tiện, chi tiết gá trên mâm cặp (hình 3-5). Dưới tác dụng của mô men  $M_c$  và lực  $P_x$ , chi tiết có thể quay quanh tâm của nó và trượt trên các chấu kẹp.

Điều kiện cân bằng :

- Phương trình cân bằng

mô men:

$$W_{\Sigma} \cdot f \cdot R \geq K \cdot M_c$$

$$W_{\Sigma} \cdot f \cdot R \geq K \cdot P_z \cdot R_c$$

Do đó 
$$W_{\Sigma} = \frac{K \cdot P_z \cdot R_c}{f \cdot R}$$

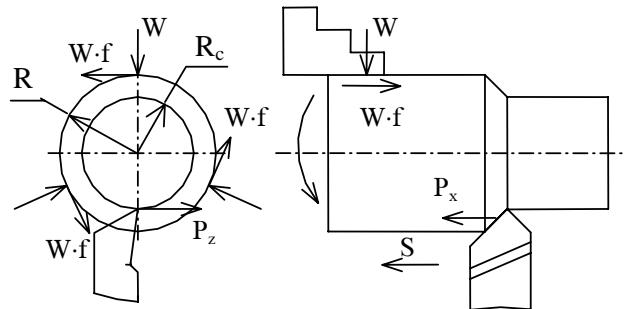
Lực kẹp trên mỗi chấu :

$$W = \frac{W_{\Sigma}}{z} \quad (1)$$

- Phương trình cân bằng chống trượt dọc:

$$W_{\Sigma} \cdot f \geq K \cdot P_x \rightarrow W_{\Sigma} \geq \frac{K \cdot P_x}{f}$$

Lực kẹp trên mỗi chấu :



Hình 3-5: sơ đồ tính lực kẹp khi tiện

$$W = \frac{K \cdot P_x}{f \cdot z} \quad (2)$$

Trong đó:  $W_{\Sigma}$ -tổng lực kẹp của các chấu kẹp (N);  $W$ - lực kẹp của một chấu ;  $z$  - số chấu kẹp;  $M_c$ - mô men cắt,  $M_c = P_c \cdot R_c$ (Nm),  $R_c$ - bán kính gia công;  $R$  - bán kính mặt chuẩn (mm);  $P_z$ -thành phần lực cắt tiếp tuyến (N);  $P_x$ -thành phần lực theo phương x (N);  $f$ - hệ số ma sát ( $f=0,5 \div 0,7$ ). Tùy theo trường hợp cụ thể lực kẹp chọn  $W_{\max}$  trong (1) hoặc (2).

(3) Tính lực kẹp khi khoan.

- Trong trường hợp lực kẹp nằm theo phương thẳng đứng và cùng chiều với lực  $P_0$ , thì thực tế lực kẹp  $P_0$  không cần lớn lắm (hình 3-6a). Tuy nhiên để gia công được, lực kẹp phải thẳng được mô men cắt  $M_c$ .

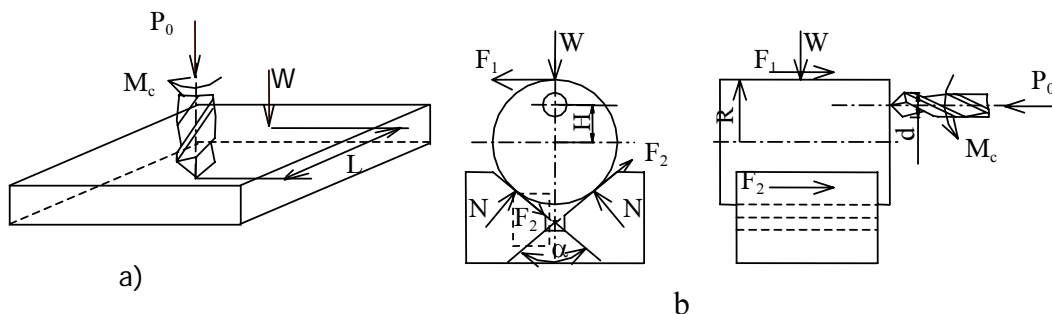
Điều kiện cân bằng :

$$W \cdot L \cdot f \geq K \cdot M_c \rightarrow W \geq \frac{K \cdot M_c}{f \cdot L}$$

Nếu kể trọng lượng chi tiết thì lực kẹp tổng cộng  $W_{\Sigma}$ :

$$W_{\Sigma} = W + P_0 + G$$

Khi  $P_0 + G > \frac{K \cdot M_c}{f \cdot R_{td}}$ , thì có thể lấy:  $W=0$ .



Hình 3-6 : Sơ đồ tính lực kẹp khi khoan

- Khi khoan lỗ có đường tâm song song với đường tâm chi tiết trụ, chi tiết gá đặt trên khối V, lực kẹp vuông góc với tâm chi tiết (hình 3-6b).

Lực kẹp phải đảm bảo sao cho chi tiết không bị xoay do tác động của mô men  $M_c$ , đồng thời không bị xô dịch dọc theo trục do tác dụng của lực dọc  $P_0$ . Phương trình cân bằng để đảm bảo không trượt là :

$$2 \cdot f_2 \cdot \frac{W}{\sin \frac{\alpha}{2}} + W \cdot f_1 \geq K \cdot P_0$$

Suy ra :

$$W = \frac{K \cdot P_0}{2 \cdot \frac{f_2}{\sin \frac{\alpha}{2}} + f_2}$$

Phương trình cân bằng để đảm bảo không bị xoay:

$$\left( 2 \cdot f_2 \cdot \frac{W}{\sin \frac{\alpha}{2}} + W \cdot f_1 \right) R \geq \frac{2 \cdot K \cdot M_c \cdot H}{d}$$

Suy ra :

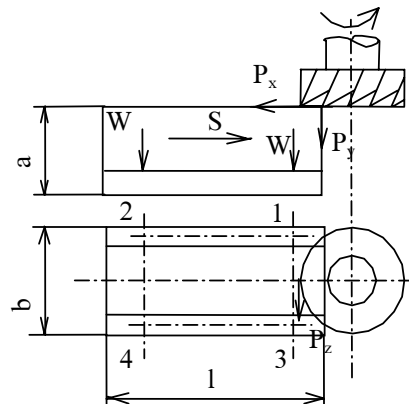
$$W = \frac{2 \cdot K \cdot M_c \cdot H}{R \left( 2 \cdot \frac{f_2}{\sin \frac{\alpha}{2}} + f_1 \right)} \cdot \frac{H}{d}$$

Trong đó:  $f_1$ - hệ số ma sát giữa chi tiết và mỏ kẹp ( $f_1=0,1 \div 0,15$ );  $f_2$ - hệ số ma sát giữa chi tiết và khối V, ( $f_2=0,2 \div 0,3$  đối với mặt thô,  $f_2=0,1 \div 0,15$  đối với mặt tinh) ; R- bán kính của chi tiết (mm); d- đường kính của mũi khoan (mm); H- kích thước từ tâm chi tiết đến vị trí lỗ gia công;  $\alpha$ - góc khối V.

(4) Tính lực kẹp khi phay.

Có nhiều phương pháp phay, ở mỗi phương pháp lực cắt có giá trị và hướng khác nhau làm cho lực kẹp khác nhau. Tùy theo sơ đồ cụ thể mà phân tích, xem xét để tính lực kẹp đảm bảo kẹp chặt vững vàng.

- Khi phay mặt phẳng bằng dao phay mặt đầu và chuẩn là mặt đáy (hình 3-7). Theo hình vẽ, ta thấy lực  $P_y$  có tác dụng hỗ trợ cho lực kẹp W (vì cùng chiều với lực kẹp);  $P_x$  có tác dụng làm cho chi tiết quay xung quanh cạnh 2-4, cạnh 1-3 bị hất lên;  $P_z$  làm cho chi tiết quay xung quanh cạnh 3-4, cạnh 1-2 bị hất lên. Vì vậy lực kẹp W ở góc 1 phải có khả năng chống lại được tất cả các mô men do các lực cắt gây ra.



Hình 3-7: Sơ đồ tính lực kẹp khi phay mặt phẳng bằng dao phay mặt đầu

Ta có :

$$K \cdot P_x \cdot a \leq 2 \cdot W \cdot l \rightarrow W = \frac{K \cdot P_x \cdot a}{2 \cdot l} \quad (1)$$

$$K \cdot P_z \cdot a \leq 2 \cdot W \cdot b \rightarrow W = \frac{K \cdot P_z \cdot a}{2 \cdot b} \quad (2)$$

Do đó :

$$W = K \cdot a \cdot \left( \frac{P_x}{2 \cdot l} + \frac{P_z}{2 \cdot b} \right) \quad (3)$$

Phương trình (2) dưới tác dụng của lực  $P_y$  khi mới cắt vào chỉ có lực kẹp ở vị trí 1 chịu, còn dao khi sắp thoát khỏi vùng cắt thì chỉ có lực kẹp ở vị trí 2 chịu.

Tùy theo vị trí của dao mà trạng thái nguy hiểm có thể xô dịch phiê khác nhau, để đảm bảo an toàn cần thiết phải tính lực kẹp ở vị trí nguy hiểm nhất.

Trong ví dụ trên, khi dao ở vị trí bên phải hệ thống an toàn hơn khi nó ở bên trái. Trong 4 mỏ kẹp thì số 1 là mỏ kẹp phải chịu lực lớn nhất và tính lực kẹp tại vị trí đó. Công thức (3) chính là giá trị cần tính lực kẹp ở góc 1.

(5) Phay mặt phẳng chi tiết hộp bằng dao phay mặt đầu, gá chi tiết trên 6 điểm tựa hạn chế 6 bậc tự do. Lực kẹp vuông góc với mặt phẳng thẳng đứng đi qua hai điểm tựa bên hông của chi tiết (hình 3-8).

Lúc này lực ma sát phải thẳng được thành phần lực  $P_H$  nhằm không cho chi tiết xô dịch dọc.

Khi kẹp bằng hai mỏ kẹp, lực kẹp do hai mỏ kẹp sinh ra là :  $W_1 = W_2 = W$

Lực ma sát giữa hai mỏ kẹp và chi tiết là :  $F_1$  và  $F_2$ .

Lực ma sát giữa mặt định vị của chi tiết và mặt định vị của đồ gá  $F_3$  và  $F_4$ .

Giả thiết hệ số ma sát  $f_1 = f_2 = f_3 = f_4 = f$ , thì  $F_{ms1} = F_{ms2} = F_{ms3} = F_{ms4} = W \cdot f$

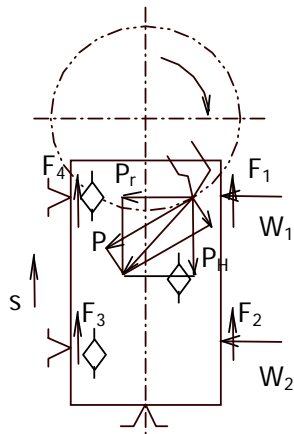
Phương trình cân bằng chống trượt là:

$$4W \cdot f \geq K \cdot P_H$$

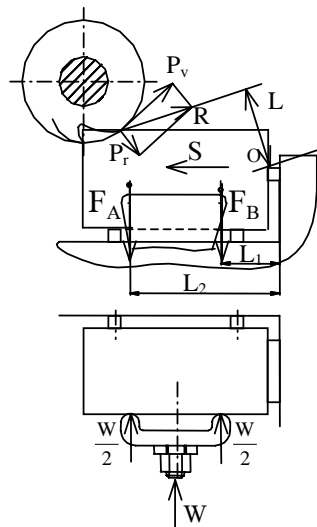
Vậy:

$$W = \frac{K \cdot P_H}{4 \cdot f}$$

Thành phần lực  $P_r$  có tác dụng đẩy chi tiết vào hai điểm tựa bên hông không gây xô dịch hoặc lật chi tiết nếu lực kẹp hướng đúng vào các điểm tựa hoặc thấp hơn.



Hình 3-8: Sơ đồ tính lực kẹp khi phay chi tiết gá đặt trên 6 điểm tựa (hạn chế 6 bậc tự do).



Hình 3-9



(6) Phay mặt phẳng bằng dao phay trụ (hình 3-9).

Trường hợp xấu nhất khi bắt đầu gia công và cắt toàn bộ chiều sâu cắt. Chi tiết bị quay quanh điểm O do tác dụng của mô men  $R \cdot L$ , còn hai mô men ma sát  $F_B \cdot f_B \cdot L_1$  và  $F_A \cdot f_A \cdot L_2$  chống lại sự quay của chi tiết ở hai chốt tì A và B (do kẹp liên động, nên bỏ qua mô men ma sát ở giữa mỏ kẹp và bề mặt chi tiết).

Điều kiện cân bằng:

$$F_A \cdot f_A \cdot L_2 + F_B \cdot f_B \cdot L_1 \geq K \cdot R \cdot L$$

( giả thiết hệ số ma sát  $f_A=f_B=f$  và lực ma sát  $F_A =F_B=f \cdot \frac{W}{2}$  )

Vậy: 
$$\frac{W}{2} \cdot f \cdot (L_1 + L_2) \geq K \cdot R \cdot L$$

Suy ra : 
$$W \geq \frac{2 \cdot K \cdot R \cdot L}{f(L_1 + L_2)}$$

Trong đó: R- hợp lực của lực cắt,  $R = \sqrt{P_r^2 + P_v^2}$  .

f-hệ số ma sát giữa giữa chi tiết và chốt tì định vị.

L-khoảng cách từ lực R đến điểm quay O của chi tiết.

K-hệ số an toàn chung.

### 3-2-4. Các loại cơ cấu kẹp chặt phôi.

Sau khi đã tính được lực kẹp chặt cần thiết, ta phải tính các thông số của cơ cấu kẹp phôi để sinh ra lực kẹp cần thiết đó.

(1) Phân loại các cơ cấu kẹp.

Có nhiều cách phân loại các cơ cấu kẹp chặt. Sau đây là một số cách phân loại được sử dụng rộng rãi :

-Phân theo kết cấu: cơ cấu đơn giản và cơ cấu tổ hợp : Đơn giản khi do một chi tiết thực hiện việc kẹp chặt; tổ hợp khi do hai hay nhiều chi tiết như: vít, bánh lệch tâm, chêm , đòn... phối hợp thực hiện việc kẹp. Ví dụ: ren ốc- đòn bẩy, đòn bẩy - bánh lệch tâm, chêm -ren ốc... Những cơ cấu tổ hợp thường dùng để phóng đại lực kẹp, để đổi chiều lực kẹp hoặc (bắt cầu) đi tới điểm đặt.

-Phân theo nguồn sinh lực: Kẹp bằng tay, kẹp cơ khí hoá và kẹp tự động hoá. Cơ khí hoá: khí nén, dầu ép, kẹp bằng chân không, bằng điện từ, hoặc những thứ đó kết hợp với nhau. Tự động hoá: không cần người thao tác mà nhờ những cơ cấu chuyển động của máy thao tác tự động.

-Phân theo phương pháp kẹp có: kẹp một chi tiết hoặc kẹp nhiều chi tiết; kẹp một lần hoặc nhiều lần tách rời.

(2) Các tính chất cơ bản của cơ cấu kẹp chặt đơn giản và tổ hợp. Các tính chất cơ bản là: tỉ số truyền lực, tỉ số dịch chuyển, hiệu suất .

a- Đối với các cơ cấu kẹp chặt đơn giản: Tỉ số truyền của lực và tỉ số truyền của dịch chuyển có thể được xác định như sau :

-Tỉ số truyền lực :

$$i = \frac{W}{Q} \Rightarrow W = i \cdot Q$$

Trong đó:W-là lực sinh ra trên khâu bị dẫn (lực kẹp).

Q-là lực phát động sinh ra trên khâu dẫn.

Trường hợp lí tưởng nếu coi cơ cấu làm việc không có ma sát:

$$i_{lt} = \frac{W_{lt}}{Q} \Rightarrow W_{lt} = Q \cdot i_{lt}$$

-Tỉ số truyền của dịch chuyển :

$$i_d = \frac{S_w}{S_Q} \Rightarrow S_w = S_Q \cdot i_d$$

Trong đó : $S_w$ - dịch chuyển của khâu bị dẫn;  $S_Q$ - dịch chuyển của khâu dẫn;  
i và  $i_{lt}$ - luôn luôn lớn hơn 1 (có lợi về lực );  $i_d$ - luôn luôn bé hơn 1 (thiệt về quãng đường đi).

Trong trường hợp lí tưởng, khi coi cơ cấu làm việc không có ma sát: Lực được tăng bao nhiêu lần , thì quãng đường đi cũng giảm bấy nhiêu lần (định luật bảo toàn cơ học), do đó ta có :

$$i_d = \frac{1}{i_{lt}} \text{ hay } i_{lt} = \frac{1}{i_d}$$

- Hiệu suất của cơ cấu sẽ là (trường hợp chung khi kể đến ma sát).

$$\eta = \frac{W}{W_{lt}} = \frac{i}{i_{lt}} = i \cdot i_d$$

b- Đối với các cơ cấu tổ hợp (bao gồm một số cơ cấu đơn giản nối tiếp với nhau): tỉ số truyền của lực, tỉ số dịch chuyển và hiệu suất của cơ cấu được xác định theo các công thức sau :

$$i = i_1 \cdot i_2 \cdots i_k$$

$$i_d = i_{d1} \cdot i_{d2} \cdots i_{dk}$$

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdots \eta_k$$

Trong đó: $i_1, i_{d1}, \eta_1$ - là các tính chất của cơ cấu đơn giản thứ nhất.

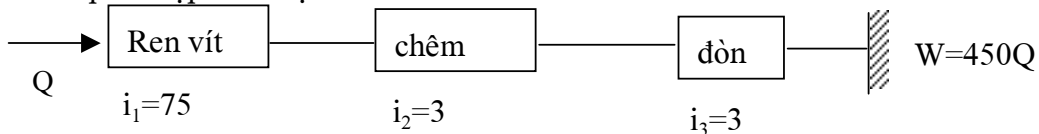
$i_2, i_{d2}, \eta_2$ - là các tính chất của cơ cấu đơn giản thứ hai.

k- là số cơ cấu đơn giản.

Lực kẹp W sinh ra nhờ cơ cấu tổ hợp, được xác định theo công thức :

$$W = Q \cdot i_1 \cdot i_2 \cdots i_k$$

Ở đây Q là lực phát động trên tay gạt hay cần của cơ cấu dẫn động. Ví dụ có cơ cấu tổ hợp bao gồm cơ cấu: ren-vít, cơ cấu chêm và cơ cấu đòn nối tiếp nhau phối hợp làm việc



Hình 3-10: Sơ đồ tác dụng của cơ cấu kẹp tổ hợp

Hình 3-10: Lực phát động  $Q$  trên tay gạt qua cơ cấu thứ nhất được tăng 75 lần ( $i_1=75$ ), sau đó tiếp tục qua cơ cấu thứ 2 được tăng 3 lần ( $i_2=3$ ) và qua cơ cấu thứ 3 được tăng 2 lần ( $i_3=2$ ), ta có :

$$W=(75 \times 3 \times 2)Q=450Q$$

Địch chuyển của khâu bị dẫn cuối cùng (mỏ kẹp) trong cơ cấu tổ hợp được xác định theo công thức :

$$S_w=S_Q \times i_{d1} \times i_{d2} \dots i_{dk}$$

Nếu biết các tính chất của  $i_{1t1}, i_{1t2} \dots i_{1tk}$ , thì địch chuyển có thể tính theo công thức :

$$S_w = S_Q \cdot \frac{1}{i_{1t1}} \cdot \frac{1}{i_{1t2}} \dots \frac{1}{i_{1tk}}$$

Thường số lượng của các khâu đơn giản trong cơ cấu tổ hợp bị hạn chế, chủ yếu người ta dùng chêm hay đòn. Để cơ cấu tổ hợp đảm bảo tính tự hãm khi làm việc trong đó phải có một khâu tự hãm.

Sau đây ta xét các cơ cấu kẹp chặt đơn giản.

### 3-3. Kẹp chặt bằng chêm

#### 3-3-1. Khái niệm

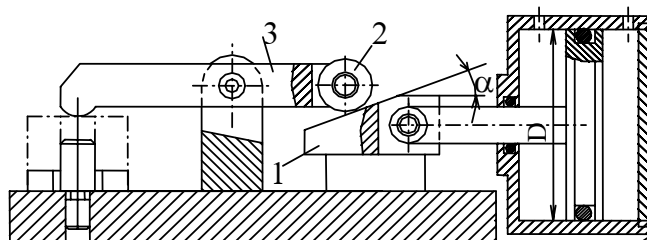
Chêm là chi tiết kẹp có hai bề mặt làm việc không song song với nhau. Khi đóng chêm vào thì trên bề mặt của chêm tạo ra lực kẹp. Trong quá trình làm việc, nhờ lực ma sát giữa hai bề mặt làm việc mà chêm không tụt ra được và *được gọi là tự hãm*. Tính chất tự hãm của chêm có một ý nghĩa rất quan trọng trong kẹp chặt.

Đa số các cơ cấu kẹp chặt đều dựa trên nguyên lí chêm .

Cơ cấu kẹp bằng chêm, tác dụng trực tiếp bằng lực do tay công nhân ít dùng trong thực tế vì kết cấu cồng kềnh, thao tác khó, lực kẹp có hạn. Người ta kết hợp với các cơ cấu khác hoặc dùng làm nguồn sinh lực khí nén hay thủy lực để tác dụng vào nó lại được dùng nhiều.

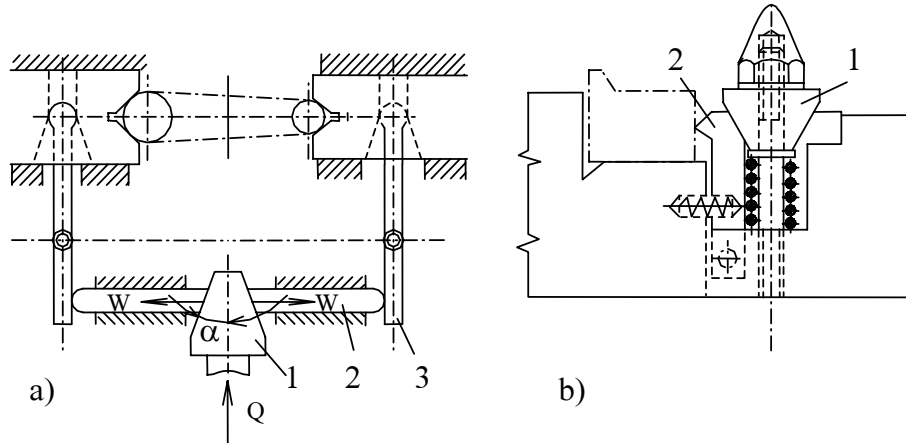
Người ta sử dụng chêm theo các phương án sau :

- Chêm phẳng chỉ có một mặt nghiêng (hình 3-11).



Hình 3- 11: Cơ cấu kẹp bằng chêm phẳng chỉ có một mặt nghiêng; 1- chêm, 2-con lăn, 3- đòn

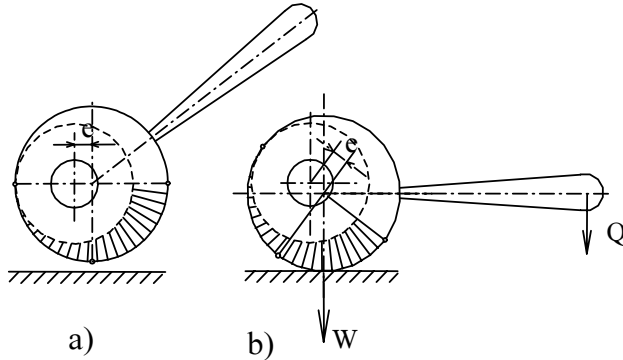
- Chêm có hai mặt nghiêng (hình 3-12a), hay có dạng côn (hình 3-12b).



Hình 3-12 : Cơ cấu chêm có hai mặt nghiêng  
1-Chêm; 2-các con trượt; 3-dòn.

- Chêm dưới dạng là bánh lệch tâm hay cam phẳng (hình 3-13) .

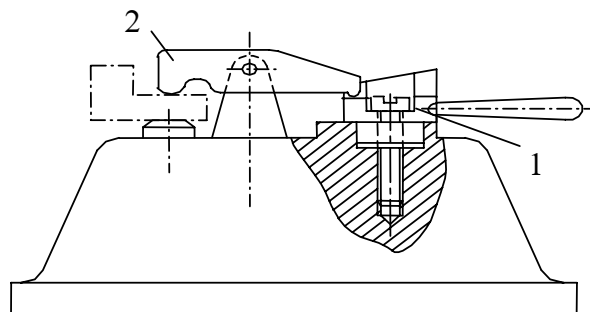
Trong các kết cấu này cơ sở của nó là bề mặt nghiêng của chêm được tạo trên chu vi của một đĩa phẳng, mặt nghiêng của chêm là một đường cong.



Hình 3-13: Cơ cấu chêm có dạng bánh lệch tâm :  
a) ở trạng thái chứa kẹp.  
b) ở trạng thái kẹp.

- Chêm dưới dạng cam mặt dầu (hình 3-14), ở đây mặt nghiêng của chêm được tạo trên diện tích xung quanh của một hình trụ. Mặt nghiêng của chêm ở đây như mặt làm việc của một cam mặt dầu.

Cơ cấu chêm còn được dùng rộng rãi trong các cơ cấu tự

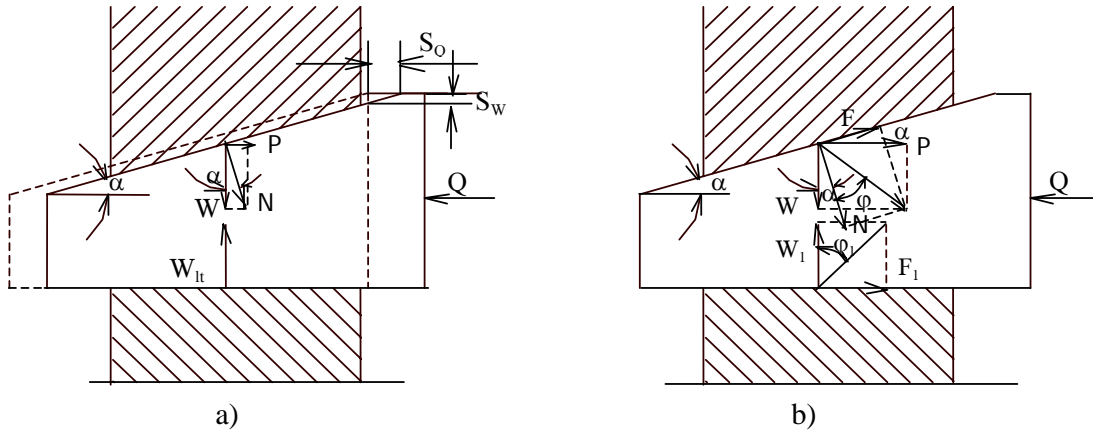


Hình 3-14: Chêm dưới dạng cam mặt dầu  
1-cam mặt dầu; 2- tấm kẹp.

định tâm (các kiểu mâm cặp, trục gá tự định tâm).

### 3-3-2. Tính lực kẹp của cơ cấu chêm.

Xuất phát từ điều kiện cân bằng của chêm để tính lực kẹp tương ứng.



Hình 3-15: Sơ đồ tính lực kẹp

a) Cơ cấu kẹp chêm lí tưởng; b) Cơ cấu kẹp chêm thực tế

- Cơ cấu kẹp chêm lí tưởng (hình 3-15a):

$$Q = P = W_{lt} \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Từ đó ta có :

$$W_{lt} = Q \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Do đó, trong trường hợp lí tưởng khi  $\alpha = 0$  thì lực kẹp  $W \rightarrow \infty$ .

Gọi:  $i_w$  - tỉ số truyền lực Q của khâu ban đầu.

$i_d$  - tỉ số dịch chuyển của khâu bị dẫn.

Từ hình 3-15 a, ta có :

$$i_d = \frac{S_w}{S_Q} = \operatorname{tg} \alpha; S_w = S_Q \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Hiệu suất của cơ cấu được xác định theo công thức :

$$\eta = i_w \cdot i_d$$

- Cơ cấu kẹp chêm thực tế (sơ đồ hình 3-15b):

Ta dùng một ngoại lực Q để đóng chêm vào, trên mặt phẳng nghiêng sinh ra lực ma sát F, trên mặt phẳng nằm ngang sinh ra lực ma sát  $F_1$ ; góc ma sát là  $\varphi$  và  $\varphi_1$ , góc của chêm là  $\alpha$ , từ đó sinh ra phản lực pháp tuyến với mặt phẳng nghiêng là N và với mặt phẳng nằm ngang là  $W_1$ . Tổng hợp lực N và F ta được lực R, phân lực R thành W và P.

Cân bằng các lực tác dụng lên chêm, ta có:

$$F_1 = W_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1; F = N \cdot \operatorname{tg} \varphi$$

$$Q = P + F_1 = W \cdot \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + W_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1$$

$$W = W_1$$

$$\Rightarrow Q = W \cdot [\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_1]$$

Từ đó ta có lực kẹp  $W$  bằng :

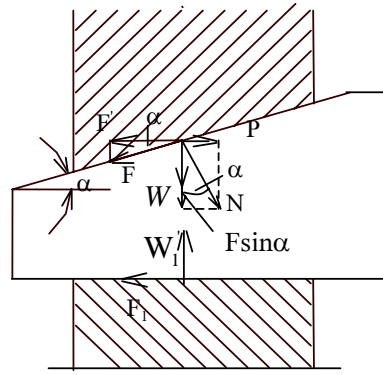
$$W = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_1} \quad (1)$$

Trường hợp chỉ có một mặt nghiêng có ma sát thì  $\operatorname{tg}\varphi_1 = 0$ , lúc đó :

$$W = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}$$

### 3-3-3. Tính toán điều kiện tự hãm của chêm.

Sau khi đóng chêm vào, trong quá trình làm việc do lực cắt, rung động...chêm có xu hướng bị đẩy ra, nhưng vì nó có tính tự hãm nên không tụt ra mà vẫn đứng nguyên ở vị trí kẹp chặt với lực kẹp đã tạo ra ban đầu, lúc này lực kẹp lớn hơn lực kẹp lúc đóng vào ban đầu một ít. Lúc đó lực  $Q$  mất đi, do mất  $Q$  nên chêm có xu hướng đi ra, nên lực ma sát có hướng ngược lại (hình 3-16). Phản lực pháp tuyến  $N$  phân thành hai phân lực  $W$  và  $P$ . Lực ma sát  $F$  ở mặt nghiêng phân thành hai phân lực  $F'$  và  $F \cdot \sin\alpha$ .



Hình 3-16: sơ đồ tính điều kiện tự hãm

Vậy muốn tự hãm được cần có điều kiện sau :

$$F' + F_1 > P \quad (a)$$

Trong đó :

$$-F' : F = N \cdot f = N \cdot \operatorname{tg}\varphi = W \cdot \frac{\operatorname{tg}\varphi}{\cos\alpha}$$

$$\Rightarrow F' = F \cdot \cos\alpha = W \cdot \operatorname{tg}\varphi \quad (b)$$

$$-F_1 : W_1 = W + F \cdot \sin\alpha$$

$$= W \cdot \left( 1 + \frac{\operatorname{tg}\varphi}{\cos\alpha} \cdot \sin\alpha \right) = W \cdot (1 + \operatorname{tg}\varphi \operatorname{tg}\alpha)$$

$$F_1 = W_1 \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 = W \cdot (1 + \operatorname{tg}\varphi \operatorname{tg}\alpha) \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 \quad (c)$$

$$-P : P = W \cdot \operatorname{tg}\alpha \quad (d)$$

Thay (b), (c) và (d) vào (a) ta được :

$$W \cdot \operatorname{tg}\varphi + W \cdot (1 + \operatorname{tg}\varphi \operatorname{tg}\alpha) \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 \geq P = W \cdot \operatorname{tg}\alpha$$

$$\Rightarrow \operatorname{tg}\alpha \leq \operatorname{tg}\varphi + \operatorname{tg}\varphi_1 + \operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\varphi \cdot \operatorname{tg}\varphi_1$$

Thường  $\alpha$ ,  $\varphi$  và  $\varphi_1$  vô cùng bé nên  $\operatorname{tg}\alpha \cdot \operatorname{tg}\varphi \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 = 0$ .

Do đó điều kiện tự hãm :  $\operatorname{tg}\alpha \leq \operatorname{tg}\varphi + \operatorname{tg}\varphi_1 \Rightarrow \alpha \leq \varphi + \varphi_1$

Trong đó:  $\alpha$  - góc nhọn của chêm;  $\varphi$  - góc ma sát giữa mặt nghiêng của chêm và chi tiết trên;  $\varphi_1$  - góc ma sát giữa mặt ngang của chêm và chi tiết dưới.

Thường  $\varphi = \varphi_1$ , nên điều kiện tự hãm là  $\alpha \leq 2\varphi$ .

Khi  $f = \tan\varphi = 0,1$ , thì  $\varphi = 5^{\circ}43'$

$f = \tan\varphi = 0,15$ , thì  $\varphi = 8^{\circ}30'$

Như vậy điều kiện tự hãm sẽ là:

+ Đối với chêm có ma sát trên cả hai bề mặt :

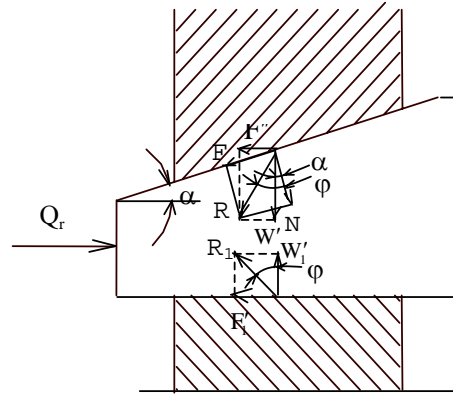
$\alpha < 11^{\circ}$  (khi  $f = 0,1$ )

$\alpha < 17^{\circ}$  khi  $f = 0,15$ )

+ Đối với chêm chỉ có ma sát trên bề mặt nghiêng:

$\alpha < 5^{\circ}43'$  (khi  $f = 0,1$ )

$\alpha < 8^{\circ}30'$  (khi  $f = 0,15$ ).



Hình 3-17: Sơ đồ tính lực đóng chêm ra

### 3-3-4. Tính lực cần thiết để đóng chêm ra.

Hình 3-17 là sơ đồ lực tác dụng lên chêm khi đóng chêm ra. Dưới tác dụng của lực  $Q_r$ , trên mặt nghiêng xuất hiện lực  $F$  và  $N$ .  $R$  là tổng hợp lực của  $F$  và  $N$ ; phân  $R$  thành  $F''$  và  $W'$ .

Từ hình ta có :  $W' = W_1'$  ;  $Q_r = F'' + F_1$

Nhưng  $F'' = W' \cdot \tan(\varphi - \alpha)$  và  $F_1 = W_1' \cdot \tan\varphi_1$

Do đó lực cần thiết để đóng chêm ra là :

$$Q_r = W' \cdot \tan(\varphi - \alpha) + W_1' \cdot \tan\varphi_1$$

$$Q_r = W' \cdot [\tan(\varphi - \alpha) + \tan\varphi_1]$$

Trong đó:  $W'$  - tổng phản lực thẳng đứng ở mặt nghiêng khi chêm chưa bị đóng ra:

$$W' = W + F \cdot \sin\alpha$$

### 3-3-5. Tính chêm phối hợp với con lăn.

Công thức tính lực kẹp của chêm có hai con lăn cũng giống như tính lực kẹp chêm mặt phẳng chỉ cần đổi hệ số ma sát trượt  $\tan\varphi$  và  $\tan\varphi_1$  thành hệ số ma sát lăn  $\tan\varphi_l$  và  $\tan\varphi_{l1}$ . Từ công thức (1) ta có :

$$W = \frac{Q}{\tan(\alpha + \varphi_l) + \tan\varphi_{l1}} \quad (2)$$

Quan hệ giữa  $\varphi_l$  và  $\varphi_{l1}$  có thể tính theo hình 3-18a:

Ta có :

$$F_1 \cdot \frac{D}{2} = T \cdot \frac{d}{2}$$

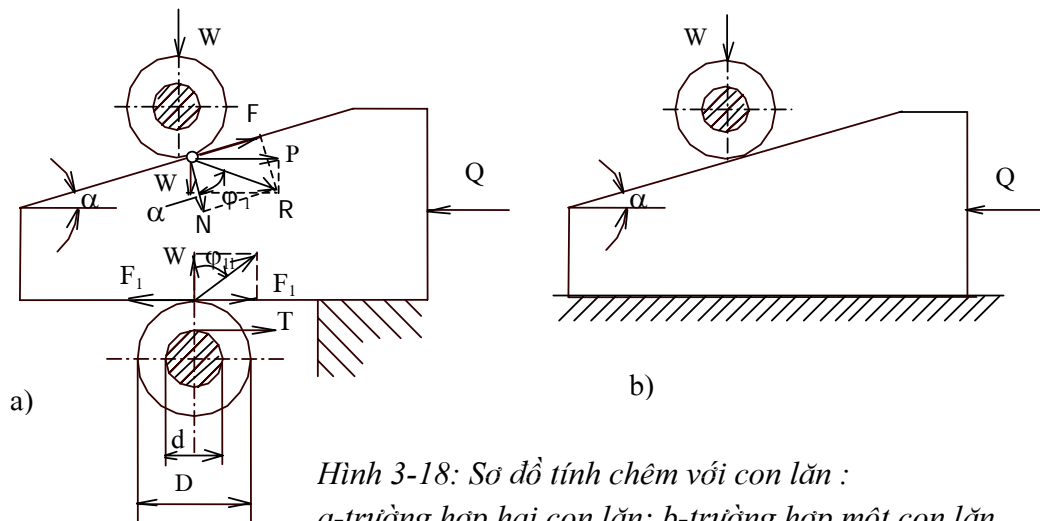
Nhưng:  $F_1 = W \cdot \tan\varphi_{l1}$ ;  $T = W \cdot \tan\varphi_l$

Do đó :

$$W \cdot \operatorname{tg}\varphi_{11} \cdot \frac{D}{2} = W \cdot \operatorname{tg}\varphi_1 \cdot \frac{d}{2}$$

$$\operatorname{tg}\varphi_{11} = \operatorname{tg}\varphi_1 \frac{d}{D} \quad (3)$$

$\varphi_{11}$  - góc ma sát trượt ở lỗ và trục con lăn dưới.



Hình 3-18: Sơ đồ tính chêm với con lăn :  
a-trường hợp hai con lăn; b-trường hợp một con lăn

Tương tự đối với con lăn trên:

$$\operatorname{tg}\varphi_1 = \operatorname{tg}\varphi \frac{d}{D} \quad (3a)$$

Suy ra :

$$\varphi_1 = \arctg\varphi \cdot \frac{d}{D}$$

$\varphi_1$  - góc ma sát trượt ở lỗ và trục con lăn trên.

Nếu  $\operatorname{tg}\varphi_1 = 0,1$ ;  $d/D = 0,5$  thì :  $\operatorname{tg}\varphi_{11} = 0,1 \times 0,5 = 0,05$ .

Nhờ dùng chêm phối hợp với con lăn, năng lượng tiêu hao vì ma sát giảm, lực kẹp có thể tăng 35÷50%.

Nếu chỉ có một con lăn ở mặt nghiêng (hình 3-18b) thì lực kẹp sẽ là :

$$W = \frac{Q}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi_1) + \operatorname{tg}\varphi_1} \quad (4)$$

Cơ cấu chêm con lăn thường được sử dụng làm bộ khuếch đại dẫn động và khi đó nó là cơ cấu không có tính tự hãm, thường cơ cấu này  $\alpha \geq 10^\circ$ .

### 3-3-6. Tính chêm có chốt.

Hình 3-19 là các sơ đồ kẹp chặt bằng chêm có chốt, việc tính toán lực kẹp tùy thuộc vào mỗi loại .

- Đối với kết cấu hình 3-19a .

Trước tiên ta xét sự cân bằng của chốt dưới tác dụng của các lực. Nếu so sánh với hình 3-15, thì các thành phần lực P và  $W_1$  sẽ có ảnh hưởng ngược chiều lại và sơ đồ lực tác dụng sẽ như hình 3-20a.



Từ sự cân bằng của chốt (hình 3-20a), ta có :

$$P=N; W=W_1-F_2$$

Hoặc:

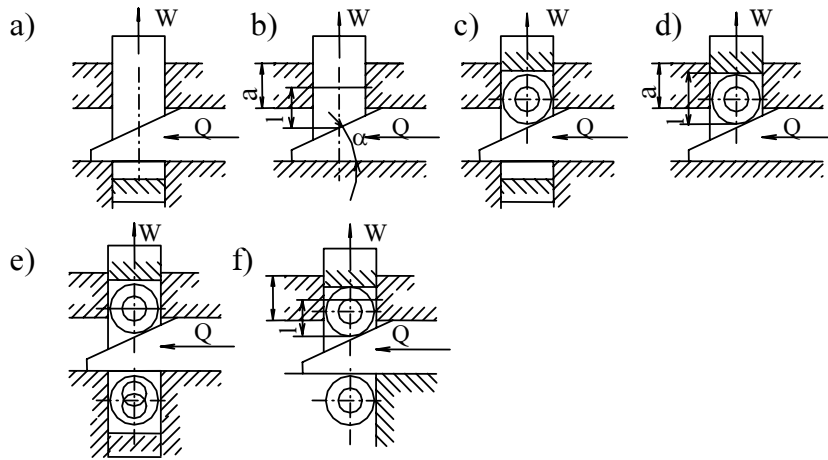
$$W= W_1-P \cdot \operatorname{tg} \varphi_2$$

Thay giá trị của  $W_1$  và  $P$ , ta được :

$$W = Q \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1} - Q \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1} \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \operatorname{tg} \varphi_2$$

Sau khi biến đổi ta có :

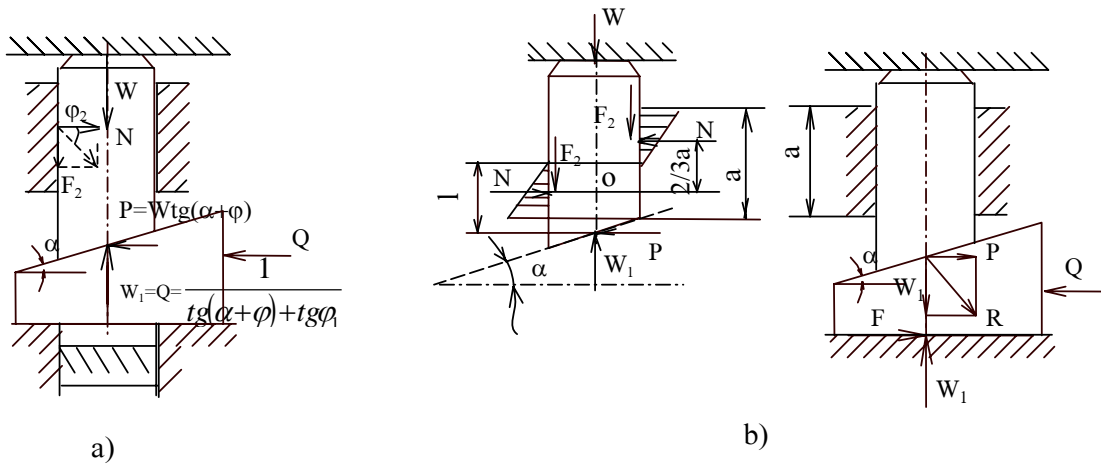
$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \operatorname{tg} \varphi_2}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg} \varphi_1} \quad (5)$$



Hình 3-19 : Các sơ đồ kẹp chặt bằng chêm có chốt

a,c,e dùng chốt tựa cả trên và dưới; b- chốt công xôn không có con lăn; d-dùng chốt có một con lăn; f-dùng chốt có hai con lăn.

Từ công thức (5), ta suy ra các trường hợp khác trên hình 3-19.



Hình 3-20: a) Sơ đồ tính chêm có chốt tựa cả hai mặt đầu  
b) Sơ đồ lực tác dụng lên chốt công xôn

- Đối với trường hợp kết cấu như hình 3-19b, ta phải thay thế  $\operatorname{tg}\varphi_2 = \operatorname{tg}\varphi_{2qd}$ ,  $\operatorname{tg}\varphi_{2qd}$  là hệ số ma sát giữa chốt và vỏ đồ gá trong trường hợp chốt công xôn nhưng quy đổi về hệ số ma sát trong trường hợp dùng chốt tựa cả trên và dưới như hình 3-20a.

Giá trị của  $\operatorname{tg}\varphi_{2qd}$  tính như sau : Từ hình 3-20b ta có lực P có xu hướng làm quay chốt trượt xung quanh O và sẽ tạo nên áp lực phân bố theo quy luật tam giác. Hợp lực pháp tuyến N của áp lực này cách đỉnh của tam giác khoảng cách  $\frac{2}{3}a = \frac{1}{3}a$ , khoảng cách giữa các lực N bằng  $\frac{2}{3}a$ .

Lập phương trình cân bằng mô men tại điểm o (hình 3-20b), ta có :

$$P \cdot l = N \cdot \frac{2}{3} \cdot a$$

Vì : 
$$N = \frac{F_2}{f_2} = \frac{F_2}{\operatorname{tg}\varphi_2}$$

Nên ta có: 
$$Pl = \frac{F_2}{\operatorname{tg}\varphi_2} \cdot \frac{2}{3} \cdot a$$

Từ đó ta có: 
$$2 \cdot F_2 = P \cdot \frac{3l}{a} \cdot \operatorname{tg}\varphi_2 = P \cdot \operatorname{tg}\varphi_{2qd}$$

$$\operatorname{tg}\varphi_{2qd} = \frac{3l}{a} \cdot \operatorname{tg}\varphi_2 \quad (6)$$

Trong đó : l- Khoảng cách từ điểm giữa của đoạn tiếp xúc của bề mặt chốt với chêm tính đến phần điểm giữa phần tiếp xúc của chốt với vỏ đồ gá.

a- chiều dài phần tiếp xúc của chốt với vỏ đồ gá.

$\operatorname{tg}\varphi_2$ - hệ số ma sát khi chốt có cả mặt tựa ở trên và dưới .

Áp dụng công thức (5) cho trường hợp hình 3-19b có dạng sau :

$$W = Q \frac{1 - \operatorname{tg}(\alpha + \varphi) \cdot \operatorname{tg}\varphi_{2qd}}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi) + \operatorname{tg}\varphi_1} \quad (7)$$

- Đối với cơ cấu (hình 3-19c), ta chỉ việc thay  $\varphi$  trong công thức (5) bằng giá trị  $\varphi_1$  được xác định theo công thức (3a).

- Đối với cơ cấu (hình 3-19d), ta cũng thay đổi  $\operatorname{tg}\varphi_2$  và góc  $\varphi$  trong công thức (5) bằng các giá trị  $\operatorname{tg}\varphi_{2qd}$  và góc  $\varphi_{qd}$ .

- Đối với cơ cấu (hình 3-19e), ta cũng phải thay  $\varphi$  và  $\operatorname{tg}\varphi_1$  bằng các giá trị  $\varphi_{qd}$  và  $\operatorname{tg}\varphi_{1qd}$  được xác định theo công thức (3a).

- Đối với cơ cấu (hình 3-19g), ta cũng phải thay  $\varphi$ ,  $\operatorname{tg}\varphi_1$  và  $\operatorname{tg}\varphi_2$  bằng các giá trị  $\varphi_{qd}$ ,  $\operatorname{tg}\varphi_{1qd}$  và  $\operatorname{tg}\varphi_{2qd}$ .

### 3-4. Kẹp bằng ren vít.

#### 3-4-1. Khái niệm.

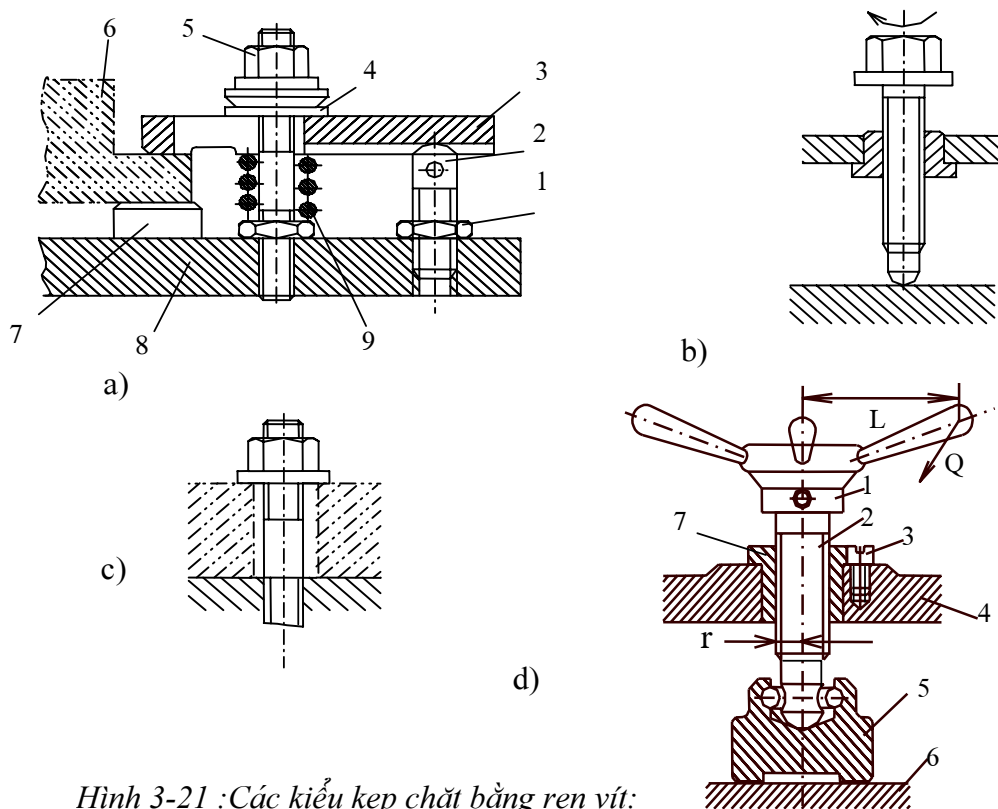
Cơ cấu kẹp chặt dùng ren vít thao tác bằng tay được sử dụng khá rộng rãi

trong các đồ gá gia công trên máy cắt kim loại. Khi kẹp bằng ren vít ta dùng bu lông và đai ốc để tạo ra lực kẹp. Ưu điểm của kẹp bằng ren vít là : kết cấu đơn giản, có thể dùng trong nhiều công việc khác nhau, vị trí khác nhau, lực kẹp lớn , tự hãm tốt. Nhưng ren vít có nhược điểm là phải quay nhiều vòng mất thời gian , tốn sức, lực kẹp không đồng đều ở các chi tiết gia công khác nhau, khi kẹp chặt có khả năng làm dịch chuyển chi tiết do lực ma sát trên mặt đầu của vít.

### 3-4-2. Kết cấu

Cơ cấu kẹp chặt dùng ren vít có thể dùng kiểu kẹp trực tiếp hoặc gián tiếp thông qua đòn kẹp. Khi kẹp trực tiếp, có thể dùng kiểu vít kẹp chặt (lúc đó đai ốc là cố định), hoặc là đai ốc kẹp chặt (vít cố định).

Hình 3-21 là các ví dụ của các kiểu trên :



Hình 3-21 : Các kiểu kẹp chặt bằng ren vít:

a) Cơ cấu kẹp ren vít thông qua đòn kẹp : 1-đai ốc, 2-vít, 3-tấm kẹp, 4-vòng đệm, 5-đai ốc, 6-chi tiết, 7-phiến tì, 8-thân đồ gá, 9-lò xo.

b) Kẹp chặt bằng vít tiếp xúc trực tiếp với chi tiết.

c) Kẹp chặt bằng đai ốc.

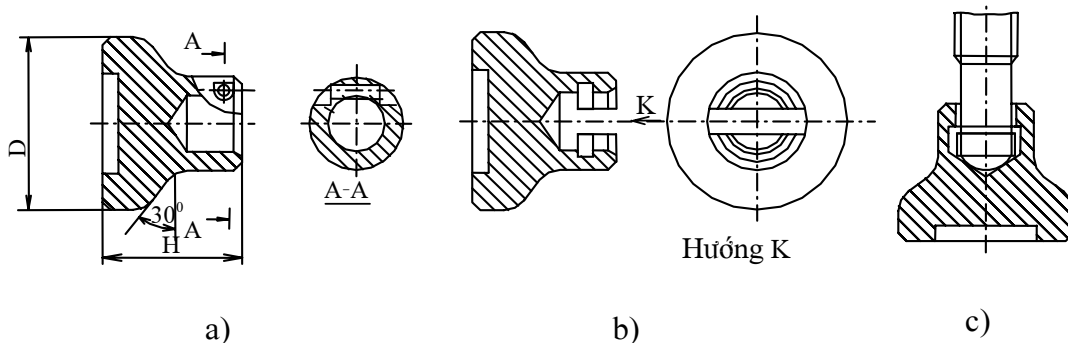
d) Kẹp chặt bằng vít thông qua miếng đệm kẹp vào chi tiết: 1-tay quay, 2-vít, 3-vít hãm ê cu, 4-thân đồ gá, 5-miếng đệm , 6-chi tiết, 7-bạc lót

- Các chi tiết chủ yếu của cơ cấu kẹp bằng ren vít

+Vít (bu lông): thường dùng bu lông tiêu chuẩn, có kích thước trong khoảng  $l=20\div 140\text{mm}$ , đường kính  $M5-6H \div M25-6H$  ( $M5-6g\div M25-6g$ ); vật liệu làm bằng thép 45 hoặc thép 45 cán tôi đến độ cứng  $HRC = 30\div 45$ .

+ Miếng đệm: trong dạng sản xuất loạt lớn, hàng khối ít khi đầu vít kẹp trực tiếp lên bề mặt chi tiết (h 3-21b); vì kẹp trực tiếp mặt chi tiết sẽ bị lõm xuống, chi tiết bị xoay do ma sát, vít nhỡn sẽ lắc được trong mũ ốc, điểm đặt thay đổi.

Hình 3-22 trình bày kết cấu các loại đệm kẹp thường dùng.



Hình 3-22 : Các loại miếng đệm

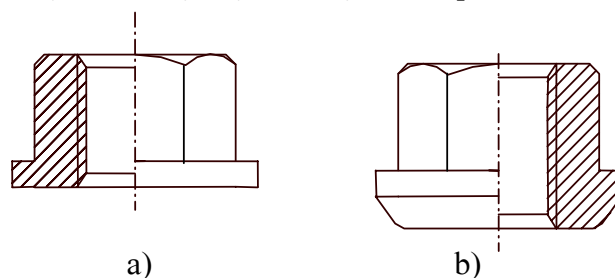
Miếng đệm có thể lắp với trục vít bằng chốt (hình 3-22a), nhờ vòng lò xo (hình 3-22b) để miếng đệm không rời khỏi đầu ốc đồng thời lại có thể tự lùa theo chiều nghiêng của miếng kẹp, nhờ ren (hình 3-22c) để vặn trục vít vào trong miếng đệm và tự lùa khi làm việc. Mặt đầu của miếng đệm hoặc phẳng hoặc khía hoa để tăng ma sát tùy thuộc vào mặt tiếp xúc với chi tiết gia công thô hay là tinh.

Miếng đệm làm bằng thép 45, tôi cứng  $HRC=40\div 45$ .

+ Ống lót: Trục vít không trực tiếp lắp với vỏ đồ gá mà thông qua ống lót trung gian. Khi ren bị mòn sẽ thay ống lót được dễ dàng. Vật liệu chế tạo ống lót là thép 45 tôi cứng  $HRC 25\div 30$ .

+ Tay quay: Để quay trục vít người ta dùng tay quay hoặc các núm vặn, các núm vặn chỉ dùng khi yêu cầu lực nhỏ. Vật liệu chế tạo là thép 30, 40, 45 hoặc gang dẻo.

+ Đai ốc và vòng đệm: Nếu khi thao tác để kẹp chặt không đủ không gian để đặt tay quay thì phải dùng đai ốc cao (chiều cao bằng 1,5 lần chiều cao đường kính ren) và dùng chìa vặn để quay. Kết



Hình 3-23: Kết cấu đai ốc

cấu đai ốc như hình 3-23 là đai ốc đã tiêu chuẩn.

Vật liệu chế tạo đai ốc thường dùng thép 35 tôi cứng HRC=33÷38, hoặc thép 45 tôi cứng HRC=35÷40.

+Trong các kết cấu kẹp chặt bằng ren ốc thường phải có chi tiết vòng đệm, nó đảm bảo sự tiếp xúc chính xác với bề mặt kẹp chặt, làm cho trục vít không bị nghiêng lệch khi kẹp.

Vật liệu vòng đệm : thép 45 tôi đạt độ cứng HRC 40÷45

### 3-4-3. Tính toán lực kẹp của cơ cấu kẹp ren vít

Ta có thể coi cơ cấu kẹp bằng ren vít là một cơ cấu kẹp tổ hợp gồm đòn có cánh tay đòn  $r_{tb}$  và  $L$  (hình 3-24) và chêm chỉ có ma sát trên mặt nghiêng.

Khi đó tỉ số truyền của lực sẽ là :

$$i_{ltd} = \frac{L}{r_{tb}}; i_{ltc} = \frac{1}{\operatorname{tg}\alpha}$$

Trong đó:  $i_{ltd}$ -tỉ số truyền lực lí tưởng của đòn;  $i_{ltc}$ -tỉ số truyền lực lí tưởng của chêm.

Do đó lực kẹp sinh ra của cơ cấu ren vít trong điều kiện lí tưởng (không có ma sát) sẽ là :

$$W_{lt} = Q \cdot \frac{L}{r_{tb} \cdot \operatorname{tg}\psi}$$

Trong đó:  $\psi$  là góc nâng của ren,

$\operatorname{tg}\psi = \operatorname{tg}\alpha$  nếu coi bề mặt ren vít như một cái chêm (nếu triển khai bề mặt ren vít ra mặt phẳng). Trong thực tế tính toán ta phải kể đến tổn thất ma sát trên bề mặt ren và nơi tiếp xúc của vít và đai ốc với phôi.

a) Kẹp chặt bằng trục vít có đầu dạng cầu.

Trên hình 3-25a, lúc này coi như chỉ có ma sát trên bề mặt ren (tức là chỉ có ma sát trên mặt nghiêng của chêm).

Ta có: 
$$i_c = \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \varphi)}$$

Lúc đó lực kẹp sẽ là : 
$$W = Q \frac{L}{r_{tb} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{qd})} \quad (8)$$

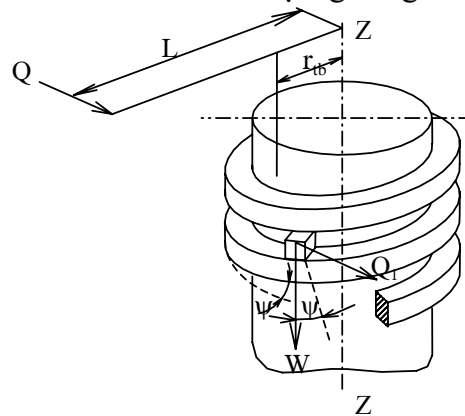
Trong đó :  $L$ - chiều dài cánh tay đòn (mm);

$r_{tb}$ - bán kính trung bình của ren (mm).

$\psi$  - góc nâng của ren ( $\operatorname{tg}\psi = \frac{p}{2\pi r_{tb}}$ ,  $p$  - bước của ren (mm).

$\varphi_{qd}$ - góc ma sát qui đổi).

Ở các mối lắp ghép có profil ren dạng tam giác hay hình thang, sự tiếp xúc



Hình 3-24: Sơ đồ tính lực kẹp của cơ cấu kẹp ren vít

của đai ốc với trục vít theo rãnh dạng chữ V, nên ma sát lúc đó lớn hơn trường hợp tiếp xúc theo phương của chêm (các điều kiện khác như nhau). Khi đó ta phải dùng hệ số ma sát qui đổi thông qua hệ số ma sát trên mặt phẳng chêm :

$$f_{qd} = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

Trong đó  $\alpha$  là góc ở đỉnh profil của ren.

Đối với ren hệ mét có profil tam giác :

$$f_{qd} = \frac{f}{\cos 30^0} = 1,15 \cdot f$$

Khi  $f = 0,1$

$$f_{qd} = \text{tg} \varphi_{qd} = 0,115$$

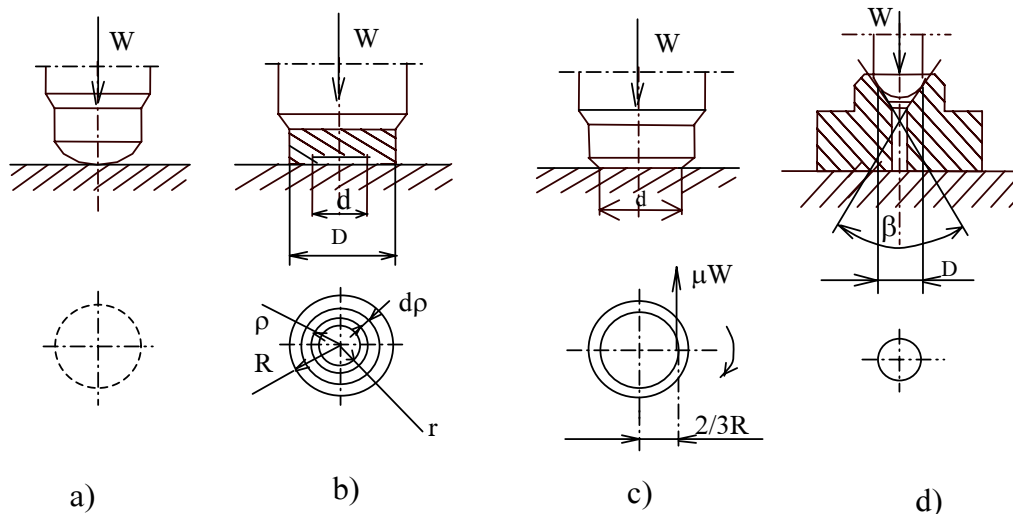
$$\varphi_{qd} = \text{arctg} 0,115 \approx 6^0 40'$$

Điều kiện tự hãm  $\psi \leq 6^0 40'$ .

Các ren hệ mét tiêu chuẩn có góc nâng  $\psi = 2^0 \dots 4^0$ , nên tất cả các cơ cấu ren vít dùng ren hệ mét đều có tính tự hãm.

b) *Kẹp chặt bằng đai ốc và trục vít có đầu dạng phẳng.*

Trong trường hợp này ta phải tính thêm ma sát ở mặt đầu của đai ốc và trục vít.



Hình 3-25: Các sơ đồ tính toán cơ cấu ren vít

+ Đối với đai ốc làm việc như hình 3-25 b (chỉ tiếp xúc trên hình vành khăn), mô men ma sát tạo ra trên mặt phẳng hình vành khăn có thể tính như sau .  
Coi như áp suất phân bố trên diện tích tiếp xúc  $\pi(R^2 - r^2)$  là đều, áp suất  $p$  sẽ là :

$$p = \frac{W}{\pi(R^2 - r^2)} \quad (a)$$

Thành phần mô men ma sát  $dM_{ms}$  trên hình vành khăn phân tố  $d\rho$  là:

$$dM_{ms} = dF \cdot \rho = \mu \cdot p \cdot 2\pi \cdot \rho \cdot d\rho \cdot \rho = 2\pi \cdot \mu \cdot p \cdot \rho^2 \cdot d\rho$$

Trong đó:  $dF$ -thành phần lực ma sát trên hình vành khăn phân tố;  $\mu$  -hệ số ma sát trên mặt đầu của đai ốc. Ta có :

$$M_{ms} = 2\pi \cdot \mu \cdot p \int_r^R \rho^2 \cdot d\rho = 2\pi \cdot \mu \cdot p \frac{R^3 - r^3}{3}$$

Thay  $p$  từ công thức (a) vào ta có :

$$M_{ms} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \mu \cdot W \quad (b)$$

+Trường hợp đối với vít có đầu phẳng (hình 3-25-c)  $r=0$ , thay vào công thức (b) có dạng :

$$M_{ms} = \frac{2}{3} \cdot R \cdot \mu \cdot W \quad (c)$$

+Trường hợp dùng miếng đệm (hình 3-25 d), đầu trục vít quay trong lỗ côn của miếng đệm, tiếp xúc trên vòng tròn có bán kính  $R = D/2$ , mô men ma sát xuất hiện trên đầu trục vít là :  $M_{ms} = \mu \cdot W \cdot R \cdot \cot g \frac{\beta}{2}$

Nếu ta chỉ xét đến ma sát ở trên bề mặt ren, mô men tác động trên tay quay được xác định theo công thức :  $QL = W \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{qd}) \cdot r_{tb} = M_r$

Trong thực tế ta phải kể đến cả ma sát trên mặt đầu của đai ốc hay trục vít, do đó mô men tác dụng trên tay quay được xác định :

$$QL = M_r + M_{ms} \quad (d)$$

+ Trường hợp kẹp chặt bằng đai ốc, phương trình (d) có dạng :

$$QL = W \cdot \left[ r_{tb} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{qd}) + \frac{2}{3} \mu \cdot \frac{R^3 - r^3}{R^2 - r^2} \right] \quad (e)$$

+ Khi kẹp bằng trục vít có mặt đầu phẳng :

$$QL = W \cdot \left[ r_{tb} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{qd}) + \frac{2}{3} \mu \cdot R \right] \quad (f)$$

+ Khi kẹp bằng trục vít có lắp miếng đệm :

$$QL = W \cdot \left[ r_{tb} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{qd}) + \mu \cdot R \cdot \cot g \frac{\beta}{2} \right] \quad (i)$$

Các công thức trên, thay  $r = \frac{d}{2}$ ;  $R = \frac{D}{2}$ , ta có các công thức tính lực kẹp chặt

W. + Khi kẹp chặt bằng đai ốc:

$$W = Q \frac{L}{r_{tb} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{qd}) + \frac{1}{3} \mu \cdot \frac{D^3 - d^3}{D^2 - d^2}} \quad (9)$$

+ Kẹp bằng trục vít có đầu phẳng :

$$W = Q \frac{L}{r_{tb} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{qd}) + \frac{1}{3} \mu \cdot D} \quad (10)$$

+ Kẹp bằng trục vít có miêng đệm :

$$W = Q \frac{L}{r_{tb} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{qd}) + \frac{1}{2} \mu \cdot D \cdot \cot g \frac{\beta}{2}} \quad (11)$$

Trị số lực tác dụng Q trên tay quay bị giới hạn bởi sức bền kéo của trục vít. Do đó lực kẹp cho phép để đảm bảo sức bền của trục vít đối với ren hệ mét được xác định theo công thức sau :

$$W_{\text{cho phép}} = 0,64 \frac{\pi d^2}{4} \cdot [\sigma]_k = 0,5d^2 \cdot [\sigma]_k$$

Trong đó:

$[\sigma]_k$  là ứng suất kéo cho phép của vật liệu trục vít .

$$[\sigma]_k = 800 \text{KG} / \text{cm}^2 .$$

Sau khi xác định được  $\sigma_{\text{cho phép}}$ , ta thay vào các công thức (8) -(11) để tìm được giá trị lực Q giới hạn đảm bảo độ bền của trục vít.

c). *Tính gần đúng.*

Khi tính gần đúng, để xác định lực kẹp (KG) theo chiều dài tiêu chuẩn của tay quay (L=14d; L- chiều dài tay quay, d- đường kính danh nghĩa của ren), ta có thể sử dụng các công thức sau :

- Khi kẹp bằng trục vít có đầu dạng cầu :

$$W \approx 140 \cdot Q \quad (12)$$

- Khi kẹp bằng đai ốc:

$$W \approx 65 \cdot Q \quad (13)$$

Trong các bảng 3-1 và 3-2, cho giá trị lực kẹp W phụ thuộc lực Q xác định theo các công thức (8)...(11) với  $\varphi_{qd} = 6^{\circ}34'$ ;  $\mu=0,1$ ;  $\beta=120^{\circ}$ .

*Bảng 3-1*

Đặc điểm kẹp	Đường kính danh nghĩa của ren (mm)	Chiều dài tay quay (mm)	Lực ban đầu Q (KG)	Lực kẹp chặt W (KG)
Trục vít có đầu dạng cầu (hình 3-25a)	10	120	2,5	420
	12	140	3,5	570
	16	190	6,5	1060
	20	240	10,0	1650
	24	310	13,0	2300
Trục vít có dạng đầu phẳng (hình 3-25c)	10	120	2,5	300
	12	140	3,5	400
	16	190	6,5	720
	20	240	10,0	1140
	24	310	13,0	1600



**Bảng 3-2**

Đặc điểm kẹp	Đường kính danh nghĩa của ren (mm)	Chiều dài tay quay (mm)	Lực ban đầu Q (KG)	Lực kẹp chặt W (KG)
Kẹp bằng đai ốc với vít cấy được cố định (hình 3-25d,b)	10	120	4,5	400
	12	140	7,0	580
	16	190	10,0	850
	20	240	10,0	850
	24	310	15,0	1460

**3-4-4. Kẹp ren vít với đòn.**

Trong nhiều trường hợp cơ cấu kẹp bằng ren không trực tiếp kẹp lên vật gia công mà thông qua một đòn kẹp trung gian để chuyển lực ban đầu thành lực kẹp. Dùng đòn kẹp trong các trường hợp sau :

- Kết cấu đồ gá không cho phép kẹp trực tiếp, phải với đến vị trí xa hơn.
- Cần phóng đại lực kẹp.

Trên hình 3-26 biểu diễn 3 sơ đồ kẹp chặt bằng đòn kẹp, trong đó 1 là phôi và 2 là tâm quay của đòn .

**Tính lực kẹp:**

Gọi:  $l_1$ - Khoảng cách từ tâm quay đến vị trí lực tác dụng;  $l_2$ - Khoảng cách từ tâm quay đến điểm đặt lực kẹp; Q-ngoại lực (KG); W- lực kẹp (KG);  $\eta$ - Hiệu suất.

\* Trường hợp 3-26a :

$$\eta \cdot l_1 \cdot Q = W \cdot l_2 \Rightarrow W = \frac{l_1}{l_2} \cdot Q \cdot \eta$$

Nếu  $l_1 = \frac{1}{2} l_2 \Rightarrow W = \frac{Q}{2} \cdot \eta$

\* Trường hợp 3-26b :

$$\eta \cdot l_1 Q = W \cdot l_2 \Rightarrow W = \frac{l_1}{l_2} \cdot Q \cdot \eta$$

Nếu  $l_1 = l_2 \Rightarrow W = Q \cdot \eta$

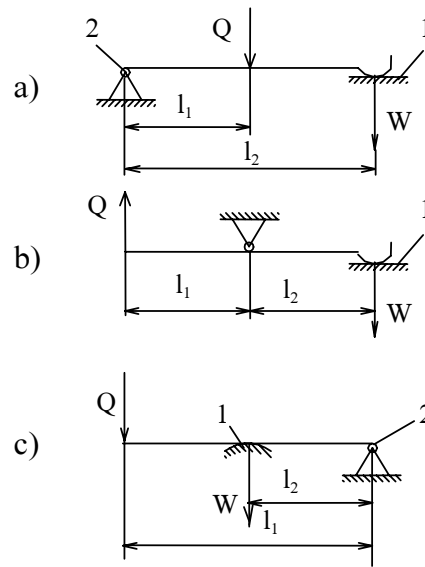
\* Trường hợp 3-26a :

$$\eta \cdot l_1 \cdot Q = W \cdot l_2 \Rightarrow W = \frac{l_1}{l_2} \cdot Q \cdot \eta$$

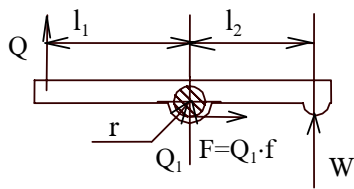
Nếu  $l_2 = 0,5 \cdot l_1 \Rightarrow W = 2 \cdot Q \cdot \eta$

Trong 3 trường hợp trên  $W_c > W_b > W_a$

Ta có thể tính chính xác hơn bằng cách tính cả tổn thất về ma sát ở chốt quay và ở lỗ. Trường hợp hình 3-27b :



Hình 3-26 :Sơ đồ kẹp bằng đòn kẹp



Hình 3-27

$$Q_1 = Q + W$$

$$Q \cdot l_1 = W \cdot l_2 + Q_1 \cdot f \cdot r$$

$$= W \cdot l_2 + (Q + W) \cdot f \cdot r$$

Do đó :

$$W = Q \cdot \frac{l_1 - f \cdot r}{l_2 + f \cdot r}$$

Tương tự ở hình 3-26 a lực kẹp :

$$W = Q \cdot \frac{l_1 - f \cdot r}{l_2 - f \cdot r}$$

Lực kẹp ở hình 3-26 c :

$$W = Q \cdot \frac{l_1 + f \cdot r}{l_2 + f \cdot r}$$

Thường người ta phối hợp kẹp giữa đòn và ren vít.

### 3-5. Kẹp bằng bánh lệch tâm (kẹp chặt bằng cam).

#### 3-5-1. Khái niệm.

Trên các đồ gá người ta cũng sử dụng các bánh lệch tâm (cam) để thực hiện việc kẹp chặt chi tiết. Kẹp bằng bánh lệch tâm có ưu điểm là thao tác rất nhanh. Bánh lệch tâm là chi tiết dạng đĩa (trục) tròn xoay có tâm quay lệch với tâm hình học của nó một khoảng e. Khi kẹp bằng bánh lệch tâm, người ta nhờ vào tính tự hãm của nó để thực hiện việc kẹp.

- Đặc điểm:

+ Ưu điểm: kẹp nhanh, đơn giản, không cần các thiết bị phụ.

+ Nhược điểm: hành trình kẹp ngắn, lực kẹp bé (chỉ bằng 1/5-1/6 lực kẹp của ren ốc), tính vạn năng kém hơn kẹp bằng ren vít, tính tự hãm kém.

- Ứng dụng: dùng trong trường hợp không có hoặc ít rung động, khi lực kẹp không cần lớn lắm.

- Vật liệu chế tạo bánh lệch tâm: Bánh lệch tâm thường làm bằng các loại thép Y7A, Y8A, 20X qua nhiệt luyện có độ cứng HRC=55÷60, bề mặt thấm các bon 0,8÷1,2mm.

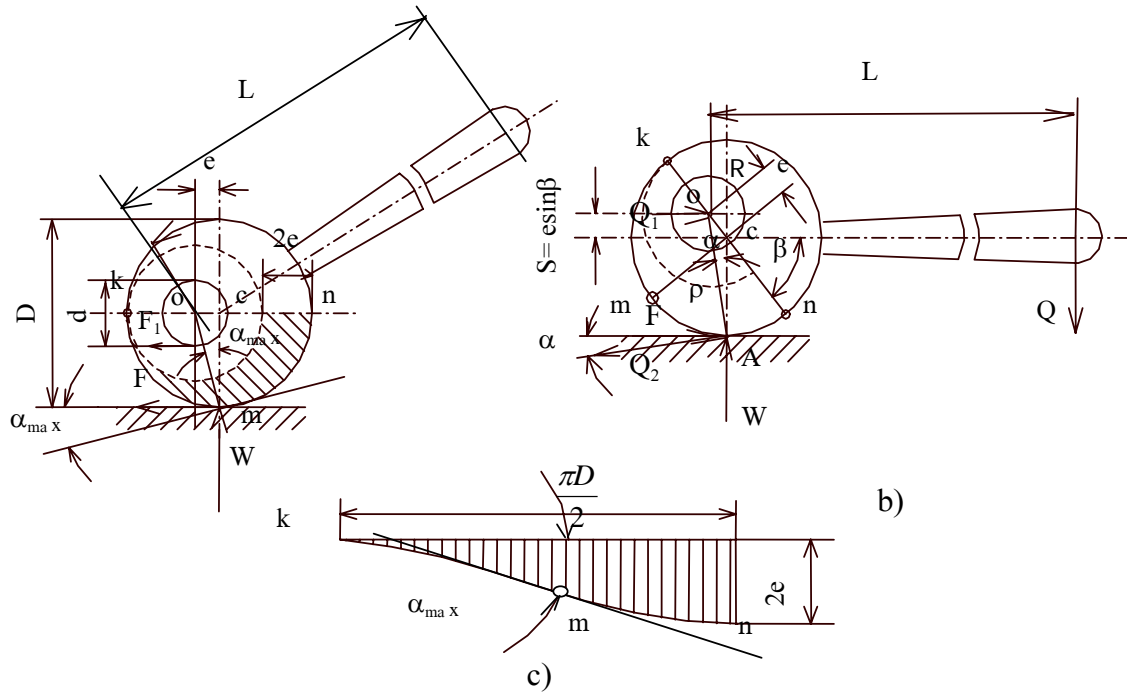
#### 3-5-2. Bánh lệch tâm tròn.

Bánh lệch tâm tròn có bề mặt làm việc là mặt trụ tròn (hoặc một phần của mặt trụ tròn), tâm quay lệch với tâm hình học một đoạn là e (hình 3-28 a).

Về lí thuyết, phần làm việc của bánh lệch tâm có thể lấy từ k đến n tức 180<sup>0</sup>, thực tế chỉ dùng 1/6÷1/4 vòng tròn, tức là từ 60<sup>0</sup> đến 90<sup>0</sup>, thường dùng đoạn mn (quay 90<sup>0</sup>) hoặc đoạn phụ cận hai bên điểm m có góc nâng  $\alpha = 35^0 \div 45^0$ .

Nếu khai triển phần làm việc (phần diện tích có gạch bao giữa cung kmn và vòng tròn cơ sở) ta sẽ thấy thực chất bánh lệch tâm cũng là một cái chêm mà

góc nâng  $\alpha$  thay đổi ở từng điểm khác nhau (hình 3-28c). Tại điểm k và n góc nâng  $\alpha$  bằng không và tại điểm m góc nâng  $\alpha$  là lớn nhất. Góc nâng thay đổi, thì lực kẹp cũng thay đổi theo,  $\alpha$  càng lớn thì lực kẹp càng nhỏ và ngược lại. Do đó tại điểm m có khi lực kẹp không đủ phải dùng tay gõ vào cán cho chặt thêm và ở điểm n lực kẹp quá lớn nên khi tháo lỏng cũng gõ cán. Tốt nhất dùng đoạn phụ cận hai bên điểm m vì ở đó góc  $\alpha$  ít thay đổi ( $\alpha \approx$  hằng số) và khác không.



Hình 3-28 : Bánh lệch tâm tròn và hình triển khai phần làm việc của nó

a) Tính lực kẹp.

Ta coi bánh lệch tâm ở đây như một cơ cấu kẹp tổ hợp gồm đòn có các cánh tay L và  $\rho$  và chêm có ma sát cả hai mặt (trên trục quay và tại điểm kẹp A) hình 3-28b, ta có quan hệ về lực :

Trường hợp coi cơ cấu là lí tưởng không có ma sát :

$$W_{\text{ltb}} = Q \cdot \frac{L}{\rho_{\text{tb}}} \cdot \frac{1}{\text{tg} \alpha_{\text{tb}}}$$

Trong thực tế :

$$W_{\text{tb}} = Q \cdot \frac{L}{\rho_{\text{tb}} \cdot [\text{tg}(\alpha_{\text{tb}} + \varphi) + \text{tg} \varphi_1]}$$

Trong đó:  $W_{\text{ltb}}$ - trị số lí tưởng trung bình của lực kẹp.

$W_{\text{tb}}$ - trị số trung bình của lực kẹp.

$\rho_{\text{tb}}$ - bán kính trung bình kể từ tâm quay của bánh lệch tâm tới điểm kẹp A.

$\alpha_{tb}$ - góc nâng trung bình của chêm tại điểm kẹp.

$\varphi$  và  $\varphi_1$ - góc ma sát trượt tại điểm A và tâm quay của bánh lệch tâm.

Khi tính toán ta thường chọn các trị số  $f = \tan \varphi = \tan \varphi_1 = 0,1$ ;  $\alpha_{tb} = 4^\circ$ ;  $\rho_{tb} = \frac{D}{2}$

Với chiều dài tay quay theo tiêu chuẩn ( $L \approx 2D$ ), có thể tính toán gần đúng theo công thức  $W \approx 12Q$ .

*b/ Điều kiện tự hãm.*

Bánh lệch tâm phải đảm bảo điều kiện tự hãm ở bất cứ điểm nào trên đoạn làm việc. Do đó nếu tại điểm m (có góc  $\alpha_{max}$ ) đảm bảo điều kiện tự hãm, thì tại các điểm khác (có góc  $\alpha$  bé hơn) sẽ càng đảm bảo. Do đó cũng giống như chêm, điều kiện tự hãm của bánh lệch tâm là:  $\alpha_{max} \leq \varphi + \varphi_1$

Khi  $\tan \varphi_1 = \tan \varphi = 0,1$ ;  $\varphi_1 = \varphi = 5^\circ 43'$ ; điều kiện tự hãm sẽ là  $\alpha_{max} \leq 11^\circ$ .

Để đảm bảo độ an toàn tự hãm cần thiết thường người ta chọn  $\alpha_{max} = 8^\circ 30'$

Vì  $\alpha$  có quan hệ với tỉ số  $D/e$ , nên sau đây ta tìm điều kiện tự hãm trong quan hệ giữa  $D$  và  $e$ .

Khi điểm m tiếp xúc (tức oc nằm ngang hình 3-28a) góc  $\alpha$  lớn nhất, do đó muốn tự hãm ở vị trí làm việc này cần có:

$$W \cdot e \leq F \cdot \frac{D}{2} + F_1 \cdot \frac{d}{2} = W \cdot f \cdot \frac{D}{2} + W \cdot f_1 \cdot \frac{d}{2}$$

Nếu  $f = f_1 = 0,15$  và bỏ qua mô men do lực ma sát ở trục quay sinh ra, ta có:

$$\frac{D}{e} \geq 14$$

Nếu  $f = f_1 = 0,1$ , thì điều kiện tự hãm sẽ là:

$$\frac{D}{e} \geq 20$$

Trong tiêu chuẩn, bánh lệch tâm có kích thước  $e = 1,7 \div 3,5 \text{ mm}$  và đường kính ngoài  $D = 32 \div 70 \text{ mm}$ .

*c) Hành trình kẹp S.*

Từ sơ đồ hình 3-28 b:  $S = e \sin \beta$ ; khi  $\beta = 0^\circ \Rightarrow S_{min} = 0$  và  $\beta = 90^\circ \Rightarrow S_{max} = e$

Như vậy hành trình kẹp bánh lệch tâm không lớn, do đó không thể dùng bánh lệch tâm để kẹp chặt loạt phôi có kích thước dao động trong khoảng dung sai lớn.

*d) Tính  $\rho$  và  $\alpha$ .*

Trị số trung bình  $\alpha_{tb}$  và  $\rho_{tb}$  được chọn phụ thuộc vào góc quay  $\beta$  của tay quay. Từ hình 3-28a ta thấy khi kẹp tại điểm m ( $\beta = 0$ ) lúc đó  $\alpha$  có giá trị lớn nhất  $\alpha_{max}$ ; khi kẹp tại điểm A (hình 3-28b) lúc đó bánh lệch tâm quay một góc  $\beta$ , thì  $\alpha < \alpha_{max}$ ; khi kẹp tại điểm n,  $\beta = 90^\circ$ , thì  $\alpha = 0$ . Tương tự như thế, trên đoạn km ta có tại điểm k có  $\alpha = 0$ . Có thể tính theo hai tam giác OBA và OBC, ta có:

$$\rho = \frac{\frac{D}{2} + e \cdot \sin \beta}{\cos \alpha}$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{OB}{OA} = \frac{e \cdot \cos \beta}{\frac{D}{2} + e \cdot \sin \beta}$$

Khi  $\beta=0^0$  ( tại điểm m):

$$\rho = \frac{D}{2 \cos \alpha}; \operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{2e}{D} \Rightarrow \alpha_{\max} = \operatorname{arctg} \frac{2e}{D}$$

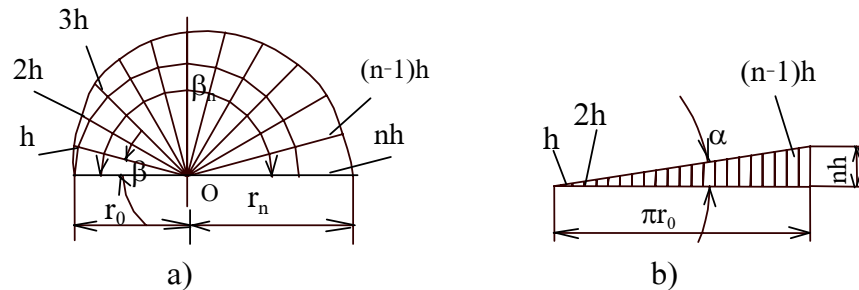
Khi  $\beta=90^0$  (tại điểm n):

$$\rho_{\max} = \frac{D}{2} + e; \operatorname{tg} \alpha_{\min} = 0 \Rightarrow \alpha_{\min} = 0^0$$

### 3-5-3. Bánh lệch tâm đường cong Ac-si-met.

a. Tạo hình:

Trên vòng tròn cơ sở tâm O, bán kính  $r_0$ , ta phân thành nhiều góc  $\beta$  bằng



Hình 3-29

nhau như hình 3-29a.

Sau đó cứ qua một góc  $\beta$  ta lại lấy bán kính tăng thêm một đoạn  $h$  :

$$r_1 = r_0 + h$$

$$r_2 = r_0 + 2h$$

$$r_3 = r_0 + 3h$$

...

$$r_n = r_0 + nh$$

Nối các đỉnh bán kính lại ta sẽ được đường cong Ac-si- mét. Phương trình độ cực của đường cong Ac-si- mét :

$$r = r_0 + \frac{\beta}{\beta_n} \cdot (nh)$$

Trong đó:  $r$ - bán kính của một điểm bất kì trên đường cong;  $\beta$ - góc của một điểm bất kì trên đường cong;  $\beta_n$ -góc kẹp giữa bán kính  $r_0$  và bán kính  $r_n$  ở điểm cuối.

Góc nâng ở một điểm bất kì trên đường cong là :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{dr}{d\beta}}{r} = \frac{1}{r} \cdot \frac{nh}{\beta_n}$$

b. Điều kiện tự hãm:

Khi khai triển đường cong Ac-si-mét ta được một cái chêm (h3-29b) mà góc nâng  $\alpha$  gần như không đổi ở bất kì điểm nào:  $\alpha \approx$  hằng số.

Nếu ta lấy  $h = \frac{0,1 \cdot \pi \cdot r_0}{n}$ , thì khi khai triển ta có :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{n \cdot h}{\pi \cdot r_0} = \frac{n \times 0,1 \cdot \pi \cdot r_0}{n \times \pi \cdot r_0} = 0,1$$

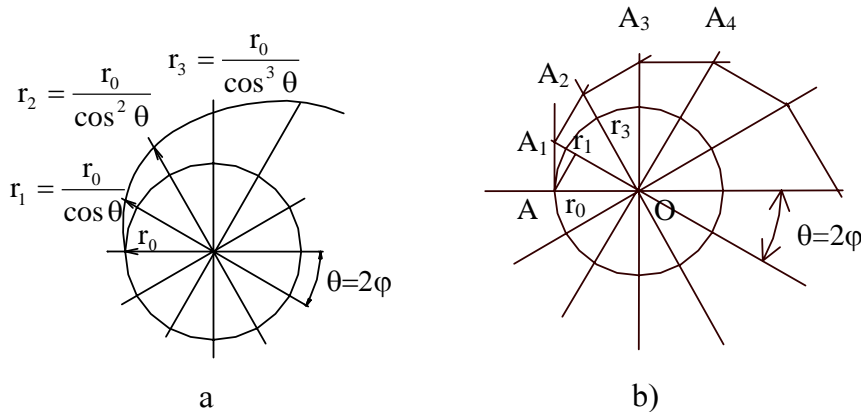
Ta có:  $\operatorname{tg} \alpha = 0,1 < \operatorname{tg}(\varphi + \varphi_1)$ , như thế có thể tự hãm được.

### 3-5-4. Bánh lệch tâm đường cong lô ga rít.

a. Tạo hình:

Từ vòng tròn cơ sở, bán kính  $r_0$ , tâm O (hình 3-30a) vẽ các tia phân giác đều chia vòng tròn thành những góc  $\theta$  bằng nhau, sao cho  $\theta=2\varphi$  ( $\varphi$  là góc ma sát), từ đó lấy các bán kính:

$$r_1 = \frac{r_0}{\cos \theta}; r_2 = \frac{r_0}{\cos^2 \theta}, \dots, r_n = \frac{r_0}{\cos^n \theta}$$



Hình 3-30

Nối các đỉnh bán kính lại ta sẽ được đường cong lô ga rít.

Trong khi thiết kế, có thể tạo hình một cách đơn giản và gần đúng (xem hình 3-30b):

Chia vòng tròn cơ sở thành nhiều góc bằng nhau  $\theta=2\varphi$ ,

Từ A vẽ đường thẳng vuông góc với OA, được giao điểm  $A_1$ ,

Từ  $A_1$  vẽ đường thẳng vuông góc với  $OA_1$ , được giao điểm  $A_2$ ,

Từ  $A_2$  vẽ đường thẳng vuông góc với  $OA_2$ , được giao điểm  $A_3$ ...

Nối  $A_1, A_2, A_3$ ... lại ta được đường cong lô ga rít.

Thật vậy, trong tam giác  $AA_1O$  ta có :

$$r_1 = OA_1 = \frac{r_0}{\cos \theta}$$

Trong tam giác  $A_1A_2O$  ta có :

$$r_2 = OA_2 = \frac{r_1}{\cos \theta} = \frac{r_0}{\cos^2 \theta}$$

⋮

$$r_n = r_0 \cdot \left( \frac{1}{\cos \theta} \right)^n$$

tạo thành một dãy cấp số nhân phù hợp với định nghĩa của đường cong lô ga rít.

b. *Điều kiện tự hãm :*

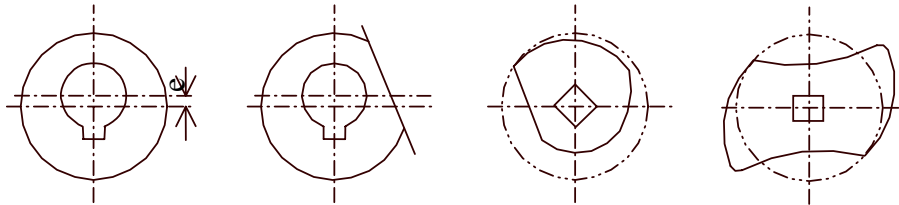
Đối với đường cong lô ga rít, ở bất kì điểm nào trên đường cong cũng bảo đảm được tự hãm. Thật vậy :

Góc:  $\angle A_1AI = \frac{1}{2}\theta = \varphi$  , mà  $\angle A_1AI \approx \alpha$

Cho nên :  $\alpha = \varphi < 2\varphi$  hay  $\alpha < \varphi + \varphi_1$

### 3-5-5. *Kết cấu bánh lệch tâm.*

Khi thiết kế bánh lệch tâm, trước hết căn cứ vào kết cấu đồ gá để quyết định đường kính  $D$ , rồi tính độ lệch tâm  $e$ , sau đó xác định tâm quay của đồ gá, tính chiều rộng  $B$  và đường kính  $d$ , cuối cùng kiểm tra hành trình kẹp có đủ không. Hình 3-31 chỉ rõ các kiểu bánh lệch tâm.



Hình 3-31: *Kết cấu bánh lệch tâm*

-Trị số lệch tâm  $e$  có thể xác định theo công thức sau :

$$e = \frac{S_1 + \delta + \frac{W}{J}}{1 - \cos \beta}$$

Trong đó:  $S_1$ - khe hở cần thiết để gá đặt phôi (thường lấy  $S_1=0,2, \dots, 0,4\text{mm}$ );  $\delta$ - dung sai kích thước của phôi tính bằng mm;  $J$ - độ cứng vững của bánh lệch tâm tính bằng kG/mm;  $\beta$ - góc quay của bánh lệch tâm tính bằng độ;  $W$ - lực kẹp tính bằng kG.

- Đường kính chốt  $d$ : 
$$d = \frac{W}{b \cdot \sigma}$$

Trong đó : $b$ - chiều dài chốt tiếp xúc với bánh lệch tâm tính bằng mm;  $\sigma$ - áp suất đập cho phép trên chốt ( $1,5 \div 2,0 \text{ kG/mm}^2$ ).

- Chiều dày bánh lệch tâm B xác định theo công thức :  $B = 0,0175 \frac{2 \cdot W \cdot E}{D \cdot \sigma^{+2}}$

Trong đó: E- mô đun đàn hồi của vật liệu bánh lệch tâm; D- đường kính bánh lệch tâm.

### 3-6. Cơ cấu phóng đại lực kẹp.

Khi lực kẹp không đủ, ta cần có cơ cấu phóng đại để làm tăng tỉ số truyền lực đến điểm đặt lực. Những cơ cấu trung gian nâng cao được tỉ số truyền lực đều gọi là cơ cấu phóng đại lực kẹp. Cơ cấu phóng đại lực kẹp giảm được sức lao động của công nhân, nhất là trong sản xuất loạt lớn, giảm bớt nguồn động lực và giảm bớt được kích thước khuôn khổ đồ gá.

Cơ cấu phóng đại lực kẹp thường dùng: đòn bẩy, chêm, thanh truyền, các thiết bị khí nén - dầu ép và chất dẻo.

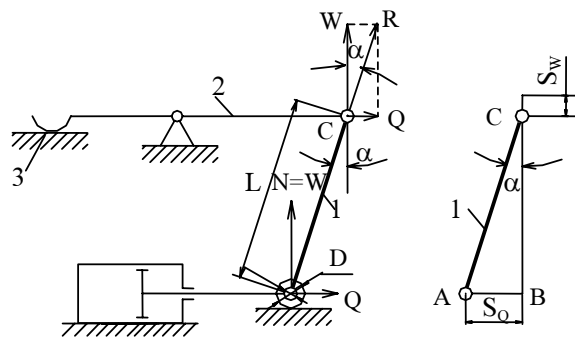
#### 3-6-1. Cơ cấu phóng đại lực kẹp bằng thanh truyền.

Hình 3-32 là sơ đồ cơ cấu phóng đại lực kẹp có một thanh truyền dùng con lăn. Nhờ thanh 1 đẩy vào đòn kẹp 2, đòn kẹp 2 kẹp vào chi tiết 3. Thanh 1 nằm ở vị trí cân bằng. Lực phát động Q và phản lực N tạo thành một lực R hướng dọc theo thanh 1.

Từ tam giác lực WCR, trường hợp coi cơ cấu là lí tưởng (không có ma sát):

$$W_{lt} = Q \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Từ công thức trên, ta thấy khi  $\alpha \rightarrow 0$ , ta có lực kẹp  $W_{lt} \rightarrow \infty$ . Thực tế khi làm việc có ma sát, nên công thức để tính lực kẹp sẽ là :



Hình 3-32

$$W = Q \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta) + \operatorname{tg} \varphi_{1qd}}$$

Trong đó:  $\beta$ -góc kể đến ma sát trượt ở khớp quay,  $\beta = \arcsin f \frac{d}{r}$ .

$\operatorname{tg} \varphi_{1qd}$ -hệ số ma sát lăn quy đổi tính đến ma sát lăn của con lăn:

$$\operatorname{tg} \varphi_{1qd} = \operatorname{tg} \varphi_1 \frac{d}{D}$$

d -đường kính khớp quay.

D- đường kính ngoài của con lăn.

L-khoảng cách các khớp quay của thanh truyền.

f-hệ số ma sát trượt tại khớp quay.

$\operatorname{tg} \varphi_1$ - hệ số ma sát trượt tại tâm con lăn.



Để xác định trị số  $\beta$  ta lập sơ đồ hình 3-33.

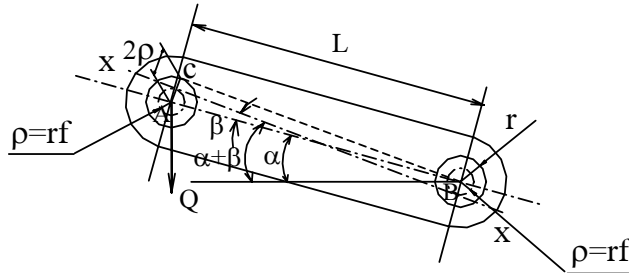
$r$  là bán kính các lỗ của thanh truyền, từ tâm lỗ ta vẽ hai vòng tròn ma sát có bán kính  $\rho=r \cdot f$ , góc của đường tiếp tuyến  $xx$  và đường nối tâm  $AB$  chính là góc  $\beta$ . Vẽ đường  $CB$  song song với tiếp tuyến  $xx$ , điểm  $C$  sẽ cách tâm  $A$  một khoảng  $2\rho$ .

Từ tam giác vuông  $ACB$ , ta có :

$$\sin \beta = \frac{2 \cdot \rho}{L} = \frac{2 \cdot r \cdot f}{L} = \frac{d}{L} \cdot f$$

Khi  $f=0,1$  góc  $\beta$  rất bé ( $\approx 0$ ). Ví dụ, khi  $\frac{d}{L} = 0,2$  thì  $\beta=1^{\circ}10'$ .

Khi thiết kế cơ cấu thanh truyền cần phải đảm bảo hành trình kẹp (xem hình 3-32). Từ tam giác vuông  $ABC$  ta thấy, khi thanh 1 di chuyển tới vị trí thẳng đứng ( $\alpha=0$ ), điểm đặt lực  $A$  của lực  $Q$  đã di chuyển một đoạn đường :



Hình 3-33: sơ đồ để xác định góc  $\beta$

$$S_Q = AB = L \cdot \sin \alpha$$

Điểm đặt lực  $C$  của lực kẹp  $W$  tương ứng di chuyển :

$$S_w = L - BC = L - L \cdot \cos \alpha$$

$$S_w = L \cdot (1 - \cos \alpha)$$

Trong đó:  $L$ - chiều dài của thanh truyền.

$S_w$ - hành trình kẹp của thanh, khi  $\alpha \rightarrow 0$ ,  $\cos \alpha \rightarrow 1$ ,  $S_w \rightarrow 0$ , nghĩa là hành trình kẹp rất nhỏ khi  $\alpha$  rất bé.

Do đó, khi thiết kế cơ cấu này phải chọn chiều dài của thanh và phải tính toán để đảm bảo hành trình kẹp. Khi gá đặt phôi có kích thước bé nhất trong cả loạt thì vị trí của thanh truyền khi kẹp phải tạo một góc  $\alpha=5^{\circ}$ .

### 3-6-2. Cơ cấu phóng đại lực kẹp hai thanh truyền kẹp một phía.

Trường hợp cơ cấu lí tưởng (không có ma sát), từ tam giác lực trên hình 3-34a, ta có :

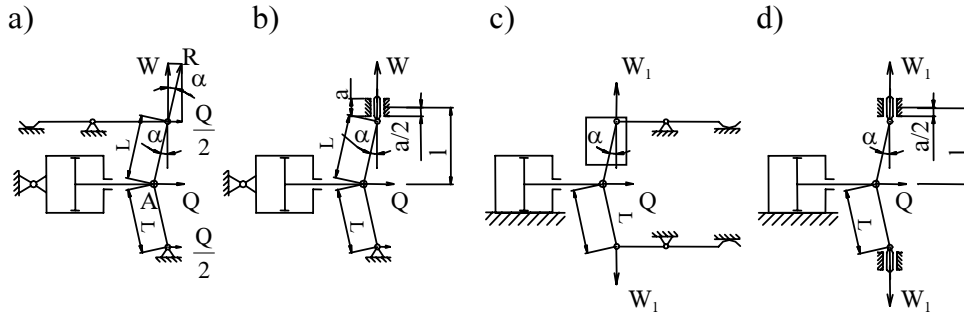
$$W_{lt} = Q \cdot \frac{1}{2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}$$

So với cơ cấu kẹp một thanh (hình 3-32), trong điều kiện lực phát động như nhau, thì những cơ cấu hai thanh truyền có lực kẹp giảm đi hai lần.

Công thức tính lực kẹp thực tế (hình 3-34a):

$$W = Q \cdot \frac{1}{2 \cdot \operatorname{tg} \cdot (\alpha + \beta)}$$

Ở đây góc  $\beta$ , cũng giống như trên, có tính đến hệ số ma sát trên các khớp quay.



Hình 3-34: Sơ đồ cơ cấu hai thanh truyền  
a, b- Kẹp một phía; c, d- Kẹp hai phía

Đối với cơ cấu có con trượt (hình 3-34b), ngoài ma sát trên các khớp quay còn phải tính đến ma sát của con trượt và công thức có dạng :

$$W = Q \cdot \frac{1}{2} \left[ \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - \operatorname{tg} \varphi_{2\text{qd}} \right]$$

Trong đó:  $\operatorname{tg} \varphi_{2\text{qd}}$ - hệ số ma sát qui đổi kể đến ma sát trên con trượt,  $\operatorname{tg} \varphi_{2\text{qd}} = \operatorname{tg} \varphi_2 \cdot \frac{3l}{a}$  ( $\operatorname{tg} \varphi_2$ - hệ số ma sát trượt, a- chiều dài phần dẫn hướng con trượt; l - khoảng cách từ khớp quay đến điểm giữa phần dẫn hướng ).

Khi  $\frac{l}{a} = 0,7$  và  $\operatorname{tg} \varphi_2 = 0,1$  thì  $\operatorname{tg} \varphi_2 = 0,21$

Hành trình kẹp của cơ cấu này lớn gấp hai lần cơ cấu một thanh truyền.

$$S_2 = 2L \cdot (1 - \cos \alpha)$$

### 3-6-3. Cơ cấu phóng đại lực kẹp hai thanh truyền kẹp hai phía.

Những cơ cấu này có thể xem như hai cơ cấu kẹp một thanh truyền (xem hình 3-34c,d). Trường hợp lí tưởng (coi như không có ma sát), lực kẹp tổng cộng được xác định theo công thức :

$$W_{\Sigma \text{lt}} = Q \cdot \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Lực kẹp thực tế đối với cơ cấu (hình 3-34c):

$$W_{\Sigma} = Q \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)}$$

Lực kẹp thực tế đối với cơ cấu (hình 3-34d):

$$W_{\Sigma} = Q \cdot \left[ \frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} - \operatorname{tg} \varphi_2 \frac{3 \cdot l}{a} \right]$$

**3-6-4. Cơ cấu phóng đại lực kẹp bằng khí nén- dầu ép .**

Hình 3-35 là một loại phóng đại lực kẹp truyền động bằng khí nén và dầu ép có thể tích rất nhỏ gọn, kết cấu đơn giản mà tỉ số truyền lực rất lớn.

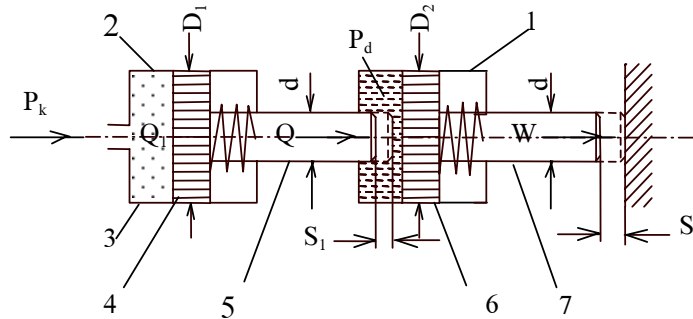
Nguyên lí làm việc của cơ cấu như sau: Khí nén có áp suất  $P_k$  đi vào buồng trái của xi lanh 2 tác dụng lên piston 4 có đường kính  $D_1$  làm cho nó chuyển dịch về bên phải. Áp lực trên cả Piston là  $Q_1 = P_k \times \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} = Q$ . Áp lực này lại được cán piston truyền đến buồng dầu bên phải với diện tích cán nhỏ đi (đường kính  $d$ ), vì thế tạo ra áp suất  $P_d$  càng lớn :

$$P_d = \frac{Q}{\frac{\pi d^2}{4}}$$

Với áp suất này ( $P_d$ ) tác dụng lên piston đường kính  $D_2$ , thì áp lực  $W$  (tức lực kẹp) sẽ được phóng đại lên rất nhiều :

$$W = P_d \times \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = \frac{Q}{\frac{\pi \cdot d^2}{4}} \times \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} = P_k \times \frac{\pi \cdot D_1^2}{4} \times \frac{\pi \cdot D_2^2}{\pi \cdot d^2} = P_k \times \frac{\pi D_1^2 \cdot D_2^2}{4}$$

$$W = 0,785 \cdot \frac{D_1^2 \cdot D_2^2}{d^2} P_k$$



Hình 3-35: Cơ cấu phóng đại lực kẹp khí nén - dầu thủy lực ( tác động trực tiếp): 1. Xi lanh dầu thủy lực; 2. Xi lanh khí nén; 3. Buồng khí nén; 4. Piston khí; 5. Cán piston khí; 6. Piston dầu ; 7. Cán Piston dầu

Kết cấu này có hành trình piston 2 rất nhỏ so với hành trình của cán piston 1:

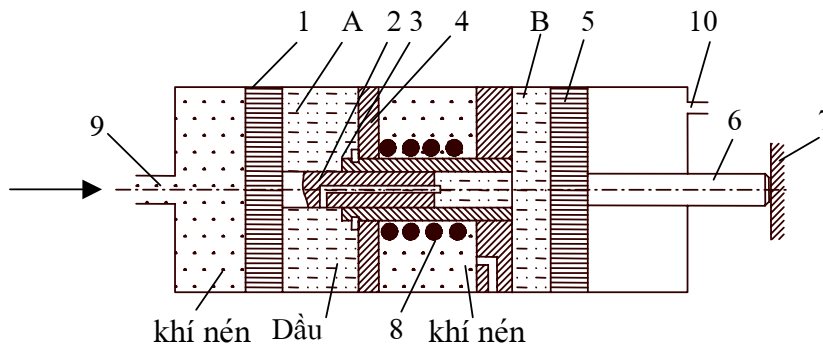
$$\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot S_1 = \frac{\pi \cdot D_2^2}{4} \cdot S_2$$

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{d^2}{D_2^2} \Rightarrow S_2 = \frac{d^2}{D_2^2} \cdot S_1$$

Nếu  $S_1=50\text{mm}$ ,  $d=3\text{cm}$ ,  $D_2=20\text{cm}$ , thì  $S_2=3^2/20^2 \times 5=0,11\text{cm}$ . Như vậy hành trình kẹp rất nhỏ.

- Để khắc phục, ta dùng kết cấu như hình 3-36 vừa bảo đảm lực kẹp vừa bảo đảm hành trình kẹp dài. Nguyên lí làm việc của nó như sau : Khí nén vào buồng số 9 đẩy piston 1 về phía phải. Cán 2 của piston làm rỗng để dầu ở buồng A thông với dầu ở buồng B. Vì thế khi piston 1 lùi về phải thì khối dầu A và B sẽ đẩy piston 5 rất nhanh cho đến khi cán 6 chạm vào mặt bị kẹp 7. Đó là hành trình dài trước khi kẹp chặt . Sau đó khí nén tiếp tục đẩy piston 1 cho đến khi lỗ rỗng của cán 2 thông từ buồng A sang buồng B bị ống 3 bịt kín (khi phần lỗ chui vào ống 3) thì buồng A và buồng B cách li hẳn nhau và tình hình lại trở lại như hình 3-35, tác dụng phóng đại bắt đầu, lúc này mới bắt đầu kẹp chặt vật 7.

Lò xo 8 có tác dụng giữ cho áp lực của dầu ổn định và tránh xung lực quá đột ngột đối với piston 5.



Hình 3-36





## Chương 4

# CƠ CẤU TỰ ĐỊNH TÂM

### 4-1. khái niệm.

Cơ cấu tự định tâm là những cơ cấu vừa định vị, vừa kẹp chặt đồng thời có tác dụng làm cho tâm đối xứng của chi tiết trùng với tâm của cơ cấu tự định tâm.

Cơ cấu tự định tâm rất cần thiết khi phải gá đặt chi tiết hai hoặc nhiều lần, khiến những lần gá đặt đó tâm của chi tiết có vị trí không đổi. Các bề mặt định vị của cơ cấu tự định tâm đều có chuyển dịch được, không cố định, chúng tiến vào hoặc lùi ra cùng tốc độ, cho nên mặt định vị đồng thời cũng là bề mặt kẹp chặt.

- Ưu điểm :

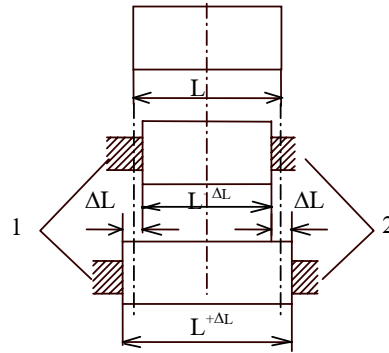
+ Giảm thời gian định vị và kẹp chặt chi tiết.

+ Độ chính xác định tâm cao, vì dung sai của hai mặt chuẩn và dung sai khoảng cách hai mặt chuẩn đều phân cho hai bên

Ví dụ hình 4-1: mặt định vị của chi tiết là hai mặt phẳng, kích thước giữa hai mặt định vị là  $L^{+\Delta L}$ . Vị trí giới hạn của chi tiết là 1 và 2. Trị số dịch chuyển lớn nhất của chi tiết là  $\Delta L$  ( $\delta L/2$ )

- Ứng dụng: cơ cấu tự định tâm thường hay dùng để định tâm vật tròn xoay, vật đối xứng và vật có chuẩn định vị do một lần chạy dao tạo ra. Lúc đó ta sẽ có sai số mặt định vị bằng không.

Các cơ cấu tự định tâm thường dùng:



Hình 4-1

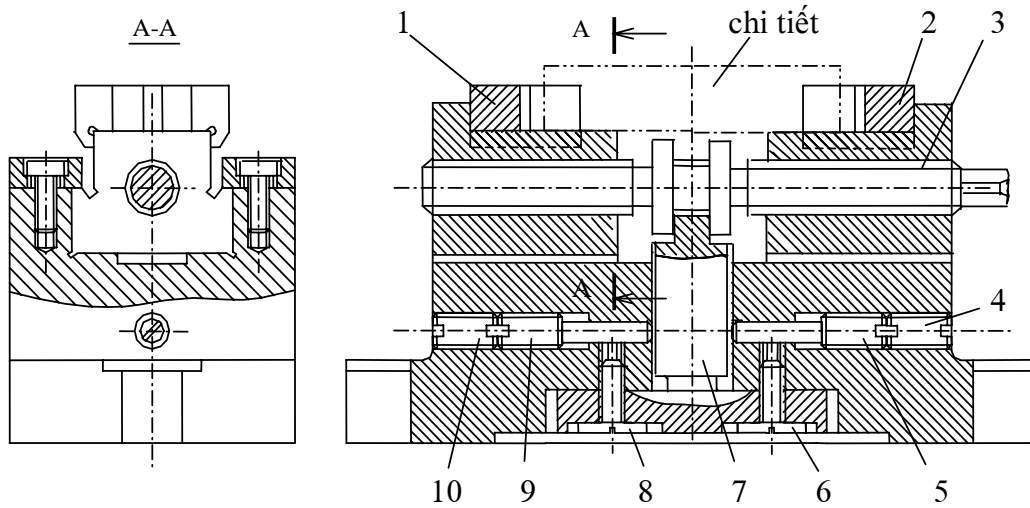
### 4-2. Cơ cấu tự định tâm bằng ren ốc trái chiều nhau .

Hình 4-2 là cơ cấu khối V tự định tâm nhờ vào trục vít 3 có ren trái chiều (một bên ren trái, một bên ren phải).

Khi quay trục vít, hai khối V sẽ đồng thời tiến vào và lùi ra (nhờ đó thực hiện việc định tâm chi tiết). Điều chỉnh chạc 7 sang trái hoặc sang phải nhờ vít 5 và 9, ta có thể điều chỉnh được tâm hai khối V lệch sang trái hoặc sang phải.

Độ chính xác định tâm phụ thuộc vào bước ren hai bên có bằng nhau hay không, phụ thuộc vào khe hở giữa đai ốc và ren ốc. Chế tạo loại ren như vậy khá phức tạp nên độ chính xác định tâm không cao lắm.

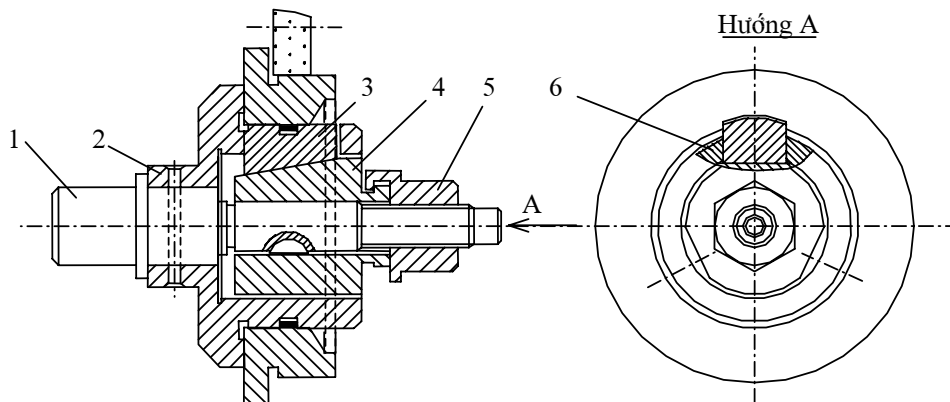
Bằng cơ cấu này ta có thể đặt khối V theo phương thẳng đứng.



Hình 4-2 : Tự định tâm bằng ren ốc trái chiều nhau .1, 2- khối V; 3-trục vít có ren trái chiều nhau; 4-10-vít cố định; 5, 6, 8, 9- vít ;7- chạc.

#### 4-3. Tự định tâm bằng chêm.

Hình 4-3, tự định tâm bằng khe chêm : Nhờ lõi 4 có 3 mặt vát nghiêng như hình chêm, nên khi vận đai ốc 5 tiến vào, lõi 4 sẽ đẩy ba con trượt 3 ra đều nhau để định tâm và kẹp chặt luôn chi tiết gia công bằng mặt chuẩn trong của nó.



Hình 4-3: Tự định tâm bằng chêm

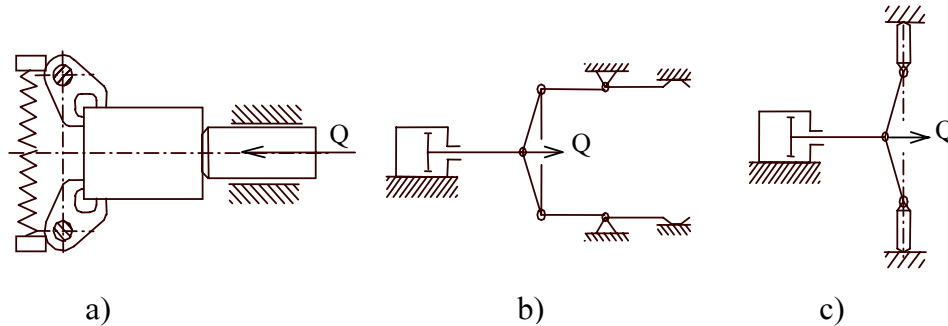
Góc nâng của chêm thường lấy bằng  $15^{\circ}$ . Kết cấu của chêm có độ chính xác định tâm cao, độ cứng vững tốt.

Khi vận ngược đai ốc 5, lõi 4 được kéo ra và chi tiết được tháo lỏng.

#### 4-4 Tự định tâm bằng đòn bẩy .

Hình 4-4 là các kết cấu tự định tâm bằng đòn bẩy, hình 4-4a định tâm bằng mặt ngoài; hình 4-4b, c định tâm bằng mặt trong.

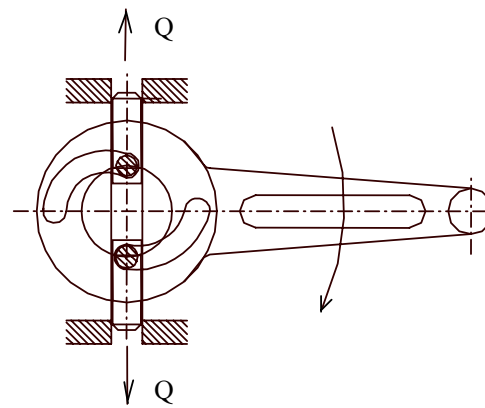
Độ chính xác định vị bằng phương pháp này phụ thuộc vào sự lắp ghép các chốt quay, tỉ lệ giữa các cánh tay đòn.



Hình 4-4: Tự định tâm bằng đòn bẩy

#### 4-5. Tự định tâm bằng các đường cong.

Hình 4-5 định tâm bằng mặt trong của chi tiết, dựa vào đường cong của rãnh để đẩy hai chốt định vị vào lỗ chi tiết. Hành trình của loại này rất ngắn, để tăng hành trình có thể làm thành hai đoạn đường cong: đoạn đầu góc nâng dưới  $30^\circ$  để đẩy chi tiết đi đoạn xa, đoạn hai góc nâng nhỏ hơn  $5^\circ$  để kẹp chặt và tự hãm được.



Hình 4-5

Vì đường cong khó chế tạo chính xác, nên độ chính xác định tâm loại này không cao lắm.

Có thể dùng mâm cặp tự định tâm.

Nhờ bánh răng hình côn nhỏ vận làm quay đĩa, dưới đáy đĩa có răng (cũng là một bánh răng côn ăn khớp với bánh răng côn nhỏ). Mặt trên đĩa có rãnh xoắn ốc Ac-si-mét ăn khớp với răng khía sau của vấu. Do đó khi đĩa quay 3 vấu sẽ tiến vào tâm hoặc lùi ra với cùng một tốc độ.

Các loại mâm cặp được sử dụng rộng rãi, có tính vận năng cao, lực kẹp lớn, kẹp rất chặt; khuyết điểm là mỗi đoạn rãnh xoắn có độ cong không bằng nhau (bán kính không bằng nhau). Vì thế rãnh xoắn Ac-si-mét ở đĩa quay và răng xoắn ở lưng vấu tiếp xúc đường chứ không phải tiếp xúc mặt, do đó răng chịu áp lực lớn, dễ mòn.

Rãnh xoắn Ac-si-mét có phương trình độ cực (hình 4-6a) là :

$$r=a\theta$$

Trong đó:  $r$  - véc tơ bán kính;  $\theta$  - góc cực;  $a$  - gọi là đặc tính xoắn ốc, là một hằng số :



$$a = \frac{v}{\omega}$$

Khi  $\theta=1$  radian, thì  $a=r$ . Do đó đặc tính xoắn  $a$  chính là véc tơ bán kính  $r$ .

Khi  $\theta = 360^0 = 2\pi$  radian, ta vẽ được một vòng xoắn thứ nhất và véc tơ bán kính  $r_0$  trở thành bước xoắn  $t$ , nghĩa là :

$$r_0 = a \cdot 2\pi = t$$

Suy ra :

$$a = \frac{r_0}{2\pi} = \frac{t}{2\pi}$$

Đường xoắn trái (hình 4-6a,b), góc nâng  $\alpha$  được xác định theo công thức:

$$\operatorname{tg} \alpha = a \cdot \frac{1}{r} = \frac{t}{2\pi} \cdot \frac{1}{r}$$

Vì  $a$  là một hằng số,  $r$  luôn luôn tăng, nên góc  $\alpha$  luôn luôn giảm.

Ví dụ: đường xoắn trong mâm cặp tiêu chuẩn TC-25 có  $D=192,5\text{mm}$ ;  $d=110\text{mm}$ ;  $t=10\text{mm}$ ;  $a=t/2\pi=1,59\text{mm}$ .

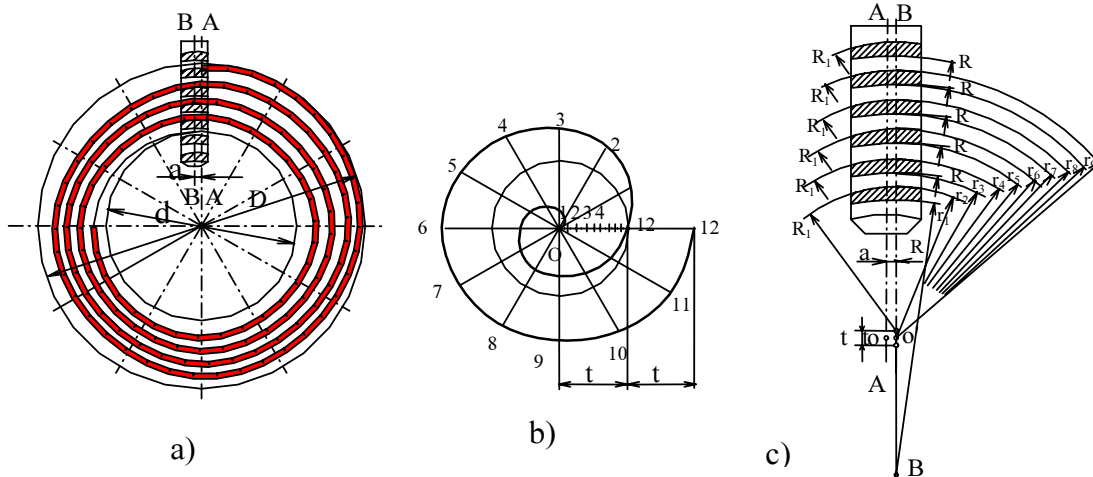
Theo công thức (1), ta tìm góc nâng  $\alpha$ :

$$\operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{t}{\pi \cdot d} = \frac{10}{3,14 \cdot 110} = 0,029; \alpha_{\max} \approx 1^0 40'$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\min} = \frac{t}{\pi \cdot D} = \frac{10}{3,14 \cdot 192,5} = 0,0165; \alpha_{\min} \approx 0^0 57'$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{\text{tb}} = \frac{t}{2 \cdot (D+d)} = \frac{2 \cdot 10}{3,14 \cdot (192,5+110)} = 0,021; \alpha_{\text{tb}} \approx 1^0 12'$$

Theo hình 4-6a, khi vận đĩa ngược chiều kim đồng hồ thì vấu đi vào tâm (kẹp) và tiếp xúc với mặt lõm. Khi vận đĩa ngược lại thì vấu đi ra (tháo lỏng) và tiếp xúc với mặt lồi.



Hình 4-6

Trong hình 4-6c, nếu từ tâm  $O'$  (lệch cách mặt đối xứng AA của vấu là  $a$ ) ta vẽ các bán kính  $r_1, r_2, r_3, \dots, r_n$  và lấy đó làm profil của các răng vấu (với bước tiến là  $t$ ) thì răng có thể tiếp xúc trên toàn chiều rộng của vấu nhưng vấu không

chuyển động theo hướng kính được. Sự thay thế các đoạn cong xoắn ốc nằm trong bề rộng vấu bằng các cung tròn như thế có sai số rất nhỏ, không đáng kể.

Khi vấu xê dịch hướng tâm thì răng thấp nhất của nó ăn khớp với đoạn rãnh xoắn ốc trong cùng, cùng lúc đó răng cao lại ăn khớp với đoạn rãnh xoắn ốc ngoài cùng. Vậy nếu profil răng là  $r_1, r_2, r_3, \dots, r_n$  thì vấu sẽ bị kẹt, không dịch chuyển được.

Để tránh hiện tượng kẹt đó thì bề mặt lõm của tất cả các răng phải có profil với bán kính  $R$  cố định lớn hơn bán kính lớn nhất của rãnh xoắn ốc  $r_{\max} = D/2$ ; còn bề mặt lồi của tất cả các răng phải có profil với bán kính  $R_1$  cố định là bán kính bé nhất của rãnh xoắn ốc  $r_{\min} = d/2$ .

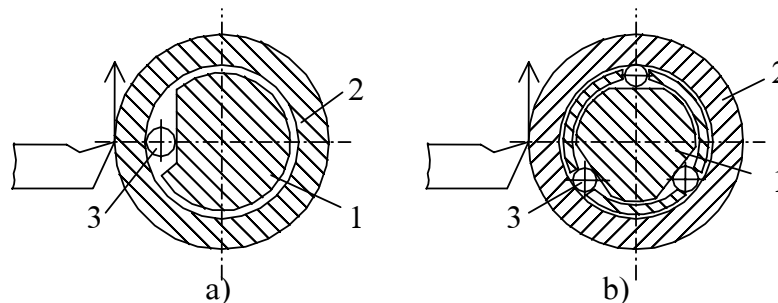
Thường lấy:  $R = D/2 + (5-10)\text{mm}$  và  $R_1 = d/2 - (3-8)\text{mm}$ .

Các bán kính  $R$  và  $R_1$  đều có tâm điểm nằm trên đường B-B song song với đường đối xứng A-A và cách A-A một khoảng  $a$ .

#### 4-6. Tự định tâm bằng khe chêm.

Nguyên tắc của loại này là nhờ vào lực cắt để đẩy các con lăn hoặc vấu kẹp vào khe hở có hình chêm và đạt được sự tự định tâm đồng thời kẹp chặt, vì thế lực cắt càng lớn thì lực kẹp càng lớn.

Kết cấu của cơ cấu tự định tâm bằng khe chêm như hình 4-7a, b.



Hình 4-7

Hình 4-7a, b định tâm bằng mặt trong chi tiết bằng các con lăn (chuẩn định vị tinh), có thể dùng vấu khía nhám để tăng hệ số ma sát dùng khi mặt định vị thô. Khi muốn tháo lỏng chi tiết cần dùng tay hoặc một kết cấu tay quay nào đó quay ngược chi tiết gia công để đẩy con lăn hoặc vấu ra khỏi khe chêm là được.

- Tính tự hãm : Muốn tự hãm, nghĩa là con lăn không bật được ra khỏi khe chêm thì phải đảm bảo hai phản lực  $R_1$  và  $R_2$  (hình 4-8) nằm trên cùng một đường thẳng, ngược chiều nhau và cùng trị số. Tốt nhất là  $R_1$  và  $R_2$  tạo thành một ngẫu lực thuận chiều kim đồng hồ,  $R_1$  ở bên phải  $R_2$ .

Muốn tự hãm được, cần phải có :

$$\frac{\alpha}{2} \leq \varphi_1 ; \frac{\alpha}{2} \leq \varphi_2$$

Trong đó : $\alpha$ - Góc hợp bởi hai tiếp tuyến ở điểm tiếp xúc con lăn - vật gia công và con lăn- lõi cam;  $\varphi_1$ -Góc ma sát giữa con lăn và vật gia công;  $\varphi_2$ -Góc ma sát giữa con lăn và lõi cam

Thường  $\varphi_1 > \varphi_2$ , nên, ta có :

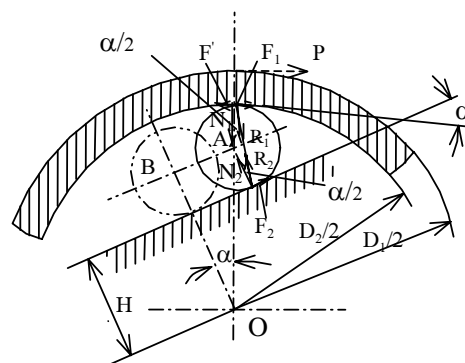
$$\alpha \leq 2\varphi_2 \quad (1)$$

Từ tam giác AOB ta có :

$$\cos \alpha = \frac{H + \frac{d}{2}}{\frac{D_1 - d}{2}} \quad (2)$$

So sánh giữa (1) và (2) , ta có điều kiện tự hãm :

$$\frac{2H + d}{D_1 - d} \leq \cos \varphi_2$$



Hình 4-8

- Để tháo lỏng con lăn ra sau khi hết lực cắt thì mô men ma sát trượt do phản lực N tạo ra phải lớn hơn hoặc bằng mô men ma sát lăn, tức là :

$$N \cdot \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot d \geq 2 \cdot N \cdot K$$

Do đó: 
$$\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \cdot d \geq \frac{2 \cdot K}{d}$$

Trong đó :K- hệ số ma sát lăn; d - đường kính con lăn.

- Tính lực kẹp. Từ hình 4-8, ta có lực kẹp của một con lăn là:

$$W = N_1 = \frac{F_1}{\operatorname{tg} \varphi_1}$$

Mà: 
$$\left( F_1 = F_1' = \frac{P \cdot \frac{D_2}{2}}{n \cdot \frac{D_1}{2}} \right)$$

Do đó: 
$$W = \frac{P \cdot D_2}{n \cdot D_1 \cdot \operatorname{tg} \varphi_1}$$

Trong đó: W- lực kẹp (N); P- lực cắt (N); D1- đường kính trong của chi tiết; D2- đường kính chỗ có lực cắt của chi tiết;  $\varphi_1$ - góc ma sát giữa con lăn và chi tiết; n- số con lăn.

Thường ta lấy đường kính con lăn  $d = D_1/8$ .

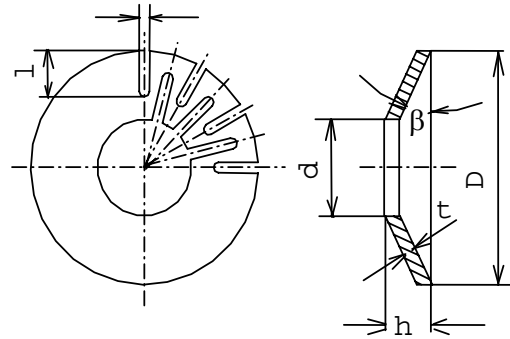
- Kiểm ta theo chèn ép: 
$$d = \frac{0.35 \cdot D \cdot E}{b \cdot \sigma^2}$$

Trong đó:E- mô đun đàn hồi của chi tiết ( $2 \cdot 10^4$  kG/mm<sup>2</sup>); b - chiều dài con lăn (mm);  $\sigma$  - ứng suất chèn ép (đối với thép  $\sigma = 200$  kG/mm<sup>2</sup>).

#### 4-7. Tự định tâm bằng lò xo đĩa (hình 4-9) :

Kết cấu lò xo đĩa là một loại kết cấu có tính định tâm rất cao ( $0,01 \div 0,03$  mm), lực kẹp lớn, đơn giản và thao tác dễ dàng.

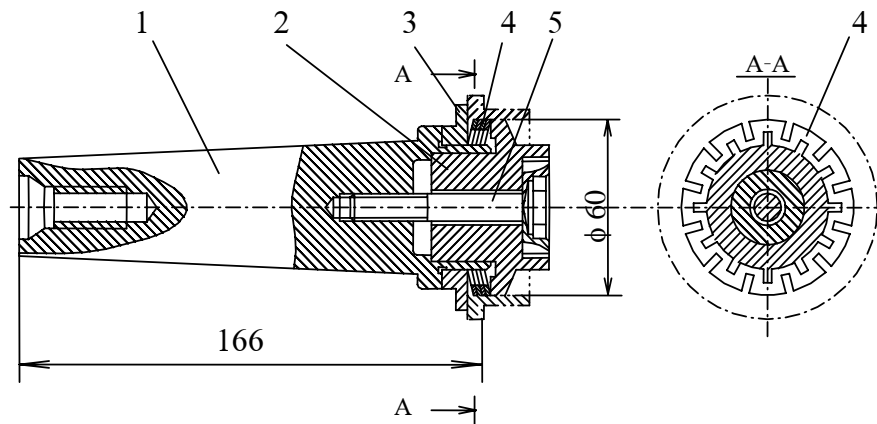
Đường kính định vị khi biến dạng có thể thay đổi (tăng hoặc giảm)  $0,15 \div 0,4$ mm. Đường kính ngoài D từ  $18 \div 200$ mm, đường kính trong d từ 4 đến 160mm, bề dày t từ  $0,5 \div 1,25$  mm. Lò xo đĩa hình trụ mài bóng đạt cấp 7- cấp 8 ( $R_a = 1,25 \div 0,63$ ) làm mặt định vị với trục tâm theo lắp ghép  $H_7/h_6$  hoặc  $G_7/g_6$ .



Hình 4-9

Vật liệu lò xo đĩa được dập bằng thép 50C2A, 45, Y7A. Tôi cứng HRC  $34 \div 37$ .

- Kết cấu làm việc của lò xo đĩa như hình 4-10. Số lò xo đĩa càng nhiều thì lực kẹp càng lớn. Sau khi vặn vít 5 vào các lò xo đĩa chịu một lực và biến dạng, đường kính ngoài của lò xo đĩa tăng lên làm cho chi tiết được định vị và kẹp chặt.



Hình 4-10: Cơ cấu tự định tâm bằng lò xo đĩa

Khi thiết kế lò xo đĩa cần chú ý chọn góc  $\beta$  không được quá lớn. Nếu  $\beta$  lớn lực kẹp bé, ngược lại  $\beta$  quá bé có thể tạo ra hiện tượng tự hãm, khó tháo chi tiết. Nói chung nên lấy  $\beta = 9 \div 12^\circ$ .

- Tính lực kẹp:

Trong hình 4-11, lò xo 1 ở trạng thái tự do, lò xo 2 vẽ trong trạng thái kẹp chặt. Lực kẹp tính theo công thức :

$$W = 0,75 \times \frac{1}{\text{tg}\beta_1} \cdot Q$$

Hoặc  $Q = 1,33 \cdot \operatorname{tg} \beta_1 \cdot W$

W- lực kẹp hướng kính (kG); Q- lực kéo hướng trục (kG);  $\beta_1 = \beta - 2^\circ$ .

Từ đó ta có :  $W \cdot f \cdot R = K \cdot M_c$

$$W = \frac{K \cdot M_c}{f \cdot R} \Rightarrow Q = 1,33 \cdot \operatorname{tg} \beta_1 \cdot \frac{M_c}{f \cdot R}$$

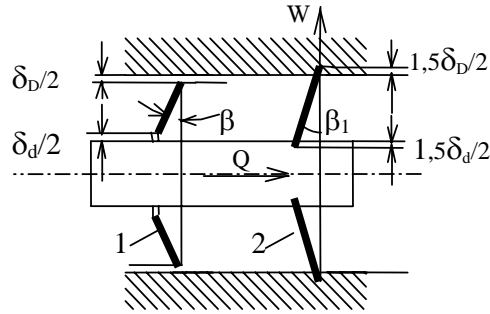
Trong đó:  $M_c$ - Mô men cắt; R- bán kính lỗ phôi; f- hệ số ma sát giữa phôi và lò xo; K- hệ số an toàn ( $k=1,5 \div 2$ ).

Khi kẹp chặt, đường kính ngoài thường tăng  $1,5 \delta_D$  và đường kính trong giảm  $1,5 \delta_d$ .

- Số lò xo đĩa cần tính theo công thức :

$$n = \frac{K \cdot M_c}{M_x}$$

Trong đó: n- số lò xo;  $M_x$ - mô men xoắn do một lò xo đĩa truyền.



Hình 4-11

#### 4-8. Tự định tâm bằng ống kẹp co bóp đàn hồi.

Ống kẹp co bóp là một ống xoắn rãnh đàn hồi hình côn, nhờ biến dạng đàn hồi của nó để kẹp chặt và định tâm chi tiết.

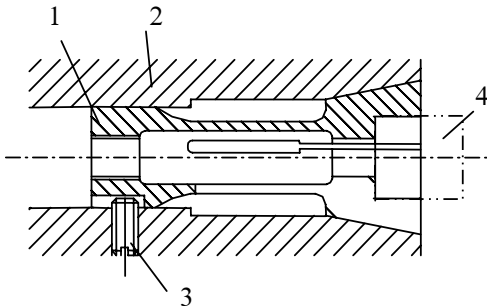
Ống kẹp co bóp có thể phân thành các loại :

+ Theo mặt định vị: Định vị bằng mặt ngoài và mặt trong của chi tiết. Ống kẹp định tâm mặt trong chi tiết nhờ đầu côn bung, còn định tâm mặt ngoài thì nhờ đầu côn bóp.

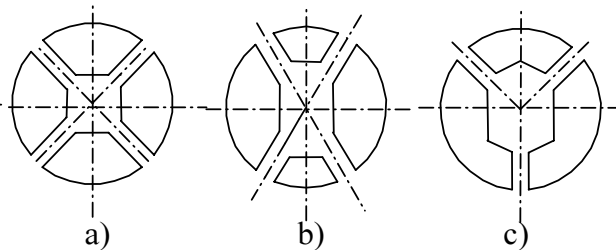
+ Theo phân kẹp: Kẹp một đầu và kẹp hai đầu.

+ Theo chiều kẹp: Kéo và đẩy.

- Sơ đồ làm việc của ống kẹp hình 4-12.



Hình 4-12



Hình 4-13

1- ống kẹp; 2- thân đồ gá ; 3- vít chống xoay; 4- chi tiết. Đầu bên phải ống kẹp được xoắn 3 rãnh. Khi kéo ống kẹp sang bên trái, ống sẽ bị bóp lại để định vị và kẹp chặt chi tiết. Để dễ dàng tháo chi tiết ra, góc côn  $\alpha = 30^\circ$ .

Rãnh và lỗ ống kẹp có các kiểu như hình 4-13 tùy theo tiết diện của phôi. Kiểu a: lỗ vuông, 4 rãnh; kiểu b: lỗ hình chữ nhật, 4 rãnh; kiểu c: lỗ 6 cạnh, 3 rãnh.

Khi ống kẹp nằm trong ổ kẹp thì tùy theo đường kính phôi to nhỏ khác nhau mà điểm tiếp xúc giữa ống kẹp sẽ khác nhau.

Góc côn  $\alpha$  của phần làm việc khi ở trạng thái tự do và khi ở trạng thái kẹp chặt thường lấy cách nhau  $30'$ .

- Tính lực kẹp (hình 4-14): Nếu ta xem ống kẹp như là một chêm cứng không biến dạng thì phần làm việc của nó chịu các lực sau đây khi kẹp chặt :

Q - Lực kéo hướng trục (kG),

W - Phản lực của chi tiết (kG) , tức là lực kẹp,

$F_2$  - Lực ma sát giữa chi tiết và ống kẹp.

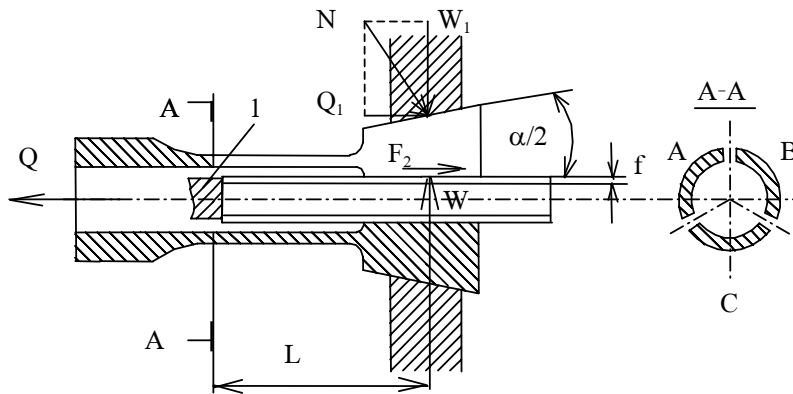
$W_1$  - Tổng phản lực thẳng đứng của phản lực W và lực ma sát giữa vỏ đồ gá và ống kẹp (kG).

Theo lực kẹp của chêm ta có :

$$W = Q \cdot \frac{1}{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) + \operatorname{tg}\varphi_2}$$

Ở đây:  $\varphi_1, \varphi_2$  - Góc ma sát giữa ống kẹp với vỏ và với chi tiết.

$\frac{\alpha}{2}$  - là nửa góc côn của ống kẹp.



Hình 4-14

Nếu giữa phôi và ống kẹp có khe hở  $f$  thì lực kẹp trên phải được trừ bớt đi một thành phần lực  $W_2$  cần để làm các mảnh hình máng A, B, C biến dạng một khoảng là  $f$ .

Có thể coi các mảnh đó như những dầm công xôn được ngàm một đầu có chiều dài  $L$  chịu lực  $W_2$  ở đầu để biến dạng một đoạn  $f$ .

Vì thế :

$$W_2 = \frac{3 \cdot E \cdot J}{L^3} \cdot f$$

Trong đó: E- Mô đun đàn hồi.

J- Tổng mô men quán tính của 3 hình máng A,B,C.

Do đó lực kẹp W là :

$$W = Q \frac{1}{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right) + \operatorname{tg}\varphi_2} - \frac{3 \cdot E \cdot J}{L^3} \cdot f$$

Nếu không có miếng chặn định cỡ số 1, chi tiết có thể xô dịch hướng trục được thì lực ma sát  $F_2$  giữa chi tiết và ống kẹp không ảnh hưởng đến lực kẹp, lúc đó :

$$W = Q \frac{1}{\operatorname{tg}\left(\frac{\alpha}{2} + \varphi_1\right)} - \frac{3 \cdot E \cdot J}{L^3} \cdot f$$

- Vật liệu chế tạo ống kẹp co bóp đàn hồi bằng thép thấm các bon, hoặc thép có thành phần các bon cao. Đối với những chi tiết lớn nặng, ống kẹp thường làm bằng thép hợp kim 12XH3A hoặc 15XA, 4XC, 9XC, cũng có thể dùng thép Y6A ÷ Y10A, nhiệt luyện phần đuôi đến độ cứng HRC = 30 ÷ 35, phần làm việc HRC = 55 ÷ 60.

- Ưu điểm của ống kẹp co bóp đàn hồi: kết cấu nhỏ, đơn giản, thao tác tiện lợi và nhanh.

- Nhược điểm: không hoàn toàn tiếp xúc với cả bề mặt phôi theo cả tiết diện ngang hay dọc.

#### 4-9. Tự định tâm bằng chất dẻo.

Dùng các chất dẻo để định tâm và kẹp chặt chi tiết trong đồ gá là một thành tựu có hiệu quả cao. Nó có độ chính xác định tâm rất cao (có thể đạt tới 0,001 ÷ 0,03mm), có thể triệt tiêu hoàn toàn khe hở giữa chi tiết và đồ định vị đồng thời kẹp chặt với lực kẹp rất lớn.

Ưu điểm của đồ gá dùng chất dẻo là: kết cấu nhỏ, gọn, thao tác nhanh và độ chính xác định tâm cao, lực kẹp phân bố rất đều.

%%%%%%%%











## Chương 5

# CÁC CƠ CẤU SINH LỰC

Tuỳ theo nguồn năng lượng sử dụng, các cơ cấu sinh lực của đồ gá có thể chia ra: khí nén, dầu ép, chân không, từ, điện từ, điện-cơ khí, li tâm...So với cơ cấu kẹp bằng tay tuy chúng có một số nhược điểm như đòi hỏi các trang bị phụ kèm theo, phức tạp, song chúng có những ưu điểm cơ bản như thời gian kẹp chặt giảm, giảm nhẹ sức lao động của công nhân, lực kẹp đủ lớn, ổn định...

### 5-1.Cơ cấu sinh lực bằng khí nén .

Khí nén được sử dụng khá rộng rãi trong sản xuất công nghiệp. Khí nén là không khí sạch được máy nén khí nén đến áp suất 6÷7atm để khi đi qua các ống dẫn đến đồ gá có áp suất làm việc 3-4 atm. Dùng khí nén có những ưu điểm sau :

- Nâng cao năng suất lao động, giảm bớt thời gian kẹp chặt và tháo chi tiết (0,5÷1,2) s, so với kẹp chặt bằng tay có thể giảm thời gian này từ (5÷10) lần.

- Giảm nhẹ sức lao động của công nhân trong quá trình kẹp chặt và tháo chi tiết. Nếu như kẹp bằng tay, lực tác dụng từ tay công nhân (70÷100N) thì ở các trang bị khí nén lực để điều khiển các trang bị (cơ cấu) này chỉ khoảng (10÷15N)

- Lực kẹp đủ lớn, đều và có thể kiểm tra, điều chỉnh dễ dàng trong quá trình làm việc.

- Có thể kẹp chặt cùng một lúc nhiều điểm trên chi tiết, có thể kẹp chặt nhiều chi tiết trên đồ gá, điều khiển thống nhất, từ xa để có khả năng tự động hoá.

Các nhược điểm của khí nén là :

- Khí nén dùng với áp lực thấp (4÷6) atm. Độ cứng vững kẹp chặt không lớn, nên với các chi tiết hạng nặng ít dùng.

- Phải có thêm các trang bị phụ: Van, bình lọc khí, ổn định tốc độ và áp lực...chiếm không gian nhiều.

Hệ thống các trang bị khí nén được bố trí như hình 5-1.

- Bình lọc khí 1, không khí nén từ trạm tới bình lọc 1 để khử các tạp chất và trộn dầu để bôi trơn.

- Van giảm áp 2, dùng để giảm áp lực khí nén từ nguồn vào đến áp lực làm việc yêu cầu để kẹp chặt chi tiết

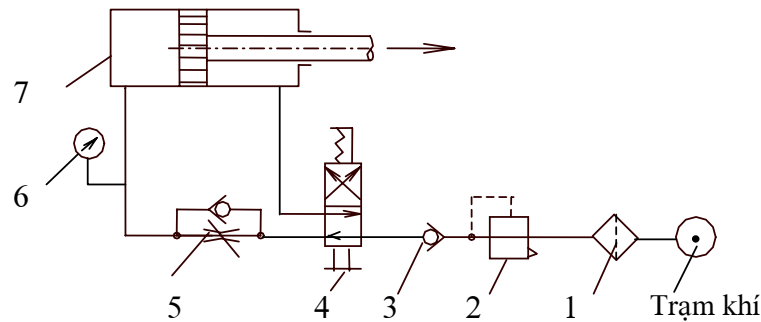
- Van một chiều 3, có tác dụng bảo vệ an toàn, đề phòng việc cung cấp khí nén bị gián đoạn hoặc áp lực khí nén đột ngột bị giảm làm tháo lỏng cơ cấu kẹp.

- Van phân phối 4, khống chế khí nén vào và thải khỏi xi lanh.

- Van tiết lưu 5, điều tiết tốc độ của dòng khí nén đi vào xi lanh để khống chế tốc độ dịch chuyển của piston.

- Lực kế 6, chỉ áp lực không khí nén có trong xi lanh.

- Xi lanh 7, dưới tác dụng của khí nén làm piston dịch chuyển, đẩy cơ cấu kẹp để thực hiện việc kẹp chặt chi tiết gia công.



Hình 5-1: Hệ thống truyền động khí nén : 1-bình lọc khí, 2-van giảm áp, 3-van một chiều, 4-van phân phối, 5-van tiết lưu, 6-áp kế, 7-xi lanh

Các cơ cấu sinh lực bằng khí nén có thể phân loại như sau:

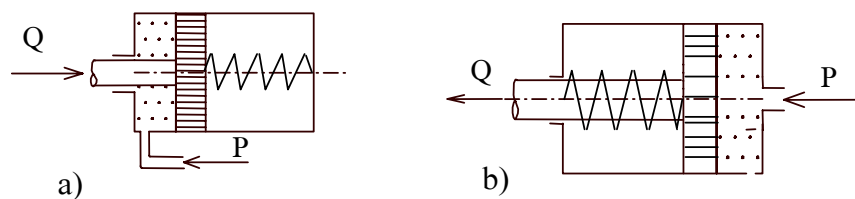
- Theo dạng xi lanh dẫn lực: Loại xi lanh piston- xi lanh màng.
- Theo sơ đồ tác dụng: Loại xi lanh một chiều và loại xi lanh hai chiều.
- Theo dạng gá đặt : Loại cố định và loại quay.

#### 5-1-1 Xi lanh piston.

Loại xi lanh piston thường sử dụng trong kết cấu các đồ gá cần đến lực kẹp và hành trình kẹp lớn. Có thể chế tạo xi lanh một chiều, xi lanh hai chiều cho các đồ gá cố định (đồ gá khoan, phay, bào...) và cho đồ gá quay (đồ gá tiện, mài...). Lực sinh ra của các loại xi lanh phụ thuộc vào đường kính piston, áp suất khí nén và hành trình kẹp .

Xi lanh đã tiêu chuẩn hoá, làm rời bán ngoài thị trường hoặc có thể làm ngay trong trong đồ gá.

a) Xi lanh một chiều, một piston (hình5-2a,b).



Hình 5-2

- Đối với sơ đồ hình 5-2a: Khi van phân phối cho khí nén đi vào buồng trái của xi lanh, sẽ tạo ra lực kẹp :

$$Q = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} p \cdot \eta - q$$

Trong đó: D- Đường kính piston (m); d- Đường kính cán piston (mm);

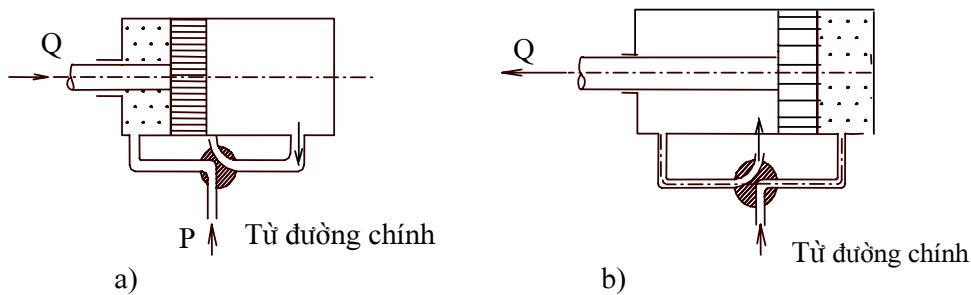
$p$ -Áp suất khí nén  $kG/cm^2$ ;  $q$ - Lực để nén lò xo ( $kG$ );  $q = k(\delta_0 + s)$ ,  $\delta_0$ - độ co lúc đầu của lò xo ( $mm$ ),  $s$ - hành trình cán ( $mm$ ),  $k$ - hệ số cứng vững của lò xo, tức là lực cần thiết để ép lò xo co lại  $1mm$ ,  $k=0,15 \div 0,35kG/mm$ ;  $\eta$ - Hiệu suất,  $\eta=85\%$  kể đến mất mát vì ma sát giữa piston và xi lanh, cán piston và vỏ.

- Đối với sơ đồ hình 5-2b: khi khí nén đi vào buồng phải của xy lanh, sẽ tạo ra lực kẹp :

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} p \cdot \eta - q$$

b) Loại xi lanh hai chiều, một piston (hình 5-3)

Khí nén có thể vào bên trái hoặc bên phải xi lanh, loại này hành trình piston dài, chuyển động được cả hai phía.



Hình 5-3

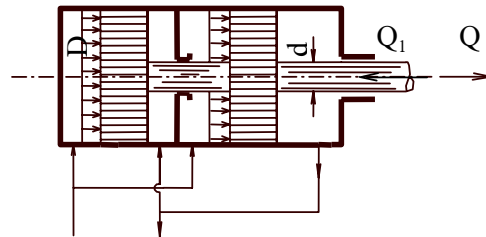
- Khi khí nén đi vào buồng bên trái, lực kẹp là (hình 3-5a):

$$Q = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot p \cdot \eta$$

- Khi khí nén đi vào buồng bên phải, lực kẹp là (hình 3-5b) :

$$Q = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot p \cdot \eta$$

Để có thể tăng lực kẹp mà không cần tăng đường kính piston có thể sử dụng loại xi lanh hai hay nhiều piston. Khí nén vào buồng bên trái của hai piston cùng một lúc làm hai piston xô dịch về phía bên phải (hoặc ngược lại)- hình 5-4.



Hình 5-4 :xi lanh khí nén loại hai piston

Khi piston dịch về phía phải, lực kẹp là :

$$Q = \frac{\pi \cdot (2 \cdot D^2 - d^2)}{4} \cdot p \cdot \eta$$

Khi piston dịch về phía trái, lực kẹp là :

$$Q = \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot p \cdot \eta$$

Trong trường hợp dùng n piston, thì

$$Q = \frac{\pi \cdot [n \cdot D^2 - (n-1) \cdot d^2]}{4} \cdot p \cdot \eta$$

$$Q_1 = \frac{\pi \cdot n \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot p \cdot \eta$$

Xi lanh piston có thể sinh ra lực kẹp  $Q \geq 5000$  kG. Đường kính tiêu chuẩn của piston là: D=50, 75, 100, 150, 200, 250, 300...mm; đường kính cán piston  $d=16 \dots 80$  mm; hành trình làm việc  $L=10 \dots 200$ mm.

Độ nhám mặt trong xi lanh cần đạt  $R_a=0,63 \div 1,25$  để giảm ma sát.

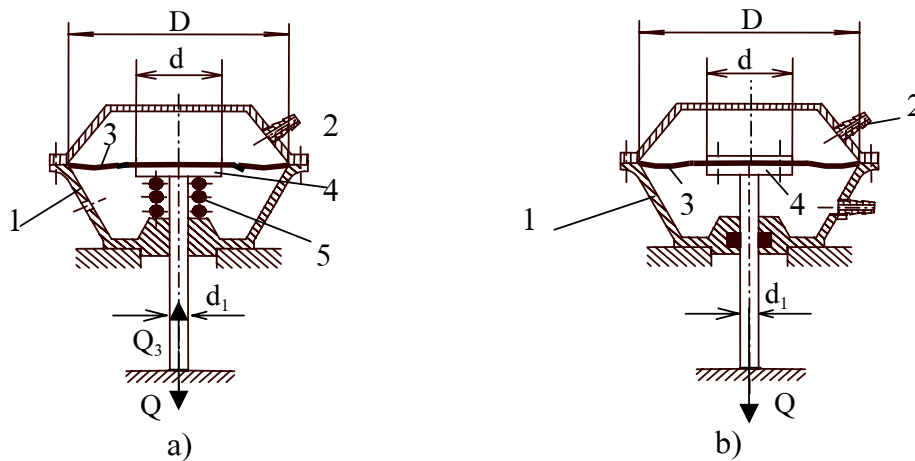
- Kết cấu xi lanh piston có thể tham khảo trong các sổ tay cơ khí.

### 5-1-2 Xi lanh màng.

Loại xi lanh màng có vỏ gồm hai nửa úp vào nhau, giữa hai nửa có một màng mỏng. Vật liệu của vỏ làm bằng gang đúc hoặc bằng thép ít cacbon. Màng làm bằng cao su chịu dầu, lõi bằng vải, ngoài ép cao su hoặc bằng kim loại (thép 60).

Kết cấu xi lanh màng như hình 5-5a, b

Loại 5-5a là loại tác dụng một chiều, khi tắt nguồn khí nén thì màng mỏng 3 bị lò xo 5 đẩy về vị trí tự do ban đầu. Màng được kẹp giữa hai nắp có đỉnh ốc bắt chặt. Ở tâm màng 3 có đĩa 4 đường kính  $d$  đỡ lấy màng và để đẩy màng, đĩa này gắn liền với cán.



Hình 5-5 Xi lanh màng

Loại 5-5b là loại xi lanh màng tác dụng hai chiều, khí nén vào buồng trên để đẩy màng kẹp chặt. Khi tháo lỏng thì khí nén vào buồng dưới đẩy màng trở về vị trí tự do ban đầu mà không có lò xo.

Xi lanh màng có thể gồm các loại: Tác dụng một chiều hoặc hai chiều, cố định hoặc quay tròn, một màng, nhiều màng, màng hình phẳng, màng hình bát....

Tính lực kẹp:

- Theo hình 5-5 a

Diện tích làm việc của màng là hình tròn đường kính D. Nhưng áp lực khí nén tác dụng lên diện tích có đường kính d (đĩa kim loại đỡ) sẽ truyền toàn bộ lên cán và bằng : (hình 5-6).

$$Q_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p$$

Còn áp lực khí nén tác dụng lên diện tích hình vành khăn D-d không truyền toàn bộ lên cán, mà một phần tác dụng lên vỏ xi lanh vì màng bị kẹp giữa hai vỏ, càng gần vỏ bao nhiêu áp lực tác dụng lên màng vào đĩa d càng ít đi bấy nhiêu.

Áp lực của bất kì hình vành khăn nào cách tâm là  $\rho$  (giữa D và d) diện tích là  $2\pi\rho d\rho$  sẽ truyền lên cán tùy theo tỉ lệ cánh tay đòn  $\frac{R-\rho}{R-r}$ . Do đó diện tích hình vành khăn giữa d và D có áp lực  $Q_2$  truyền lên cán là :

$$Q_2 = \int_r^R \frac{R-\rho}{R-r} \cdot P \cdot 2\pi \cdot \rho \cdot d\rho = \frac{2\pi \cdot P}{R-r} \left[ \left( \frac{R^2 - r^2}{2} \right) \cdot R - \left( \frac{R^3}{3} - \frac{r^3}{3} \right) \right]$$

$$Q_2 = \frac{\pi \cdot P}{3} (R^2 + R \cdot r - 2r^2)$$

Vậy tổng lực truyền lên cán (kể cả diện tích có đường kính d) là :

$$\sum Q = Q_1 + Q_2 - q$$

$$\sum Q = \frac{\pi}{12} \cdot P \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) - q$$

Trong đó: q- Lực chống lại của lò xo; D- Đường kính có ích của màng; d- Đường kính cán piston;  $d_1$ - Đường kính của đĩa

-Theo hình 5-5b:

$$Q = \frac{\pi}{12} \cdot P \cdot (D^2 + D \cdot d + d^2) - F$$

F- Lực ma sát giữa cán và vỏ.

Chú ý: theo cách tính ở trên, ta đã bỏ qua lực làm màng biến dạng.

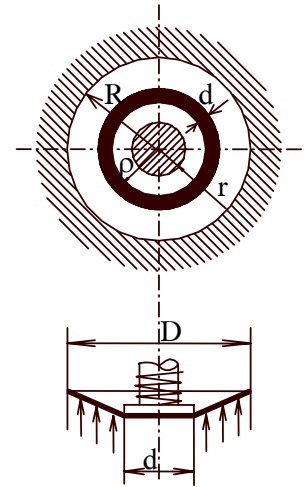
Muốn tăng lực kẹp phải tăng đường kính d, tức là tăng tỉ số  $d/D$ . Nhưng tỉ số này lại bị tính đàn hồi của màng hạn chế, do đó hành trình lại giảm, thường chỉ dùng  $d/D \leq 0,8$ .

Để tăng lực Q mà không tăng đường kính D của xi lanh, ta có thể dùng loại xi lanh nhiều màng.

Ưu điểm của loại xi lanh màng so với xi lanh piston :

1- Xi lanh màng nhẹ, kết cấu xi lanh đơn giản, khối lượng gia công ít và độ chính xác kích thước thấp hơn nhiều so với xi lanh piston, do đó giá thành hạ.

2- Độ nhạy cao và khối lượng dịch chuyển ít, ma sát chỉ có giữa cán và vỏ.



Hình 5-6



3-Thời gian sử dụng cao hơn. Trong điều kiện làm việc bình thường màng có thể chịu  $5.10^5 \div 6.10^5$  hành trình làm việc, còn xi lanh piston các gioăng mòn ở  $1,5.10^5$  hành trình kép .

Nhược điểm của xi lanh màng là :

1-Lực kẹp và tháo không phải hằng số, vì khi tăng hành trình làm việc, tăng lực biến dạng màng do đó lực kẹp giảm.

2-Hành trình làm việc ngắn tùy thuộc vào hình dạng của màng, bề dày và vật liệu chế tạo màng. Thường hành trình làm việc của cán piston không lớn quá 1/3 đường kính của màng.

## 5-2. Cơ cấu sinh lực bằng dầu ép.

Trong trường hợp cần lực lớn, cơ cấu sinh lực bằng khí nén sẽ rất cồng kềnh, không hợp lí. Do đó có thể dùng cơ cấu sinh lực bằng dầu ép. Cơ cấu sinh lực bằng dầu ép có những ưu điểm sau :

1-Áp lực của dầu cao 10 ÷30 lần so với khí nén, do đó với cùng một lực kẹp, kích thước của xi lanh dầu ép nhỏ, gọn hơn nhiều so với xi lanh khí nén. Độ cứng vững của đồ gá cao hơn, có thể nâng cao chế độ cắt.

2-Áp lực dầu lớn có thể truyền lực kẹp trực tiếp, không cần qua cơ cấu trung gian (để phóng đại lực kẹp), do đó kết cấu đồ gá đơn giản.

3- Dầu ép trong xi lanh đảm bảo khả năng bôi trơn, làm giảm độ mòn của các bộ phận, nâng cao thời gian sử dụng.

4- Đồ gá dùng dầu ép làm việc êm , không ồn.

Hệ thống trang bị cần thiết để sử dụng cơ cấu sinh lực bằng dầu ép gồm : Động cơ - bơm thủy lực, hệ thống đường ống, cơ cấu điều khiển, các cơ cấu phụ khác...Tất cả các cơ cấu đó làm việc dưới áp lực cao, nên yêu cầu chính xác cao, kín khít tốt, chế tạo khó và giá thành cao. Nếu trên các máy có hệ thống bơm dầu, có thể rút ra một nhánh dùng cho đồ gá thì chi phí cho việc dùng đồ gá đỡ tốn kém hơn.

Sơ đồ làm việc của một cơ cấu dầu ép như hình 5-7.

Bơm dầu ép dùng trong đồ gá thường là các loại bơm bánh răng, bơm piston, bơm cánh gạt...Năng suất của bơm được chọn theo công thức:

$$Q = \frac{P \cdot L}{1000 \cdot t \cdot p \cdot \eta_1} \left( \frac{m^3}{ph} \right)$$

Trong đó:P-Lực yêu cầu của xi lanh thủy lực (N).

L-Hành trình làm việc của piston (m).

t- Thời gian của hành trình làm việc của piston (phút).

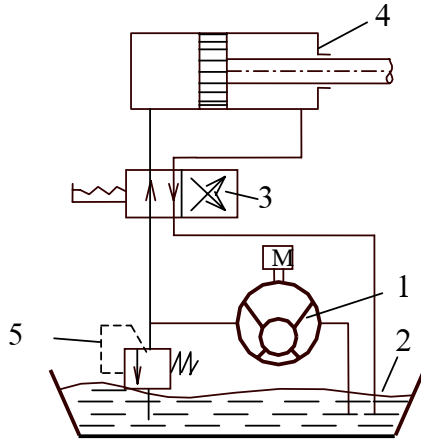
p- Áp suất dầu (N/m<sup>2</sup>).

$\eta_1$ . Hiệu suất thể tích của hệ thống thủy lực (do không kín khít).

Công suất cho cơ cấu dẫn động của bơm xác định theo công thức :

$$N = \frac{P \cdot Q}{612 \cdot \eta_2} \text{ (KW)}$$

Trong đó:  $\eta_2$ - hiệu suất chung của bơm,  $\eta_2 = \eta_0 \eta_c$ ;  $\eta_0$  - hiệu suất thể tích của bơm;  $\eta_c$  - hiệu suất cơ khí của bơm.



Hình 5-7:  
Sơ đồ hệ thống dầu ép  
trong đồ gá :  
1-Bơm thuỷ lực  
2- Bể chứa dầu  
3- Van phân phối  
4- Xi lanh thuỷ lực  
5-Van tràn

Lực sinh ra ở cán piston của xi lanh thuỷ lực tính theo công thức :

$$\text{Lực kéo : } P = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot p \cdot \eta \quad (\text{kG}) .$$

$$\text{Lực đẩy: } P = \frac{\pi}{4} D^2 \cdot p \cdot \eta \quad (\text{kG}) .$$

Trong đó: D-đường kính piston (m) ; d- đường kính cán piston (m); p- áp suất dầu trong hệ thống thuỷ lực ( $\text{kG/m}^2$ ) ;  $\eta$ - hiệu suất của xi lanh thuỷ lực.

Khi tính toán còn cần kiểm nghiệm độ bền (hoặc tính) chiều dày thành xi lanh thuỷ lực, tính toán ống dẫn, van tiết lưu , các cơ cấu thuỷ lực khác.

### 5-3. Cơ cấu sinh lực khí nén -dầu ép.

Đặc điểm :

- Khả năng sinh lực lớn hơn cơ cấu sinh lực bằng khí nén hoặc bằng dầu ép riêng biệt, có thể tạo ra dầu có áp suất cao đạt 9,6-10,6 Mpa, gấp 4 đến 8 lần cơ cấu sinh lực dầu ép và 30 đến 40 lần cơ cấu sinh lực khí nén .

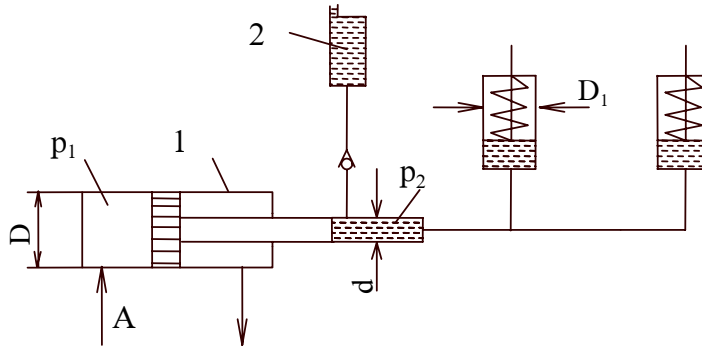
- Do áp lực tạo ra rất cao, không những dùng làm cơ cấu phóng đại lực mà còn làm đơn giản kết cấu của đồ gá và nâng cao hiệu suất truyền động.

- Có thể chế tạo riêng thành một cơ cấu tăng lực để lắp trong đồ gá hoặc có thể lắp trên bàn máy tạo cơ hội thực hiện việc tổ hợp hoá đồ gá.

Hệ thống sinh lực khí nén- dầu ép như hình 5-8.

Không khí nén có áp lực  $p_1$  đi vào buồng bên trái của xi lanh từ A đẩy piston sang phải, cán piston dịch chuyển và nén dầu làm cho áp lực dầu tăng đến áp lực  $p_2$ . Dầu ép có áp lực  $p_2$  chạy vào xi lanh dầu kẹp chặt có đường kính  $D_1$  (xi lanh dầu một chiều), cuối cùng đẩy cơ cấu kẹp để kẹp chặt chi tiết. Để bổ sung

tổn hao dầu ép, người ta dùng thêm bình dầu phụ 2. Khi dầu bị nén, thông qua van một chiều tự động đóng kín lại để phòng dầu chảy ngược vào bình dầu phụ.



Hình 5-8: Hệ thống sinh lực khí nén - dầu ép  
1-Xi lanh, 2-Bình bổ sung dầu.

Tỉ số truyền lực  $i_p = p_2/p_1$  là chỉ số quan trọng của hệ thống sinh lực. Giá trị của nó có thể dùng công thức sau đây để xác định: Dựa vào điều kiện cân bằng của piston trong xi lanh 1, ta có :

$$\frac{\pi}{4} \cdot D^2 \cdot p_1 = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot p_2$$

$$\Rightarrow p_2 = \left(\frac{D}{d}\right)^2 \cdot p_1$$

Vậy: 
$$i_p = \frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{D}{d}\right)^2$$

Trong đó: D-đường kính của xi lanh.

d- đường kính của cán piston (đường kính của xi lanh tăng lực ).

$p_1$ -áp lực làm việc của khí nén;  $p_2$ -áp lực làm việc của dầu ép.

Rất rõ là khi D/d càng tăng, hệ số tăng lực  $i_p$  càng tăng. Nhưng theo sơ đồ hình 5-8, nếu như đường kính của xi lanh có trị số nhất định, thì việc giảm đường kính của cán piston không có thể quá nhỏ, nếu không sự ảnh hưởng của độ cứng vững và độ bền đến cán piston rất lớn. Thường người ta lấy D/d=3÷5.

#### 5-4. Cơ cấu sinh lực bằng cơ khí- điện.

Cơ cấu sinh lực loại này gồm: động cơ điện 1, hộp giảm tốc 2, tới các cơ cấu kẹp như vít - đai ốc, các cơ cấu phối hợp (hình 5- 9).

Lực sinh ra được xác định theo công thức :

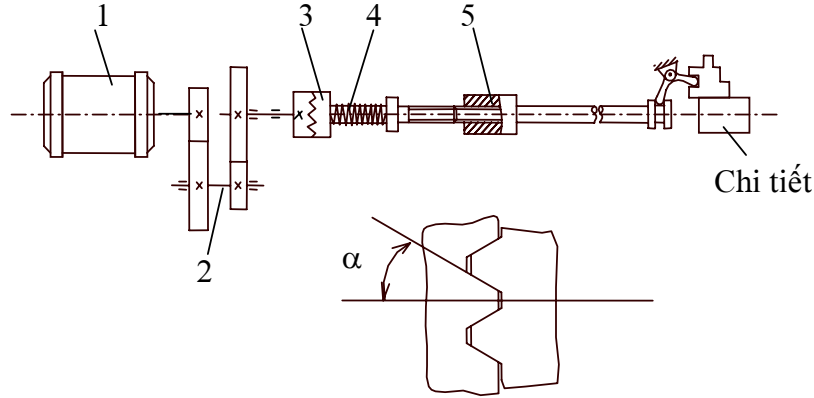
$$Q = 716200 \frac{N \cdot \eta \cdot i}{n \cdot r_{tb} \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)} \quad (\text{N})$$

Trong đó: N- công suất động cơ điện (CP).

n- số vòng quay của động cơ trong một phút .

$r_{tb}$ -bán kính trung bình của ren (cm)

- $\alpha$ -góc nâng của ren (độ).
- $\varphi$ - góc ma sát ở mỗi liên kết ren (độ).
- $i$ - tỷ số truyền của hộp giảm tốc.
- $\eta$ - hiệu suất hộp giảm tốc.



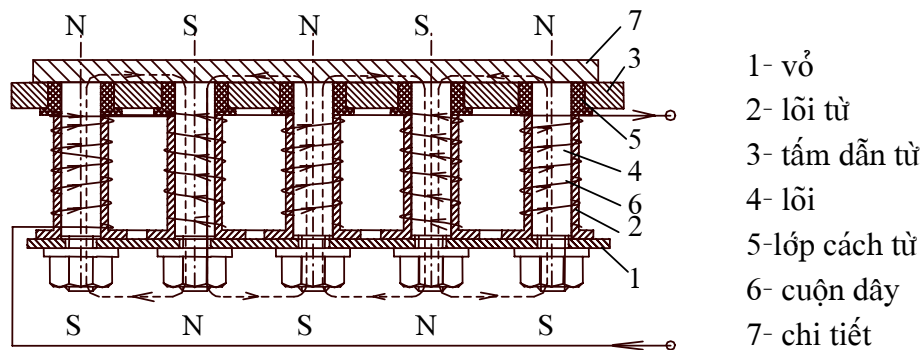
Hình 5-9: Cơ cấu sinh lực cơ khí -điện

### 5-5. Cơ cấu sinh lực bằng điện từ

#### 5-5-1 Nguyên tắc làm việc :

Chuyển động bằng điện từ rất hay dùng để kẹp chặt chi tiết mỏng phẳng, vì trong trường hợp này các cách kẹp khác đều làm chi tiết biến dạng và kẹp không chặt. Có thể dùng từ vĩnh cửu hoặc điện từ. Nhưng từ vĩnh cửu ít dùng vì lực kẹp có hạn và sau một thời gian từ trường yếu đi vì nhiệt độ thay đổi hoặc vì xung lực. Còn điện từ dùng nhiều hơn, nhất là trên bàn máy mài, cũng có khi dùng cả trên máy khoan, phay để gia công các chi tiết hình dáng phức tạp.

Sơ đồ của khối điện từ như hình 5- 10.



Hình 5-1 : Sơ đồ khối điện từ

Gồm cuộn dây 6 cuốn quanh lõi 2, lớp cách từ 5 ngăn cách với lõi 4 với tấm dẫn từ 3 để đại đa số đường sức sau khi thông qua chi tiết có thể về tấm dẫn

từ 3, chú không từ lõi 4 qua tám dẫn từ 3 chuyển về vỏ 1 làm từ thông yếu đi. Khi dòng điện một chiều qua cuộn dây 6, chi tiết 7 sẽ được hút chặt xuống tám dẫn từ 3.

Sự phân bố lõi tùy thuộc theo kết cấu chi tiết (phân bố hình bầu dục, phân bố ngang, phân bố dọc, phân bố hình sao...).

**Chú ý :** Điện từ phải dùng điện một chiều. Chất cách từ thường dùng đồng , nhôm hoặc hợp kim babít.

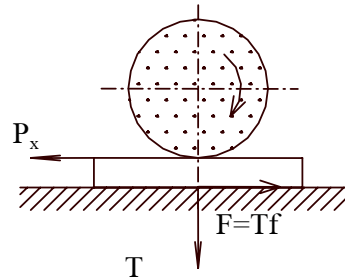
### 5-5-2. Trình tự tính toán

1- Xác định lực hút của bàn từ để giữ chặt chi tiết dưới tác dụng của lực cắt (hình 5-11):

$$F = T \cdot f = K \cdot P_x$$

$$T = \frac{K}{f} \cdot P_x$$

Trong đó: f - hệ số ma sát giữa chi tiết gia công và bàn từ (f=0,1÷0,15); K- hệ số an toàn; P<sub>x</sub>- lực cắt (lực vòng khi mài đo bằng N).



Hình 5-11

2- Xác định số cặp các cực: bằng 2n, tùy theo kích thước và hình dáng chi tiết (với bàn từ chiều dài 300÷900, thì bước phân bố các cực n lấy từ 35÷50mm).

Cũng có thể xác định bằng phương pháp tính toán để khoảng cách giữa hai cực bằng hai lần bề dày của lõi từ, khi đó lực sinh ra ở mỗi cặp cực là :

$$T' = \frac{T}{2 \cdot n} \quad (N)$$

3- Tính diện tích mặt cắt của cực từ (Q).

$$Q = \frac{25 \times T' \times 10^6}{B^2} \quad (cm^2)$$

Trong đó : Q- diện tích cực từ (cm<sup>2</sup>).

T' - lực hút của mỗi cặp từ (N);

B- cường độ cảm ứng từ của vật liệu lõi, tra theo bảng 5-1.

4- Xác định từ trở chung theo công thức :

$$S = \frac{1}{\mu \cdot Q'} = \sum_{i=1}^n \frac{l_i}{\mu_i \cdot Q'_i}$$

Trong đó : l<sub>1</sub>, l<sub>2</sub>,...,l<sub>i</sub>,..., l<sub>n</sub> - chiều dài của mỗi đoạn tính từ trở (cm).

μ<sub>i</sub> - hệ số dẫn từ của vật liệu trên đoạn thứ i, tra theo bảng 5-1.

Q'<sub>i</sub> - diện tích của mặt cắt đoạn thứ i (cm<sup>2</sup>).

5- Xác định tổng từ thông (Giả thiết hao phí 30%) :

$$\Phi = 0,7 \cdot B \cdot Q$$

Bảng 5-1 Trị số cường độ cảm ứng từ B và hệ số dẫn từ μ

Cường độ từ trường	Cường độ cảm ứng từ B (Gauss)			Hệ số dẫn từ $\mu$		
	Gang 12-28	Thép 10	Không khí	Gang 12-28	Thép 10	Không khí
20	5900	14400	20	300	740	1
30	6400	15200	30	225	530	
40	6850	15700	40	185	435	
50	7250	16000	50	155	350	
100	8500	17000	100	145	245	
150	9500	17700	150	70	140	
200	10250	18200	200	50	90	
250	10800	18500	250	43	75	

6- Tính số ampe-vòng của cuộn dây :

$$I\omega = \frac{\Phi \cdot S}{0,4 \cdot \pi}$$

Trong đó: I- Cường độ dòng điện (A).

$\omega$ -Số vòng của cuộn dây.

$\Phi$ - Tổng từ thông ( $\Phi=B \cdot Q$ ).

7-Xác định đường kính dây dẫn của cuộn dây :

$$d = \sqrt{\frac{4I}{\pi \cdot q}} \quad (\text{mm})$$

Trong đó : q- mật độ dòng điện cho phép  $\left[ q = (3 \div 5) \cdot \frac{\text{A}}{\text{mm}^2} \right]$

8- Kiểm tra cuộn dây phát nhiệt :

Cho phép trên cuộn dây công suất phát nhiệt, bình quân 1 Watt phân bố trên 10cm<sup>2</sup> của bề mặt làm lạnh.

Tính điện trở R của cuộn dây:  $R = \rho \frac{l}{S}$ ; từ R và điện áp V tìm cường độ dòng điện I và công suất W là có thể kiểm nghiệm vấn đề phát nhiệt của cuộn dây.

Chi tiết gia công trên bàn từ trường thường nhiễm từ, việc khử từ có thể thực hiện trong trường từ thay đổi.

Cơ cấu sinh lực bằng điện từ, so với các cơ cấu sinh lực khác, có những ưu điểm sau : Lực tác dụng nhanh, không làm hỏng bề mặt kẹp chặt của chi tiết ở những nguyên công cuối, lực kẹp phân bố đều trên mặt tiếp xúc, có thể kẹp chặt nhiều chi tiết nhỏ cùng một lúc, sử dụng thuận tiện, không cần nhiều các trang bị phụ (nhất là đối với đồ gá từ).

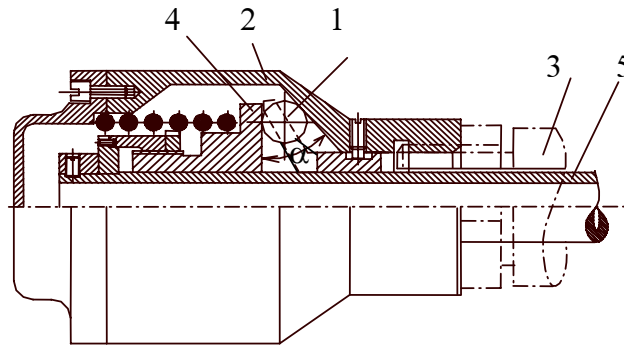
Nhược điểm cơ bản của điện từ là : Lực kẹp không lớn so với các cơ cấu cơ

khí khác, không kẹp được các chi tiết bằng vật liệu không dẫn từ, có khả năng gây ra sự cố khi nguồn năng lượng cung cấp cho các cuộn dây điện từ bị mất điện đột ngột.

### 5-6. Cơ cấu sinh lực bằng lực li tâm.

Cơ cấu sinh lực dựa vào lực li tâm của những khối nặng khi quay sinh ra.

Ưu điểm của nó: Không cần một nguồn động lực bên ngoài, tự nó sinh ra lực kẹp, gọn, nhanh, có khả năng tự động hoá quá trình kẹp chặt và tháo chi tiết. Nhược điểm của nó là không điều chỉnh được lực kẹp cho các chế độ cắt khác nhau, cho các chi tiết khác nhau.



Hình 5- 12: cơ cấu sinh lực bằng lực li tâm

Hình 5-12 là một cơ cấu kẹp chặt bằng lực li tâm lắp ở đuôi trục chính 3.

Lực li tâm P xác định theo công thức :

$$P = m \cdot R \cdot \omega^2$$

$$P = 0,01 \cdot n^2 \cdot \frac{G}{g} \cdot R$$

Trong đó: P- Lực li tâm (N); R- Khoảng cách từ tâm quay đến trọng tâm của khối nặng (m);  $\omega$ - Tốc độ góc của khối nặng đối với tâm quay (Rad/s); n- Số vòng quay trong một phút của đồ gá; g- Gia tốc trọng trường ( $m/s^2$ ).

Vỏ 2 được lắp chặt ở đuôi trục chính 3, khi vỏ 2 quay theo trục chính thì viên bi 1 (3÷6 viên) nhờ lực li tâm mà văng ra và đẩy miếng chắn 4 về phía sau, miếng chắn 4 bắt chặt với đòn rút 5, đòn 5 luồn qua lỗ trục chính và nối liền với cơ cấu kẹp. Khi trục chính dừng lại thì các viên bi 1 lại tụt vào tâm lỗ, lò xo đẩy miếng 4 và đòn rút 5 về phía trước để tháo lỏng chi tiết.

Lực kẹp trong trường hợp này được xác định theo công thức :

$$Q = \frac{0,01 \cdot G \cdot R \cdot n^2 \cdot K}{g \cdot [\text{tg}(\alpha + \varphi) + \text{tg} \varphi_1]} \quad (\text{N})$$

Trong đó: G- trọng lượng của một viên bi (N); K- số viên bi; R- bán

kính đường tròn phân bố bi (m);  $\alpha$ - góc chêm của viên bi (độ);  $\varphi$  và  $\varphi_1$ - Góc ma sát ( $\varphi=\varphi_1= 5^{\circ} 43'$ ).

### 5-7. Cơ cấu sinh lực bằng chân không.

Nguyên lí làm việc của truyền động bằng chân không là dựa vào áp suất khí quyển để kẹp chặt chi tiết. Khi đó giữa mặt tiếp xúc của phôi và đồ gá tạo ra một khoảng kín chân không.

Đồ gá chân không được ứng dụng để gia công tinh các chi tiết kém cứng vững, dễ biến dạng dưới tác dụng của lực kẹp.

Hình 5-13 là sơ đồ sử dụng xi lanh khí nén (a) và bơm chân không (b).

Lực kẹp chặt phôi được xác định theo công thức :

$$W = F \cdot P \cdot K \quad (\text{N}).$$

Trong đó:

F- diện tích mặt tiếp xúc (bịt kín) ( $\text{m}^2$ ).

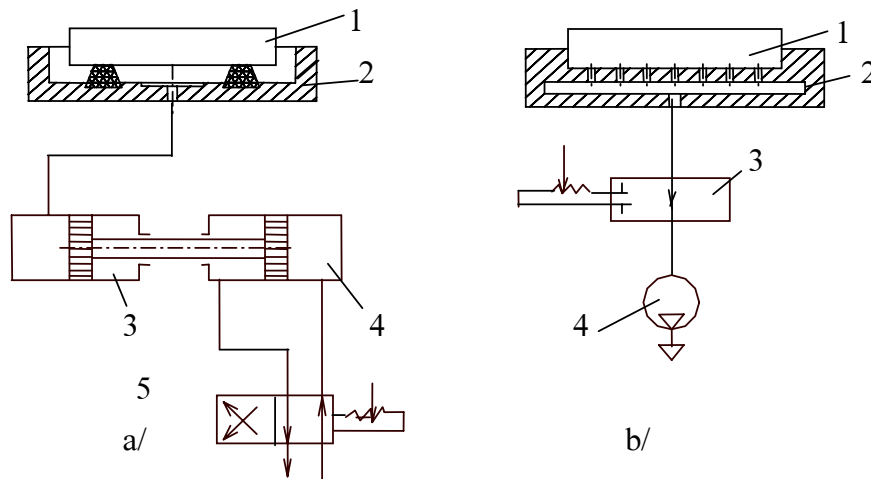
$P=1-P_d$ ,  $P_d$ -áp suất còn lại trong khoảng chân không của đồ gá ( $\text{N}/\text{m}^2$ ).

$$P_d=(0,1\div 0,15)\times 10^5(\text{N}/\text{m}^2).$$

K- hệ số đánh giá mức kín mít của hệ thống chân không ( $K=0,8\div 0,85$ ).

Để kẹp chặt đều chi tiết, trên mặt phẳng của phiến gá thường bố trí các hàng lỗ nhỏ, số lượng lỗ nhiều (hình 5-13b).

Vật liệu đảm bảo độ kín khoảng chân không thường làm bằng cao su B-14.



Hình 5 - 13 : Cơ cấu sinh lực bằng chân không

a-Dùng xi lanh khí nén : 1- Chi tiết cần kẹp, 2-Đồ gá, 3-Xi lanh chân không, 4-Xi lanh khí nén, 5-Van phân phối.

b-Dùng bơm chân không: 1-Chi tiết cần kẹp, 2-Đồ gá, 3-Van, 4-Bơm chân không.

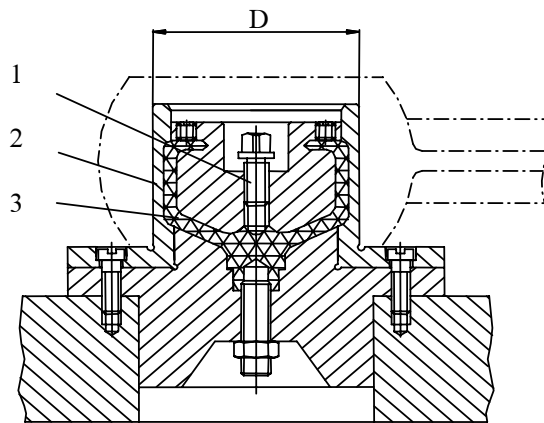


### 5-8. Cơ cấu sinh lực và định tâm bằng chất dẻo.

Dùng sức căng của chất dẻo để định tâm và kẹp chặt chi tiết gia công là một thành tựu trong kỹ thuật đồ gá rất có hiệu quả. Nó có độ chính xác định tâm rất cao (có thể đạt tới  $0,001 \div 0,03\text{mm}$ ) có thể triệt tiêu hoàn toàn khe hở giữa chi tiết và chi tiết định vị đồng thời kẹp chặt với lực kẹp chặt khá lớn.

Ưu điểm của đồ gá dùng chất dẻo là : kết cấu nhỏ , gọn, thao tác nhanh và độ chính xác định tâm cao, lực kẹp phân bố rất đều (đến 80% chiều dài của bạc mỏng)

Hình 5-14 là một đồ gá dùng chất dẻo để định tâm bằng mặt trong chi tiết. Khi vặn vít 1, đầu vít sẽ chèn vào khối chất dẻo 3 làm nó căng ra và ép ống bạc mỏng 2 bao bọc xung quanh khối chất dẻo sát vào mặt lỗ định vị của chi tiết khiến chi tiết được định tâm và kẹp chặt.



Hình 5-14: Tự định tâm bằng chất dẻo





## Chương 6

# CÁC CƠ CẤU KHÁC CỦA ĐỒ GÁ GIA CÔNG

Ngoài các cơ cấu định vị, kẹp chặt, định tâm, cơ cấu phóng đại lực kẹp, cơ cấu sinh lực..., tùy theo loại gia công, đồ gá gia công còn cần các cơ cấu khác như: cơ cấu dẫn hướng, cơ cấu gá dao, cơ cấu chép hình, cơ cấu phân độ, thân đồ gá ...

Những cơ cấu này có loại rất đơn giản nhưng thiếu chúng sẽ ảnh hưởng đến độ chính xác gia công, độ nhám bề mặt, năng suất lao động, cường độ lao động...

Sau đây ta nghiên cứu từng loại cơ cấu nói trên.

### 6-1. Cơ cấu dẫn hướng và kiểm tra vị trí của dụng cụ cắt.

Cơ cấu dẫn hướng và kiểm tra vị trí của dụng cụ cắt là một bộ phận quan trọng của đồ gá gia công cắt gọt. Cơ cấu dẫn hướng dụng cụ cắt (bạc dẫn hướng) có tác dụng xác định trực tiếp vị trí của dụng cụ cắt, đồng thời nâng cao độ cứng vững của nó trong quá trình gia công, đảm bảo hướng tiến dao chính xác, giảm sai số gia công.

Cơ cấu kiểm tra vị trí của dụng cụ cắt chỉ nhằm xác định đúng vị trí của dụng cụ cắt trước khi gia công (ví dụ cơ cấu so dao phay, dưỡng chỉnh dao bào và xọc).

Nói chung, nếu dụng cụ cắt đủ độ cứng vững thì vị trí của nó được điều chỉnh ngoài phạm vi gá đặt phôi thông qua cơ cấu so dao (như trên đồ gá tiện, phay, bào, xọc, chuốt mặt ngoài). Nếu dụng cụ cắt kém cứng vững như khoan, khoét, doa) cần có cơ cấu dẫn hướng dụng cụ cắt nhằm đảm bảo độ cứng vững cần thiết của nó trong quá trình gia công.

#### 6-1-1. Bạc dẫn .

Các loại bạc dẫn dùng khi gia công lỗ (khoan, khoét, doa) trên các loại máy khoan, máy doa có tác dụng dẫn hướng trực tiếp dụng cụ cắt. Bạc dẫn hướng được lắp trực tiếp trên phiến dẫn (tám dẫn hướng). Tám dẫn hướng lắp ghép với thân đồ gá gia công cắt gọt.

Tùy theo yêu cầu gia công người ta có thể sử dụng các loại bạc dẫn sau :

##### a. Bạc dẫn cố định.

Loại bạc này thường được dùng trong dạng sản xuất đơn chiếc, loạt nhỏ và chỉ qua một nguyên công với một bước công nghệ hoặc ở nguyên công gồm nhiều bước công nghệ (khoan, khoét, doa) mà sau mỗi bước công nghệ phải thay phiến dẫn có lắp bạc cố định (phiến dẫn tháo rời).

Về kết cấu, bạc gồm hai loại là bạc tròn và bạc có vai (hình 6-1a,b). Kết cấu đơn giản, độ chính xác vị trí tương đối cao, nhưng thay bạc không thuận tiện.

Bạc được lắp trực tiếp trên tám dẫn hướng hoặc trên thân đồ gá theo chế độ

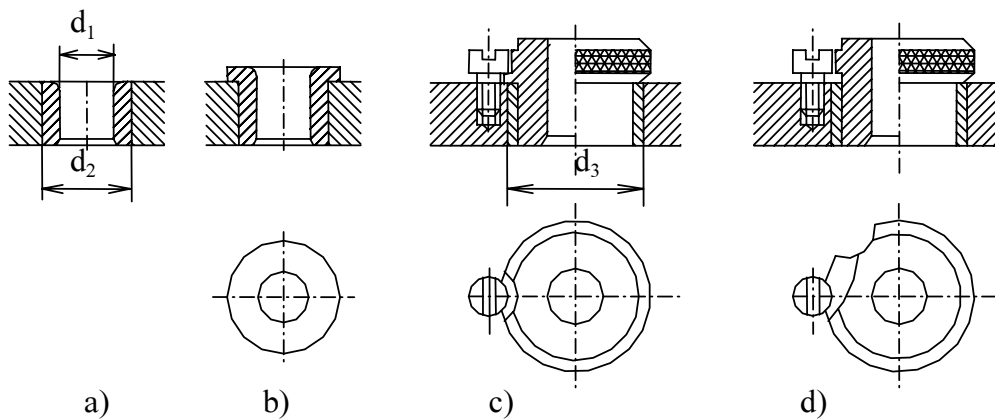
lắp H7/n6 hoặc H7/r6. Độ nhám bề mặt trong và ngoài của bạc phải đạt  $R_a=1.25$  hoặc  $R_a=0,63\mu\text{m}$ .

*b. Bạc dẫn thay thế.*

Loại bạc này được dùng trong dạng sản xuất lớn, hàng khối khi phiến dẫn cố định để thực hiện các nguyên công gia công lỗ gồm nhiều bước công nghệ, sau mỗi bước phải thay thế bạc dẫn hướng và dụng cụ cắt.

So với bạc cố định, cần thêm một bạc lót giữa tấm dẫn và bạc dẫn. Bạc thay thế lắp với phiến dẫn thông qua bạc lót. Bạc lót lắp với phiến dẫn theo chế độ lắp H7/n6 và lắp với bạc dẫn thay thế theo chế độ lắp trung gian H6/g5 hoặc H7/g6. Bạc thay thế được cố định nhờ vít hãm (hình 6-1c).

Khi bạc dẫn bị mòn, muốn thay thế ta vặn vít và lấy bạc ra.



Hình 6-1 : Các loại bạc dẫn hướng

*c. Bạc dẫn thay nhanh:*

Kết cấu của loại bạc này về cơ bản giống như bạc dẫn thay thế, chỉ khác ở chỗ có thêm phần khuyết trên vai bạc. Phần khuyết này có tác dụng giảm thời gian thay bạc, nhờ nó công nhân đứng máy không cần tháo vít hãm bạc khi thay bạc mà chỉ cần xoay bạc sao cho phần khuyết trên cả chiều dày vai bạc ứng với vít hãm là có thể rút bạc ra khỏi phiến dẫn để thay thế (hình 6-1d).

Bạc thay thế nhanh thường được dùng trong quá trình gia công cần thay dao liên tục. Ví dụ một lỗ cần gia công qua 3 bước công nghệ khoan, khoét, doa. Do kích thước đường kính dao tăng dần, nên yêu cầu kích thước đường kính lỗ bạc phải khác nhau.

Dùng bạc thay thế nhanh có thể giảm thời gian phụ để thay bạc dẫn.

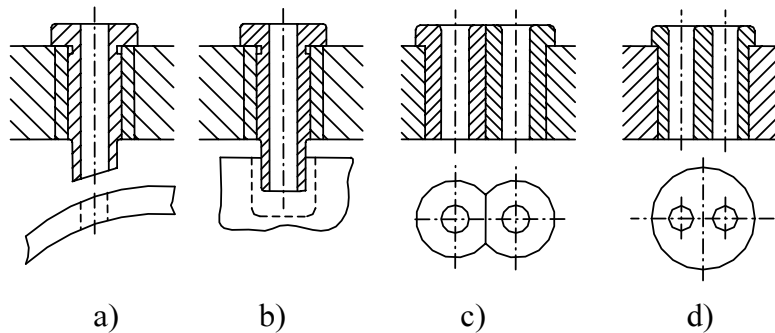
Ba loại bạc trên đã được tiêu chuẩn, có thể chọn trong các sổ tay cơ khí.

*d. Bạc dẫn đặc biệt.*

Do hình dáng chi tiết và vị trí đặc biệt của lỗ gia công không thể dùng các

loại bạc tiêu chuẩn, người ta có thể thiết kế các loại bạc đặc biệt.

Ví dụ ở hình 6-2a, b, c, d dùng các loại bạc dẫn hướng đặc biệt khi gia công các lỗ trên bề mặt nghiêng, mặt cầu mà tâm lỗ không hướng tâm mặt cầu, hai bên lỗ có mặt cao hơn, các lỗ có đường tâm quá gần nhau, ...



Hình 6-2: Bạc dẫn hướng đặc biệt

*e. Bạc dẫn quay.*

Dùng để gia công lỗ trên máy doa nhằm tránh hiện tượng kẹt phoi gây ra mòn nhanh lỗ dẫn hướng của bạc. Bạc dẫn được lắp với ổ trượt hoặc ổ lăn và các ổ đó lại lắp với phiến dẫn. Bạc dẫn có lắp then với cán dao để quay theo trục dao trong quá trình gia công.

**Các thông số chủ yếu khi thiết kế bạc dẫn.**

Bạc dẫn dùng để dẫn hướng, xác định vị trí và đồng thời để tăng độ cứng vững của dụng cụ cắt, nhằm giảm độ lệch và rung động trong quá trình gia công. Vì vậy bạc dẫn ảnh hưởng rất lớn đến độ chính xác gia công của lỗ, đặc biệt độ chính xác vị trí tương quan. Khi thiết kế cần chú ý chọn các thông số sau:

(1) Kích thước và dung sai đường kính trong của bạc.

Khi dùng bạc tiêu chuẩn, vẫn do người thiết kế quyết định, nhưng cần theo các bước sau :

- Kích thước đường kính trong của bạc nên lấy bằng kích thước giới hạn lớn nhất của dụng cụ cắt.

- Do mũi khoan, mũi khoét và dao doa đã chế tạo theo tiêu chuẩn, nên chế độ lắp giữa bạc và dao nên chọn theo hệ trục.

- Dùng chế độ lắp trung gian giữa dao và bạc dẫn để giảm ma sát và dao khỏi bị kẹt. Nói chung khi khoan và khoét lỗ dùng F7, doa thô dùng G7, doa tinh dùng G6.

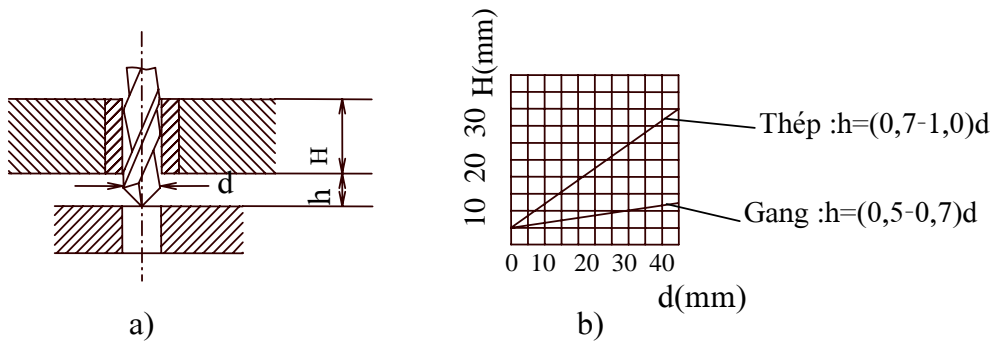
Ví dụ: Gia công lỗ  $\phi 16H8$  trên vật liệu bằng thép, quá trình gia công gồm 3 bước công nghệ khoan- khoét -doa. Kích thước và dung sai của bạc được chọn như bảng (6-1).

**Bảng 6-1**

Thứ tự gia công	Đường kính giới hạn lớn nhất của dao (mm)	Chế độ lắp giữa dao và đường kính trong bạc dẫn	Kích thước và dung sai đường kính trong của bạc dẫn
Khoan	$\phi 14,3$	F7	$\phi 14,3^{+0,043}_{+0,016}$
Khoét	$\phi 15,85$	F7	$\phi 15,85^{+0,043}_{+0,010}$
Doa	$\phi 16,015$	G7	$\phi 16,015^{+0,025}_{+0,006}$ , tức là $\phi 16^{+0,040}_{+0,021}$

(2) Chiều cao H của bạc (hình 6-6a).

Chiều cao H là chiều dài tiếp xúc giữa mũi khoan và bạc. Trị số của H ảnh hưởng rất lớn đến tác dụng dẫn hướng đối với dụng cụ cắt và sự ma sát giữa bạc và mũi khoan. Khi H lớn, tính dẫn hướng tốt, nhưng ma sát giữa bạc và mũi khoan tăng lên; H quá nhỏ, tính dẫn hướng giảm. Nói chung người ta lấy  $H=(1-1,25)d$ . Khi lỗ gia công yêu cầu có độ chính xác cao, hoặc đường kính lỗ gia công nhỏ, tức là độ cứng vững của mũi khoan thấp ta lấy giá trị lớn, ngược lại lấy giá trị bé



**Hình 6-6 : Khoảng cách giữa bạc đến mặt đầu của lỗ gia công**

(3) Khoảng thoát phoi h (hình 6-6a):

Khoảng cách giữa bạc và chi tiết, bảo đảm việc thoát phoi. Nếu h nhỏ, thoát phoi khó khăn, không những bề mặt gia công bị hỏng, có khi làm gãy mũi khoan; nếu h quá lớn, tính dẫn hướng giảm, độ lệch của mũi khoan lớn.

Đồ thị hình 6-6b biểu diễn quan hệ giữa h và đường kính d khi gia công thép và gang

(4) Vật liệu chế tạo và nhiệt luyện :

Bạc lót được chế tạo từ thép 45, tôi đạt độ cứng HRC 44÷60.

Bạc dẫn hướng được chế tạo từ thép Y10A, Y12A, 9XC, tôi đạt độ cứng HRC 62÷64 ; thép 20X trước khi tôi phải thấm than đạt độ sâu 0,8÷1,2mm.

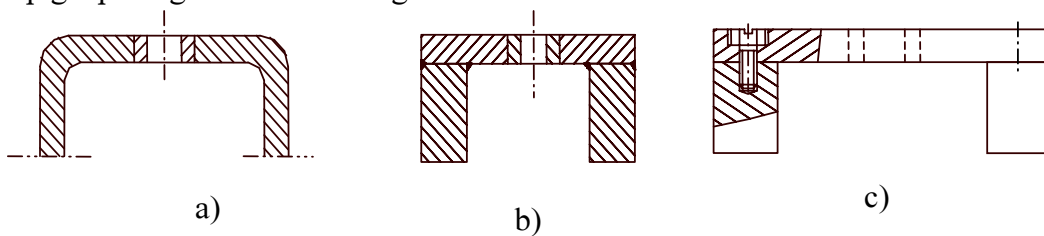
**6-1-2. Phiến dẫn**

Bạc dẫn hướng được lắp trên phiến dẫn của đồ gá tạo thành cơ cấu dẫn hướng mũi khoan, mũi khoét, mũi doa để gia công các lỗ có độ chính xác yêu cầu.

Phiến dẫn gồm hai loại là phiến dẫn cố định và phiến dẫn động.

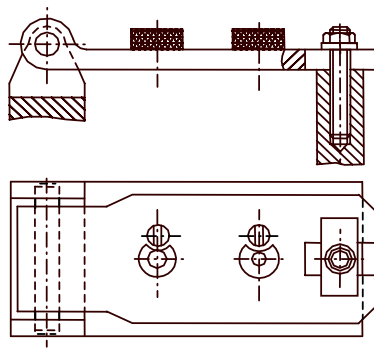
- Phiến dẫn cố định: Phiến dẫn cố định được lắp chính xác với thân đồ gá. Nó có thể tháo lắp được hoặc không tháo lắp được. Phiến dẫn lắp cố định có thể đạt độ chính xác vị trí tâm lỗ cao, nhưng thao tác khi tháo lắp chi tiết gia công phức tạp, thời gian phụ lớn và phải dùng bạc dẫn thay nhanh khi các lỗ yêu cầu độ chính xác cao phải qua nhiều bước công nghệ. Chính việc này, nó ảnh hưởng đến vị trí tâm lỗ.

Hình 6-3 trình bày các loại phiến dẫn hướng: a)-có thể đúc liền; b) hàn; c) lắp ghép bằng vít với thân đồ gá.

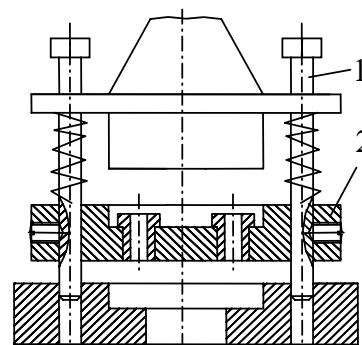


Hình 6-3: Phiến dẫn cố định

- Phiến dẫn kiểu bản lề: Loại phiến dẫn này được chế tạo tách riêng khỏi thân đồ gá và gắn với nó bằng khớp bản lề (hình 6-4). Một đầu phiến dẫn gia công lỗ chính xác để lắp với chốt bản lề, đầu thứ 2 được xẻ rãnh để bắt vít kẹp chặt, tại đây có gối tựa thay đổi để đỡ phiến dẫn. Loại phiến dẫn này có ưu điểm là dễ tháo lắp vật gia công. Nhưng có nhược điểm độ chính xác định tâm thấp, giá thành chế tạo đồ gá cao.



Hình 6-4 :Phiến dẫn kiểu bản lề



Hình 6-5 : Phiến dẫn treo

- Phiến dẫn treo (hình 6-5), tấm dẫn 2 được vít bắt chặt cố định với hai trụ trượt 1. Phần đầu hai trụ này lắp liền với đầu khoan, còn phần dưới trượt trong thân đồ gá. Phiến dẫn sẽ được nâng lên hạ xuống theo đầu khoan, nó có thể kẹp





3. Đảm bảo phôi không bị xô dịch khi chuốt bằng cách bố trí mặt định vị gần phần dẫn hướng dao để lợi dụng tối đa lực chuốt giữ chặt phôi.

4. Nếu mặt chuẩn của chi tiết gia công còn thô hoặc đã gia công nhưng không chính xác phải dùng cơ cấu định vị tự lựa (ví dụ dùng khớp cầu), hình 6-8.

5. Cơ cấu định vị và cơ cấu dẫn hướng phải tối cứng và phải qua mài.

6. Khi chuốt rãnh trên lỗ côn phải dùng đai ốc để tựa chi tiết và khi chuốt xong đẩy chi tiết ra khỏi ống dẫn theo hướng dao .

7. Đối với chi tiết ngắn có thể ghép nhiều chi tiết để chuốt.

### 6-2. Cơ cấu xác định vị trí dao (cơ cấu so dao).

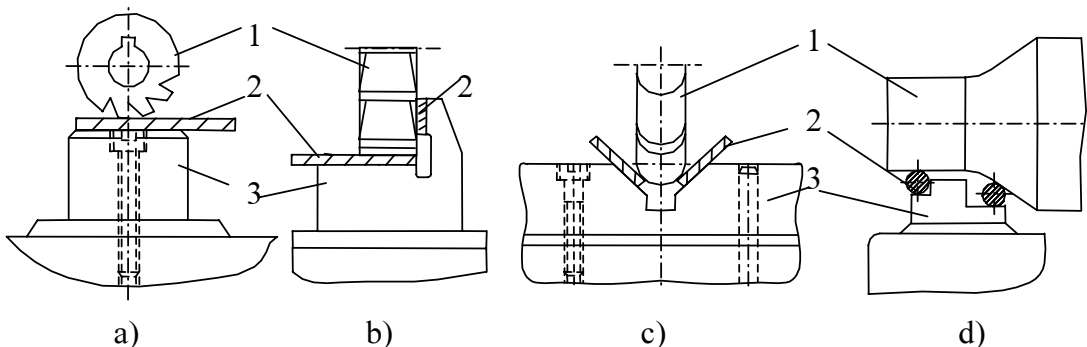
Cơ cấu so dao là một bộ phận của đồ gá để xác định chính xác vị trí của dụng cụ cắt so với đồ gá, thường được dùng trong các đồ gá phay, bào, tiện, chuốt mặt ngoài.

Cơ cấu so dao rất cần thiết vì trong sản xuất với quy mô lớn do dao bị mòn phải mài lại, sau khi mài sắc phải điều chỉnh vị trí dao so với đồ gá. Trong dạng sản xuất có sản lượng ít cũng phải dùng cơ cấu so dao để gia công chi tiết có hình thù phức tạp ở các nguyên công phay, bào nhằm đơn giản hoá quá trình điều chỉnh dụng cụ cắt.

Đối với đồ gá phay thì kết cấu của cơ cấu so dao thường gồm miếng gá dao và căn đệm (căn chữ nhật hoặc viên trụ). Miếng gá dao được lắp với đồ gá bằng mặt phẳng, hai chốt định vị và kẹp bằng vít. Bề mặt làm việc của miếng gá dao được mài đạt độ nhám  $Ra=1,25\div 0,63$  sau khi lắp cố định trên đồ gá. Căn đệm có tác dụng tránh làm mòn bề mặt làm việc của miếng gá dao khi điều chỉnh dụng cụ cắt.

Miếng gá dao và căn đệm được chế tạo bằng thép Y8A, thép 20 tôi đạt độ cứng  $55\div 60HRC$

Một số kết cấu của miếng gá dao phay như hình 6-9.



Hình 6-9: Cơ cấu so dao  
1-Dao phay; 2-Miếng căn; 3-Miếng so dao.

### 6-3. Cơ cấu định vị đồ gá trên máy cắt gọt kim loại

Trong thực tế gia công, đồ gá gia công phải được định vị chính xác trên máy cắt kim loại. Đồ gá có thể được lắp trên bàn máy (đồ gá phay, đồ gá doa) hoặc lắp với trục chính của máy (đồ gá tiện). Đồ gá chuốt được lắp với đĩa gá phôi trên máy chuốt. Đồ gá dùng trên máy tiện đúng được lắp trên bàn máy. Sau đây là một số trường hợp cụ thể.

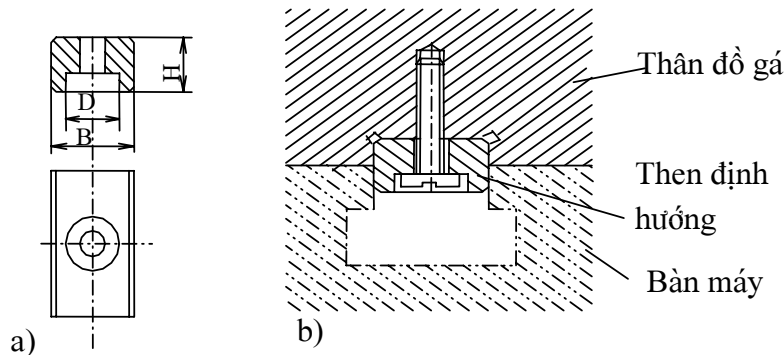
#### 6-3-1. Cơ cấu định vị đồ gá trên máy phay, máy doa :

- Cơ cấu định vị đồ gá phay thường dùng là hai then định hướng hình chữ nhật (hình 6-10a) và lắp với rãnh chữ T của bàn máy (hình 6-10b).

- Cơ cấu định vị đồ gá doa trên máy doa hoặc máy phay cũng giống như cơ cấu định vị đồ gá phay.

Rãnh chữ T của bàn máy phay hoặc máy doa thường có bề rộng là  $B = 18$  mm, cá biệt  $B = 13$  mm. Phần dẫn hướng hình chữ nhật phải có bề rộng tương xứng với chiều rộng của rãnh chữ T của bàn máy. Hai then dẫn hướng bằng nhau được lắp trên cùng một rãnh chữ T của bàn máy và có khoảng cách hợp lí. Then dẫn hướng thường có các loại :

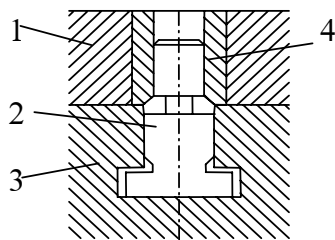
- Then bắt chặt với đế đồ gá (hình 6-10a, b),



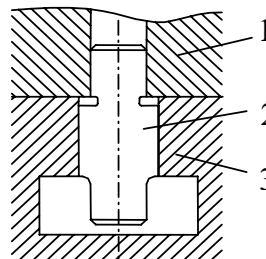
Hình 6-10: a- Then định hướng; b- Đồ gá được định vị trên bàn máy nhờ then

- Then rời đầu trụ (hình 6-11 ).

- Then rời đầu vuông (then kèm theo máy), hình 6-12.



Hình 6-11 Then rời đầu trụ .1-Đế gá; 2-Then; 3-Bàn máy ;4-Bạc lót



Hình 6-12 Then rời đầu vuông 1-Đế gá; 2-Then; 3-Bàn máy

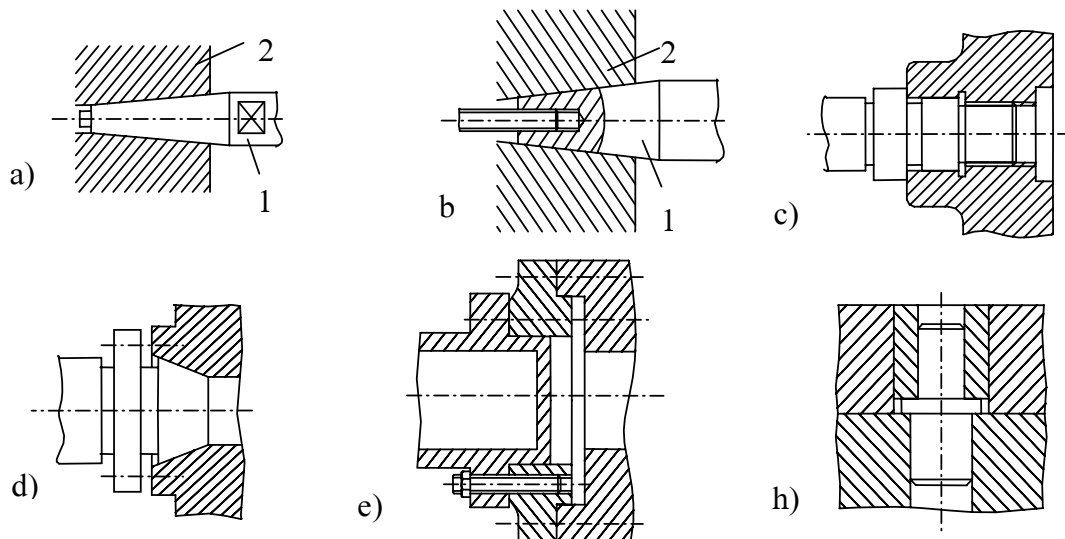
Tùy theo yêu cầu của nguyên công mà chế độ lắp ghép của then dẫn hướng với rãnh chữ T của bàn máy có thể là :  $B \frac{H7}{h6}$

So sánh 3 loại trên đây ta thấy:

Loại then bắt chặt với đế đồ gá bằng vít chìm để làm hỏng mặt then khi lắp với rãnh chữ T; Then không chính xác sẽ không lọt vào rãnh chữ T, thời gian lắp dài. Then rời đầu vuông dễ lắp nhất vì then có kết cấu tiêu chuẩn, kèm theo máy. Then rời đầu trụ khó lắp vì then dễ bị xoay khi lựa theo rãnh chữ T của bàn máy.

### 6-3-2. Cơ cấu định vị đồ gá trên máy tiện.

Trên máy tiện vạn năng thông thường, đồ gá tiện có thể được định vị trên phân trụ hay phân côn của đầu ngoài trục chính hoặc lỗ côn trục chính. Lỗ trục chính trên máy tiện ngang thường là lỗ côn moóc hoặc lỗ côn hệ mét, đầu trục chính máy tiện ngang thường có phần trụ định vị và phần renren. Nói chung lỗ côn của máy dùng để định vị các đồ gá tiện nhỏ, nhẹ; còn đầu trục chính của máy để định vị đồ gá lớn. Các phương án định vị đồ gá tiện trên các máy tiện ngang và đứng được trình bày trên hình 6-12.



Hình 6-12 : Các phương án định vị đồ gá trên máy

Hình 6-12a,b: định vị đồ gá lỗ côn trên trục chính dùng cơ cấu ren kéo về phía sau.

Hình 6-12c: dùng phần trụ và ren ở đầu trục chính để định vị đồ gá thông qua đĩa trung gian.

Hình 6-12d: dùng mặt côn định tâm của đầu trục chính kết hợp với đĩa trung gian của đồ gá.

Hình 6-12e, h dùng lỗ trụ hoặc lỗ côn trên bàn máy tiện đứng để định vị

đồ gá.

#### **6-4. Cơ cấu phân độ.**

Trong thực tế gia công, ta thường gặp các trường hợp sau :

- Một chi tiết gia công có bề mặt định hình hoặc có nhiều bề mặt giống nhau nhưng có vị trí xác định trên một vòng tròn cần được gia công trong một lần gá đặt.

- Nhiều chi tiết gia công có kết cấu giống nhau cần được gia công tuần tự trên một đồ gá.

Để có thể gia công được những vị trí khác nhau trong một lần gá đặt ta phải tiến hành phân độ chi tiết gia công. Tùy theo hình thức chuyển động khi phân độ ta có phân độ tịnh tiến hoặc phân độ quay. Quá trình phân độ có thể đều đặn hoặc không đều đặn, được thực hiện trực tiếp với chi tiết gia công hoặc gián tiếp thông qua cơ cấu phân độ của đồ gá. Có thể phân độ bằng tay hoặc tự động.

Cơ cấu định vị và kẹp chặt chi tiết gia công được lắp ghép trên cơ cấu phân độ thành một khối. Quá trình phân độ có thể liên tục hoặc gián đoạn. Cơ cấu phân độ quay liên tục được dùng để gia công các bề mặt định hình trên máy vạy năng khi chuyển động cắt (tạo hình) không chỉ do máy thực hiện mà phải có thêm chuyển động phối hợp cần thiết của chi tiết gia công; ví dụ cắt răng nghiêng trên máy phay vạy năng hoặc như phay rãnh xoắn trên máy phay đứng. Cơ cấu phân độ quay gián đoạn dùng để gia công nhiều bề mặt giống nhau có vị trí phân bố trên một vòng tròn. Nói chung cơ cấu phân độ bao gồm các bộ phận sau :

- Bộ phận cố định thường được lắp cố định trên bàn máy.

- Bộ phận quay được định vị trên phần cố định; bộ phận quay có lắp các bộ phận chính của đồ gá dùng để gá đặt chi tiết gia công (cơ cấu định vị, cơ cấu kẹp chặt).

- Bộ phận định vị phần quay.

- Bộ phận kẹp chặt phần quay.

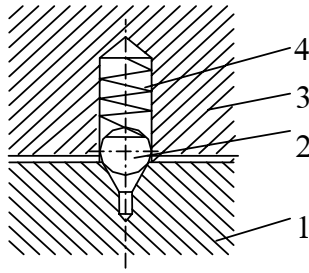
Độ chính xác của quá trình phân độ chủ yếu phụ thuộc vào bộ phận định vị phần quay. Bộ phận này được lắp trên bộ phận cố định và trong từng vị trí cố định nó sẽ xác định vị trí tương quan của phần quay so với phần cố định.

Bộ phận định vị phần quay thường có các loại sau:

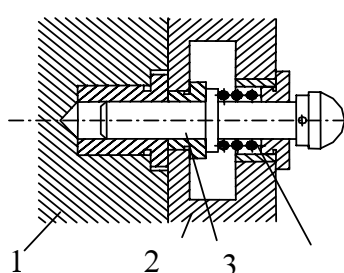
- Kết cấu bi và lò xo (hình 6-13), loại này đơn giản, dễ chế tạo, nhưng có khả năng chịu lực kém và độ chính xác phân độ thấp.

- Kết cấu chốt trụ và lò xo (hình 6-14), có độ chính xác phân độ thấp vì chịu ảnh hưởng của khe hở giữa bạc và chốt. Loại kết cấu này có khả năng chịu tải trọng lớn

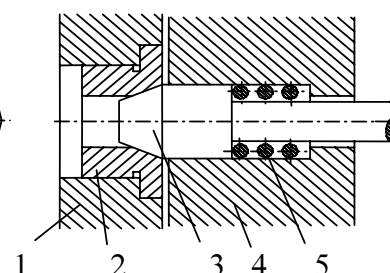
- Kết cấu chốt côn và lò xo (hình 6-15), độ chính xác phân độ cao, định tâm tốt.



Hình 6-13: Kết cấu định vị phân quay dùng bi và lò xo. 1-đĩa phân độ; 2-bi; 3-đế đỡ gá; 4-lò xo



Hình 6-14: Kết cấu định vị phân quay dùng chốt trụ và lò xo: 1-đĩa phân độ; 2-thân đồ gá; 3-chốt trụ; 4-lò xo



Hình 6-15: Kết cấu định vị phân quay dùng chốt côn và lò xo: 1-đĩa phân độ; 2-bạc; 3-chốt côn; 4-đế đỡ gá; 5-lò xo

### 6-5. Cơ cấu chép hình.

Cơ cấu chép hình là cơ cấu để xác định vị trí tương đối giữa dao cắt với chi tiết gia công, đồng thời xác định cả hướng chuyển động của dụng cụ cắt. Khi gia công các bề mặt định hình, cơ cấu chép hình có một tác dụng rất lớn để giảm thời gian gia công, nâng cao năng suất lao động. Trên máy tiện và máy phay rất hay dùng đồ gá chép hình, các máy khác cũng hay dùng.

Cơ cấu chép hình kiểu cơ khí dùng phổ biến nhất vì dễ chế tạo, đơn giản. Ngoài ra còn có những cơ cấu chép hình bằng dầu ép, khí nén - dầu ép phối hợp, điện - cơ phối hợp.

#### 6-5-1. Cơ cấu chép hình bằng cơ khí.

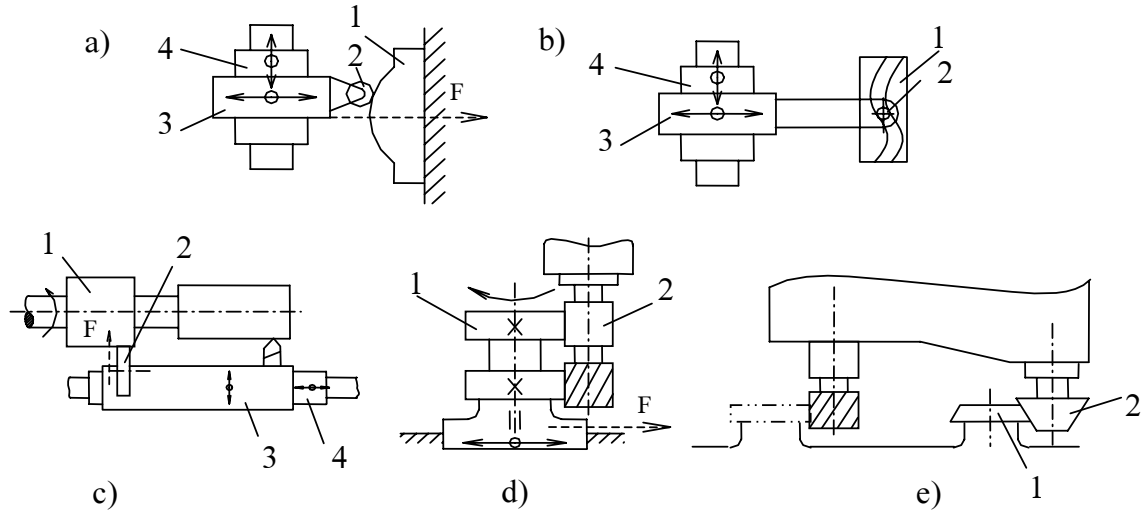
Hình 6-16 là một số sơ đồ các loại chép hình cơ khí hay dùng, trong hình: 1-mẫu; 2-con lăn; 3-bàn trượt ngang; 4-bàn trượt dọc. Con lăn luôn luôn dựa vào mẫu làm bàn trượt ngang chuyển động ngang, chuyển động này phối hợp với chuyển động dọc của bàn 4 làm thành quỹ tích định hình như của mẫu.

Trong các sơ đồ chép hình một chiều như hình 6-16a,c,d,e cần có ngoại lực kéo để con lăn luôn ép sát vào mặt mẫu, lực này phải lớn hơn lực cắt, vì thế mặt làm việc của mẫu chóng mòn.

Hình 6-1b, là loại mẫu chép hình hai chiều, con lăn nằm trong rãnh chép hình nên không cần dùng ngoại lực  $F$  để áp sát con lăn vào mặt làm việc của mẫu.

Hình 6-16c và d có mẫu quay tròn phối hợp với chuyển động thẳng của bàn trượt để tạo ra bề mặt định hình.

Hình 6-16e, dùng chuyển động của bàn máy để con lăn 2 dựa vào khuôn 1, dao phay sẽ cắt phôi thành hình như mẫu.



Hình 6-16: Cơ cấu chép hình cơ khí

Mẫu có thể làm dạng cam đĩa, cam thùng, thước chép hình...

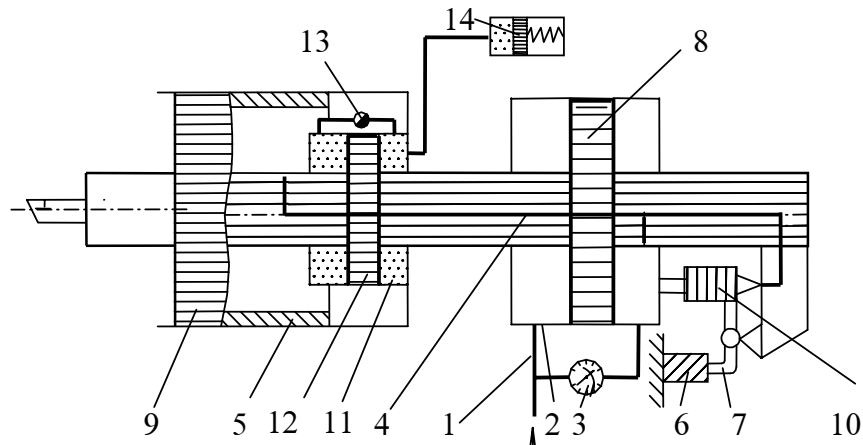
Mẫu và con lăn phải chống mòn tốt, vì thế thường làm bằng thép Y8A, Y10A, hoặc thép 20, 20X thấm các bon, nhiệt luyện đạt độ cứng HRC= 58 ÷ 62.

Góc nâng của mẫu không nên lớn hơn  $45^{\circ} \div 50^{\circ}$ .

Bán kính con lăn không được làm lớn hơn bán kính nhỏ nhất của chi tiết gia công. Khi chép hình theo mẫu quay tròn thì hình dáng bên ngoài của mẫu nên làm lớn hơn hình dáng bên ngoài của chi tiết gia công.

### 6-5-2. Cơ cấu chép hình khí nén - dầu ép.

Chép hình đơn thuần bằng dầu ép phải có nhiều trang bị phụ dầu ép cho từng máy, như thế rất tốn kém. Để nâng cao độ chính xác chép hình và giảm chi phí, ta có thể dùng kiểu chép hình khí nén - dầu ép hỗn hợp.



Hình 6-17: Cơ cấu chép hình khí nén -dầu ép

Hình 6-17 là sơ đồ nguyên lí làm việc của loại chép hình đó .

Khí nén qua ống 1 vào buồng trái của xi lanh 2, đồng thời qua van tiết lưu 3 vào buồng phải của xi lanh 2, từ đó qua ống 4 vào buồng phải của xi lanh 5. Khi mũi dò 7 dựa trên mẫu 6 gập chỗ lồi lên sẽ làm lỗ 4 thông với áp suất bên ngoài, áp lực bên phải của piston 8 và 9 giảm sút làm dao cắt lui về phía sau. Khi mũi dò 7 gập chỗ lõm vào thì miếng chắn của màng kim loại đàn hồi 10 sẽ bịt kín lỗ 4, lúc đó áp lực bên phải của piston 8 và 9 tăng làm dao cắt tiến lên.

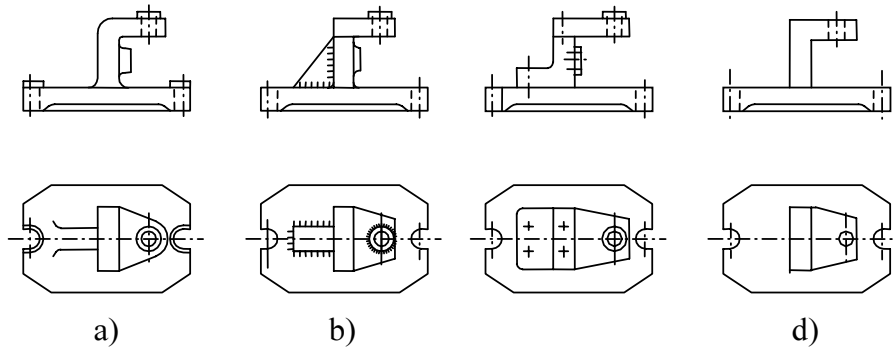
Để điều chỉnh tốc độ tiến dao và bảo đảm hành trình được êm , ta có xi lanh dầu 11, khi dao tiến hoặc lùi khối dầu ở buồng này sẽ đi qua van tiết lưu 13 sang buồng kia. Piston 14, nhờ lò xo luôn đẩy dầu vào xi lanh 11 để bổ sung.

### 6-6. Thân đồ gá.

Thân đồ gá là chi tiết cơ bản nối liền các cơ cấu khác thành một đồ gá hoàn chỉnh. Vỏ đồ gá cần có các yêu cầu sau :

- 1) Đủ cứng vững, chịu tải trọng, lực cắt... không bị biến dạng.
- 2) Kết cấu đơn giản, nhẹ, dễ chế tạo, có tính công nghệ cao, dễ thao tác, dễ quét dọn phoi, dễ tháo lắp chi tiết gia công.
- 3) Vững chãi, an toàn, nhất là đối với đồ gá quay nhanh.

Thân đồ gá có thể đúc, hàn, rèn hoặc dùng thép tiêu chuẩn bắt chặt bằng đinh ốc. Thường dùng vỏ đồ gá đúc bằng gang . Một số ví dụ vỏ đồ gá như h6-18



Hình 6-18 : Thân đồ gá

a-Thân đúc;b) Thân hàn;c)Thân lắp ghép; d)Thân rèn

So sánh thân đúc và thân hàn có các ưu khuyết điểm sau :

Thân đúc cứng vững cao, có thể đúc được kết cấu phức tạp, nặng, thời gian chế tạo lâu, đắt. Thân hàn cứng vững thấp, khó hàn thành kết cấu phức tạp, nhẹ, thời gian chế tạo nhanh, rẻ. Nếu vỏ đồ gá không cần cứng vững lớn lắm có thể dùng hợp kim nhôm







## Chương 7

# TRÌNH TỰ THIẾT KẾ ĐỒ GÁ CHUYÊN DÙNG GIA CÔNG CẮT GỌT

Sau khi nghiên cứu các thành phần chủ yếu của một đồ gá gia công cơ và các cơ cấu khác của nó, chúng ta cần nắm vững đường lối tính toán và thiết kế đồ gá gia công cắt gọt, để có thể đạt hiệu quả cao khi thiết kế, chế tạo và sử dụng đồ gá. Trước hết cần nắm vững yêu cầu và trình tự thiết kế rồi mới đến các nội dung tính toán khác.

### 7-1. Yêu cầu.

Nói chung khi thiết kế đồ gá gia công cần phải thoả mãn các yêu cầu sau :

- Đảm bảo chọn phương án kết cấu hợp lí về mặt kĩ thuật và kinh tế, nghĩa là đảm bảo điều kiện sử dụng tối ưu nhằm đạt chất lượng nguyên công một cách kinh tế nhất trên cơ sở kết cấu và chức năng của máy gia công sẽ lắp đồ gá.
- Đảm bảo các điều kiện an toàn về kĩ thuật (đảm bảo yêu cầu thao tác, thoát phoi...).
- Tận dụng các loại kết cấu tiêu chuẩn.
- Kết cấu đồ gá phải phù hợp với khả năng chế tạo và lắp ráp thực tế của các cơ sở sản xuất.

Những yêu cầu trên đây cần phải chú ý trong toàn bộ quá trình thiết kế đồ gá nhằm đảm bảo tính đồng bộ về kết cấu để thoả mãn những yêu cầu chung về chất lượng, năng suất và hiệu quả kinh tế của nguyên công; đồng thời giảm bớt khó khăn khi chế tạo các bộ phận của đồ gá. Mặt khác trước khi tiến hành thiết kế đồ gá phải nắm vững yêu cầu của nguyên công để xác định những yêu cầu cụ thể và xác định những bộ phận cần thiết của đồ gá phục vụ nguyên công.

### 7-2. Các bước tiến hành

Thiết kế đồ gá gia công cắt gọt bao gồm các bước cơ bản sau đây :

1. Nghiên cứu sơ đồ gá đặt phôi và yêu cầu kĩ thuật của nguyên công, kiểm tra lại các bề mặt chuẩn về độ chính xác và độ nhám bề mặt; xác định kích thước, hình dạng, số lượng và vị trí của cơ cấu định vị phôi trên đồ gá.
2. Xác định lực cắt, mô men cắt, xác định phương chiều và điểm đặt của lực cắt, mô men cắt; xác định giá trị cần thiết của lực kẹp chặt phôi trên đồ gá và bố trí hợp lí điểm đặt lực kẹp chặt phôi trên đồ gá; chọn cơ cấu kẹp chặt phôi và hình dạng, kích thước đảm bảo năng suất kẹp chặt cần thiết.
3. Xác định kết cấu các bộ phận khác của đồ gá (bộ phận dẫn hướng, gá dao, thân đồ gá, đế gá,...)
4. Xác định kết cấu của các cơ cấu phụ (chốt tỉ phụ, cơ cấu phân độ...).
5. Xác định sai số cho phép của đồ gá theo yêu cầu của từng nguyên công.

### **7-3. Xây dựng bản vẽ lắp chung đồ gá .**

Kết cấu tổng thể của đồ gá gia công cắt gọt được thể hiện trên bản vẽ lắp chung. Bản vẽ lắp chung đồ gá được xây dựng như sau :

Vẽ từ trong ra ngoài, vẽ ở trạng thái đang gia công. Chi tiết gia công cần được vẽ phân biệt rõ ràng với kết cấu của đồ gá, vẽ bằng màu đỏ.

Trình tự xây dựng bản vẽ lắp chung đồ gá có thể như sau :

1. Vẽ các hình chiếu của chi tiết gia công.
2. Vẽ cơ cấu định vị chi tiết gia công.
3. Vẽ cơ cấu kẹp chặt chi tiết gia công.
4. Vẽ các cơ cấu dẫn hướng dụng cụ, điều chỉnh dụng cụ, cơ cấu phân độ ...
5. Vẽ thân đồ gá bảo đảm đủ cứng vững và có tính công nghệ cao.
6. Ghi các kích thước cơ bản của đồ gá (các kích thước lắp ghép; kích thước tổng thể: chiều dài, chiều rộng, chiều cao, kích thước chủ yếu...)
7. Đánh số các chi tiết của đồ gá.
8. Xác định điều kiện kỹ thuật của đồ gá theo yêu cầu của nguyên công và khả năng công nghệ chế tạo đồ gá thực tế.

Tuỳ theo kích thước thực của đồ gá mà bản vẽ lắp ráp chung đồ gá được xây dựng theo các tỉ lệ khác nhau: 1:1, 2:1, 4:1,...

### **7-4. Độ chính xác và năng suất gá đặt của đồ gá .**

Độ chính xác và năng suất gá đặt phôi trên đồ gá là hai chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật cơ bản cần phải đảm bảo khi thiết kế và chế tạo đồ gá gia công. Đường lối chung để xác định độ chính xác và năng suất của đồ gá gia công là dựa vào yêu cầu kỹ thuật và kinh tế của nguyên công mà đồ gá phục vụ. Các chỉ tiêu này được đặc biệt lưu ý trong toàn bộ quá trình thiết kế, chế tạo và nghiệm thu đồ gá nhằm đảm bảo cho đồ gá có kết cấu hợp lý theo quan điểm công nghệ và quan điểm kinh tế.

#### ***7-4-1. Độ cứng vững và độ chính xác cần thiết của đồ gá gia công .***

##### ***a) Độ cứng vững của đồ gá .***

Khi thiết kế đồ gá cần phải chú ý độ cứng vững của đồ gá theo phương của lực kẹp chặt và lực cắt. Có thể nâng cao độ cứng vững của đồ gá bằng cách tăng diện tích tiếp xúc, tránh tập trung lực. Các bề mặt tiếp xúc với chuẩn tinh của chi tiết gia công cần có độ bóng bề mặt cao (thường phải qua mài hoặc cạo). Cần thêm gân trụ lực cho thân đồ gá để tăng độ cứng vững.

##### ***b) Độ chính xác đạt được.***

Độ chính xác đạt được của nguyên công cụ thể phụ thuộc vào trạng thái của hệ thống công nghệ. Các yếu tố sau đây ảnh hưởng đến độ chính xác gia công:

- Sai số gá đặt ( $\varepsilon_{gd}$ ) là sai số vị trí của phôi so với dụng cụ cắt.
- Sai số do hệ thống công nghệ chịu tác dụng của lực cắt (sai số do biến dạng đàn hồi của hệ thống công nghệ)  $\Delta_{dh}$ .
- Sai số do điều chỉnh máy  $\Delta_{dc}$ .
- Sai số do dụng cụ cắt bị mài mòn  $\Delta_m$ .
- Sai số do biến dạng nhiệt của hệ thống công nghệ  $\Delta_n$ .
- Tổng sai số hình học của phôi trên các tiết diện khác nhau:  $\Sigma\Delta_{hd}$ .

Muốn đảm bảo kích thước chi tiết gia công nằm trong phạm vi dung sai  $\delta$  cho phép cần phải đảm bảo điều kiện :

$$\sqrt{\Delta_{dh}^2 + \Delta_{dc}^2 + 3\Delta_m^2 + 3\Delta_n^2 + \varepsilon_{gd}^2 + \Sigma\Delta_{hd}^2} \leq \delta$$

với  $\delta$  là dung sai của kích thước cần thực hiện ở nguyên công cụ thể.

Đồ gá phục vụ nguyên công sẽ góp phần đảm bảo độ chính xác nguyên công với điều kiện là sai số gá đặt phôi trên đồ gá phải nhỏ hơn giá trị cho phép :

$$\varepsilon_{gd} \leq [\varepsilon_{gd}]$$

Như vậy khi thiết kế đồ gá phải chú ý khống chế sai số gá đặt phôi trong giới hạn cho phép nhằm thoả mãn điều kiện trên. Đường lối chung để xác định sai số gá đặt phôi thực tế trên đồ gá được tóm tắt như sau :

- Xác định sai số gá đặt phôi thực tế từ 3 đại lượng thành phần; đó là các đại lượng véc-tơ:

- +  $\varepsilon_c$  - sai số chuẩn (sai số định vị).
- +  $\varepsilon_{kc}$  - sai số kẹp chặt phôi.
- +  $\varepsilon_{dg}$  - sai số đồ gá (sai số về vị trí phôi do đồ gá gây ra)

Vì phương và chiều của các đại lượng  $\varepsilon_c$ ,  $\varepsilon_{kc}$ ,  $\varepsilon_{dg}$  thường khó xác định nên sai số gá đặt có thể được xác định theo phương pháp cộng xác suất :

$$\varepsilon_{gd} = \sqrt{\varepsilon_c^2 + \varepsilon_{kc}^2 + \varepsilon_{dg}^2}$$

Trước hết cần phải xác định các trị số của các đại lượng thành phần  $\varepsilon_c$ ,  $\varepsilon_{kc}$ ,  $\varepsilon_{dg}$  của sai số gá đặt.

- + Sai số chuẩn (đã trình bày trong công nghệ chế tạo máy).
- + Sai số kẹp chặt (đã trình bày trong công nghệ chế tạo máy).
- + Sai số vị trí phôi do đồ gá gây ra .

Độ chính xác của đồ gá chịu ảnh hưởng của quá trình thiết kế và chế tạo đồ gá. Các yếu tố sau đây có ảnh hưởng đến độ chính xác của đồ gá gia công:

+ Các kích thước lắp ghép của các môi lắp ghép giữa các chi tiết của đồ gá, như khoảng cách tâm giữa các bạc dẫn hướng dụng cụ trên đồ gá khoan, chế độ lắp ghép giữa cơ cấu định vị đồ gá trên máy phay, máy doa với rãnh chữ T của bàn máy.

- + Sai số chế tạo đồ gá sẽ làm cho vị trí của phôi không chính xác so với

cụ cắt và sẽ gây ra sai số vị trí tương quan giữa các bề mặt gia công, ví dụ sai số khi lắp bạc dẫn hướng mũi khoan sẽ làm khoảng cách tâm giữa các lỗ có sai lệch, hoặc gây ra sai số về khoảng cách giữa các tâm lỗ gia công đến mặt định vị. Nếu dùng cơ cấu phân độ thì sai số phân độ sẽ ảnh hưởng đến góc phân bố giữa các tâm các lỗ gia công. Như vậy kích thước đường kính lỗ gia công không chịu ảnh hưởng của sai số đồ gá.

Sai số của đồ gá phay, chuốt, xọc sẽ gây ra sai số về độ chính xác về vị trí tương quan giữa các bề mặt gia công và mặt chuẩn, nhưng không ảnh hưởng đến kích thước thực hiện và độ chính xác hình học của bề mặt gia công. Cơ cấu phân độ của các loại đồ gá này có sai lệch sẽ gây ra sai số về vị trí giữa các bề mặt gia công.

Sai số đồ gá tiện sẽ không ảnh hưởng đến độ chính xác của kích thước gia công (kích thước đường kính của bề mặt gia công) và độ chính xác hình dạng hình học của bề mặt gia công, nhưng sẽ gây ra sai lệch về vị trí tương quan các bề mặt gia công (ví dụ độ lệch tâm giữa các bạc của một trục bạc).

Ở đồ gá chỉ có một vị trí gia công, nói chung sai số đồ gá không ảnh hưởng đến độ chính xác kích thước thực hiện và hình dạng hình học của bề mặt gia công, mà chỉ gây sai lệch về vị trí tương quan giữa các bề mặt gia công.

Ví dụ khi gia công hai lỗ đồng thời (hình 7-1), muốn đảm bảo khoảng cách hai tâm lỗ  $L$  với dung sai là  $\pm\Delta_L$  thì sai số đồ gá tương ứng với khoảng cách tâm hai bạc dẫn phải thoả mãn điều kiện :

$$\varepsilon_{dg} \leq 2\Delta_L - (\Sigma S + \Sigma e)$$

Với:

$$\Sigma S = S_1 + S_2 + S_3 + S_4$$

Trong đó:

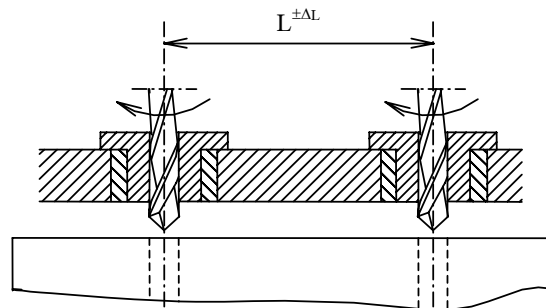
$S_1, S_2$ -là khe hở hướng kính giữa bạc dẫn và bạc lót ứng với lỗ 1 và lỗ 2.  
 $S_3, S_4$ -là khe hở lớn nhất giữa dụng cụ cắt và bạc dẫn hướng của lỗ 1 và lỗ 2.

Và:

$$\Sigma e = e_1 + e_2 + e_3 + e_4$$

Trong đó:  $e_1, e_2$ - là độ lệch tâm giữa lỗ dẫn hướng và mặt ngoài của bạc dẫn hướng;  $e_3, e_4$ - là độ lệch tâm giữa mặt ngoài và mặt trong của bạc lót.

Nói chung sai số của các kích thước trên đồ gá có liên quan trực tiếp với kích thước gia công và phải nằm trong phạm vi cho phép tùy thuộc vào dung sai quy định của kích thước gia công. Trong thực tế thường lấy dung sai kích thước



Hình 7-1

trên đồ gá khất khe hơn dung sai quy định của kích thước gia công, ví dụ khoảng 0,5 đến 0,2 dung sai quy định của kích thước gia công hoặc khất khe hơn nữa.

Các kích thước tự do của đồ gá có thể lấy theo cấp chính xác 9. Các kích thước không quan trọng (kích thước giữa các bề mặt thô) trên đồ gá có thể lấy cấp chính xác 11.

- Nguyên nhân xuất hiện sai số đồ gá :

+ Chế tạo và lắp ráp đồ gá không chính xác, đặc biệt là các bộ phận định vị, gây ra sai số định vị phôi. Đó là một loại sai số hệ thống cố định. Sai số này có thể ít ảnh hưởng đối với độ chính xác gia công nếu tiến hành điều chỉnh máy tốt. Loại sai số này kí hiệu  $\varepsilon_{ct1}$ .

+ Cơ cấu định vị của đồ gá bị mài mòn trong quá trình gá đặt nhiều lần, kí hiệu  $\varepsilon_m$ . Sai số do mòn cơ cấu định vị của đồ gá được xác định như sau :

$$\varepsilon_m = \beta\sqrt{N} \quad (\mu m).$$

Trong đó : N- là số lần tiếp xúc của phôi với cơ cấu định vị, đó là số lượng phôi được định vị trong thời gian giữa hai lần điều chỉnh cơ cấu định vị đồ gá .

$\beta$ -là hệ số phụ thuộc vào kết cấu định vị và điều kiện tiếp xúc mặt chuẩn (bảng 7-1).

+ Gá đặt đồ gá lên máy không chính xác gây ra sai số lắp ráp đồ gá lên máy gia công; sai số này được kí hiệu  $\varepsilon_1$ .

*Bảng 7-1: Giá trị của hệ số  $\beta$*

Kết cấu đồ định vị và điều kiện tiếp xúc	Hệ số $\beta$
- Chốt định vị chỏm cầu, chuẩn thô	0,5...2
- Khôi V, chuẩn tinh	0,3...0,8
- Phiến định vị phẳng, chuẩn tinh	0,2...0,4
- Chốt định vị trong lỗ tinh	0,05...0,4

Khi thiết kế và tính toán đồ gá cụ thể phải không chế chủ yếu sai số chế tạo và lắp ráp đồ gá  $\varepsilon_{ct1}$ , có nghĩa là phải xác định chính xác giá trị của đại lượng  $\varepsilon_{ct1}$  để từ đó xác định những yêu cầu, điều kiện kĩ thuật cho giai đoạn chế tạo và lắp ráp đồ gá. Những điều kiện kĩ thuật này sẽ là những chỉ tiêu chủ yếu để nghiệm thu đồ gá. Các đại lượng thành phần của sai số đồ gá ( $\varepsilon_{ct1}$ ,  $\varepsilon_m$ ,  $\varepsilon_1$ ) được thể hiện bằng lượng dịch chuyển của gốc kích thước chiếu lên phương của kích thước thực hiện.

Khi phương và chiều của đại lượng thành phần khó xác định thì trị số của sai số đồ gá sẽ được xác định theo phép cộng xác suất :

$$\varepsilon_{dg} = \sqrt{\varepsilon_{ct1}^2 + \varepsilon_m^2 + \varepsilon_1^2}$$

Tóm lại các bước cần thiết, điều kiện kĩ thuật chế tạo và lắp ráp của đồ gá để xác định độ chính xác đồ gá có thể xác định theo :

(1) Xác định sai số cho phép của nguyên công ứng với kích thước gia công  $L$ , đưa vào dung sai của kích thước gia công  $\delta_L$ :

$$[\varepsilon_{gd}] = (0,5 \dots 0,2)\delta_L$$

(2) Xác định sai số đồ gá cho phép dựa vào sai số gá đặt cho phép.

$$[\varepsilon_{dg}] = \sqrt{[\varepsilon_{gd}]^2 - \varepsilon_c^2 - \varepsilon_{kc}^2}$$

(3) Xác định sai số chế tạo và lắp ráp đồ gá cần thiết theo sai số đồ gá cho phép:

$$[\varepsilon_{ctL}] = \sqrt{[\varepsilon_{dg}]^2 - \varepsilon_m^2 - \varepsilon_L^2} = \sqrt{[\varepsilon_{dg}]^2 - \varepsilon_c^2 - \varepsilon_{kc}^2 - \varepsilon_m^2 - \varepsilon_L^2}$$

(4) Quy định điều kiện kĩ thuật cần thiết cho đồ gá đảm bảo độ chính xác cần thiết, dựa vào đại lượng  $\varepsilon_{ctL}$ .

#### **7-4-2. Năng suất gá đặt và thao tác đồ gá.**

Nâng cao năng suất gá đặt và hợp lí hoá thao tác đồ gá gia công cắt gọt là một trong những biện pháp chủ yếu nhằm rút ngắn thời gian phụ ( $T_p$ ) của nguyên công. Chỉ tiêu về năng suất gá đặt phải được lưu ý toàn diện trong quá trình thiết kế đồ gá tùy theo quy mô và điều kiện sản xuất cụ thể.

Nói chung, năng suất gá đặt phụ thuộc vào các yếu tố sau:

- Trình độ cơ khí hoá và tự động hoá quá trình gá đặt phôi.
- Số lượng phôi trong một lần gá đặt.
- Mức độ hợp lí hoá các thao tác và cơ cấu khi thao tác gá đặt phôi.

Các yếu tố trên đây có quan hệ chặt chẽ với dạng sản xuất và đường lối công nghệ. Khi quy mô sản xuất càng lớn, cần phải xét toàn diện và chính xác hơn ảnh hưởng của quá trình gá đặt phôi trên đồ gá cụ thể đối với năng suất gá đặt và năng suất gia công. Một số biện pháp thông thường nhằm nâng cao năng suất gá đặt và hợp lí hoá thao tác gá đặt phôi với đồ gá gia công cắt gọt:

*a. Biện pháp nâng cao năng suất gá đặt phôi, có thể dùng:*

+ Cơ cấu kẹp nhiều chi tiết một lúc.

Để nâng cao năng suất gia công có thể bố trí gia công nhiều chi tiết đồng thời (đối với các chi tiết nhỏ, mặt gia công đơn giản). Trong trường hợp này nếu không tập trung việc kẹp chặt các chi tiết về một tay quay thì phải lần lượt kẹp chặt từng chi tiết khiến năng suất sẽ thấp, kết cấu đồ gá cồng kềnh và phức tạp, thao tác gá đặt tốn sức, tốn thời gian. Vì vậy kẹp chặt nhiều chi tiết một lúc được sử dụng rộng rãi trong sản xuất. Cơ cấu kẹp chặt này được phân chia theo chiều của lực kẹp chặt: kẹp liên tục, kẹp song song, lực kẹp ngược chiều nhau, lực kẹp giao nhau.

Khi sử dụng đồ gá kẹp nhiều chi tiết cần lưu ý:

\* Khi kẹp liên tục, vì dung sai của bề mặt chuẩn định vị của các chi tiết

không bằng nhau nên cơ cấu kẹp chặt sẽ dồn các chi tiết theo chiều lực kẹp, đến chi tiết cuối cùng thì vị trí của nó sẽ bị lệch nhiều; nếu kích thước gia công song song với phương của lực kẹp thì sẽ có sai số lớn; vì vậy kết cấu kẹp chặt liên tục chỉ dùng khi kích thước gia công vuông góc phương của lực kẹp, nghĩa là bề mặt gia công song song với phương của lực kẹp.

\* Khi kẹp song song, do dung sai của các chi tiết nên miếng kẹp cứng không thể kẹp chặt được tất cả các chi tiết; phải dùng miếng kẹp tự lựa (lắc được) mới có thể kẹp chặt đều các chi tiết.

- + Cơ cấu kẹp nhanh.
- Cơ cấu kẹp nhanh bằng tay.
- Cơ cấu kẹp nhanh bằng đầu ép.
- Cơ cấu kẹp nhanh bằng khí nén.
- Cơ cấu kẹp nhanh bằng điện từ.
- Cơ cấu kẹp nhanh bằng chân không.
- + Cơ cấu kẹp tự động.

#### *b. Thao tác gá đặt và kết cấu khi thao tác.*

Khi sử dụng đồ gá phục vụ một nguyên công nhất định, công nhân thường phải thực hiện các thao tác sau đây :

- Đặt phôi vào và lấy chi tiết ra sau khi gia công xong.
- Kẹp chặt và tháo lực kẹp của đồ gá.
- Lau chùi đồ gá, quét phoi ở đồ gá
- Phân độ.
- Tăng độ cứng vững khi gá đặt chi tiết.

Những thao tác trên đây người công nhân phải lặp lại nhiều lần mỗi khi thay đổi chi tiết. Thời gian dành để thao tác đồ gá chính là thành phần của thời gian phụ ( $T_p$ ) khi thực hiện nguyên công.

Khi thiết kế đồ gá phải tạo điều kiện cho công nhân thao tác an toàn, thuận tiện, ít tổn sức, nhanh gọn góp phần nâng cao năng suất lao động.

### **7-5. Yêu cầu cụ thể với các loại đồ gá gia công cắt gọt.**

Kết cấu cụ thể của các loại đồ gá gia công cắt gọt phụ thuộc vào yêu cầu của nguyên công mà chúng phục vụ. Khi thiết kế đồ gá cụ thể cần dựa vào tính chất của nguyên công để xác định kết cấu đồ gá thích hợp, đạt chỉ tiêu kinh tế kỹ thuật cần thiết.

#### **7-5-1. Đồ gá khoan.**

Đồ gá khoan được dùng chủ yếu trên máy khoan bàn, máy khoan đứng, hoặc máy khoan cần để xác định vị trí tương đối giữa chi tiết gia công và dụng cụ

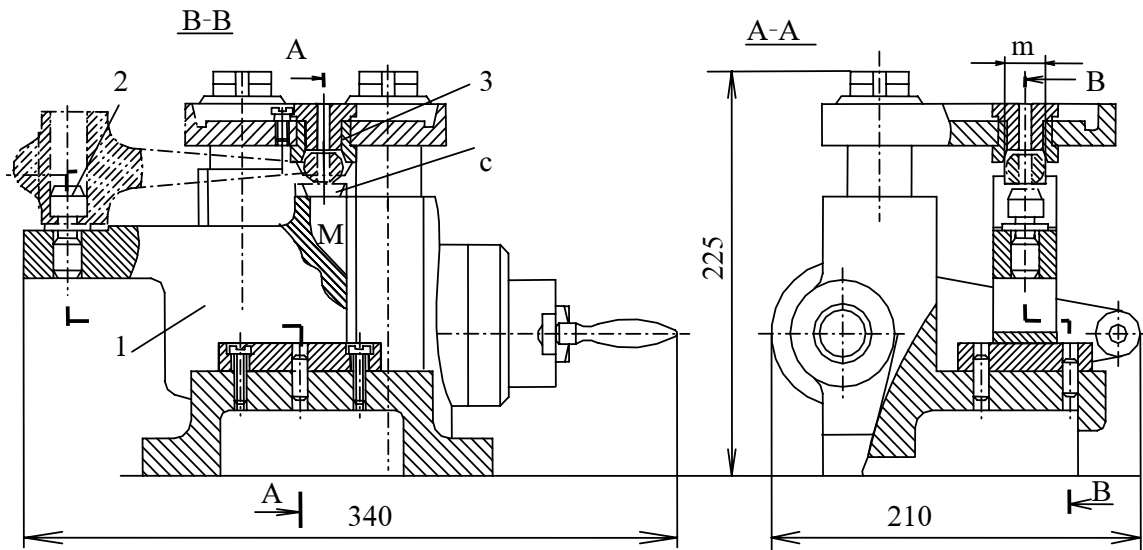
cắt, đồng thời kẹp chặt chi tiết gia công để tạo các lỗ có yêu cầu chính xác khác nhau (khoan, khoét, doa).

Kết cấu của các đồ gá khoan thường bao gồm các bộ phận sau :

- Cơ cấu định vị chi tiết gia công, cơ cấu này thông thường phải hạn chế 6 bậc tự do của chi tiết gia công, nhằm xác định đúng vị trí lỗ gia công.
- Cơ cấu kẹp chặt chi tiết gia công.
- Thân và đế đồ gá.
- Bạc dẫn và tấm dẫn dụng cụ cắt.
- Cơ cấu phân độ.

Thực tế sản xuất có rất nhiều đồ gá khoan: đồ gá khoan cố định, đồ gá khoan có trượt thanh khía, đồ gá khoan có tấm dẫn tháo rời, đồ gá khoan có tấm dẫn treo, đồ gá khoan lật ngược, đồ gá khoan kiểu di động, đồ gá khoan quay tròn (mâm quay), đồ gá khoan vạn năng điều chỉnh, đồ gá khoan tự động...

Ví dụ : Hình 7-2 giới thiệu đồ gá khoan trượt thanh răng.



Hình 7-2: Đồ gá khoan trượt thanh răng  
1-đế; 2-chốt định vị; 3-ống dẫn; M-rãnh thoát phoi.

Đồ gá này sử dụng rất rộng rãi trên các máy khoan. Chi tiết gia công là một tay biên đã gia công lỗ ở đầu to, nay còn cần gia công lỗ thứ 2 (lỗ ở đầu nhỏ).

Định vị : Mặt đáy đầu to và lỗ được định vị bằng chốt 2 cắm trong lỗ đế 1. Đế 1 có hai chốt định vị trên thân đồ gá và dùng hai đinh ốc chìm để bắt chặt với thân. Còn một bậc tự do quay xung quanh lỗ ở đầu lớn thì được định vị luôn bằng mặt côn ở đầu lỗ bạc dẫn để gia công đầu nhỏ. Khi tấm dẫn hạ xuống để kẹp chặt thì bậc tự do này được định vị nốt. Rãnh có bề rộng m (trên đế 1) có tác dụng định vị sơ bộ đầu gia công.

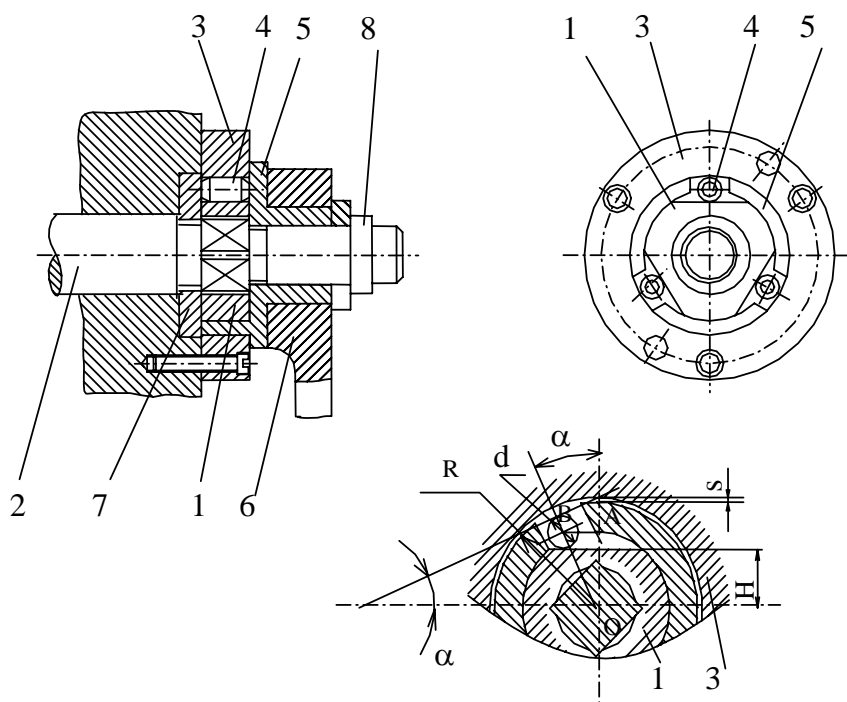


Kẹp chặt: Quay tay quay, thông qua bánh răng và phân thanh răng trên hai trụ trượt sẽ hạ được tấm dẫn xuống kẹp chặt luôn đầu gia công của biên.

Ống dẫn được dùng là loại thay đổi được vì phải thay dao (khoan, doa). Ở ngay dưới lỗ gia công, để 1 có xẻ rãnh cong M để thoát dao và phoi ra ngoài

Kết cấu tự hãm của trụ trượt thanh khía: Đây là một bộ phận rất quan trọng của loại đồ gá này, kết cấu tự hãm có thể dùng kiểu con lăn hoặc kiểu chêm.

Hình 7-3 là cơ cấu tự hãm kiểu con lăn hay dùng nhất. Cam 1 có lỗ vuông lắp với đầu vuông của trục 2. Vòng 3 bao ngoài dùng vít bắt chặt với vỏ đồ gá. Giữa vòng 3 và cam 1 có ống 5 xẻ 3 rãnh đều nhau  $120^\circ$  để chứa 3 con lăn 4. Ống 5 không bắt chặt với trục 2.



Hình 7-3

Khi 5 quay ngược chiều kim đồng hồ thì các con lăn 4 bị dồn vào giữa 1 và 3, khiến 1 cũng quay theo 5. Khi tấm dẫn chạm vào chi tiết gia công thì 2 và 1 không thể tiếp tục quay được nữa, lúc này tay quay vẫn tiếp tục quay sẽ làm con lăn 4 bị kẹt vào khe chêm và sinh ra tự hãm. Khi quay ngược tay quay thì cam 5 lại đẩy các con lăn 4 ra khỏi chêm làm cho 2 và 1 quay theo và tấm dẫn được nâng lên, chi tiết gia công được tháo lỏng.

Quan hệ kích thước: Giữa bán kính con lăn  $\frac{d}{2}$ , kích thước H của cam 1 và bán kính R của vòng 3 có quan hệ kích thước với nhau như hình 7-4. Ta có :

$$AB = AO \cdot \sin\alpha = \left( R - \frac{d}{2} \right) \cdot \sin\alpha$$

Hoặc : 
$$AB = BO \cdot \operatorname{tg} \alpha = \left( H + \frac{d}{2} \right) \cdot \operatorname{tg} \alpha$$

Do đó : 
$$\left( R - \frac{d}{2} \right) \cdot \operatorname{Cos} \alpha = H + \frac{d}{2}$$

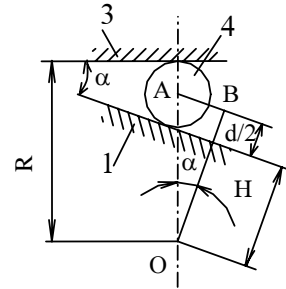
Và ta có :

$$d = \frac{2(R \operatorname{Cos} \alpha - H)}{1 + \operatorname{Cos} \alpha}$$

$$H = R \operatorname{Cos} \alpha - \frac{d}{2}(1 + \operatorname{Cos} \alpha)$$

Nếu  $\alpha = 7^\circ$ ,  $\operatorname{Cos} \alpha = 0,993$  thì  $d = 0,9665R - 1,0035H$  và  $H = 0,993R - 0,9965d$

Quyết định trước R và d rồi tìm H, hoặc R và H rồi xác định ra d đều được cả.



Hình 7-4

### 7-5-2. Đồ gá phay.

Khi thiết kế đồ gá phay cần chú ý điều kiện cắt gọt khi phay là :

- Lực cắt lớn.
- Quá trình cắt gián đoạn nên có xung lực gây ra rung động trong hệ thống công nghệ máy - gá - dao - chi tiết. Vì vậy kết cấu của đồ gá phay cần đảm bảo đủ cứng vững, đặc biệt là bộ phận thân và đế gá. Cơ cấu kẹp chặt phải tạo đủ lực kẹp chi tiết, đủ cứng vững và đặc biệt là phải có tính tự hãm tốt.

Kết cấu cụ thể của các đồ gá phay thường bao gồm các bộ phận sau :

- Cơ cấu định vị phôi.
- Cơ cấu kẹp chặt phôi.
- Then dẫn hướng để định vị đồ gá phay với bàn máy phay (lắp với rãnh chữ T của bàn máy).
- Cơ cấu so dao phay gồm miếng gá dao và căn đệm.
- Cơ cấu phân độ.
- Cơ cấu chếp hình.

Đồ gá phay có nhiều loại khác nhau, có thể phân loại như sau :

- Phay một chi tiết và phay nhiều chi tiết đồng thời.
- Tiến dao thẳng, tiến dao vòng, tiến dao theo một đường cong chếp hình.
- Thời gian phụ trùng với thời gian máy hoặc không trùng (tức là thời gian phụ bằng không hoặc khác không).

### 7-5-3. Đồ gá tiện.

Đồ gá tiện thường được bắt chặt với trục chính của máy tiện nằm ngang và có chuyển động quay trong quá trình gia công chi tiết, vì vậy cần chú ý yêu cầu bảo vệ máy, đảm bảo an toàn khi có lực li tâm xuất hiện, chú ý cân bằng đồ gá khi nó quay theo trục chính của máy tiện. Kết cấu nối đồ gá với trục chính máy

tiện phải đủ cứng vững và đảm bảo an toàn khi thao tác, không được có các cạnh sắc. Trong thực tế đồ gá tiện có thể có các dạng sau :

- Đồ gá nối với trục chính của máy tiện: chi tiết có chuyển động quay theo trục chính, dụng cụ cắt có chuyển động tịnh tiến.

Đồ gá lắp trên trục chính có thể phân thành :

+ Lấy mặt côn trong (côn moóc) của trục chính làm mặt định vị cho đồ gá, còn đòn rút kéo về đuôi trục chính. Nếu chi tiết nhỏ thì không cần đòn rút.

+ Lấy mặt ngoài trục chính (viên trụ hoặc côn) làm mặt định vị cho đồ gá: Đồ gá lắp trên trục chính thường là mâm cặp. Mâm cặp là loại đồ gá vạn năng trang bị theo máy.

- Đồ gá chi tiết gia công lắp trên sống trượt của băng máy tiện: chi tiết gia công có chuyển động tịnh tiến, dụng cụ cắt có chuyển động quay theo trục chính của máy tiện. Đồ gá lắp trên sống trượt thường là luy nét, bàn dao...

- Đồ gá chi tiết gia công được lắp trên hai mũi tâm của máy tiện, chi tiết có chuyển động quay theo trục chính của máy tiện, ví dụ như các loại trục gá.

#### **7-5-4. Đồ gá mài .**

Khi mài trị số của lực cắt không lớn lắm. Kết cấu của đồ gá mài phụ thuộc vào phương pháp mài .

- Mài phẳng: mài các chi tiết dạng hộp, chi tiết phẳng có thể gá đặt trực tiếp phôi trên bàn từ; mài phẳng các chi tiết dạng trục, chi tiết có hình dạng phức tạp phải dùng đồ gá đặt trên bàn từ .

- Mài tròn trong: có thể dùng đồ gá vạn năng như mâm cặp, đồ gá chuyên dùng (ví dụ như đồ gá mài lỗ bánh răng phải định vị vào vòng lăn của bánh răng), có thể có cơ cấu phân độ.

- Mài tròn ngoài: có thể dùng mũi tâm để định vị phôi, truyền mô men xoắn cho chi tiết gia công bằng tốc. Khi mài mặt phức tạp (ví dụ mài rãnh xoắn trên chi tiết dạng trục) kết cấu đồ gá mài phải có thêm cơ cấu phân độ tạo chuyển động phối hợp mới gia công được rãnh xoắn trên máy mài tròn ngoài vạn năng.

#### **7-5-5. Đồ gá chuốt .**

Khi gia công lực chuốt rất lớn, có thể lợi dụng để kẹp chặt phôi. Chi tiết gia công không cần phải bắt chặt mà chỉ cần dựa vào mặt định vị của đồ gá, chi tiết được kẹp chặt nhờ lực chuốt. Phần định tâm và dẫn hướng do bộ phận dẫn hướng của dao chuốt đảm nhiệm.

Kết cấu của đồ gá chuốt thường đơn giản, chỉ bao gồm một số chi tiết dạng bạc, dạng bích làm cơ cấu định vị phôi. Khi chuốt rãnh xoắn ốc phải có bộ phận phân độ tạo chuyển động phối hợp (chuyển động xoắn).

### **7-6. Tiêu chuẩn hoá và vạn năng hoá các trang bị công nghệ.**

**7-6-1. Vai trò và ý nghĩa của việc tiêu chuẩn hoá và vận năng hoá các trang bị công nghệ :**

- Đáp ứng yêu cầu sử dụng. Do nhu cầu các ngành công nghiệp nói chung và chế tạo máy nói riêng, đòi hỏi sản phẩm phải luôn được cải tiến sao cho phù hợp với yêu cầu sử dụng. Trong điều kiện đó nếu dùng các đồ gá chuyên dùng để chế tạo các sản phẩm là không có lợi, phải thiết kế và chế tạo trang bị mới, do đó quá trình chuẩn bị sản xuất kéo dài và khi chế tạo xong không đáp ứng đầy đủ các yêu cầu sử dụng.

- Để giảm chi phí và nâng cao năng suất lao động: biện pháp thực hiện tốt nhất là tiêu chuẩn hoá các chi tiết và các cụm của đồ gá. Do đó sẽ giảm bớt khối lượng công việc thiết kế, giảm bớt số loại chi tiết và tăng số lượng chi tiết cùng một loại, cùng một cỡ kích thước.

- Giảm giá thành chế tạo: Chi tiết được tiêu chuẩn hoá có thể chế tạo thành loạt lớn hay chế tạo tập trung, giảm được giá thành chế tạo.

Các chi tiết và cụm tiêu chuẩn sau khi sử dụng trên đồ gá có thể tháo, cắt và khi cần lại sử dụng chúng để lắp thành các đồ gá mới.

Mức độ sử dụng các chi tiết tiêu chuẩn khi thiết kế đồ gá chuyên dùng có thể lên tới 70%.

**7-6-2. Phương hướng và nội dung tiêu chuẩn hoá các trang bị công nghệ.**

*a. Phương hướng.*

Hiện nay tiêu chuẩn hoá các trang bị công nghệ dựa vào các phương hướng cơ bản sau đây :

- Tổ hợp hoá: xây dựng các kết cấu trang bị tháo lắp được gồm các chi tiết, bộ phận lắp lẫn được đã tiêu chuẩn hoá (TCH). Khi các đồ gá cụ thể không dùng nữa thì tháo chúng ra để bảo quản và sẽ lắp các bộ phận lại thành đồ gá mới cho các đợt tiếp.

- Vận năng hoá: xây dựng các kết cấu trang bị có thể dùng gia công các chi tiết khác nhau mà không cần chuẩn bị trước khi gia công hoặc bằng cách bổ sung thêm các bộ phận thay đổi không phức tạp.

- Chuyên dùng hoá: xây dựng các kết cấu trang bị chuyên dùng có thể dùng để gia công các chi tiết cùng một loại xác định nào đó .

Hệ thống các trang bị công nghệ TCH dựa trên sự phân loại các chi tiết và các bộ phận của những chi tiết gia công cơ bản và điển hình hoá công nghệ chế tạo chúng.

*b. Nội dung.*

Nội dung của việc TCH trang bị hiện nay bao gồm các nội dung sau :

- Xác lập cơ sở lý thuyết tổ hợp hoá, thống nhất hoá và tiêu chuẩn hoá các bộ phận trang bị công nghệ.

- Tìm những phương pháp và biện pháp hợp lí hơn nhằm đảm bảo chất lượng, độ tin cậy và độ bền cao của các bộ phận trang bị công nghệ.
- Tổ chức sản xuất các trang bị đó và tổ chức sử dụng ở các nhà máy.
- Thí nghiệm các trang bị tiêu chuẩn.
- Đào tạo và bồi dưỡng đội ngũ cán bộ tiêu chuẩn hoá trang bị công nghệ.

### **7-6-3. Các giai đoạn tiêu chuẩn hoá trang bị công nghệ.**

Để tiêu chuẩn hoá trang bị công nghệ trước hết là phải xác lập các cụm điển hình của các trang bị chuyên dùng. Ví dụ các cụm định vị, kẹp chặt, dẫn hướng, phân độ... Trong đó các sơ đồ định vị điển hình của nhóm chi tiết gia công, phạm vi kích thước của chúng là những tài liệu ban đầu cơ bản nhất. Việc này liên quan chặt chẽ với vấn đề phân loại chi tiết gia công. Việc phân tích các nguyên công điển hình có thể cho ta thấy rõ sự trùng lặp về sơ đồ định vị chi tiết gia công trong đồ gá.

Khi xác lập các cụm điển hình, không chỉ nhìn vào hình dáng hình học của chúng giống nhau như trong phân loại chi tiết, mà còn xem chúng có những mặt làm chuẩn giống nhau hay không để kết hợp chúng lại với nhau.

Các giai đoạn tiêu chuẩn hoá đồ gá :

- Giai đoạn 1: Tiêu chuẩn hoá các yếu tố kết cấu và kích thước. Đối tượng của tiêu chuẩn hoá là các dãy kích thước của các bộ phận, cụm đồ gá, xác định khuôn khổ (kích thước giới hạn) các yếu tố và kết cấu (ren, then, then hoa..), xác định chế độ lắp ghép và dung sai các chi tiết cơ sở.

- Giai đoạn 2: Tiêu chuẩn hoá các chi tiết của đồ gá chuyên dùng như các chi tiết định vị, kẹp chặt, thân đồ gá, cũ kiểm tra vị trí của dụng cụ, các chi tiết của dụng cụ phụ và cả phôi liệu của chúng (đúc, rèn...).

- Giai đoạn 3: Mở rộng việc tiêu chuẩn hoá các cụm có chức năng khác nhau như: cụm cơ cấu sinh lực kẹp chặt (xy lanh khí nén, xy lanh màng, xy lanh thuỷ lực, cơ cấu thanh răng- bánh răng...), các cơ cấu phụ (phân độ, bàn quay, thanh đẩy) và các cơ cấu khác.

### **7-6-4. Các phương hướng cơ bản để vận năng hoá và xác lập các đồ gá điển hình.**

Trong sản xuất hàng loạt sử dụng các đồ gá vận năng biến đổi rất có hiệu quả, vì chúng có thể tổ hợp nhiều lần các bộ phận tiêu chuẩn một cách nhanh chóng để dùng cho các nguyên công khác nhau. Điều đó cho phép ta có thể sử dụng các phương pháp gia công có năng suất cao vào dạng sản xuất hàng loạt và rút ngắn thời gian chuẩn bị các trang bị công nghệ.

Có hai loại đồ gá vận năng biến đổi là :

(1). Đồ gá vận năng lắp ghép.

(2).Đồ gá vạn năng điều chỉnh.

### 7-7.Phân tích tính kinh tế khi thiết kế đồ gá .

Trong quá trình thiết kế đồ gá hoặc các trang bị công nghệ khác cần xác định hiệu quả kinh tế nếu sử dụng chúng trong quá trình sản xuất và chi phí chế tạo chúng. Có nhiều yếu tố ảnh hưởng đến việc thiết kế đồ gá như: kế hoạch sản xuất, chất lượng sản phẩm, phương án công nghệ, tiến độ thực hiện...

Hiện nay việc phân tích tính kinh tế khi sử dụng đồ gá có nhiều phương pháp khác nhau, ở đây ta chỉ nêu một phương pháp, đó là so sánh hiệu quả kinh tế khi sử dụng đồ gá và không sử dụng đồ gá .

#### 7-7-1.Xác định hiệu quả kinh tế do trang bị công nghệ (đồ gá) mang lại.

Hiệu quả kinh tế khi sử dụng đồ gá được xác định bằng giá trị tiết kiệm được trong một đơn vị thời gian (đồng /năm):

$$P=E_1-E_2$$

Trong đó:  $E_1$ -chi phí sản xuất nếu không dùng đồ gá.

$E_2$ - chi phí sản xuất nếu dùng đồ gá.

Trong trường hợp không kể đến chi phí cố định (vật liệu, gia công, chi phí phân xưởng...) thì chi phí sản xuất sẽ là:

$$E_1=L_1+G_1$$

Với  $L_1$  chi phí về lương và  $G_1$  là chi phí về công nghệ (khấu hao thiết bị ..)

$$E_2=L_2+G_2+K_{dg}$$

Với  $K_{dg}$ -chi phí về đồ gá.

+ Chi phí về lương :

$$L_1=n \cdot t_{tc1} \cdot l_1$$

Trong đó :  $n$ -sản lượng chi tiết gia công năm (chiếc/ năm).

$t_{tc}$ - thời gian gia công từng chiếc (chiếc /phút).

$l_1$ - tiền lương (đồng/phút), tùy theo bậc thợ của công nhân.

$$L_2=n \cdot t_{tc2} \cdot l_2+ z \cdot t_{cbkt} \cdot l_2$$

Trong đó:  $z$ - số loại chi tiết gia công (loạt/năm).

$t_{cbkt}$ - thời gian chuẩn bị và kết thúc nguyên công cho một loạt chi tiết gia công (phút/loạt), đó là thời gian lắp, điều chỉnh và tháo đồ gá.

+ Chi phí về công nghệ: được xác định theo tỉ lệ phần % của chi phí về lương  $L_1$  và  $L_2$ :

$$G_1=P_1 \cdot L_1 \quad \text{và} \quad G_2=P_2 \cdot L_2$$

Với  $P_1$  và  $P_2$  tính theo %.

+ Chi phí đồ gá : bao gồm chi phí thiết kế , chế tạo và bảo dưỡng, sửa chữa:

$$K_{dg}=K_{tk}+K_{ct}+K_{sc}$$

Giá trị tiết kiệm được hàng năm nếu sử dụng đồ gá là:

$$P = E_1 - E_2$$

$$P = L_1 + G_1 - (L_2 + G_2 + K_{dg})$$

Ta thấy rằng chi phí sản xuất là một đại lượng phụ thuộc vào giá trị  $n$  (số lượng chi tiết gia công), nghĩa là  $E_i = f(n)$ .

Khi sử dụng đồ gá cần chú ý sản lượng giới hạn  $n_G$ . Giá trị  $n_G$  ứng với trường hợp giá trị tiết kiệm hàng năm  $P=0$ , nghĩa là  $E_1 = E_2$ .

Sản lượng giới hạn  $n_G$  sẽ là :

$$n_G = \frac{z \cdot t_{cbkt} (1 + P_2) + K_{dg}}{t_{tc1} \cdot l_1 \cdot (1 + P_1) - t_{tc2} \cdot l_2 (1 + P_2)}$$

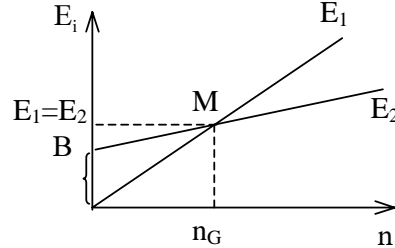
Từ đồ thị hình 7-5, ta có :

$$B = z \cdot t_{cbkt} (1 + P_2) + K_{dg}$$

Tại điểm M ta có  $E_1 = E_2$ , nghĩa là  $E=0$ .

Từ đó ta có thể kết luận:

- (1). Nếu  $n < n_G$ , không nên dùng đồ gá vì nếu sử dụng thì sẽ chịu phí tổn cao.
- (2). Nếu  $n > n_G$ , nên dùng đồ gá vì nếu sử dụng đồ gá thì chi phí sản xuất sẽ ít hơn, hoặc ít nhất cũng có lợi về mặt rút ngắn thời gian gia công, đưa năng suất lên cao hơn.



Hình 7-5: Quan hệ giữa chi phí sản xuất và sản lượng

### 7-7-2. Xác định chi phí thiết kế và chế tạo trang bị công nghệ.

Chi phí thiết kế và chế tạo đồ gá được xác định theo khối lượng lao động thiết kế và chế tạo đồ gá thực tế. Khi thiết kế cần tham khảo các thông số: mức độ phức tạp, tổng số các chi tiết, kích thước tổng thể, kiểu loại thân đồ gá, kiểu loại cơ cấu kẹp chặt, số lượng các chi tiết chế tạo trừ số lượng chi tiết tiêu chuẩn có thể mua ngoài.

Chi phí toàn bộ cho một đồ gá bao gồm:

$$K_{dg} = K_{tk} + K_{ct} + K_{vl}$$

- Chi phí thiết kế :

Chi phí thiết kế bao gồm các thành phần sau :

$$K_{tk} = K_{T0} + K_I + K_{kt}$$

Với  $K_{T0}$ -chi phí phát thảo và xây dựng kết cấu đồ gá.

$K_I$ - chi phí can in bản vẽ đồ gá .

$K_{kt}$ - chi phí kiểm tra bản vẽ đồ gá.

- Chi phí chế tạo đồ gá .

Chi phí chế tạo đồ gá (gia công và lắp ráp) được xác định trên cơ sở thời gian gia công và lắp ráp đồ gá. Thời gian chế tạo đồ gá được xác định theo mức độ phức tạp về kết cấu của đồ gá cụ thể.





## Chương 8

# ĐỒ GÁ KIỂM TRA

### 8-1. Khái niệm chung

- Đồ gá kiểm tra dùng để đánh giá độ chính xác hoặc chất lượng bề mặt của phôi, chi tiết hoặc sản phẩm trong quá trình gia công và khi thu nhận sản phẩm.

- Độ chính xác kiểm tra (sai số đo) là hiệu số giữa chỉ số của dụng cụ đo và giá trị thực tế của đại lượng đo.

- Theo số lượng thông kê thì sai số đo nằm trong khoảng 10- 20% dung sai của đối tượng cần đo. Sai số đo tổng cộng bao gồm các thành phần sau đây:

- + Sai số chuẩn và sai số kẹp chặt khi đo.
- + Sai số điều chỉnh đồ gá.
- + Sai số do đồ gá bị mài mòn
- + Sai số do nhiệt độ thay đổi khi đo.

Khi thiết kế đồ gá kiểm tra phải chú ý tới những nguyên nhân gây ra sai số đo trên đây và cố gắng tới mức cao nhất để giảm hoặc loại trừ ảnh hưởng của các nguyên nhân đó.

- Năng suất đo cũng ảnh hưởng rất lớn đến đồ gá kiểm tra. Đối với những trường hợp cần kiểm tra 100% chi tiết trong sản xuất dây chuyền, thì thời gian kiểm tra một chi tiết không được lớn hơn nhịp sản xuất. Còn đối với những trường hợp chỉ cần kiểm tra một số phần trăm chi tiết nhất định thì năng suất của đồ gá kiểm tra có thể giảm và như vậy ta có thể sử dụng những đồ gá đơn giản hơn.

- Để kiểm tra các chi tiết nhỏ và vừa, người ta dùng đồ gá cố định, còn đối với những chi tiết lớn phải dùng đồ gá di động (đồ gá này được gá trên chi tiết).

- Để nâng cao năng suất kiểm tra, người ta thiết kế những đồ gá cho phép gá đặt một lần có thể xác định được nhiều thông số hoặc dùng những thiết bị tự động, bán tự động. Những phương pháp tiên nhất là phương pháp kiểm tra tích cực (kiểm tra chi tiết ngay trong quá trình gia công). Phương pháp này giảm được giá thành sản phẩm do hạn chế được phế phẩm và không cần có nguyên công riêng biệt.

### 8-2. Thành phần của đồ gá kiểm tra.

Kết cấu của đồ gá kiểm tra bao gồm :

- Cơ cấu định vị.
- Cơ cấu kẹp chặt.
- Cơ cấu đo.
- Các chi tiết phụ.

- Thân đồ gá.

**8-2-1. Cơ cấu định vị**

Cơ cấu định vị là những chi tiết dùng để định vị đối tượng kiểm tra. Đó là những chốt tì, phiến tì, khối V, trục gá...

- Các chi tiết (cơ cấu) định vị :

+ Chốt tì chỏm cầu dùng để định vị mặt thô, còn chốt tì đầu phẳng dùng để định vị mặt tinh.

+ Dùng khối V: Ở chương 1, ta thấy để định vị mặt ngoài người ta dùng khối V. Trong trường hợp đó chi tiết và khối V chỉ tiếp xúc theo đường, cho nên khối V chóng mòn và sẽ giảm độ chính xác nếu ta dùng khối V để định vị chi tiết khi kiểm tra. Để khắc phục nhược điểm đó, người ta dùng khối V với các con lăn (hình 8-1a) và khối V có các trục điều chỉnh (hình 8-1b).

Sai số đo (sai số kiểm tra), khi dùng khối V để định vị chi tiết được tính theo công thức:

$$\Delta = \delta_D - \frac{\delta_D}{2} \left( \frac{\sin \beta}{\sin \frac{\alpha}{2}} + 1 \right)$$

Trong đó:  $\delta_D$ -Dung sai đường kính chi tiết;  $\beta$ - Góc gá đầu đo.

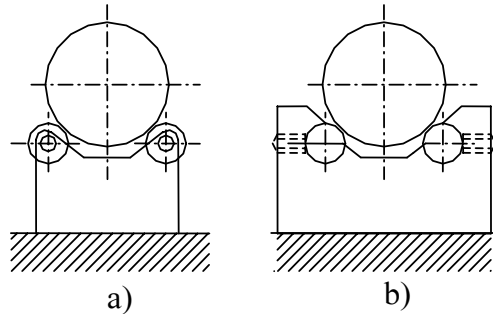
Ta thấy sai số đo nhỏ nhất khi  $\Delta=0$ , nghĩa là tỉ số  $\frac{\sin \beta}{\sin \frac{\alpha}{2}} = 1$ .

Trong thực tế khối V có góc  $\alpha = 90^\circ$  là thông dụng nhất, nên  $\beta$  có thể lấy bằng  $45^\circ$  (hình 8-2a).

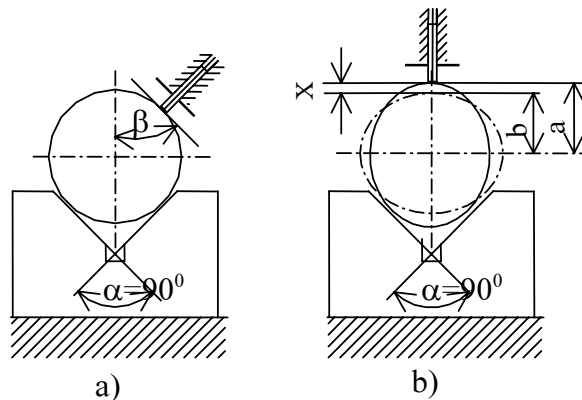
Dùng khối V có thể xác định được sai số hình dáng của chi tiết, chẳng hạn  $X=a-b$  là độ ô van khi ta quay chi tiết một vòng trên khối V có góc  $\alpha = 90^\circ$  (hình 8-2b).

Độ côn của chi tiết được xác định bằng hiệu số giữa hai chỉ số của dụng cụ đo trên hai tiết diện ngang của chi tiết.

+ Dùng trục gá hoặc hai mũi tâm :



Hình 8-1: Khối V với các con lăn (a) ; Khối V với các trục điều chỉnh (b)



Hình 8-2 Kiểm tra chi tiết trên khối V  
a-Cách gá đầu đo; b-Kiểm tra độ ô van

Độ đảo hướng kính của chi tiết được xác định bằng hai phương pháp :

Định vị chi tiết trên trục gá (chi tiết có lỗ) hoặc chống hai đầu (chi tiết dạng trục). Khi chi tiết định vị trên trục gá, để tránh khe hở giữa lỗ và trục gá người ta làm trục gá có độ côn (1/1.000÷10.000) hoặc dùng trục gá đàn hồi.

Trên hình 8-3 tính sai số gá đặt khi chi tiết được định vị trên trục gá theo hai lỗ có lệch tâm. Theo sơ đồ hình 8-3 tâm trục gá lệch một góc  $\beta$  so với tâm lỗ:

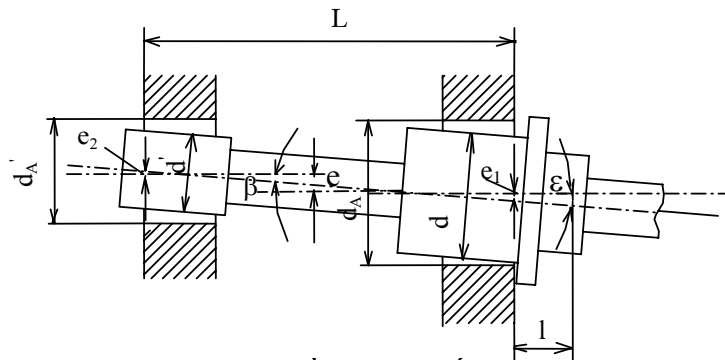
$$\beta = \frac{e + e_1 + e_2}{L}$$

Trong đó:  $e$ - độ lệch tâm của hai lỗ tâm (mm);  $L$ - khoảng cách giữa hai mặt đầu của hai lỗ (mm); Các giá trị  $e_1$  và  $e_2$  được xác định như sau :

$$e_1 = \frac{d_A - d}{2} \quad (1)$$

$$e_2 = \frac{d'_A - d'}{2} \quad (2)$$

Ở đây  $d_A$ ,  $d'_A$ ,  $d$ ,  $d'$  - đường kính các lỗ và các lỗ trục gá (mm).



Hình 8-3: Sơ đồ tính sai số gá đặt khi định vị theo hai lỗ

Nếu độ lệch tâm được đo ở khoảng cách  $L$  (từ mặt đầu của chi tiết) thì sai số gá đặt của trục gá ở tiết diện này được xác định như sau :

$$\varepsilon = L \operatorname{tg} \beta + e_1$$

+ Ngoài những chi tiết định vị trên đây, trong thực tế nhiều lúc phải sử dụng kết hợp các hình thức định vị (phiên tì, chốt tì...).

Khi thiết kế đồ gá kiểm tra nên chú ý chọn chuẩn đo lường trùng với chuẩn gia công để loại trừ ảnh hưởng của sai số không trùng chuẩn.

### 8-2-2. Cơ cấu kẹp chặt

Cơ cấu kẹp chặt giữ cho chi tiết không bị xô dịch trong quá trình kiểm tra. Cơ cấu kẹp chặt trong đồ gá kiểm tra hoàn toàn khác với cơ cấu kẹp chặt trong đồ gá gia công. Ở đồ gá kiểm tra lực kẹp chặt phải rất nhỏ và ổn định để không gây biến dạng chi tiết. Ở đồ gá kiểm tra thường dùng cơ cấu kẹp chặt bằng tay như : đòn bẩy, lò xo, ren vít, bánh lệch tâm và cơ cấu kẹp chặt bằng khí nén .

Nếu lực kẹp không ổn định thì sai số đo không cố định và sai số đo không tính được khi điều chỉnh máy.

Chú ý: Tùy theo yêu cầu cụ thể của quá trình đo mà có thể có hoặc không có cơ cấu kẹp chặt.

### 8-2-3. Cơ cấu đo.

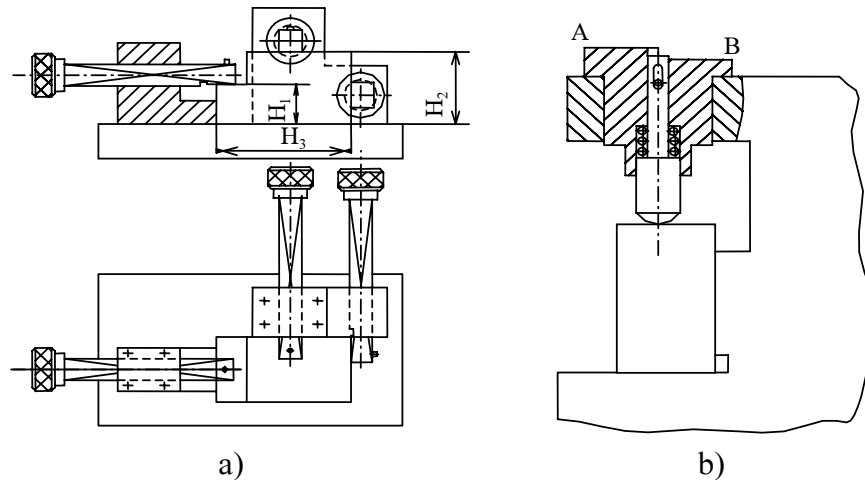
Cơ cấu đo có hai loại :

- Loại cơ cấu đo giới hạn (cữ cặp, ca líp, dưỡng...),
- Loại cơ cấu đo chỉ thị (đồng hồ so, thanh chia vạch...).

Sản phẩm kiểm tra (chi tiết kiểm tra) được đánh giá theo ba chỉ tiêu:

- Đạt yêu cầu.
- Phế phẩm theo giới hạn dưới của dung sai.
- Phế phẩm theo giới hạn trên của dung sai.

Ví dụ: Hình 8-4, một ví dụ kiểm tra các kích thước  $H_1$ ,  $H_2$ ,  $H_3$  theo phương pháp giới hạn.



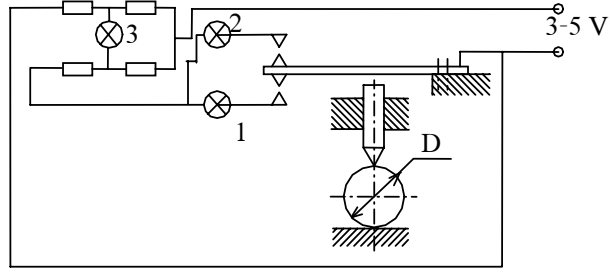
Hình 8-4: Sơ đồ đo giới hạn điều chỉnh

Trong trường hợp đầu đo lắp cố định, cơ cấu kiểm tra sẽ di chuyển trên cơ cấu định vị của đồ gá. Còn nếu chi tiết cố định thì đầu đo sẽ di động. Sơ đồ này dùng để kiểm tra các chi tiết mà dung sai kiểm tra lớn (độ chính xác cấp 9, 10). Còn đối với những chi tiết có độ chính xác 0,2mm đôi khi người ta dùng phương pháp kiểm tra bậc thang theo hình 8-4b. Theo phương pháp này chi tiết đạt yêu cầu nếu như đầu trên của chốt nằm giữa bậc A và B.

Trong thực tế người ta còn dùng phương pháp đo kiểu cảm biến điện. Nếu kích thước  $D$  nằm trong phạm vi dung sai thì các đèn 1 và 2 không sáng. Nếu  $D$  nhỏ so với giới hạn dưới thì đèn 1 sáng, nếu  $D$  lớn hơn giới hạn trên thì đèn 2 sáng. Đèn 3 chỉ sáng khi các công tắc đèn 1 và 2 không tiếp xúc, nghĩa là khi  $D$  nằm trong phạm vi dung sai. Như vậy trong mỗi trường hợp chỉ một đèn sáng.

Phương pháp này rất thuận tiện và nâng cao năng suất lao động.

Ngoài những kiểu đầu đo trên đây, người ta còn dùng rộng rãi đầu đo khí nén. Phương pháp đo bằng khí nén là phương pháp đo có độ chính xác và năng suất cao. Dùng khí nén có thể kiểm tra được các dạng sai số kích thước, sai số hình dạng và vị trí tương quan.



Hình 8-5 : sơ đồ đo bằng bộ cảm biến điện

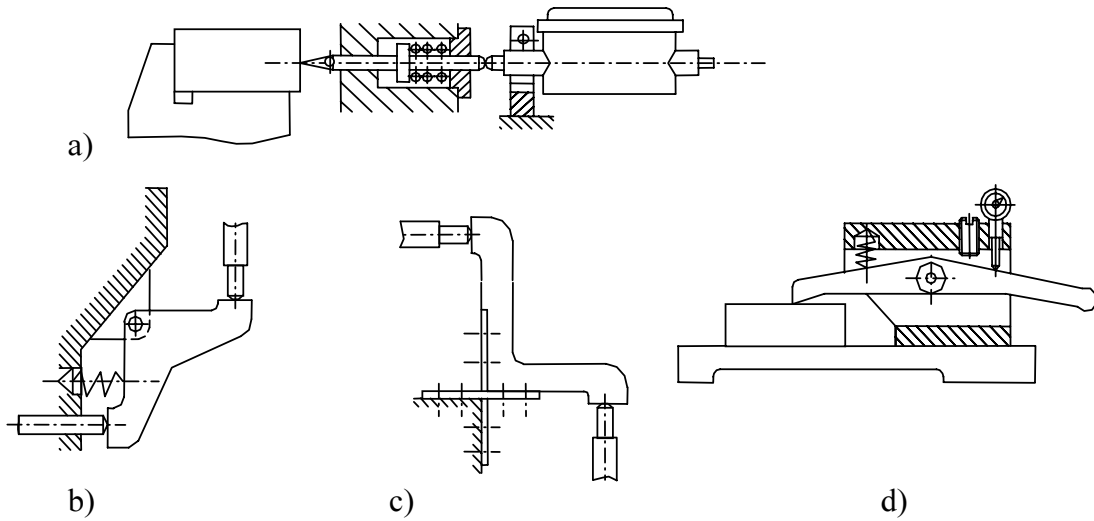
#### 8-2-4. Cơ cấu phụ.

Cơ cấu phụ của đồ gá kiểm tra có nhiều chức năng khác nhau.

- Ở đồ gá kiểm tra độ đảo hướng kính và hướng trục người ta dùng cơ cấu quay.

- Còn trong đồ gá kiểm tra độ phẳng thì dùng cơ cấu trượt.

Hình 8-6 là một số ví dụ cơ cấu phụ thường dùng .



Hình 8-6: cơ cấu phụ

Trên hình 8-6a, dụng cụ đo có thể đặt ở nơi thuận tiện để tránh bị va chạm gây hỏng hóc.

Trên hình 8-6b là trường hợp cân thay đổi chiều dịch chuyển thẳng và tỉ số truyền của thông số kiểm tra.

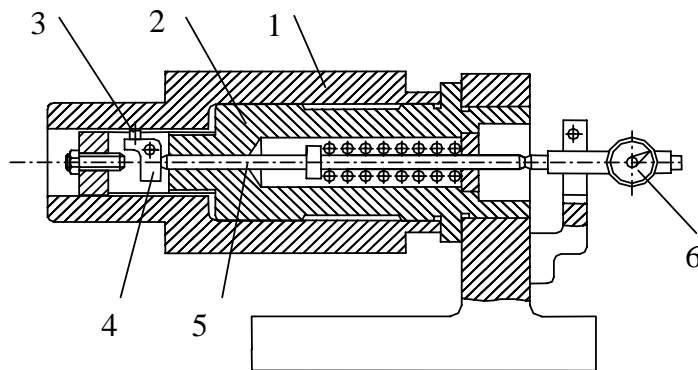
Còn trên hình 8-6c là cơ cấu tựa trên lò xo lá có chiều dày  $0,2 \pm 0,3\text{mm}$ , loại cơ cấu này không bị mòn trong quá trình làm việc cho nên không cần điều chỉnh. Nếu cơ cấu đo không thuận tiện cho quá trình gá và tháo chi tiết người ta dùng sơ đồ như hình 8-6d.

### 8-2-5. Thân đồ gá.

Thân đồ gá là chi tiết cơ sở được chế tạo bằng gang xám GX12-28 hoặc GX15-32. Đối với các đồ gá kiểm tra chính xác, vỏ đồ gá thường làm bằng gang có độ bền cao, chống cong vênh như GX24-44, GX28-48.

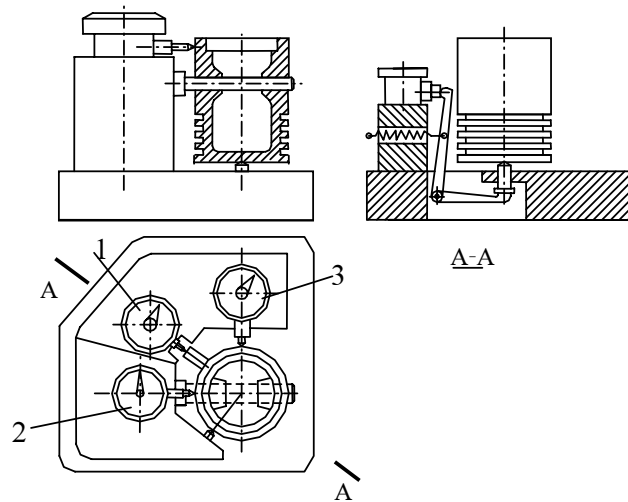
### 8-2-6. Một số ví dụ đồ gá kiểm tra.

**Ví dụ 1:** Hình 8-7: đồ gá kiểm tra độ đồng tâm hai lỗ (đồ gá kiểm tra thụ động). Chi tiết cần kiểm tra 1 được định vị trên trục gá 2. Khi kiểm tra người ta dùng tay quay chi tiết đi một vòng. Nếu có độ lệch tâm, đầu đo 3 dịch chuyển làm cho tay đòn 4 quay. Lúc đó chốt 5 dịch chuyển tác động lên kim đồng hồ 6. Như vậy khoảng mở của kim đồng hồ sẽ chỉ hai lần độ lệch tâm.



Hình 8-7 Đồ gá kiểm tra độ đồng tâm hai lỗ

**Ví dụ 2:** Hình 8-8: Đồ gá kiểm tra nhiều thông số của piston cùng một lúc. Đồng hồ 1 kiểm tra khoảng cách từ tâm lỗ ác tới mặt đầu của của piston. Đồng hồ 2 kiểm tra độ vuông góc giữa đường tâm lỗ ác và đường tâm piston. Đồng hồ 3 kiểm tra độ giao nhau của đường tâm lỗ ác và đường tâm của piston. Chỉ số đo của đồng hồ 2 và 3 bằng hai lần chỉ số cần đo.

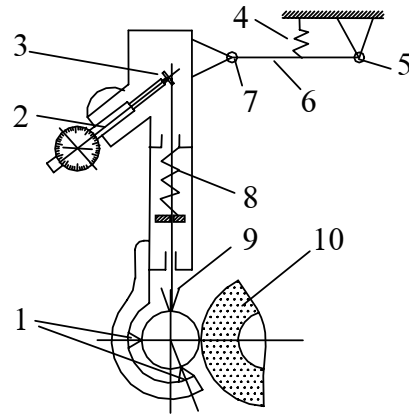


Hình 8-8 :Đồ gá kiểm tra nhiều thông số cùng lúc của piston

**Ví dụ 3:** Hình 8-9 đồ gá kiểm tra tích cực khi mài

Chi tiết gia công được tiếp xúc trên hai điểm cố định và một điểm của đầu đo. Ba điểm được bố trí trên một cung lớn hơn  $180^{\circ}$  để tránh sai số ô van ảnh

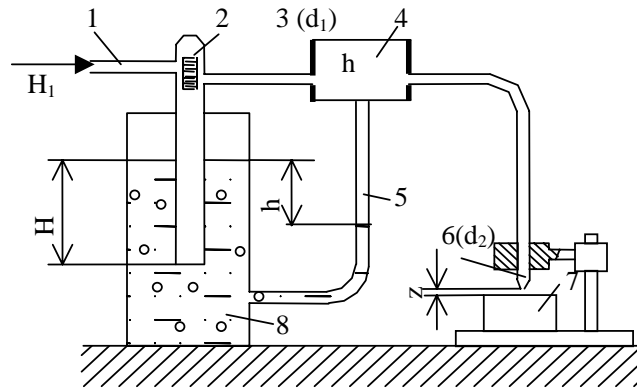
hưởng đến kết quả đo. Khi gia công đường kính của chi tiết nhỏ dần, lò xo 8 đẩy chốt 9 xuống tiếp xúc với bề mặt gia công. Chốt 9 gắn với chi tiết 3, chi tiết 3 gắn với đầu đo của đồng hồ 2. Như vậy kim đồng hồ sẽ di động theo chiều giảm dần của kích thước gia công. Người công nhân chỉ nhìn kim đồng hồ đến khi kích thước đạt yêu cầu thì dừng máy. Cần nhớ rằng khi điều chỉnh đồng hồ người ta phải dùng chi tiết mẫu. Toàn bộ đồ gá này được lắp trên đòn 6 có chốt quay 7 và 5. Lò xo 4 để kéo đồ gá lên, gắn liền trên nắp che đá mài. Khi điều chỉnh đồng hồ người ta phải dùng thước mẫu.



Hình 8-9 : Đồ gá kiểm tra  
Kích thước khi mài

**Ví dụ 4:** Đồ gá kiểm tra bằng khí nén, sơ đồ nguyên lí làm việc như hình 8-10

- 1-Ống dẫn khí.
- 2-Ống ổn áp.
- 3-Đầu phun vào ( $d_1$ ).
- 4-Buồng đo.
- 5-Áp kế chỉ thị.
- 6-Đầu đo ( $d_2$ ).
- 7-Chi tiết kiểm tra.
- 8-Thùng ổn áp.



Hình 8-10 : Đồ gá kiểm tra bằng khí nén.

Khí nén có áp suất  $H_1$  từ nguồn theo ống dẫn 1 vào ống ổn áp 2. Ống 2 được ngâm vào trong thùng ổn áp 8 với chiều sâu  $H$  (từ miệng ống đến mặt thoáng bình). Chiều sâu  $H$  tùy thuộc vào yêu cầu của áp làm việc có thể lấy: 500mm (nếu  $H=0,01\text{kG/cm}^2$ ) và 1000mm (nếu  $H=0,1\text{kG/cm}^2$ ). Lượng áp suất dư được xả ra miệng ống thoát ra mặt thoáng thùng dưới dạng bọt khí làm nước trong thùng sôi lên. Nhờ hiện tượng thừa xả này áp suất  $H$  được duy trì ổn định trong ống 2. Khí nén có áp suất  $H$  đi qua đầu phun 3 với đường kính  $d_1$  vào buồng đo 4 và ra đầu đo với đường kính  $d_2$  thoát ra ngoài.

Tùy thuộc vào sự thay đổi của  $d_2$  hoặc  $z$ , áp đo trong buồng đo 4 thay đổi. Từ buồng đo nhánh chỉ thị được nối với thùng ổn áp tạo thành một áp kế chữ U

cân. Khi  $h$  thay đổi, nó sẽ đẩy cột nước tụt xuống với độ cao tương ứng. Chiều cao từ mặt thoáng trong thùng ổn áp đến mặt thoáng nhánh chỉ thị là áp đo ( $h$ ) trong buồng đo. Qua áp đo  $h$ , ta có thể xác định được kích thước của vật đo.

Kí hiệu:  $H$ - áp làm việc,  $H=P_1-P_a$ ;  $h$ - áp đo,  $h=P_2-P_a$

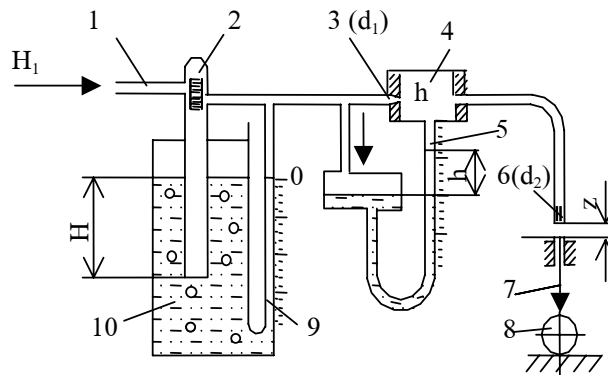
Trong đó:  $P_a$ - áp suất khí trời;  $H_1$ -áp vào lấy từ nguồn ( $H_1>H$ , thường lấy  $H= 1,1 H_1$ ),

- Thiết bị đo đơn giản, dễ chế tạo, có thể dễ dàng thay đổi tỉ số truyền nhờ thay đổi  $d_1$ ,  $d_2$  hoặc  $H$ , thiết bị gọn nhẹ, rẽ tiền, thuận lợi khi sử dụng.

- Nhược điểm: khó đạt độ chính xác cao do bị ảnh hưởng của các yếu tố : xung dao động do hiện tượng sôi sẽ làm chỉ thị kém ổn định, làm nước bay hơi, gây ra sự trôi điểm "0".

Để khắc phục các nhược điểm trên, người ta dùng hệ đo áp kế chữ U lệch (hình 8-11)

- 1-Ống dẫn vào.
- 2-Ống ổn áp.
- 3-Đầu phun vào.
- 4-Buồng đo.
- 5-Áp kế chỉ thị.
- 6-Đầu phun đo.
- 7-Đầu đo.
- 8-Chỉ tiết.
- 9-Bộ chỉ thị.
- 10-Bình ổn áp.



Hình 8-11 :Đồ gá đo dùng áp kế nước kiểu chữ U lệch.

Áp suất  $H$ , được ổn định bằng bình ổn áp nước 10, được đưa vào bình 4 và qua đầu phun 6 thoát ra ngoài. Áp kế chỉ thị 5, tách khỏi hệ ổn áp, dùng để chỉ sự thay đổi áp suất  $h$  trong buồng đo 4 so với áp suất làm việc  $H$  tác dụng lên bình mực. Khi  $d_2=0$  hoặc  $z=0$ , thì  $h=H$ , cột nước trong nhánh chỉ thị tụt xuống ngang mặt thoáng của bình mực. Khi  $d_2$  hoặc  $z$  tăng,  $h<H$ , cột nước tăng lên trong ống chỉ thị.

Cơ cấu đo dùng áp kế nước có ưu điểm là hiện tượng sôi ít ảnh hưởng đến chỉ thị, điểm "0" ít bị trôi vì nước trong bình mực ít bị bốc hơi, có thể dùng chất màu làm chất chỉ thị nên dễ đọc, độ chính xác đạt được cao hơn loại chữ U cân.

Đồ gá đo áp kế nước thường dùng trong trường hợp áp suất sử dụng  $H$  thấp ( $< 0,1\text{kG/cm}^2$ ). Các loại mắc đơn giản như trình bày ở trên, có nhược điểm là sự dao động của áp suất sử dụng  $H$  có ảnh hưởng đến kết quả đo.

--- ★ ---





## Chương 9

# ĐỒ GÁ LẮP RÁP

### 9-1. Khái niệm.

- Đồ gá lắp ráp là những đồ gá dùng để xác định vị trí và kẹp chặt chi tiết (hoặc sản phẩm) trong quá trình lắp ráp.

- Người ta chia đồ gá lắp ráp làm hai loại: đồ gá lắp ráp vạn năng và đồ gá lắp ráp chuyên dùng.

#### 9-1-1. Đồ gá lắp ráp vạn năng .

- Loại đồ gá này thường dùng trong sản xuất đơn chiếc và hàng loạt nhỏ. Nó gồm: các bàn lắp ráp, khối V, ke gá, các loại kích và các loại chi tiết và cơ cấu phụ khác như (tấm lót, chêm, mỏ kẹp, ren vít...).

- Bàn lắp ráp dùng để định vị, hiệu chỉnh và kẹp chặt chi tiết, bộ phận, cơ cấu lắp ráp và được chế tạo bằng gang, trên nó có những rãnh chữ T để gá đối tượng lắp. Bàn lắp ráp được đặt trên bề mặt cách mặt đất từ 100÷200mm và phải được điều chỉnh chính xác theo phương nằm ngang.

- Khối V và ke gá được dùng để định vị và kẹp chặt cơ cấu hoặc các chi tiết cơ sở khi lắp ráp. Trên bề mặt định vị của khối V và ke gá người ta gia công các lỗ thông suốt cho các bu lông kẹp chặt.

- Các loại kích được dùng để đỡ và nâng các vật nặng hoặc công kênh.

#### 9-1-2. Đồ gá lắp ráp chuyên dùng.

Đồ gá lắp ráp chuyên dùng được sử dụng rộng rãi trong dạng sản xuất loạt lớn và hàng khối để thực hiện việc lắp ráp những nguyên công xác định. Dựa vào chức năng sử dụng, người ta chia đồ gá lắp ráp chuyên dùng ra làm hai loại .

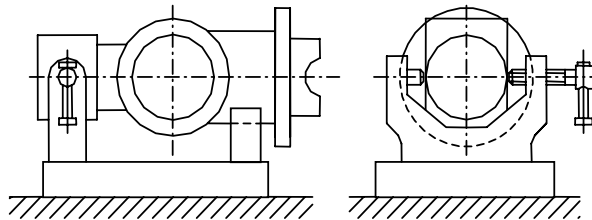
*a Đồ gá dùng để kẹp chặt chi tiết cơ sở hoặc bộ phận của sản phẩm khi lắp.*

Chi tiết cơ sở (hoặc bộ phận) không bị xô dịch dưới tác dụng của những lực sinh ra trong quá trình lắp ráp. Sử dụng loại đồ gá này cho phép nâng cao năng suất lao động khi lắp ráp.

Cần chú ý rằng loại đồ gá thuộc nhóm này được dùng chủ yếu để *cố định vị trí của chi tiết chủ không phải dùng để định vị chính xác chi tiết.*

Ví dụ: Các kiểu đồ gá chuyên dùng để kẹp chặt chi tiết cơ sở.

- Hình 9-1 là đồ gá một vị trí dùng để kẹp chặt vỏ hộp giảm tốc cầu sau ô tô.

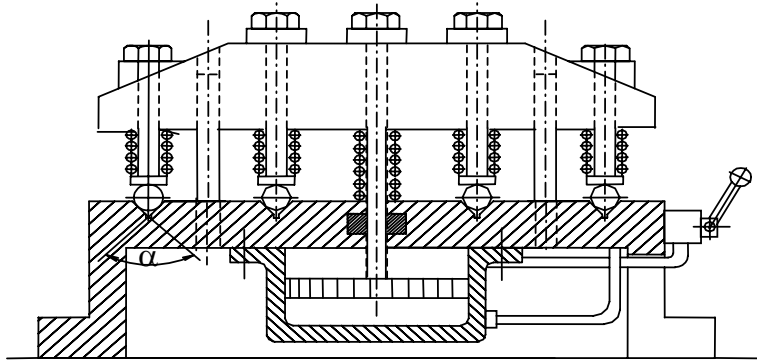


Hình 9-1: Đồ gá lắp ráp chuyên dùng một vị trí

- Hình 9-2 là kiểu đồ gá dùng để kẹp chặt chi tiết cơ sở nhiều vị trí. Cũng giống như đồ gá gia công nhiều vị trí, tất cả các chi tiết trên đồ gá này phải được kẹp chặt một cách đều đặn. Đồ gá lắp ráp nhiều vị trí có hai loại :

- + Đồ gá cố định.
- + Đồ gá di động.

Đồ gá cố định được đặt tại bệ lắp, còn đồ gá di động được đặt trên băng truyền. Khi lắp ráp các chi tiết nhỏ và nhẹ người ta đưa đồ gá di động ra khỏi băng truyền để thực hiện nguyên công, sau đó lại đặt đồ gá này lên băng truyền để di chuyển đến vị trí khác.

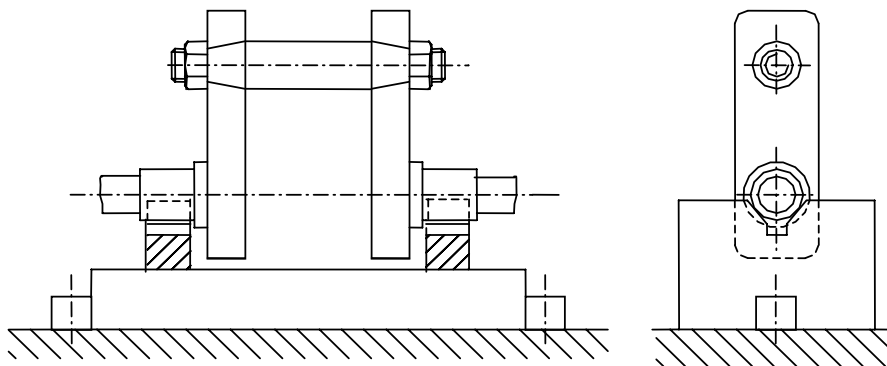


Hình 9-2: Đồ gá lắp ráp chuyên dùng nhiều vị trí

b) Đồ gá dùng để gá đặt chính xác các đối tượng lắp ráp.

Khi sử dụng loại đồ gá này, người công nhân không phải mất thời gian xác định vị trí chính xác của đối tượng lắp ráp, bởi vì chúng đã được định vị trên đồ gá đủ số bậc tự do cần thiết. Các loại đồ gá này thường dùng để hàn, dán, nong, ép, lắp chặt, các kiểu lắp ren...

Đây là loại đồ gá cần thiết để tự động hoá trong quá trình lắp ráp.



Hình 9-3 : Đồ gá lắp ráp trục khuỷu

Hình 9-3 là loại đồ gá lắp ráp trục khuỷu. Ở đây độ đồng tâm của hai cổ chính của trục khuỷu được đảm bảo là do chi tiết được định vị trên hai khối V (đã được điều chỉnh chính xác).

## 9- 2. Thành phần của đồ gá lắp ráp.

Đồ gá lắp ráp gồm các thành phần sau :

- Các chi tiết (cơ cấu) định vị.
- Các chi tiết (cơ cấu) kẹp chặt.
- Cơ cấu phụ.
- Thân đồ gá.

### 9-2-1. Chi tiết (cơ cấu) định vị.

Các chi tiết định vị đồ gá lắp ráp cũng làm chức năng như đồ gá gia công và đồ gá kiểm tra. Trong những trường hợp chi tiết cơ sở cần kẹp chặt thì trên bề mặt đồ định vị người ta bọc một lớp cao su để tránh xây xước.

### 9-2-2. Chi tiết (cơ cấu) kẹp chặt.

Cơ cấu kẹp chặt trong đồ gá lắp ráp cũng tương tự như trong đồ gá gia công. Yêu cầu cơ cấu kẹp chặt là không gây biến dạng và không làm hỏng bề mặt của đối tượng lắp ráp. Để làm giảm thời gian kẹp chặt người ta thường dùng cơ cấu kẹp chặt bằng khí nén, làm cho đồ gá bớt công kênh.

Một điều cần lưu ý là không được kẹp chặt chi tiết trên bàn từ, bởi vì như vậy đối tượng lắp ráp sẽ bị nhiễm từ. Đối với những trường hợp lực kẹp nhỏ, tốt nhất là kẹp chặt bằng chân không.

Khi thiết kế cơ cấu kẹp chặt phải dựa vào lực kẹp cần thiết. Phương pháp xác định lực kẹp cũng tương tự như đối với đồ gá gia công, nghĩa là phải giải bài toán về lực và mô men. Cần nhớ rằng hệ số an toàn khi tính lực kẹp có khác so với khi tính K đối với đồ gá gia công. Đối với đồ gá lắp ráp, hệ số an toàn K được tính bằng:

$$K=K_0K_4K_5K_6 .$$

( $K_1, K_2, K_3$ ) không tính.

Trong đó:  $K_0$  - hệ số an toàn cho tất cả các trường hợp;  $K_4$ - hệ số tính đến sự ổn định của lực kẹp (kẹp bằng tay  $K_4=1,3$ ; kẹp bằng cơ khí và tự động  $K_4=1$ );  $K_5$ -hệ số tính đến mức độ thuận lợi khi kẹp chặt trong đồ gá kẹp bằng tay (kẹp thuận lợi  $K_5=1$ , kẹp không thuận lợi  $K_5=1,2$ );  $K_6$ - hệ số tính mômen làm xoay chi tiết (nếu diện tích giữa đối tượng bề mặt lắp ráp và đồ định vị nhỏ, thì  $K_6=1$ ; còn nếu diện tích tiếp xúc lớn, thì  $K_6=1,5$ ).

Trong trường hợp diện tích tiếp xúc lớn thì độ nhấp nhô đối tượng lắp ráp sẽ tạo nên những vị trí tiếp xúc thực một cách ngẫu nhiên đối với tâm quay của đối tượng lắp ráp.

### 9-2-3. Cơ cấu phụ.

Cơ cấu phụ là những cơ cấu quay, cơ cấu phân độ, các chốt định vị, các cần đẩy và các cơ cấu khác. Công dụng và kết cấu của cơ cấu phụ ở đồ gá lắp ráp

cũng tương tự như ở đồ gá gia công. Cần chú ý rằng đối với các cơ cấu quay quanh trục nằm ngang, vị trí tối ưu của trục quay phải đi qua trọng tâm của phần quay và đối tượng lắp trên đó.

### 9-3. Đặc điểm thiết kế đồ gá lắp ráp chuyên dùng.

#### 9-3-1. Tài liệu ban đầu để thiết kế đồ gá lắp ráp :

- Bản vẽ lắp bộ phận hoặc sản phẩm.
- Điều kiện kỹ thuật của các đối tượng lắp.
- Quy trình công nghệ lắp ráp (trình tự nguyên công, sơ đồ định vị, thiết bị dụng cụ, chế độ lắp ráp).

- Sản lượng hàng năm.

#### 9-3-2. Trình tự thiết kế

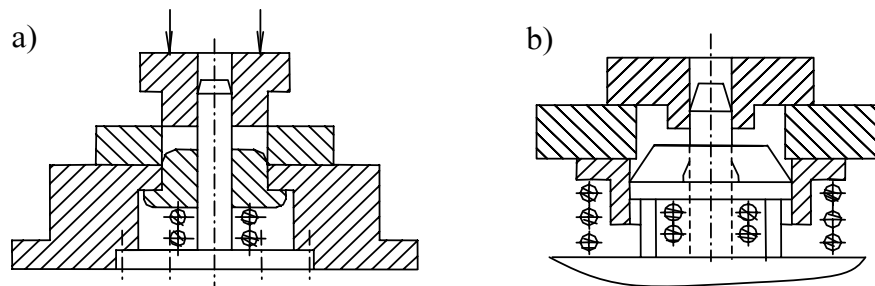
-Xác định sơ đồ gá đặt, sau đó xác định loại kích thước, số lượng và vị trí tương quan của cơ cấu định vị.

-Xác định điểm đặt, trị số của lực kẹp và chọn cơ cấu kẹp .

-Xác định các cơ cấu dẫn hướng, cơ cấu phụ và vỏ đồ gá.

#### 9-3-3. Độ chính xác lắp ráp .

Độ chính xác lắp ráp phụ thuộc vào phương pháp lắp ráp, chế độ lắp ráp (chặt hay lỏng), độ chính xác chi tiết, phương pháp định vị khi lắp ráp và độ chính xác của đồ gá.



Hình 9-4: Sơ đồ xác định độ chính xác lắp ráp.

a- Định tâm bằng chốt trụ, b- Định tâm bằng chốt côn

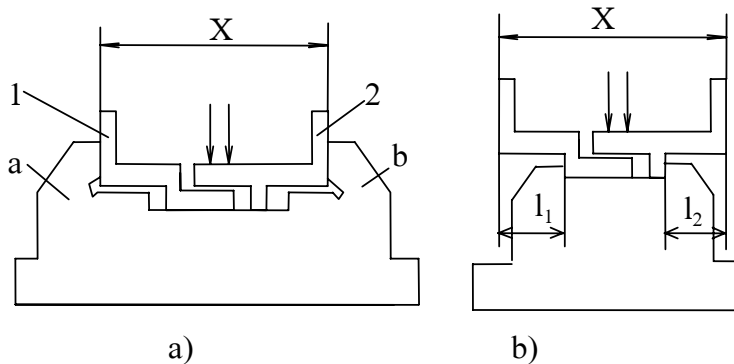
Độ chính xác lắp ráp cao nhất có thể đạt được khi các chi tiết được lắp ráp với nhau không có khe hở. Trong trường hợp này đồ gá không ảnh hưởng đến độ chính xác định tâm của chi tiết, hình 9-4a.

Trong trường hợp lắp ráp cố định, lượng dịch chuyển hướng kính lớn nhất của các chi tiết bằng khe hở hướng kính lớn nhất. Khi đó, nếu dùng cơ cấu dẫn hướng hình côn có thể giảm được lượng dịch chuyển tới trị số nhỏ nhất, hình 9-4b

Khi lắp ráp không có chi tiết định tâm, cần chú ý sao cho chuẩn lắp ráp trùng với chuẩn đo lường (hình 9-5a). Ở đây các chi tiết lắp 1 và 2 có mặt chuẩn lắp ráp là mặt phẳng đứng tỳ vào các mặt của chi tiết a. Trong trường hợp trùng

chuẩn như vậy, độ chính xác lắp ráp là cao nhất. Kích thước lắp ráp X chỉ thay đổi khi các chi tiết đồ gá bị mòn.

Hình 9-5b là trường hợp chuẩn lắp ráp không trùng với chuẩn đo lường. Lúc này kích thước X có sai số và sai số đó phụ thuộc vào các kích thước  $l_1$  và  $l_2$ .



Hình 9-5: chuỗi kích thước lắp ráp.  
 a-chuẩn lắp ráp trùng với chuẩn đo.  
 b-chuẩn lắp ráp không trùng với chuẩn đo.

Khi lắp ráp các bộ phận (sản phẩm) có số lượng chi tiết lớn, độ chính xác của kích thước lắp ráp được xác định trên cơ sở giải chuỗi kích thước.

+ Khi dùng phương pháp đổi lần chức năng hoàn toàn.

Trong trường hợp giải chuỗi kích thước theo phương pháp đổi lần chức năng hoàn toàn). Dung sai của các kích thước X được xác định như sau (hình 9-6a) :

$$\delta_x = \delta + \sum_{i=1}^n \delta_i \quad (9-1)$$

Trong đó:  $\delta$ - Dung sai của kích thước đồ gá L.

$\sum_{i=1}^n \delta_i$  - Tổng dung sai các kích thước  $l_1, l_2, \dots, l_n$  (của các chi tiết lắp ráp).

Từ công thức (9-1), ta có thể xác định dung sai  $\delta$  của kích thước đồ gá.

$$\delta = \delta_x - \sum_{i=1}^n \delta_i \quad (9-2)$$

+ Khi giải chuỗi kích thước theo phương pháp đổi lần chức năng không hoàn toàn, dung sai  $\delta_x$  được xác định như sau :

$$\delta_x = t \sqrt{\lambda_1 \cdot \delta_1^2 + \lambda_2 \cdot \delta_2^2 + \dots + \lambda_n \cdot \delta_n^2 + \lambda \cdot \delta^2} \quad (9-3)$$

Trong đó: t-hệ số xác định % phế phẩm theo kích thước X, thường lấy  $t=3$ .

Sự phụ thuộc của % phế phẩm vào hệ số t như sau :

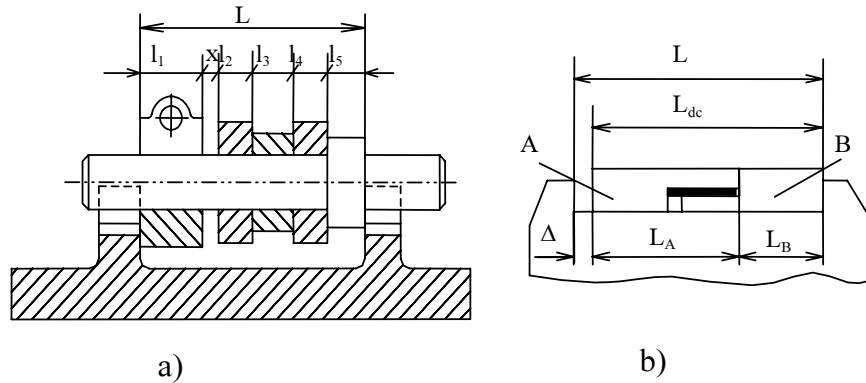
Hệ số t	1	2	3
% phế phẩm	32	4,5	0,27

$\lambda_1, \lambda_2, \dots, \lambda_n$  - hệ số phụ thuộc vào hình dáng đường cong phân bố kích thước của các chi tiết lắp ráp. Trong trường hợp đường cong chuẩn  $\lambda = \frac{1}{9}$ , đường cong xác suất đều và không xác định  $\lambda = \frac{1}{3}$ ; đường cong hình tam giác  $\lambda = \frac{1}{6}$ .

Từ công thức 9-3 ta có thể xác định dung sai của kích thước đồ gá lắp ráp:

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{x} \left[ \frac{\delta_x^2}{t^2} - \lambda_1 \cdot \delta_1^2 - \lambda_2 \cdot \delta_2^2 - \dots - \lambda_n \cdot \delta_n^2 \right]} \quad (9-4)$$

Kết quả tính toán cho thấy rằng, dung sai kích thước đồ gá tăng lên rất lớn khi hệ số  $t$  giảm rất nhỏ.



Hình 9-6: sơ đồ tính chuỗi kích thước của đồ gá lắp ráp.

a-Giải chuỗi kích thước bằng phương pháp cực đại

b-Giải chuỗi kích thước khi hàn hai chi tiết A và B

Hình 9-5b là đồ gá hàn hai chi tiết A và B. Chỗ hàn được thể hiện bằng nét đậm. Khi hàn đồ gá bị nung nóng, vì vậy để tính đến độ giãn nở của đồ gá người ta phải tính khe hở  $\Delta$  khi gá chi tiết trong đồ gá.

Trong trường hợp không có  $\Delta$  hoặc  $\Delta$  quá nhỏ chi tiết sẽ bị biến dạng. Giá trị  $\Delta$  (hình 9-6b) được xác định theo công thức sau :

$$\Delta = t[(L_A \cdot \alpha_A + L_B \cdot \alpha_B) - L\alpha] \quad (9-5)$$

Trong đó :  $t$  - nhiệt độ ( $^{\circ}\text{C}$ ).

$L_A, L_B$  - kích thước chi tiết.

$\alpha$  - hệ số tăng nhiệt độ của đồ gá.

$L$  - kích thước đồ gá (mm).

$\alpha_A, \alpha_B$  - hệ số tăng nhiệt của các chi tiết.

Nếu  $(L_A \cdot \alpha_A + L_B \cdot \alpha_B) < L\alpha$ , thì khe hở  $\Delta$  tăng.

Đối với các chi tiết có hình dáng phức tạp thì  $\Delta$  được xác định bằng phương pháp thực nghiệm.

+ Dung sai kích thước  $L_0$  (kí hiệu  $\delta_0$  được xác định theo phương pháp đối lẫn chức năng hoàn toàn):

$$\delta_0 = \delta_A + \delta_B + \Delta + \delta \quad (9-6)$$

Từ đó ta suy ra dung sai kích thước  $L$  được xác định như sau :

$$\delta = \delta_0 - \delta_A - \delta_B - \Delta \quad (9-7)$$

+ Theo phương pháp đối lẫn chức năng không hoàn toàn ta có thể xác định  $\delta_0$  từ công thức (9-3) :

$$\delta_0 = t\sqrt{\lambda_1 \cdot \delta_A^2 + \lambda_2 \cdot \delta_B^2 + \lambda \cdot \delta + \Delta} \quad (9-8)$$

Từ đó :

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{\lambda} \left[ \frac{(\delta_0 - \Delta)^2}{t^2} - \lambda_1 \cdot \delta_A^2 - \lambda_2 \cdot \delta_B^2 \right]} \quad (9-9)$$

Nếu bộ phận lắp ráp có  $n$  chi tiết, thì công thức 9-9 có dạng sau :

$$\delta = \sqrt{\frac{1}{\lambda} \left[ \frac{(\delta_0 - \Delta)^2}{t^2} - \lambda_1 \cdot \delta_A^2 - \lambda_2 \cdot \delta_B^2 - \dots - \lambda_n \cdot \delta_n^2 \right]} \quad (9-10)$$

Khi  $\lambda = \lambda_1 = \lambda_2 = \dots = \lambda_n = \frac{1}{9}$  (quy luật phân bố đều) và  $t=3$  ta có :

$$\delta = \sqrt{(\delta_0 - \Delta)^2 - \delta_1^2 - \delta_2^2 - \dots - \delta_n^2} \quad (9-11)$$

Để nâng cao độ chính xác lắp ráp bằng phương pháp hàn, dán thì các chi tiết cần có vấu, gờ hoặc rãnh để định hướng.

- Chọn vật liệu cho đồ gá lắp ráp :

Chọn vật liệu cho đồ gá lắp ráp có một ý nghĩa quan trọng đối với độ bền và độ chính xác của đồ gá. Hệ số dẫn nở của vật liệu đối tượng lắp ráp (chi tiết) phải nhỏ hơn hệ số đó của vật liệu đồ gá. Trong trường hợp này ta có thể giảm khe hở do nhiệt độ giữa đồ gá và sản phẩm (đối tượng lắp ráp), và có thể đạt được độ chính xác lắp ráp cao hơn (trong nhiều trường hợp có thể đạt  $0,025 \div 0,05\text{mm}$ )

Vật liệu làm đồ gá phải chịu được nhiệt, phải có độ bền cao và độ chống mòn cao.

Kết cấu của đồ gá phải đơn giản, thuận tiện cho việc kiểm tra độ chính xác của chúng và khi cần kiểm tra ta có thể dùng phương pháp kiểm tra trực tiếp.

#### 9-4. Đồ gá thay đổi vị trí đối tượng lắp.

Đối với các chi tiết cơ sở nặng và lớn, khi lắp ráp cần thay đổi vị trí người ta có thể dùng cơ cấu quay.

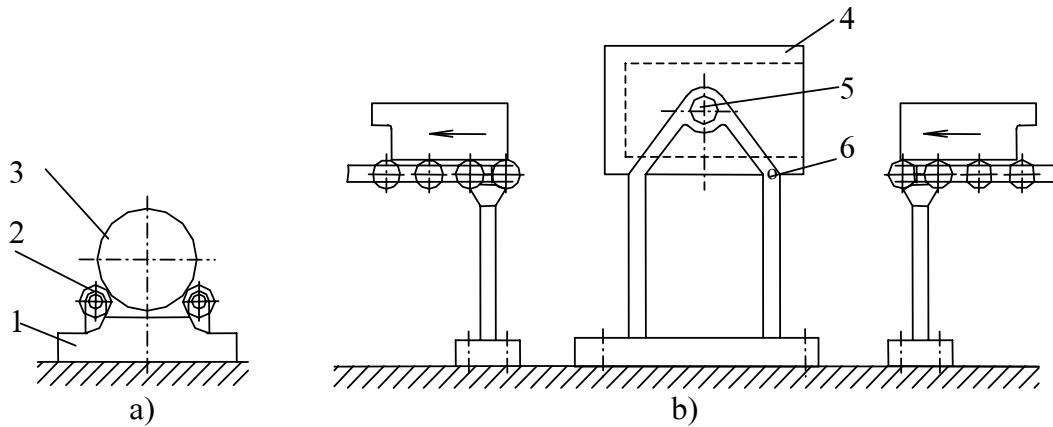
Hình 9-7a là loại đồ gá dùng để lắp ráp các chi tiết hình trụ. Đối tượng lắp 3 có thể quay nhẹ nhàng trên khối V gồm hai con lăn 2.

Hình 9-7b là đồ gá lật đối tượng lắp. Đối tượng lắp 3 được di động bằng các con lăn tới bộ phận lật 4 (máng chứa), sau khi đã nằm trong máng chứa 4



người ta quay máng chứa 4 quanh chốt 5 nửa vòng ( $180^{\circ}$ ), như vậy đối tượng lắp 3 thay đổi vị trí và được chuyển tới các con lăn khác. Máng chứa 4 được cố định bằng chốt 5.

Quá trình quay đối tượng lắp có thể thực hiện bằng tay hoặc cơ khí.



Hình 9-6 : Đồ gá thay đổi đối tượng lắp ráp.

a- Đồ gá lắp chi tiết trụ, b- Đồ gá lật.

1- Thân gá ; 2- Con lăn ; 3- Đối tượng lắp; 4- Bộ phận lật; 5,6- Ga đỡ.

---%-%-%-%-%---

## Chương 10

### DỤNG CỤ PHỤ

#### 10-1. Khái niệm chung.

Tất cả những cơ cấu dùng để gá đặt dao khi gia công đều gọi là dụng cụ phụ (như ổ gá dao trên máy tiện, các loại trục gá dao, mang ranh, đầu rêvon ve...).

- Phần lớn dụng cụ phụ (hay gọi là đồ gá dao) đã được tiêu chuẩn hoá. Nhưng trong thực tế, nhiều khi cần những đồ gá dao chuyên dùng. Ví dụ, khi thực hiện nhiều bước gia công trên máy khoan, người ta sử dụng đồ gá khoan chuyên dùng để thay thế dao mà không cần dừng máy.

- Tác dụng của dụng cụ phụ :

+ Để nâng cao năng suất lao động, người ta thường dùng các loại đầu dao nhiều trục (mũi khoan, dao phay, dao tiện ren) lắp trên các máy khoan vạn năng một trục chính, trên các máy phay, cũng như lắp nhiều dao tiện trên ổ gá dao của máy tiện vạn năng để gia công đồng thời nhiều bề mặt.

+ Để mở rộng khả năng công nghệ của máy: đồ gá tiện rãnh, cắt ren trên máy khoan đứng, đồ gá xọc rãnh trên máy bào ngang, đồ gá tiện mặt cầu trên máy tiện, đầu dao quay trên máy phay...các loại đồ gá cho phép thực hiện những nguyên công mà những đồ gá bình thường không thể thực hiện được. Như vậy, dùng đồ gá dao cho phép thay những máy chuyên dùng đắt tiền bằng những máy vạn năng rẻ tiền hơn.

+ Trong công nghệ chế tạo máy hạng nặng, những loại đồ gá dao cho phép thực hiện một khối lượng công việc rất lớn khi phương pháp gia công được tiến hành theo nguyên tắc tập trung nguyên công. Số lần gá đặt chi tiết và chu kỳ sản xuất giảm đi rất nhiều.

Sau đây ta tìm hiểu một số dụng cụ phụ thường dùng .

#### 10-2. Dụng cụ phụ dùng trên máy khoan

Đồ gá kẹp dao trên máy khoan có nhiều loại: kẹp bằng mang ranh, kẹp bằng ống chuôi côn, kẹp bằng các cơ cấu chuyên dùng khác .

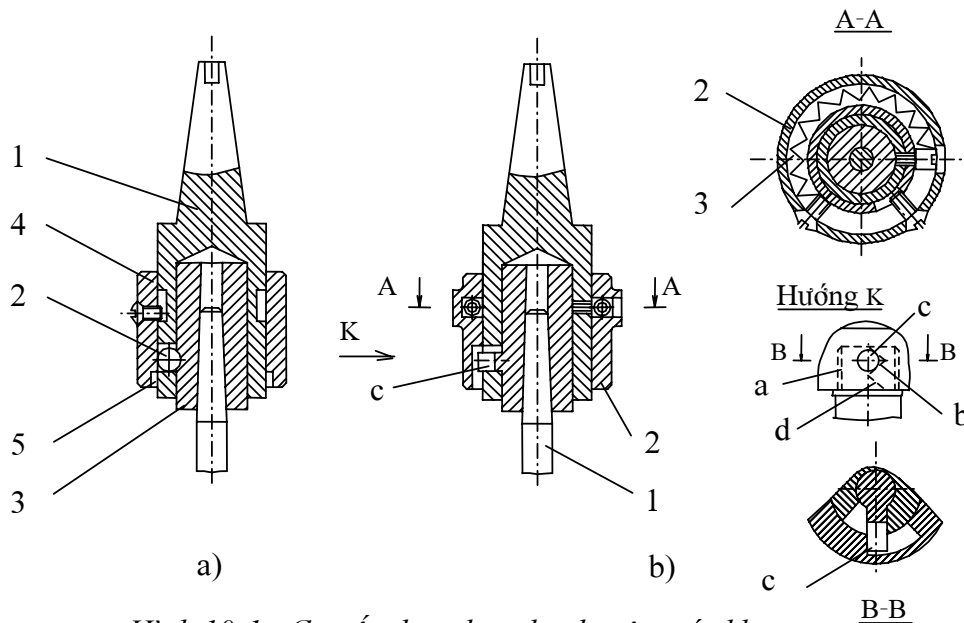
##### 10-2-1. Cơ cấu thay dao nhanh.

Cơ cấu thay dao nhanh dùng để thay dụng cụ cắt (mũi khoan, mũi khoét, dao doa) mà không cần dừng máy (hình 10-1).

Hình 10-1a trình bày nguyên lí làm việc của cơ cấu này như sau: chuyển động quay được chuyển từ trục chính của máy qua ống chuôi côn 1, bi 2, tới dụng cụ cắt (mũi khoan, mũi khoét, dao doa) lắp trong bạc 3 (bạc 3 có phần lõm chứa

bi 2). Để tiến hành thay thế dụng cụ , người công nhân dùng tay trái nâng bạc 4 lên, dưới tác dụng của lực li tâm, bi 2 rơi vào phần rãnh chứa bi 5, dụng cụ được tháo lỏng và người công nhân dùng tay phải rút ra (cùng bạc 3).

Sau khi gá dụng cụ mới vào, bạc 4 được hạ xuống và bi 2 lại rơi vào phần lõm của bạc 3, chuyển động của dụng cụ trở lại bình thường. Loại cơ cấu thay dao nhanh này có thể an toàn với số vòng quay của trục chính trong khoảng 250÷300 vòng/phút.



Hình 10-1 :Cơ cấu thay dao nhanh trên máy khoan.

a- Có bi trượt; b- Có chốt trượt.

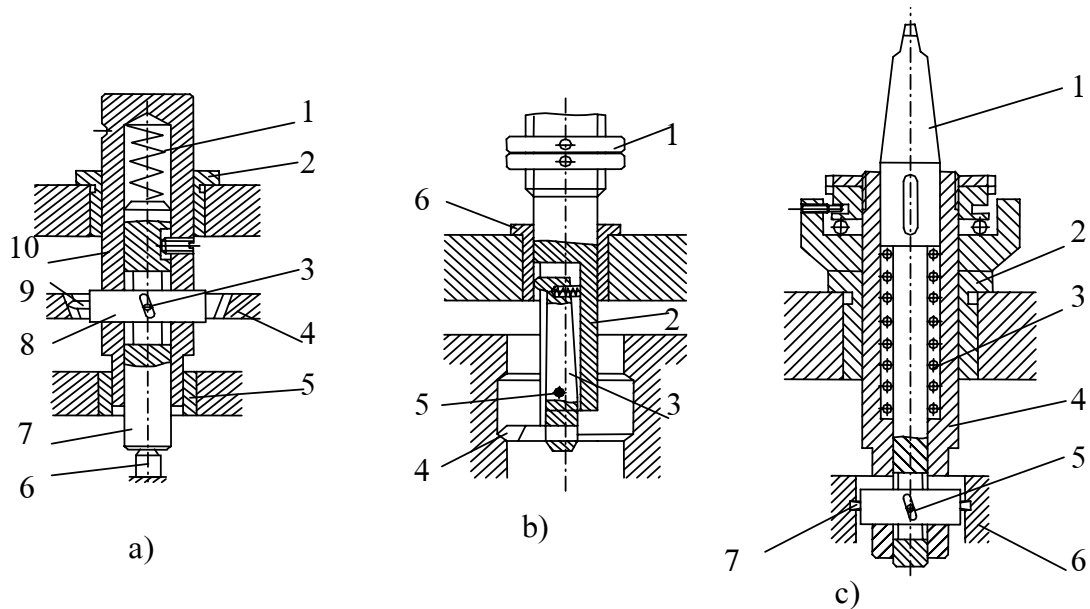
1. Chốt côn; 2-bi; 3- bạc lót; 4- áo gá ( bạc );5- rãnh chứa bi

Hình 10-b: Một kết cấu khác của cơ cấu thay dao nhanh. Để thay đổi dụng cụ 1 cần phải nối nhẹ bạc 2, lúc này khe hở ở giữa cũ chặn a và mặt nghiêng bên trong b của bạc tăng lên và dụng cụ được rơi xuống . Khi gá dụng cụ nhờ mặt nghiêng d và lò xo 3.

### 10-2-2. Đồ gá dao tiện rãnh mặt trong.

Hình 10-2a là một loại đồ gá dao để doa lỗ côn trên máy khoan đứng. Ống trụ 10 được lắp vào cơ cấu thay nhanh của máy và được dẫn hướng theo hai bạc số 2 và số 5 . Hai bạc 2 và 5 được lắp vào thân đồ gá, mà trên đồ gá có gá chi tiết gia công. Trục 7 và lò xo 1 được lắp trong ống 10. Khi trục chính của máy hạ xuống, trục 7 chạm vào chốt 6. Nếu trục chính của máy cùng với ống 10 tiếp tục hạ xuống thì miếng 8 cùng với dao tiện 9 sẽ chuyển động hướng kính nhờ chốt 3 lắp chặt với trục 7. Như vậy, dao 9 sẽ cắt được mặt côn và độ côn đúng bằng rãnh nghiêng mà trong đó chốt 3 di chuyển. Khi trục chính được nâng lên,

lò xo 1 giãn ra đưa trục 7, miếng 8 và ống 10 trở về vị trí ban đầu.



Hình 10-2: Đồ gá doa rãnh trên mũi khoan.

a- Gá tiện lỗ côn : 1- lò xo; 2,5- Bạc đỡ; 3- Chốt; 4- Chi tiết gia công; 6- Chốt tì; 7-Trục; 8- Miếng mang dao; 9- Dao; 10- Ống hứng.

b- Gá tiện rãnh trục: 1- Cữ hành trình; 2- Trục; 3-Miếng mang dao; 4-Dao; 5 -Chốt; 6 -Bạc.

c- Gá tiện rãnh hẹp: 1-Trục dao; 2- Bạc đỡ ;3- Lò xo; 4- Ống hứng; 5- Chuôi; 6- Phôi

Hình 10-2b là đồ gá dùng để doa rãnh trụ trong lỗ chi tiết. Dao doa được lắp trên miếng quay 3 (miếng quay 3 quay quanh chốt 5). Khi trục gá dao 2 hạ xuống, đầu tì của miếng 3 chạm vào bạc 6, lúc đó dao 4 bắt đầu cắt. Chiều dài của rãnh được khống chế bằng củ tì 1.

Hình 10-2c là gá dao tiện rãnh hẹp. Trục gá dao 1 được lắp với trục chính của máy, phần dưới của trục gá dao có lắp miếng gá dao 7. Miếng gá dao có rãnh nghiêng để lắp chốt 5. Khi trục gá dao chuyển động xuống phía dưới, chốt 5 đẩy miếng gá dao 7 chuyển động hướng kính và bắt đầu cắt rãnh. Bạc 2 có tác dụng dẫn hướng cho ống 4 và làm cữ chặn để khống chế chiều dài rãnh gia công. Lò xo 3 có tác dụng đưa miếng gá về vị trí ban đầu khi nâng trục gá 1 lên.

### 10-2-3. Đầu khoan nhiều trục.

Đầu khoan nhiều trục đảm bảo cho một số dụng cụ cắt làm việc đồng thời (khoan, khoét, doa, ta rô) nhiều lỗ trên cùng một chi tiết hoặc để gia công tuần tự các lỗ trên máy khoan đứng hoặc các máy tổ hợp. Những đầu khoan này có thể là chuyên dùng và có thể là vạn năng.

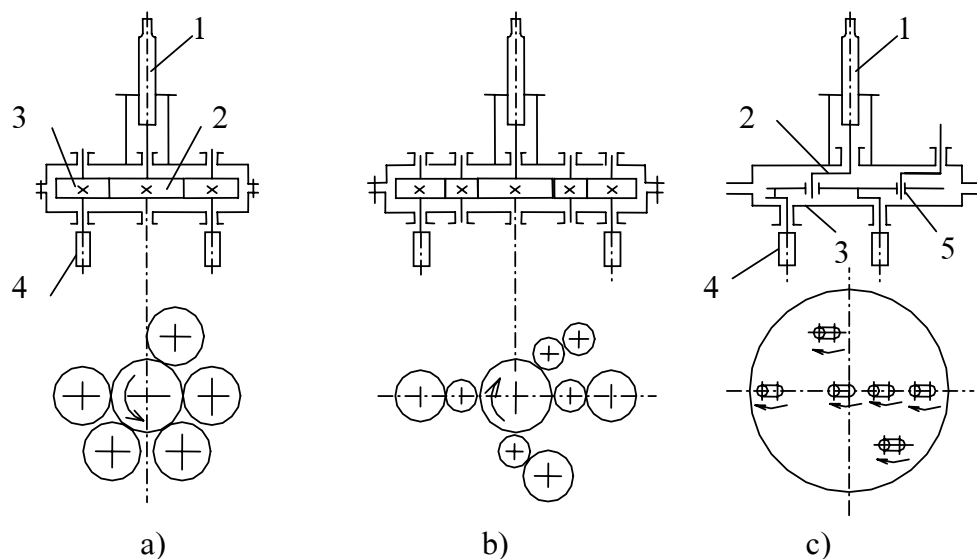
Đầu khoan chuyên dùng là đầu khoan đồng thời để gia công một số lỗ bố trí trên một chi tiết hoặc nhiều chi tiết khác nhau. Trên những đầu khoan này dụng cụ cắt bố trí trên những khoảng cách cố định và không thể thay đổi được.

Đầu khoan vạn năng là đầu khoan để gia công đồng thời một số lỗ trên những chi tiết khác nhau không phụ thuộc vào sự phân bố lỗ, vị trí của dụng cụ cắt lắp trên đầu khoan có thể thay đổi nhờ trục rút có rãnh, trục bản lề, hoặc nhờ tay quay đặc biệt.

Bộ phận cơ bản của đầu khoan nhiều trục vạn năng là hộp để truyền chuyển động quay và mô men xoắn từ trục chính của máy đến đầu trục làm việc, là một hộp hình chuông có chứa những trục để gá dao và những cơ cấu chuyển chuyển động tới chúng, đôi khi còn có đai để kẹp đầu nhiều trục với trục chính của máy. Trong những đầu chuyên dùng không có hộp hình chuông, trục chính làm việc mang dao trực tiếp nối với trục của hộp chạy dao.

Hộp chạy dao của bất kì một đầu khoan nào cũng gồm trục chủ động với bánh răng, trục làm việc hoặc trục chính cùng bánh răng, trục cùng bánh răng trung gian (không phải dùng trong mọi trường hợp) và thân. Để dễ gia công, thân gồm nhiều bộ phận lắp lại.

Hình 10-3a là sơ đồ bố trí nhiều trục một cách đơn giản nhất. Trục chính của máy chuyển động, chuyển động này được truyền đến đuôi côn 1, bánh răng trung gian 2, rồi tới bánh răng 3 và các trục 4.

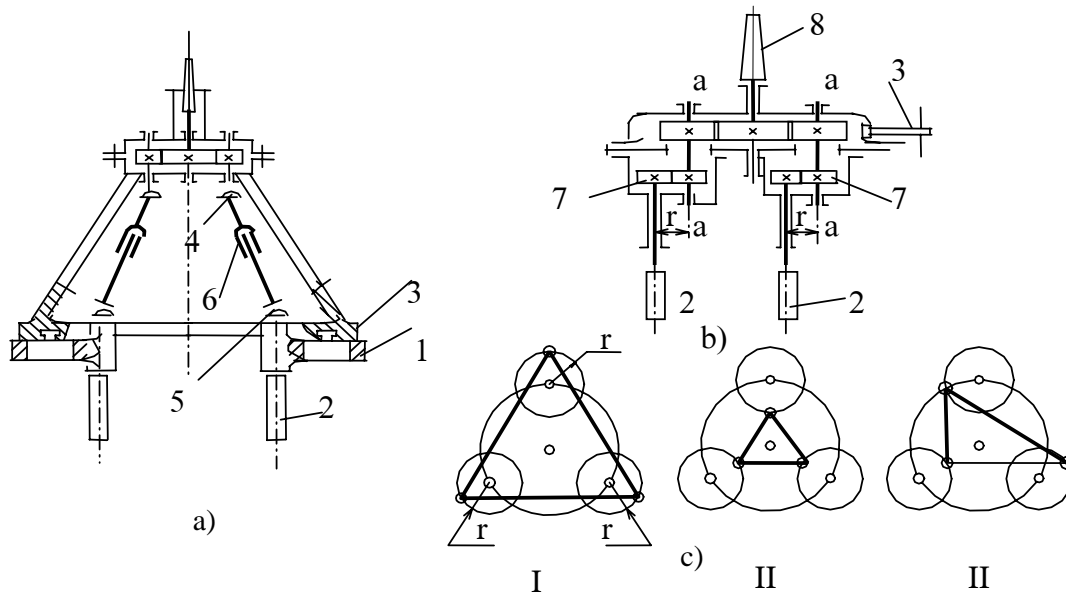


Hình 10-3: Sơ đồ động của đầu khoan nhiều trục . a- Không có bánh răng trung gian ; b- Có bánh răng trung gian; c- Không có bánh răng  
1. Chuôi côn; 2. Tay quay; 3-Giá đỡ; 4. Trục mang dụng cụ cắt; 5. Tay quay giá đỡ

Muốn cho các trục dao quay theo chiều kim đồng hồ (để thực hiện quá trình cắt gọt) thì trục chính của máy quay phải quay ngược. Như vậy trong xích chạy dao ta phải lắp thêm bánh răng trung gian để khi trục chính quay ngược chiều kim đồng hồ thì đầu dao vẫn đi xuống (thực hiện lượng tiến dao).

Hình 10-3b là trường hợp lắp thêm các bánh răng trung gian để khắc phục nhược điểm của sơ đồ hình 10-3a. Trong trường hợp này trục chính vẫn quay theo chiều kim đồng hồ. Trong cơ cấu chạy dao ta không cần lắp thêm bánh răng trung gian và như vậy có thể đơn giản được cơ cấu chạy dao của máy.

Hình 10-3c là một đầu khoan nhiều trục không dùng bánh răng để truyền động. Chuyển động quay từ trục chính của máy qua đuôi côn 1 truyền tới tay quay 2, tay quay 2 nằm trong giá 3 (giá 3 được đỡ bằng tay quay 5). Các trục mang dao 4 cũng có bán kính tay quay bằng trục 2, các trục này nhận chuyển động từ giá 3. Giá 3 có thể làm quay nhiều trục 4 nằm trong phạm vi của nó. Khi giá 3 chuyển động (chuyển động song phẳng) tất cả các điểm của nó cũng cùng một quỹ đạo với bán kính tay quay. Với kết cấu như vậy tốc độ quay của tất cả các trục mang dao đều bằng nhau.



Hình 10-4 : Đầu khoan thay đổi vị trí của trục chính

a-Đầu khoan nhiều trục có thể thay đổi vị trí; b-c.Các phương án bố trí trục chính.

1- Giá đỡ dụng cụ; 2-Trục chính dụng cụ; 3- Giá đỡ chính; 4,5,6- Khớp nối;

7- Hộp số ;8. Đuôi côn; 9. Thanh treo

Hình 10-4a là loại đầu khoan mà vị trí các trục chính của nó có thể thay đổi được. Giá đỡ 1 của trục chính 2 có thể dịch chuyển được theo phương hướng kính và di chuyển theo bán kính của giá đỡ 3. Để thay đổi khoảng cách giữa các khớp

4 và 5 người ta dùng khớp nối 6 có then trượt. Các trục chính của đầu khoan quay với tốc độ như nhau.

Hình 10-4b là một loại đầu khoan mà vị trí của các trục chính được xác định bằng dây cung  $r$  (nhìn theo mặt chiếu đứng) khi ta quay phần dưới số 7 quanh trục a-a. Đuôi côn 8 của đầu khoan được gá vào lỗ côn của trục chính máy, còn hộp của đầu khoan được giữ bằng thanh treo 3.

Đầu khoan dạng này được dùng để gia công các lỗ ở mặt bích có đường kính khác nhau.

#### **10-2-4. Tính đầu khoan nhiều trục.**

Tài liệu ban đầu dùng để tính đầu khoan nhiều trục :

- Bản vẽ chi tiết gia công với đầy đủ điều kiện kĩ thuật.
- Phiếu nguyên công (có đầy đủ chế độ cắt và thời gian cơ bản).
- Loại dao, kích thước dao và vật liệu làm dao.
- Thuyết minh máy mà ta phải lắp đầu nhiều trục lên.
- Bản vẽ đồ gá ở nguyên công dùng đầu nhiều trục.

Trình tự tính toán:

- Chọn chế độ cắt cho mỗi dao có trên đầu dao.
- Xác định mô men xoắn, công suất và lực chạy dao cho mỗi dao.
- Xác định công suất chung cho đầu khoan.
- Xác định số vòng quay của trục chính máy khoan.
- Xác định lượng chạy dao của đầu khoan.
- Xác định lực chạy dao tổng cộng của tất cả các dao trên đầu dao.
- Chọn sơ đồ động của các đầu khoan cho thích hợp.
- Tính kích thước của các trục và bánh răng.
- Tính và chọn ổ bi.
- Chọn kết cấu của các trục khoan và bánh răng.
- Chọn phương pháp kẹp chặt đầu nhiều trục vào máy.
- Vẽ kết cấu của toàn bộ của đầu khoan.

*a. Chọn chế độ cắt cho mỗi dao trên đầu khoan.*

Dựa theo sổ tay, hoặc công thức ta xác định lượng chạy dao và tốc độ cắt. Từ tốc độ cắt ta xác định số vòng quay  $n$  đối với mỗi dao.

+ Tính lượng chạy dao (mm/vòng):

- Lượng chạy dao khi khoan và khoét :

$$S = C_s \cdot D^{0,6} \quad (10-1)$$

- Khi doa:

$$S = C_s \cdot D^{0,7} \quad (10-2)$$

Trong đó :  $C_s$ -hệ số phụ thuộc vào vật liệu gia công và dạng lỗ (chọn theo

số tay); D- đường kính dao, mm.

+ Tính tốc độ cắt .

- Tốc độ cắt (m/phút) khi khoan với  $D = 10 \div 60 \text{ mm}$  :

Đối với thép có  $\sigma_b = 75 \text{ kG/mm}^2$  là :

$$v = \frac{7 \cdot D^{0,4}}{T^{0,2} \cdot S^{0,5}} \quad (10-3)$$

Đối với gang có HB=190 là :

$$v = \frac{12,2 \cdot D^{0,25}}{T^{0,125} \cdot S^{0,4}} \quad (10-4)$$

- Tốc độ cắt khi khoét với  $t=1 \text{ mm}$  và  $T=100$  phút :

Đối với thép có  $\sigma_b = 75 \text{ kG/mm}^2$  là :

$$v = \frac{16,3 \cdot D^{0,3}}{T^{0,3} \cdot S^{0,5} \cdot t^{0,2}} \quad (10-5)$$

Đối với gang có HB=190 là :

$$v = \frac{96500 \cdot D^{0,3}}{T^{0,4} \cdot S^{0,45} \cdot t^{0,15} \cdot HB^{1,3}} \quad (10-6)$$

- Tốc độ cắt khi doa với  $t=0,1 \text{ mm}$  và  $T=100$  phút:

Đối với thép có  $\sigma_b = 75 \text{ kG/mm}^2$  là :

$$v = \frac{10,5 \cdot D^{0,3}}{T^{0,4} \cdot S^{0,55} \cdot t^{0,2}} \quad (10-7)$$

Đối với gang có HB=190 là :

$$v = \frac{15,6 \cdot D^{0,2}}{T^{0,3} \cdot S^{0,5} \cdot t^{0,1}} \quad (10-8)$$

Trong đó :D-đường kính dao, mm; S- lượng chạy dao, mm/vòng; t - chiều sâu cắt,mm; T- tuổi bền của dao, phút.

- Dựa vào tốc độ cắt v ta xác định số vòng quay n (vòng /phút):

$$n = \frac{1000v}{\pi D} \quad (10-9)$$

b. *Xác định lực chạy dao, mômen xoắn và công suất của đầu khoan.*

Đối với mỗi dao, ta xác định lực chạy dao theo công thức trong nguyên lý cắt kim loại, sau đó xác định mô men xoắn và công suất cần thiết .

Công suất (KW) cho mỗi đầu khoan được tính theo công thức sau đây :

$$N_{\Sigma} = (R_1 N_1 + R_2 N_2 + \dots + R_n N_n) \cdot \eta_1 \quad (10-10)$$

Trong đó :  $R_1, R_2, \dots, R_n$  - số dao cùng loại

$N_1, N_2, \dots, N_n$  - công suất cần thiết cho mỗi dao(KW).

$\eta_1 = 0,8 \div 0,9$  - hiệu suất đầu khoan.

Nếu tất cả các dao như nhau thì công suất tổng cộng sẽ là :

$$N_{\Sigma} = RN \eta_1 \quad (10-11)$$

Công suất tổng cộng phải nhỏ hơn công suất của máy:



$$N_{\Sigma} \leq N_{\text{máy}} \cdot \eta_2 \quad (10-12)$$

Trong đó :  $N_{\text{máy}}$  - công suất động cơ, (KW).

$\eta_2$ - hiệu suất của máy, ( $\eta_2=0,8$  ).

Nếu công suất của máy nhỏ hơn công suất tổng cộng thì cần phải giảm chế độ cắt. Còn trong trường hợp công suất máy quá lớn, cần chọn lại máy có công suất nhỏ hơn.

*c. Xác định tỉ số truyền.*

Tỉ số truyền của đầu nhiều trục là tỉ số giữa số vòng quay của dao và số vòng quay trục chính của máy :

$$i = \frac{n_d}{n_m} = \frac{Z_{cd}}{Z_{bd}} \quad (10-13)$$

Trong đó :  $n_d$ - số vòng quay của dao, (vòng/ phút).

$n_m$ - số vòng quay của trục chính của máy, (vòng/ phút).

$Z_{cd}$  - số răng của bánh răng chủ động.

$Z_{bd}$  - số răng của bánh răng bị động.

Khi gia công bằng nhiều dao khác nhau thì mỗi dao phải có một tỉ số truyền riêng.

*d- Xác định lượng chạy dao của đầu khoan.*

Lượng chạy dao của đầu khoan phải bằng lượng chạy dao của tất cả các dao (lượng chạy dao /phút) :

$$S_{\text{máy.phút}} = S_{\text{dao.phút}} \quad (10-14)$$

Trong đó :  $S_{\text{máy.phút}} = S_{\text{máy.vòng}} \cdot n_{\text{máy}} = S_{\text{dao.vòng}} \cdot n_{\text{dao}}$  (10-15)

Từ đó ta có :  $S_{\text{máy.vòng}} = S_{\text{dao.vòng}} \cdot n_{\text{dao}}/n_{\text{máy}}$  (10-16)

Sau khi xác định được  $S_{\text{máy.vòng}}$  thì phải chọn nó theo giá trị thực trên máy. Trong trường hợp gia công bằng nhiều dao khác nhau thì ta phải chọn dao làm việc với điều kiện nặng nhất làm cơ sở để tính toán.

*e. Xác định lực chạy dao tổng cộng của đầu khoan.*

Lực chạy dao tổng cộng của đầu khoan bằng tổng các lực chạy dao của các dao. Lực chạy dao tổng cộng đó phải nhỏ hơn lực chạy dao cho phép của máy.

$$P_{\Sigma} = P_1 + P_2 + \dots + P_n \leq P_{\text{máy}} \quad (10-17)$$

Ở đây:  $P_{\Sigma}$ - lực chạy dao của đầu khoan, kG(N).

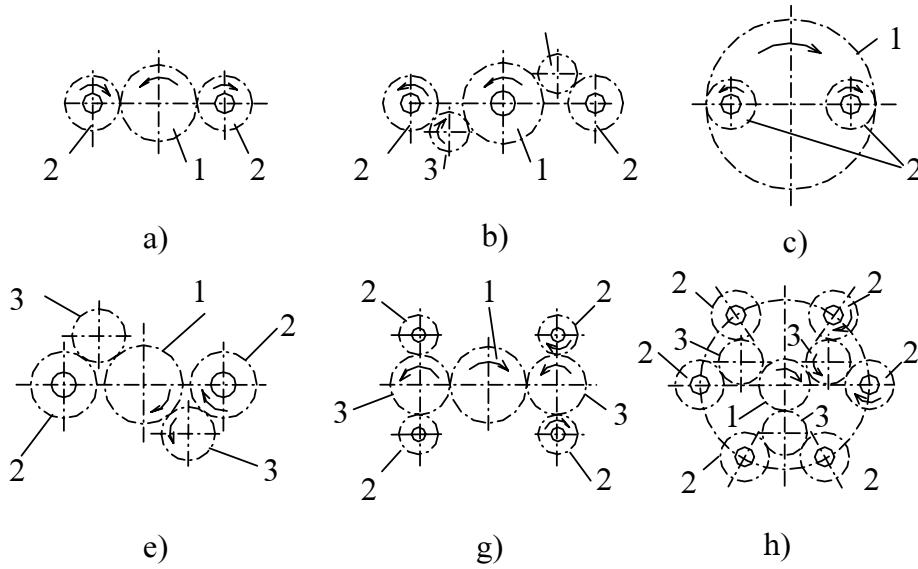
$P_1, P_2, \dots, P_n$  - lực dọc trục của mỗi dao, kG (N).

Nếu bất đẳng thức (10-17) không thoả mãn thì ta phải chọn máy khác hoặc thay đổi chế độ cắt.

*f. Chọn sơ đồ động của đầu khoan.*

Ở bước này, căn cứ vào vị trí của các lỗ cần khoan phải xác định các trục của bánh răng, xác định đường kính vòng chia, mô đun của các bánh răng, đồng thời cũng phải xác định bề rộng bánh răng theo tải trọng của từng trục khoan.

Một số sơ đồ động điển hình của đầu khoan nhiều trục (hình 10-5).



Hình 10 -5: Sơ đồ động điển hình của đầu nhiều trục

1. bánh răng chủ động ; 2. bánh răng bị động của trục làm việc ; 3. bánh răng trung gian.

g. Tính trục bánh răng và trục trung tâm của đầu khoan.

Trục trung tâm của đầu khoan là một chi tiết làm việc với tải trọng lớn. Chọn mô đun bánh răng phải dựa trên cơ sở tải trọng tác dụng lên bánh răng lắp trên trục trung tâm.

Đường kính trục trung tâm được xác định theo công thức sau đây :

$$d = \sqrt{\frac{16 \cdot M_k}{\pi[\tau]}} \quad (10-18)$$

Trong đó: d-đường kính trục trung tâm, mm;  $\tau$ - ứng suất xoắn cho phép, kG/cm<sup>2</sup> hoặc MP<sub>a</sub>; M<sub>k</sub>-mô men xoắn, kG.cm hoặc N.m

Mô men xoắn được tính như sau :

$$M_k = \frac{71620N}{n} \quad (10-19)$$

Trong đó: N- công suất động cơ, KW; n -số vòng quay cực đại của trục chính, vòng/ phút.

h. Kiểm tra độ bền của bánh răng.

Kiểm tra độ bền của bánh răng ta có thể dùng những công thức sau :

Mô đun bánh răng xuất phát từ độ bền mỗi profin mặt răng:

$$m_1 = \sqrt[3]{\frac{i+1}{i\psi} \left( \frac{18000}{Z[\sigma]_k} \right)^2 \cdot \frac{N}{n} \cdot \frac{K_K}{K_V}} \quad (10-20)$$

Mô đun bánh răng xuất phát từ độ bền uốn :

$$m_2 = 10 \cdot \sqrt[3]{\frac{455}{Z \cdot \psi \cdot y [\sigma]_u} \cdot \frac{N}{n} \cdot \frac{K_u}{K_v}} \quad (10-21)$$

Trong đó:  $\psi=8 \div 12$ - tỉ số bề rộng răng và mô đun;  $Z$ - số răng;  $i$  - tỉ số truyền;  $[\sigma]_k = 830 \text{ kG/mm}^2$  - ứng suất tiếp cho phép;  $[\sigma]_u = 196 \text{ kG/mm}^2$  - ứng suất uốn cho phép;  $K_k$  và  $K_u$  - hệ số tuổi thọ theo ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn;  $y$ - hệ số hình dáng bánh răng, chọn theo sổ tay ( $y=0,108$  cho  $Z=25$ ;  $y=0,114$  cho  $Z=30$ ;  $y=0,125$  cho  $Z=43$ );  $K_v = \frac{6}{V+6}$  - hệ số tốc độ .

Như vậy, nếu như mô đun ta chọn trước đây lớn hơn mô đun tính theo công thức (10-20) và (10-21) thì bánh răng đủ độ bền tiếp xúc và độ bền uốn. Trường hợp ngược lại ta phải chọn mô đun khác lớn hơn.

*i. Tính các trục của đầu khoan.*

Các trục của đầu khoan lắp bánh răng phải được tính theo độ bền và độ cứng vững. Ứng suất khi tính trục theo độ bền được xác định theo công thức :

$$R_b \geq \sqrt{M_u^2 + \frac{0,45 \cdot M_k^2}{W}} \quad (10-22)$$

Trong đó:  $R_b$ - ứng suất cho phép của vật liệu làm trục, ( $\text{kG/cm}^2$  hoặc  $\text{Mpa}$ ).

$M_u$ - mô men uốn tại vị trí nguy hiểm của trục,  $\text{kG.mm}$  hoặc  $\text{Nm}$ .

$M_k$ - mô men xoắn tại vị trí nguy hiểm của trục,  $\text{kG.mm}$  hoặc  $\text{Nm}$ .

$W$ - mô men cản tại vị trí nguy hiểm của trục, ( $\text{mm}^3$ ).

Đối với trục tròn  $W=0,1d^3$  ( $d$ -đường kính của trục,  $\text{mm}$ ).

Khi tính trục theo độ cứng vững ta phải xác định góc nghiêng ở trục tính toán :

$$\theta = \frac{Q \cdot l^3 \cdot k_\theta}{10^6 \cdot d^4} \quad (10-23)$$

Độ võng tại vị trí nguy hiểm :

$$y = \frac{Q \cdot l^3 \cdot k_y}{10^6 \cdot d^4} \quad (10-24)$$

Trong đó:  $Q$ - lực tác dụng trên trục,  $\text{kG}$ .

$l$  - khoảng cách giữa các gối đỡ trục,  $\text{cm}$ .

$d$  - đường kính trục,  $\text{cm}$ .

$k_\theta$  và  $k_y$  - hệ số được chọn theo sổ tay.

Góc nghiêng  $\theta$  và độ võng  $y$  phải nhỏ hơn trị số cho phép.

Góc nghiêng cho phép lớn nhất là  $0,001^0$ . Độ võng  $y$  cho phép bằng  $0,000 \div 0,0005$ , chiều dài trục giữa hai gối đỡ bằng  $0,01 \div 0,03$  mô đun bánh răng.

*j. Tính vòng bi.*

Khi tính bi ta dùng công thức:

$$C = Q \cdot (n \cdot h)^{0,3} \quad (10-25)$$

Trong đó: C- hệ số khả năng làm việc của bi (hệ số C phụ thuộc vào kết cấu, kích thước và vật liệu của bi).

Q- tải trọng của bi (kG).

n- số vòng quay của bi cùng với trục (v/phút).

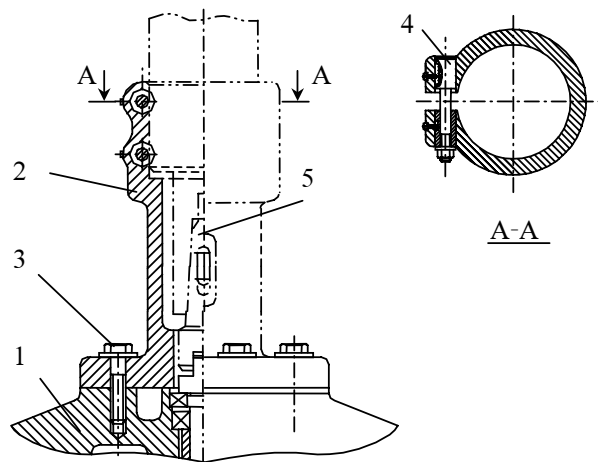
h- tuổi thọ của bi ( giờ ).

Khi tính bi, ta chọn tuổi thọ  $h=2500\div 4500$  giờ. Cần nhớ rằng tuổi thọ của bi phụ thuộc vào tải trọng Q, mà tải trọng Q lại phụ thuộc vào chế độ cắt (khi tải trọng tăng hai lần, tuổi thọ của bi giảm  $8\div 10$  lần ).

Các trục lắp bánh răng cần phải chế tạo bằng thép 45 và 40X, bánh răng bằng thép 20X, 40X. Vỏ đầu khoan bằng gang xám GX12 $\div$ 28 hoặc thép hợp kim nhôm.

*k. Chọn phương pháp kẹp chặt đầu khoan vào máy.*

Tùy thuộc vào kết cấu của đầu khoan nhiều trục và máy sử dụng mà phương pháp nối đầu khoan với trục chính của máy có những phương án khác nhau. Hình 10-6 trình bày phương pháp kẹp đầu nhiều trục lên ống tròn của trục chính của máy qua nối trục trung gian 2. Trục chủ động nối với trục chính nhờ cán truyền hình côn 5. Nối trục trung gian 2 được kẹp vào nắp của đầu nhiều trục bằng 4 bu-dông 3, còn trên ống của máy thì nó được kẹp chặt bằng 2 bu lông kẹp tiếp tuyến 4.

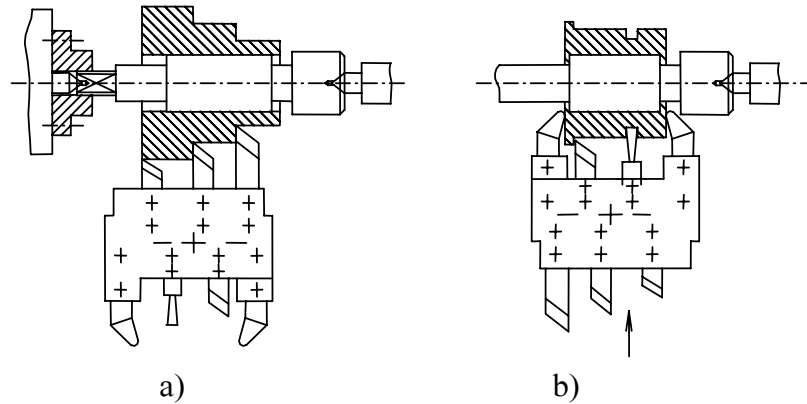


Hình 10- 6: Nối đầu nhiều trục với trục chính của máy

### 10-3. Cơ cấu kẹp dao trên máy tiện.

Cơ cấu kẹp dao thông dụng nhất trên máy tiện là các ổ gá dao. Để giảm thời gian gia công người ta thường dùng bàn xe dao chuyên dùng (hình10-6). Trên các ổ gá dao này có thể gá được nhiều dao để thực hiện các công việc khác nhau. Sử dụng ổ gá dao loại này cho phép ta cùng lúc có thể gia công được nhiều bề mặt khác nhau.

Khi điều chỉnh máy, người ta phải dùng các cỡ chặn để dừng bàn xe dao đúng vị trí.



Hình 10-6 Bàn xe dao chuyên dùng trên máy tiện

Trong sản xuất hàng loạt, do sản phẩm có nhiều loại khác nhau, cho nên đối với mỗi loại máy phải dùng nhiều ổ gá dao để thay thế. Mỗi ổ gá dao dùng để gia công một loại chi tiết nhất định.

Ngoài ổ gá dao, trên các máy tiện người ta còn dùng các trục gá, các áo côn để kẹp dao khi tiện móc lỗ hoặc khi khoa, khoét, doa, ta rô.

#### 10-4 Cơ cấu kẹp dao trên máy phay.

Dao phay trụ hoặc đĩa được lắp trên trục gá và trục gá thường được lắp trực tiếp với trục chính của máy. Nhưng để mở rộng khả năng công nghệ của máy phay, người ta lắp trục mang dao trên các cơ cấu chuyên dùng.

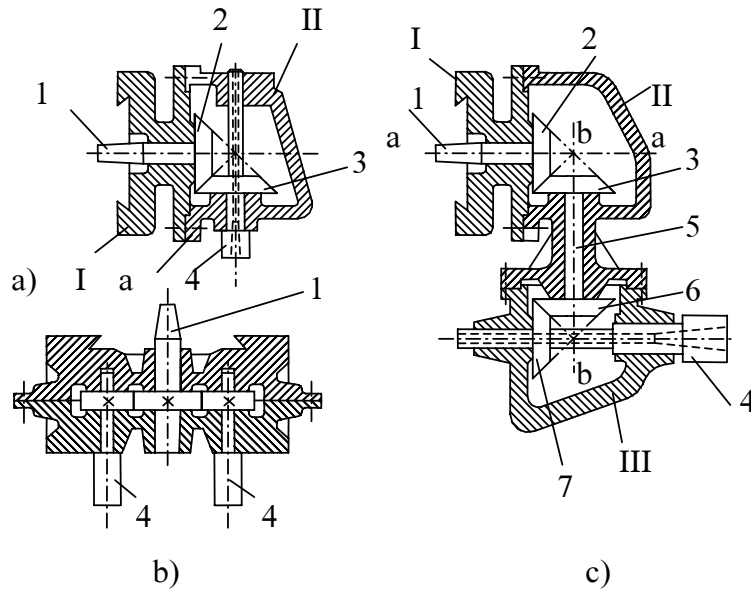
Hình 10-7a là một loại cơ cấu gá dao chuyên dùng, đầu dao đứng trên máy máy phay vạn năng. Hộp cơ cấu được kẹp chặt trên bộ dẫn hướng đứng bằng chêm và bu lông. Chuyển động quay từ trục chính của máy được chuyển qua đuôi côn 1, cặp bánh răng côn 2 và 3 tới trục mang dao 4. Phần quay II có thể được gá dưới bất kì góc độ nào so với mặt phẳng nằm ngang bằng phần trụ khắc độ a.

Hình 10-7b là một loại đầu quay vạn năng trên máy phay nằm ngang. Đầu quay cấu tạo gồm phần cố định I, phần quay trung gian II (quay xung quanh tâm a-a) và phần quay III (quay xung quanh tâm b-b) với trục mang dao. Chuyển động quay từ trục chính của máy được truyền qua đuôi côn 1, cặp bánh răng côn 2, 3, cặp bánh răng côn 6, 7 rồi tới trục mang dao 4.

Loại đầu quay này có thể được gá dưới bất kì góc độ nào so với mặt phẳng nằm ngang và thẳng đứng (do phần quay có thể quay xung quanh hai trục a-a và b-b).

Trục mang dao của hai loại đầu quay trên đây có lỗ côn để lắp đuôi côn dao (trong trường hợp đuôi côn nhỏ, người ta phải dùng thêm áo côn trung gian).

Các đầu quay loại này được dùng trong sản xuất loạt nhỏ, đơn chiếc và cho phép mở rộng công nghệ của máy phay ngang.



Hình 10- 7: Cơ cấu gá dao chuyên dùng trên máy phay nằm ngang.

1. Giá đỡ; II. Đầu dao đứng quay được; III Đầu nối dao .

a-Đầu dao phay đứng trên máy phay vạn năng; b- Đầu dao quay 3 chiều.

c-Đầu dao nhiều trục mang dao: a-a Mặt phân độ; 1-Đuôi côn; 2,3,6,7 bánh răng côn; 4-Trục mang dụng cụ; 5-Trục dẫn

Hình 10-7c là một loại đầu quay hai trục mang dao trên máy phay nằm ngang. Loại này cũng được lắp trên máy giống như hai loại trên. Chuyển động quay từ trục chính của máy được truyền qua đuôi côn 1, các bánh răng trụ rồi tới các trục mang dao 4. Đối với các loại đầu dao này, người ta có thể thiết kế các trục mang dao và có thể lắp chúng trên máy phay nằm ngang cũng như trên máy phay đứng. Sử dụng loại đầu dao này cho phép ta thay thế nhiều máy phay vạn năng và nâng cao năng suất lao động.

---&&&&---



## Phần II CẤP PHÔI TỰ ĐỘNG

### Chương 11 KHÁI NIỆM VÀ PHÂN LOẠI

#### 11-1. Khái niệm

Hiện nay, các quá trình sản xuất các sản phẩm trên máy cắt kim loại, các máy gia công bằng áp lực (như cán, uốn, đập, đột...), các quá trình công nghệ lắp ráp sản phẩm cơ khí hay kiểm tra, các hệ thống sản xuất trong các ngành công nghiệp nói chung như sản xuất phân bón, vật liệu xây dựng, thực phẩm... đều phát triển theo xu hướng tự động hoá ngày càng cao. Để đảm bảo được quá trình sản xuất ổn định thì cần thiết phải có quá trình cung cấp phôi chính xác về vị trí trong không gian theo đúng nhịp (cấp đúng lúc) và liên tục theo chu trình hoạt động của máy một cách tin cậy.

Vì thế quá trình cấp phôi là một trong những yêu cầu cần thiết cần phải được nghiên cứu và giải quyết trong các hệ thống sản xuất tự động nhằm mục đích nâng cao năng suất lao động, sử dụng và khai thác các máy móc, thiết bị một cách có hiệu quả nhất và nâng cao chất lượng sản phẩm.

Nghiên cứu hệ thống cấp phôi tự động là giải quyết từng giai đoạn một cách triệt để trong tổng thể toàn bộ hệ thống cấp phôi và phải được đặt trong từng điều kiện làm việc cụ thể của từng máy móc, thiết bị và công đoạn sản xuất. Trong quá trình nghiên cứu hệ thống cấp phôi tự động thì mục tiêu chính cần phải đạt được đó là hệ thống cấp phôi cần phải hoạt động một cách ổn định và tin cậy, có nghĩa là phải cung cấp phôi một cách kịp thời, chính xác về vị trí trong không gian, đủ số lượng theo năng suất yêu cầu có tính đến lượng dự trữ và thu nhận sản phẩm sau khi sản xuất xong một cách an toàn và chính xác.

Trong thực tế hiện nay của các ngành sản xuất nói chung, người ta đang sử dụng khá rộng rãi các cơ cấu cấp phôi bằng cơ khí, hoặc phối hợp cơ khí - điện, cơ khí - khí nén. Với sự phát triển mạnh của lĩnh vực điều khiển tự động và Robot đã cho phép đưa vào các tay máy, người máy làm việc theo chương trình và dễ dàng thay đổi được chương trình một cách linh hoạt thích ứng với các kiểu phôi liệu khác nhau khi cần thay đổi các sản phẩm. Đây là một trong những tính chất rất quan trọng mà nhờ nó có thể áp dụng công nghệ tiên tiến vào trong quá trình sản xuất dạng loạt nhỏ và loạt vừa mà vẫn có thể mang lại hiệu quả kinh tế cao.

Có thể thấy rằng, việc nghiên cứu hệ thống cấp phôi tự động có tính bao quát và bao gồm nhiều lĩnh vực và liên quan đến nhiều ngành công nghiệp khác nhau. Tuy nhiên do giới hạn của giáo trình và thời lượng nên trong tài liệu này chỉ



đề cập đến một số nguyên tắc và nguyên lý cơ bản nhất về sự hoạt động của một số cơ cấu mang tính đặc trưng. Hy vọng rằng từ những cơ sở này, các độc giả có thể phát triển và sáng tạo thêm nhằm nghiên cứu và lựa chọn giải pháp áp dụng đối với mỗi trường hợp cụ thể trong từng lĩnh vực sản xuất công nghiệp một cách thích hợp. Nội dung chính trong giáo trình này chỉ trình bày những phần tính toán đối với các chi tiết trong gia công cơ khí vì riêng về mức độ đa dạng và phong phú về kích cỡ, hình dáng, các đặc điểm về vật liệu và một số tính chất khác cũng đã là quá nhiều. Cũng chính vì thế mà trong phần này chỉ đi sâu giải quyết cho một số kiểu sản phẩm có tính chất điển hình, trên cơ sở đó, người đọc có thể phát triển đối với các kiểu chi tiết cụ thể trong lĩnh vực gia công cơ khí nói riêng và trong các ngành công nghiệp nói chung.

## **11-2. Phân loại**

Như đã nói ở trên, sản phẩm gia công cơ khí rất đa dạng về kích cỡ, hình dạng, đặc tính vật liệu và một số tính chất khác. Các phôi liệu về cơ bản cũng có hình dạng và kích thước gần giống với chi tiết, vì vậy nó cũng rất đa dạng. Trong lĩnh vực gia công cơ khí thì các phôi liệu thường được chế tạo bằng cách đúc, rèn, dập, cán, hàn, cắt bằng khí đốt....Do vậy trước hết phải căn cứ vào dạng phôi để phân loại các kiểu hệ thống cấp phôi tự động. Theo đó, có thể phân thành 3 kiểu cấp phôi cơ bản sau đây:

- Cấp phôi dạng cuộn
- Cấp phôi dạng thanh hoặc tấm
- Cấp phôi dạng rời từng chiếc

Mỗi kiểu cấp phôi trên mang tính đặc thù riêng và bản thân trong mỗi kiểu cũng đã bao hàm rất nhiều dạng khác nhau. Tùy theo công nghệ sản xuất mà người ta có thể bố trí các hệ thống cấp phôi liên tục, cấp phôi gián đoạn theo chu kỳ hoặc cấp phôi theo lệnh.

## **11-3. Ý nghĩa của cấp phôi tự động**

Hệ thống cấp phôi tự động trước hết phải nằm trong các hệ thống sản xuất mang tính tự động từng phần hay toàn phần và không thể có hệ thống sản xuất tự động mà không có quá trình cấp phôi tự động. Quá trình cấp phôi tự động có những ưu điểm sau:

Nâng cao năng suất do giảm thời gian phụ (là thời gian gá đặt phôi và tháo sản phẩm sau khi gia công).

Đảm bảo được năng suất gia công theo tính toán vì nó đảm bảo được chu kỳ cấp phôi chính xác, không bị ảnh hưởng đến các yếu tố về khách quan như tình trạng tâm sinh lý và trạng thái sức khỏe của con người.

Đảm bảo độ chính xác gá đặt cao vì trước khi phôi đến vị trí để cấp cho máy công tác thì nó đã được định hướng chính xác trong không gian và đúng toạ độ theo yêu cầu, đồng thời tốc độ di chuyển của phôi đã được điều chỉnh để phù hợp với cơ cấu gá đặt.

Cải thiện được điều kiện làm việc cho công nhân: Giải phóng cho con người trong các công việc lao động phổ thông nhàm chán (như lắp đi lắp lại một động tác có tính đơn giản); Trong các công việc nặng nhọc (như di chuyển và gá đặt các phôi có kích thước lớn, khối lượng lớn); Các công việc có thể gây ra nguy hại cho sức khỏe của người công nhân như các phôi liệu có thể có các cạnh sắc, ví dụ các bavia, rìa mép của các phôi dập, rèn, đúc...; Các công việc gây sự mệt mỏi cho công nhân như phải tập trung chú ý để tìm, chọn, phân loại và định hướng (nhất là các chi tiết có hình dạng gần giống nhau hoặc khó phân biệt về hướng).

Đảm bảo an toàn cho người sử dụng và các máy móc thiết bị như: Có thể loại khỏi dây chuyền sản xuất các phôi có nhiều sai số và khuyết tật để đảm bảo sự làm việc ổn định cho thiết bị; Tránh tình trạng máy bị quá tải do lượng dư quá lớn hoặc không đều; Tránh được sự rung động và các tải trọng động có biên độ lớn trong quá trình gia công do các khuyết tật trên phôi.

## **Chương 12            HỆ THỐNG CẤP PHÔI TỰ ĐỘNG**

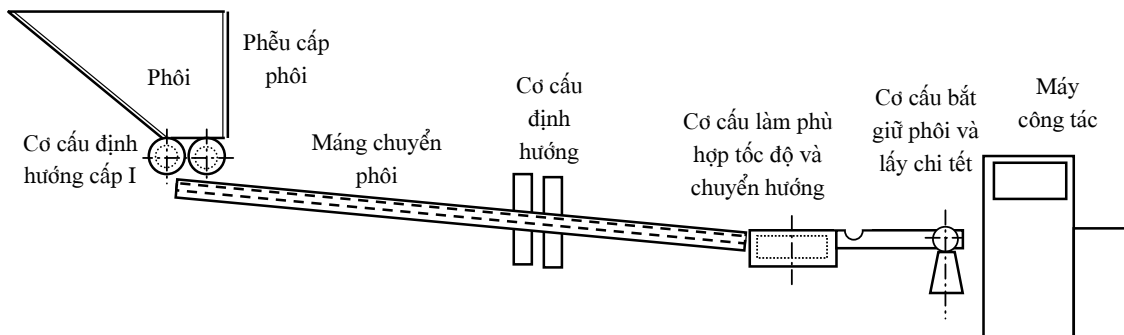
### **12-1. Các thành phần chủ yếu của hệ thống cấp phôi tự động**

Để đảm bảo yêu cầu của một hệ thống cấp phôi tự động, có nghĩa là phải đảm bảo được việc cung cấp đủ về số lượng phôi cho máy công tác để hệ thống hoạt động một cách liên tục có tính đến lượng dự trữ, cấp phôi đúng thời điểm với độ chính xác về vị trí và định hướng trong không gian với độ tin cậy cao. Hệ thống cấp phôi đầy đủ cần phải có các thành phần sau đây:

- Phễu chứa phôi hoặc ổ chứa phôi
- Máng dẫn phôi
- Cơ cấu định hướng phôi
- Cơ cấu phân chia phôi
- Cơ cấu điều chỉnh tốc độ phôi
- Cơ cấu bắt - nắm phôi khi gá đặt và tháo chi tiết sau khi gia công xong.

Mỗi một thành phần trong hệ thống có một chức năng và nhiệm vụ nhất định và phải được bố trí đồng bộ với nhau trong một thể thống nhất về mặt không gian và thời gian. Tuy vậy cũng cần thấy rằng không nhất thiết lúc nào cũng phải có mặt đầy đủ các thành phần của nó mà tùy thuộc vào từng trường hợp cụ thể mà

chỉ cần một số trong chúng. Việc phân chia hệ thống thành các thành phần như trên cũng chỉ là tương đối vì người ta có thể kết hợp một số thành phần trong chúng lại với nhau theo đặc điểm về hình dáng, kích thước của phôi để giảm được kích thước khuôn khổ của hệ thống, làm cho việc thiết kế và chế tạo và lắp đặt đơn giản hơn...



*Hình 12-1: Sơ đồ tổng quát của hệ thống cấp phôi tự động*

Mặc dầu vậy, để thuận lợi cho quá trình phân tích về mặt nguyên lý hoạt động của hệ thống cấp phôi, trong giáo trình này vẫn phân tích sự hoạt động của các thành phần một cách riêng rẽ để từ đó bạn đọc có thể có được một cái nhìn rõ ràng hơn nhằm phân tích và lựa chọn trong quá trình ứng dụng cụ thể cho từng đối tượng một cách thích hợp.

## 12-2. Phễu chứa phôi

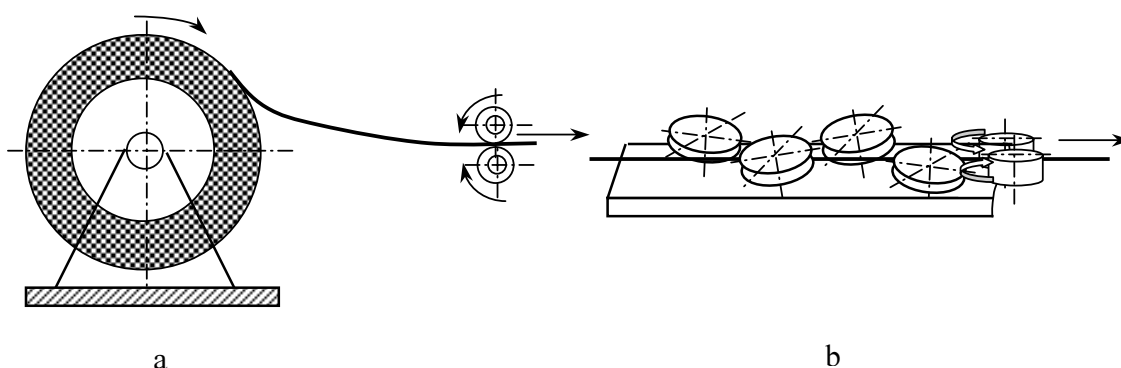
Phễu chứa phôi là thành phần đầu tiên trong hệ thống cấp phôi tự động có mục đích để chứa và dự trữ một lượng phôi cần thiết nhằm đảm bảo cho hệ thống làm việc một cách liên tục và ổn định. Đồng thời phễu chứa phôi phải thực hiện được nhiệm vụ định hướng phôi cấp I (định hướng sơ bộ) để cung cấp cho máng chuyển phôi thực hiện được quá trình lưu thông và di chuyển phôi đều đặn.

Do mục đích của phễu chứa phôi được đặt ra là quan trọng và cần thiết như vậy nên thường hiện nay người ta sử dụng chủ yếu các kiểu phễu kép mà trong đó phễu thứ nhất được dùng để chứa các phôi được cấp vào (có thể gián đoạn bằng tay theo chu kỳ, có thể liên tục nhờ băng tải, gàu tải) và dự trữ phôi. Phễu thứ hai làm nhiệm vụ định hướng cấp I và cung cấp phôi cho máng chuyển một cách đều đặn và liên tục, tránh tình trạng hoặc phôi bị kẹt không chuyển vào máng dẫn được hoặc bị dồn quá nhiều trên máng làm cho máng chuyển phôi không thực hiện được chức năng và nhiệm vụ của mình.

### 12-2-1. Ổ cấp phôi thanh hoặc phôi cuộn

Đối với dạng phôi là dạng thanh hay dạng cuộn thường được sử dụng trong công nghệ gia công bằng biến dạng dẻo như dập, cắt, đột lỗ, cuốn ống, các hệ thống sản xuất que hàn, sản xuất bulong hoặc đinh vít, đinh tán rive, đinh đóng gỗ hoặc đinh đóng tường... Còn trong quá trình gia công cắt gọt, kiểu phễu này thường được sử dụng để cấp phôi thanh (có tiết diện tròn) cho các máy tiện tự động.

Đối với phôi cuộn như các cuộn tole mỏng, thông thường người ta gá nó lên trên các trục được đặt trên các con lăn hay gối đỡ và có thể tự quay dưới tác dụng của lực kéo của hệ thống công tác như hệ thống trục cán hoặc của cơ cấu kéo phôi được trang bị trên các máy cắt, máy dập ... để tháo dần từng lớp một. Với kiểu cấp phôi loại này, người ta thường trang bị thêm một hệ thống phanh để tránh ảnh hưởng do lực quán tính có thể gây ra tình trạng phôi bị gập hoặc bị nhăn do tốc độ cấp phôi và tốc độ công tác không đồng bộ.

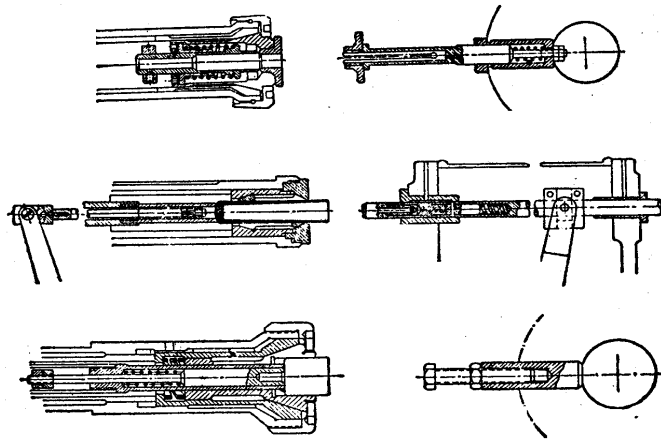


Hình 12-2: Ổ chứa phôi kiểu cuộn  
(a) dạng phôi tấm mỏng; (b) dạng phôi dây tròn

Đối với các loại phôi dây có đường kính từ 0,2mm đến 8mm thường được cuộn thành từng cuộn có kích thước và khối lượng theo yêu cầu, người ta sử dụng các tang có trục quay đặt nằm ngang hoặc thẳng đứng và qua một hệ thống kéo cưỡng bức phôi đi qua một hệ thống các con lăn để nắn thẳng phôi trước khi đi vào máy công tác như trong hệ thống sản xuất que hàn, sản xuất đinh, bulong...

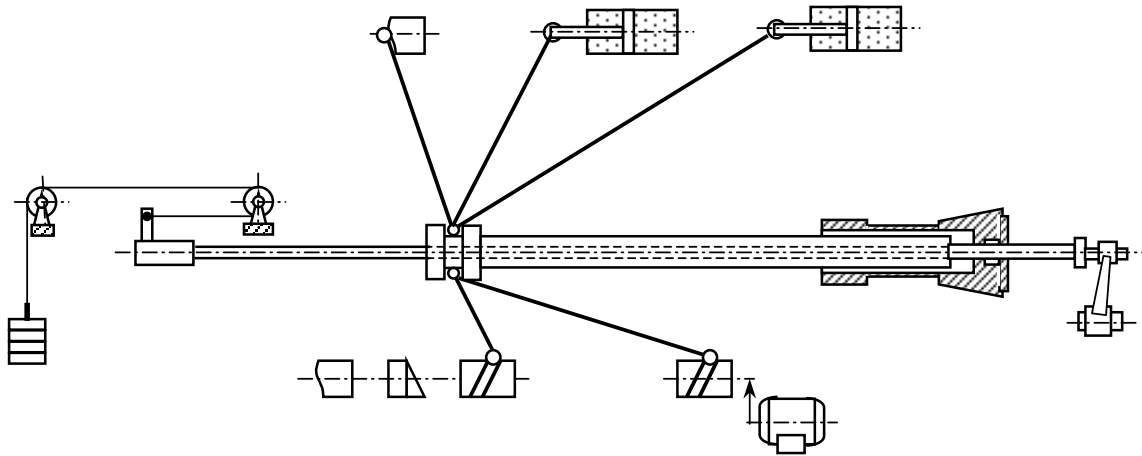
Đối với các loại phôi thanh có tiết diện ngang là hình tròn và có kích thước từ 10mm đến 30mm với chiều dài mỗi thanh là có thể 6m hoặc 9m được cán với độ chính xác khá cao như về dung sai của đường kính, độ chính xác về hình dáng hình học, về độ thẳng được dùng để cấp phôi cho các máy tiện tự động hoặc bán tự động. Các ổ chứa phôi thường được bố trí ở phía sau đuôi của trục chính của máy sao cho đường tâm của phôi khi ở trong ổ chứa phôi trùng với đường tâm quay của trục chính. Người ta có thể xếp các phôi thanh vào một dàn nằm ở phía trên cơ cấu

định vị phôi và cung cấp lần lượt từng thanh vào cơ cấu này khi có tín hiệu thông báo đã hết phôi trên cơ cấu định vị. Trên hệ thống định vị phôi có bố trí một cơ cấu bắt giữ phôi để đẩy phôi di chuyển theo chiều dọc trục của nó một hành trình bằng độ dài của phôi cần cấp mỗi một lần hay kết hợp với cơ cấu cũ chặn phôi được bố trí trên đầu Rơvonve mỗi khi trục chính dừng và cơ cấu gá đặt phôi đã mở ra. Sau khi cấp phôi xong (gọi là cơ cấu phóng phôi) thì bộ phận gá đặt phôi kẹp lại (thường sử dụng các loại mâm cặp khí nén, thuỷ lực hoặc các kiểu ống kẹp đàn hồi tác động bằng cơ khí) thì cơ cấu bắt giữ phôi được mở ra và dịch chuyển trở về vị trí ban đầu và nằm chờ ở đó để thực hiện một chu trình tiếp theo.



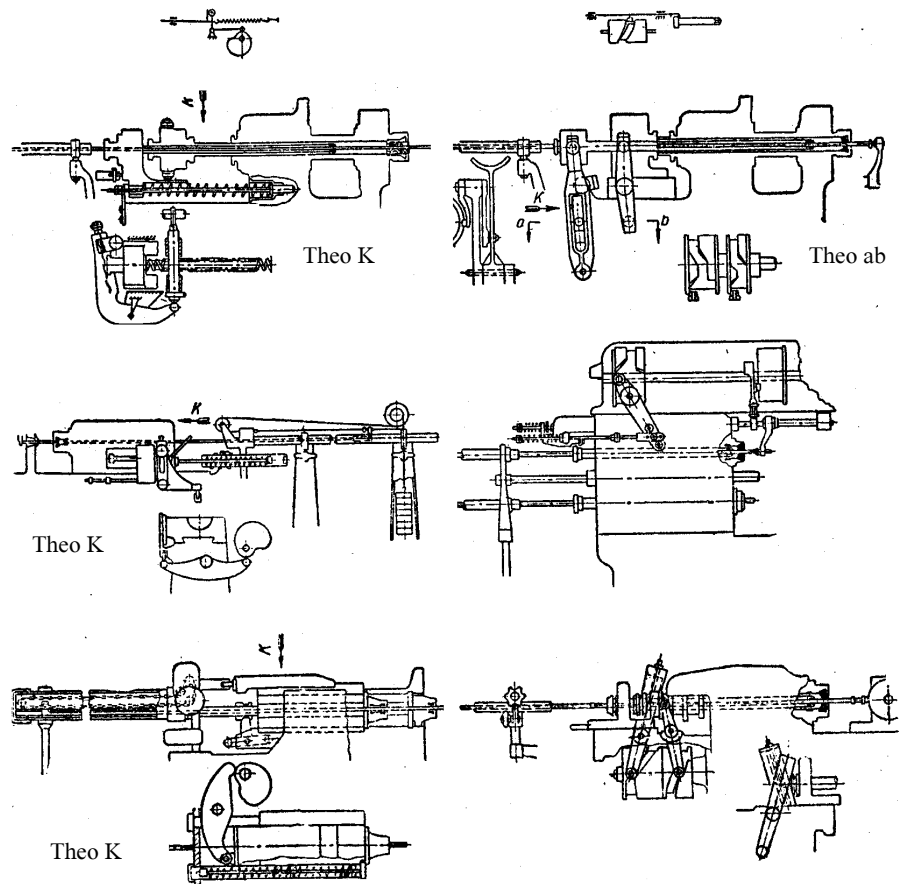
Hình 12-3: Một số kiểu dũa kẹp dùng khi cấp phôi

Cần chú ý là khi máy làm việc thì trục chính mang luôn cả phôi quay nên ở chứa phôi phải có kết cấu thích hợp để thanh phôi có thể quay nhẹ nhàng và không để xảy ra tình trạng rung, lắc và đặc biệt là không được vung phôi gây nguy hiểm.



Hình 12-4: Cơ cấu cấp phôi thanh

Hình 12-3, 12-4, 12-5 mô tả một số kiểu kết cấu của hệ thống cấp phôi thanh trong các máy tiện tự động điều khiển bằng cơ khí



Hình 12-5: Một số kiểu cấp phôi thanh

### 12-2-2. Phễu chứa phôi rời

Dạng phôi rời là phổ biến nhất đồng thời được sử dụng rộng rãi nhất trong các hệ thống sản xuất tự động. Theo quan điểm cấp phôi tự động thì đây cũng chính là vấn đề nghiên cứu chủ yếu vì các loại phôi rời trong gia công cơ khí rất khác nhau về kiểu dáng và kích thước. Vì thế cần phải có sự nghiên cứu và phân tích một cách kỹ lưỡng đối với mỗi một loại phôi cụ thể để từ đó lựa chọn kiểu phễu cấp phôi cho phù hợp và chỉ khi làm được điều này, phễu cấp phôi được thiết kế mới đạt được mục tiêu theo yêu cầu.

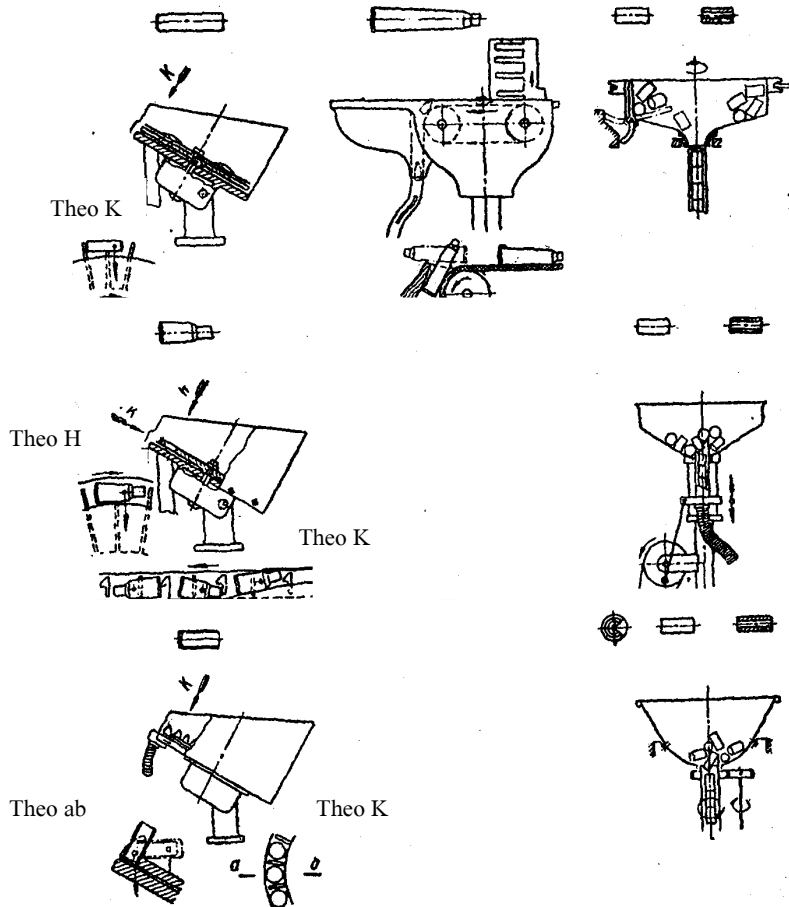
Để có cơ sở phân tích và lựa chọn phương án, trước hết người ta cần phân biệt một số khái niệm cơ bản sau đây:

Đối với mỗi một kiểu phôi theo quan điểm phân tích và đánh giá của người thiết kế hệ thống cấp phôi tự động thì phôi đó phải được xác định chính xác vị trí của nó trong một hệ tọa độ và cần phải được định hướng một cách chính xác, hay nói một cách khác cần phải xác định vị trí cần định hướng của nó trong không gian. Trên cơ sở hình dáng của phôi là một tập hợp các bề mặt cơ bản hình thành nên, người ta có thể phân loại chúng như sau:

Phôi có các bề mặt dạng tròn xoay trong và ngoài

Phôi có các dạng bề mặt là mặt phẳng

Phôi có hình dạng phức tạp, là tập hợp của các bề mặt tròn xoay trong, ngoài, mặt phẳng và các bề mặt định hình.



Hình 12-6: Một số kết cấu phễu chứa phôi rời

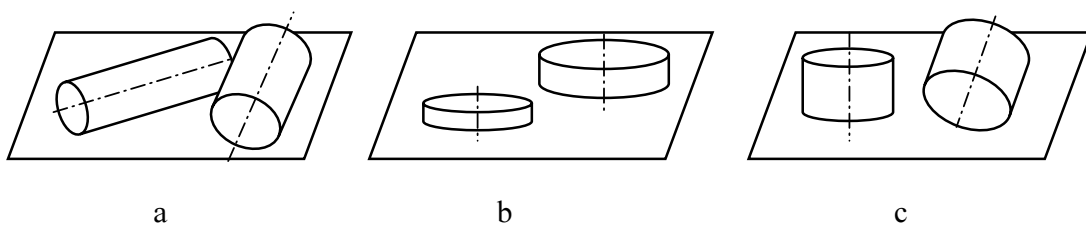
Việc phân chia các loại như trên cũng chỉ là tương đối vì chúng ta biết rằng, các chi tiết cơ khí thường ít khi có kiểu dáng đơn giản mà chủ yếu vẫn là kiểu dáng phức tạp từ việc tổ hợp một số bề mặt theo một quan hệ nào đó. Do việc nghiên cứu quá trình cấp phôi là quan tâm đến việc định hướng chúng như thế nào và bằng cách gì để sau khi các phôi di chuyển đến khu vực của cơ cấu nắm bắt phôi thì vị trí của nó trong không gian là đã được tự động sắp xếp một cách chính xác, không có sự nhầm lẫn hoặc sai sót nào xảy ra (nếu có một số phôi bị định hướng sai thì sẽ được đưa ra khỏi vị trí đó một cách hoàn toàn tự động). Do vậy người ta phân thành các dạng phôi có bề mặt cần định hướng khi di chuyển là bề mặt tròn xoay và dạng bề mặt phẳng.

*a. Dạng phôi có bề mặt định hướng khi di chuyển là tròn xoay:*

Trước hết, người ta quan tâm đến các thông số cơ bản về khả năng tự định hướng tự nhiên của vật thể như về tỷ lệ của các kích thước, sự phân bố khối lượng, số các mặt phẳng và các trục đối xứng của chúng. Theo quan điểm đó, người ta có thể phân chia thành một số dạng cơ bản như sau:

Loại O: Loại phôi có 1 tâm đối xứng như bi cầu. Với loại này, vị trí của nó đã được định hướng tự nhiên, có nghĩa là khả năng định hướng của nó theo các mặt phẳng hoặc các trục đối xứng là hoàn toàn như nhau. Vì thế trong hệ thống cấp phôi nói chung và phễu cấp phôi nói riêng không cần phải định hướng cho chúng.

Loại I: Phôi có một trục quay và một mặt phẳng đối xứng vuông góc với trục quay đó. Với loại này, vị trí định hướng tự nhiên là hoàn toàn phụ thuộc vào tỷ lệ giữa các kích thước của chúng.



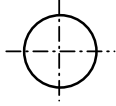
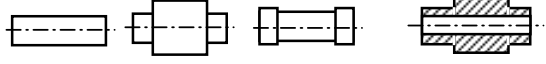
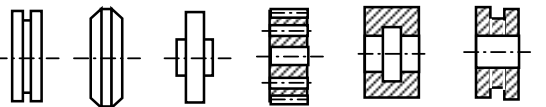
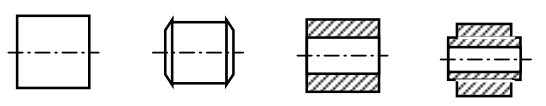
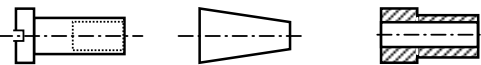
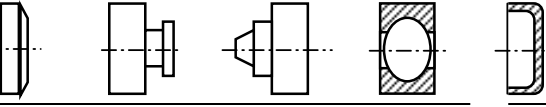
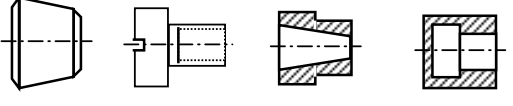

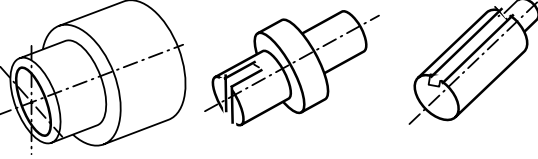
*Hình 12-7: Một số dạng định hướng tự nhiên của kiểu vật thể loại I*

Trên hình 12 - 7 giới thiệu một số phôi loại I với các thông số tỷ lệ của đường kính và chiều dài khác nhau có vị trí định hướng tự nhiên khác nhau. Trong hình a, khi tỷ số  $l/d > 1$  thì vị trí định hướng tự nhiên là theo đường sinh là thuận lợi hơn và tỷ số này càng lớn thì khả năng định hướng tự nhiên của nó gần như hoàn toàn là theo đường sinh. Khi tỷ số  $l/d < 1$  thì khả năng định hướng theo mặt phẳng



của mặt đầu thuận lợi hơn và cũng tương tự khi tỷ số này càng nhỏ thì khả năng định hướng tự nhiên chắc chắn là theo mặt phẳng đầu.

Bảng 12-1

Loại	Đặc trưng của phôi	Dạng phôi	Tỷ số $l/d$
0	Có hai trục đối xứng		Bi cầu $l/d = 1$
I	Có 1 trục quay đối xứng và 1 mặt phẳng vuông góc với trục quay đó		$l/d > 1$
I			$l/d < 1$
I			$l/d = 1$
II	Có 1 trục quay		$l/d > 1$
II			$l/d < 1$
II			$l/d = 1$
III	Có 2 mặt phẳng đối xứng: Một mặt qua trục và một mặt vuông góc với nó		
IV	Có một mặt phẳng đối xứng dọc		

Trong trường hợp khi tỷ số  $l/d \approx 1$  thì khả năng định hướng tự nhiên là không rõ ràng, có nghĩa là có thể theo đường sinh hoặc có thể theo mặt phẳng đầu.

Trong trường hợp này, cần thiết phải có thêm một cơ cấu định hướng nữa để có thể xác định vị trí định hướng cho nó theo mong muốn.

Loại II: Loại này vật thể chỉ có 1 trục quay, do vậy vị trí định hướng tự nhiên của nó có rất nhiều dạng khác nhau. Với loại này cần phải định hướng theo 2 cấp. Đầu tiên là định hướng cấp I là theo phương trục quay, tiếp sau là định hướng cấp II là theo phương của véc tơ pháp tuyến với mặt phẳng vuông góc với trục quay đó. (định hướng theo phương và hướng).

Loại III: Vật thể có 2 mặt phẳng đối xứng mà trong đó một mặt phẳng (gọi là mặt phẳng thứ 1) chứa đường tâm trục và một mặt phẳng vuông góc với đường tâm trục đó (mặt phẳng thứ 2). Với loại này cũng yêu cầu định hướng theo 2 cấp, trước hết là định hướng cấp I theo phương của trục, tiếp theo là định hướng cấp III là định hướng về góc xoay ở trong mặt phẳng thứ 2.

Loại IV: Vật thể có một mặt phẳng đối xứng và chứa đường tâm trục. Với loại này thì việc định hướng phức tạp hơn, trước hết là định hướng cấp I (theo phương trục), tiếp sau là định hướng cấp II tức là theo véc tơ pháp tuyến với mặt phẳng vuông góc với trục và cuối cùng là định hướng cấp III là về góc xoay của phôi trong mặt phẳng vuông góc với trục.

Như vậy tùy thuộc từng kiểu dáng phôi mà việc định hướng có thể được tiến hành hoặc đơn giản hoặc phức tạp như đã phân tích. Đây chính là nội dung cơ bản nhất trong quá trình tính toán thiết kế hệ thống cấp phôi tự động mà việc lựa chọn các cơ cấu, các chi tiết định hướng cần phải được phân tích một cách kỹ lưỡng cũng như cần xác định các thông số kích thước quan trọng như về góc nghiêng, chiều rộng máng dẫn, hình thức và tổ chức di chuyển phôi, lựa chọn vật liệu theo hệ số ma sát, về kết cấu và hình dáng của các bộ phận trong hệ thống để tránh tình trạng mất định hướng và bị kẹt phôi trong quá trình di chuyển.

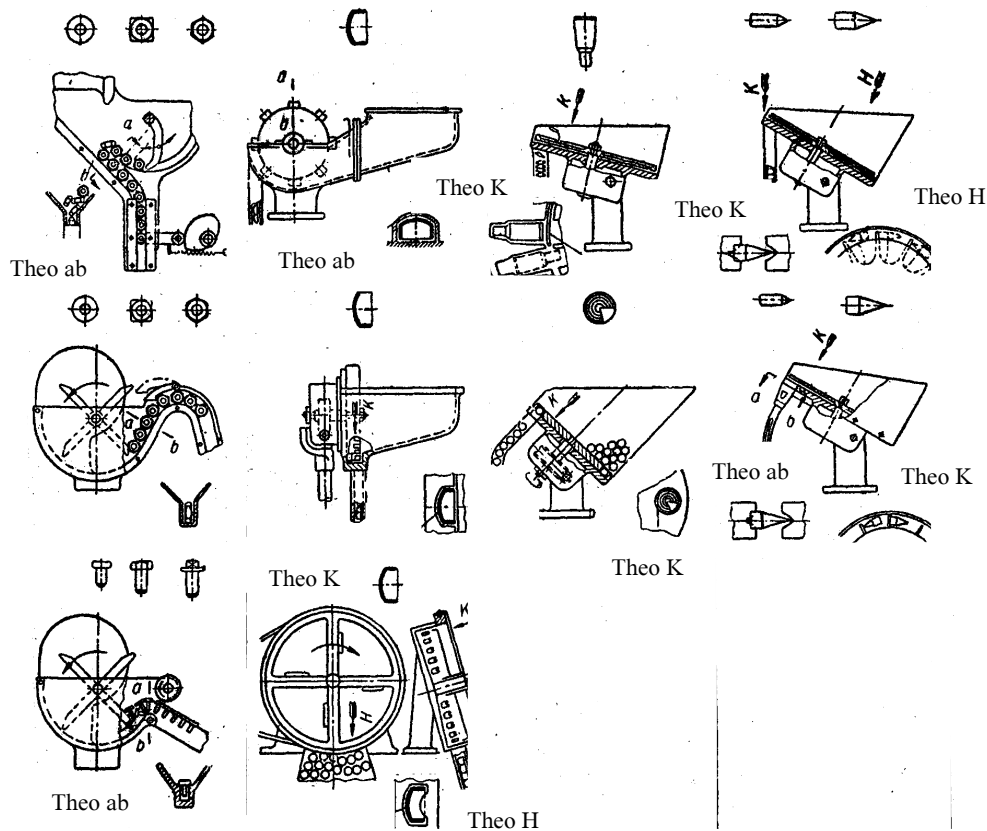
Các loại chi tiết dạng tròn xoay được giới thiệu trong bảng 12-1.

*b. Dạng phôi có bề mặt định hướng khi di chuyển là mặt phẳng*

Các phôi dạng này thường được cung cấp cho các loại máy công tác như máy khoan, khoét, doa hoặc máy phay.... Chúng bao gồm rất nhiều kiểu khác nhau như dạng hình khối hộp, dạng định hình như chữ L, chữ V, chữ U, T, H... Với loại này, người ta cũng căn cứ vào khả năng định hướng tự nhiên của nó trong không gian, tức là dựa vào kích thước của các bề mặt và sự phân bố khối lượng trên từng phần của vật thể để tìm ra phương pháp định hướng thuận lợi nhất cho nó nhằm làm cho cơ cấu hoặc chi tiết định hướng đơn giản hơn và giảm được kích thước khuôn khổ của chúng.

*c. Dạng các phôi có hình dáng bề mặt phức tạp*

Dạng phôi này thường được cung cấp cho các hệ thống sản xuất và lắp ráp các loại sản phẩm trong các ngành công nghiệp sản xuất giày dép, may mặc ... như các loại khoá kéo trong dây chuyền sản xuất dây khoá kéo. Đây là kiểu phôi mà gây khó khăn nhất cho việc lựa chọn phương pháp định hướng trong các hệ thống cấp phôi tự động. Hầu hết chúng đều trải qua việc định hướng theo cả 3 cấp là phương, chiều, góc xoay (là định hướng theo mặt trên hoặc mặt dưới). Đối với các loại này thì người ta cũng căn cứ vào khả năng định hướng tự nhiên của nó hoặc xét đến bề mặt mà có khả năng giữ ổn định vật thể nhất khi di chuyển như các bề mặt có kích thước lớn, sự phân bố khối tâm của chúng nằm ở vị trí thấp v.v... Nói chung với loại này cần thiết phải có sự nghiên cứu kỹ lưỡng và cụ thể đối với từng kiểu phôi một mới có thể thiết kế được cơ cấu định hướng cho nó một cách tin cậy.



*Hình 12-8: Một số kiểu chi tiết có bề mặt phức tạp*

**12-2-3. Một số kết cấu phễu chứa phôi**

Để đảm bảo chứa đủ lượng phôi cần thiết nhằm đảm bảo cho hệ thống sản xuất đạt được năng suất theo yêu cầu, cần thiết phải xác định được hình dáng và kích thước của phễu

Công thức xác định thể tích của phễu chứa:

$$V_{ph} = \frac{V_f \cdot T}{t \cdot q} = \frac{V_f \cdot T \cdot Q_{tb}}{q} \text{ mm}^3$$

Trong đó,  $V_{ph}$  là thể tích của phễu chứa [ $\text{mm}^3$ ]

$V_f$  là thể tích của phôi [ $\text{mm}^3$ ]

$T$  là thời gian làm việc liên tục giữa 2 lần cung cấp phôi vào phễu [ph]

$t$  là thời gian gia công từng chiếc [ph]

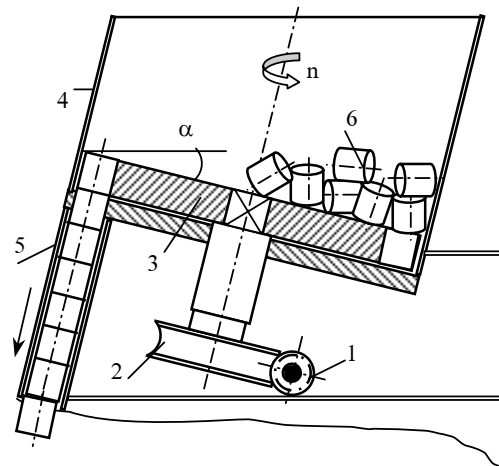
$q$  là hệ số khả năng lấp kín của phễu, nó phụ thuộc vào hình dáng và kích thước của phôi. Với phôi có hình dáng đơn giản thì  $q = 0,4 \div 0,6$ ; Với phôi có hình dáng phức tạp hơn (thể tích đóng thùng lớn hơn rất nhiều lần thể tích thực) thì  $q = 0,2 \div 0,3$ .

$Q_{tb}$  là năng suất sản xuất trung bình,  $Q_{tb} = T/t$ .

#### a. Phễu chứa phôi có đĩa

Đặc điểm của kiểu phễu này là kết cấu đơn giản, làm việc tin cậy và đạt năng suất cao, do vậy được sử dụng khá rộng rãi trong các hệ thống cấp phôi tự động nói chung.

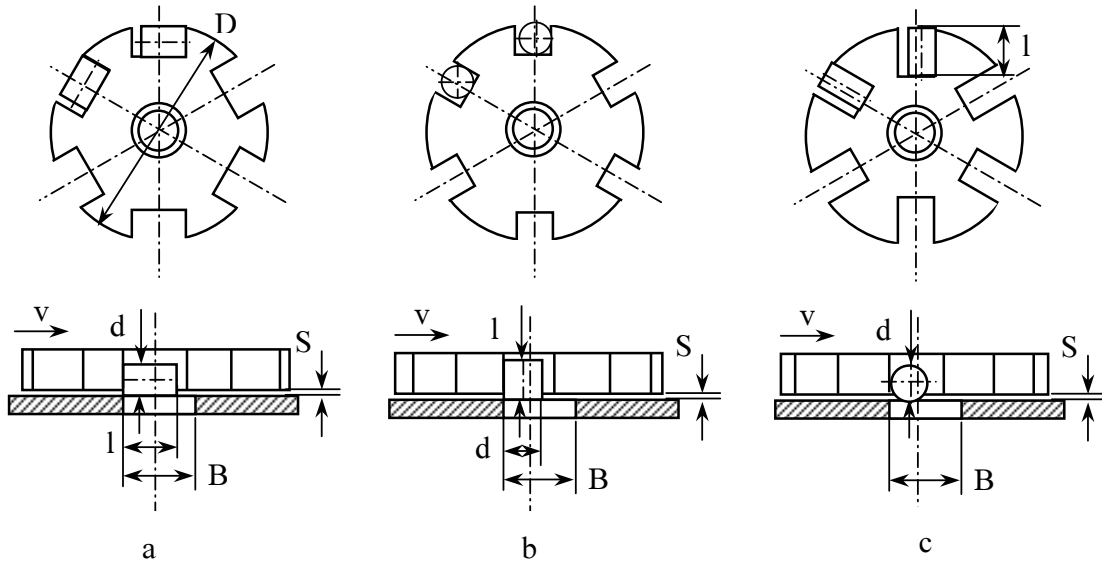
Sơ đồ nguyên lý hoạt động của phễu được mô tả như trên hình 12-9, trong đó trục vít 1 truyền chuyển động quay sang bánh vít 2, thông qua trục làm đĩa 3 quay. Đĩa 3 được đặt nghiêng một góc  $\alpha$  so với mặt phẳng nằm ngang. Phôi 6 được cấp vào phễu số 4 và sắp xếp một cách ngẫu nhiên. Trên đĩa 3 có khoét một số rãnh để định hướng phôi theo vị trí yêu cầu (trong hình là định hướng theo mặt phẳng). Khi đĩa quay sẽ mang phôi di chuyển lên phía cao hơn và tạo nên sự xáo trộn phôi để tạo điều kiện định hướng phôi trên đĩa 3 dễ dàng hơn. Tại vị trí trên cùng, người ta bố trí một khe hở dưới đáy phễu cố định và được nối vào một đầu của máng dẫn phôi 5. Khi đĩa 3 gạt phôi đi qua khe hở với kích thước của khe hở được tính toán



Hình 12-9: Sơ đồ phễu cấp phôi có đĩa

hợp lý thì phôi sẽ tự rơi xuống máng dẫn 5 do tự trọng bản thân.

Trên hình 12-10 biểu diễn một số kiểu kết cấu của đĩa 3. Phụ thuộc vào hình dáng và kích thước của phôi mà người ta có thể bố trí các rãnh định hướng trên đĩa 3 theo chu vi (a), hướng kính (b) hay vuông góc với mặt phẳng của đĩa (c) theo yêu cầu cần định hướng.



Hình 12-10: Các kiểu túi chứa phôi và sơ đồ tính toán các thông số của đĩa

Xác định các thông số của cơ cấu:

\* Lựa chọn vận tốc đĩa:

Vận tốc của đĩa quay  $v$  có ý nghĩa rất quan trọng vì nó quyết định đến năng suất và các thông số khác của cơ cấu định hướng.

Với trường hợp bố trí rãnh theo chu vi như ở hình 12-10a, để phôi có thể thoát khỏi rãnh định hướng của đĩa và rời được khỏi mặt phẳng của đáy phễu đi xuống máng dẫn mà không mất định hướng thì nó cần phải đi hết một quãng đường:

$$h = d - S$$

Trong đó,  $S$  là khe hở giữa mặt dưới của đĩa với mặt trên của đáy phễu;  $d$  là đường kính của phôi.

Đồng thời cũng trong thời gian đó, đĩa đã quay được một góc sao cho quãng đường dịch chuyển của phôi ở trong rãnh đảm bảo không bị kẹt và mất định hướng. Từ đó ta thấy quãng đường dịch chuyển của đĩa là :

$$H \leq B - l$$

Trong đó,  $B$  là chiều rộng của rãnh trên đáy phễu;  $l$  là chiều dài của phôi.

Quãng đường dịch chuyển khi rơi tự do của phôi được tính:

$$h = \frac{g \cdot t^2}{2}$$

Thời gian dịch chuyển của đĩa tương ứng với quãng đường rơi của phôi xuống đến máng

$$t = \frac{B-1}{v}$$

Thế vào trên ta có:

$$d - S = \frac{g(B-1)^2}{2v^2}$$

Trong đó, g là gia tốc trọng trường.

Khi xét đến góc nghiêng  $\alpha$  giữa đĩa và mặt phẳng ngang, khi đó gia tốc chuyển động trên máng của phôi:

$$a = g(\cos\alpha - f \cdot \sin\alpha)$$

Với f là hệ số ma sát trượt giữa phôi và máng.

Từ đó, quan hệ giữa vận tốc và các thông số của phễu được xác định như sau:

$$v = \sqrt{\frac{g(\cos\alpha - f \cdot \sin\alpha) \cdot (B-1)^2}{2(d-S)}}$$

\* Xác định năng suất của phễu:

Năng suất của phễu được tính theo công thức:

$$Q = n \cdot z \cdot k \text{ [chiếc/ph]}$$

Trong đó, n là số vòng quay của đĩa trong một phút.

z là số rãnh trên đĩa.

k là hệ số lấp đầy phôi vào rãnh của đĩa khi đĩa quay 1 vòng.

Trong thực tế, phụ thuộc vào hình dáng và kích thước phôi cũng như yêu cầu cần định hướng mà giá trị k sẽ được chọn một cách thích hợp bằng cách tiến hành làm thực nghiệm. Trong trường hợp không có điều kiện để tiến hành làm thực nghiệm thì người ta thường chọn giá trị  $k = 0,4 \div 0,6$  để làm thông số tính toán và sau khi lắp đặt và chạy thử, người ta có thể căn cứ vào giá trị thực tế để lựa chọn lại số rãnh z một cách hợp lý.

Có thể xác định năng suất của phễu theo vận tốc di chuyển của phôi:

Nếu gọi D là đường kính ngoài của đĩa [mm], m là bước của rãnh [mm] và v là vận tốc dịch chuyển của phôi [m/ph], ta có:

$$Q = \frac{1000 \cdot v}{m} \cdot k \text{ [chiếc/ph]}$$

\* Xác định công suất truyền động cho đĩa:

$$N = \frac{2.Mx.n}{97.500.\eta} [\text{kW}]$$

Trong đó,  $\eta$  là hiệu suất các bộ truyền động cơ khí.

$Mx$  là mô men xoắn, nó được xác định theo công thức:

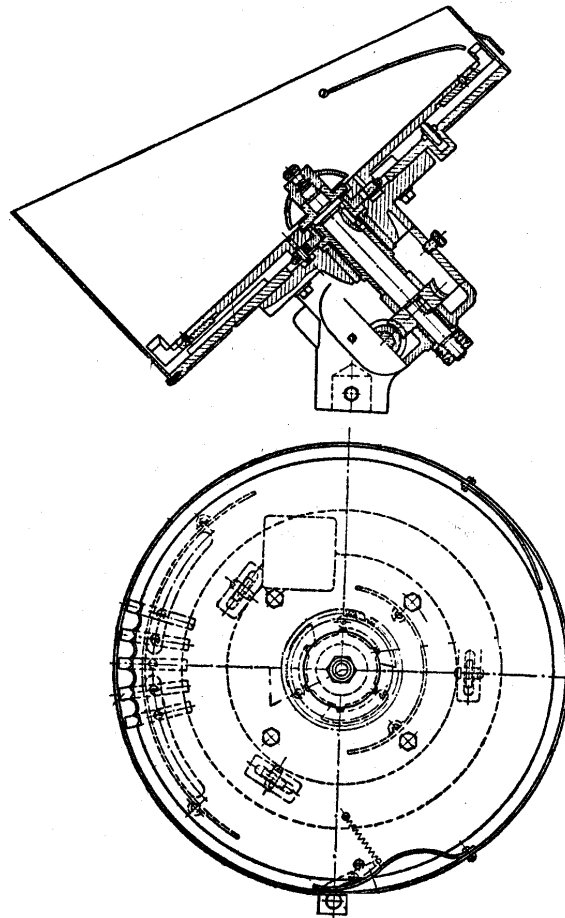
$$Mx = G.R [\text{kG.cm}]$$

Trong đó,  $G$  là trọng lượng của phôi chứa trong phễu (kG),  $R$  là bán kính của đĩa (cm);  $n$  là số vòng quay của đĩa [vòng/ph].

Thông thường trong thực tế, người ta thường sử dụng công thức kinh nghiệm để xác định công suất truyền động lớn nhất cần thiết đối với các loại phễu có đĩa:

$$N_{\max} = 0,005D \text{ (kW)}$$

Trong đó  $D$  là đường kính của đĩa tính bằng mm.



Hình 12- 11: Kết cấu của phễu cấp phôi có đĩa quay

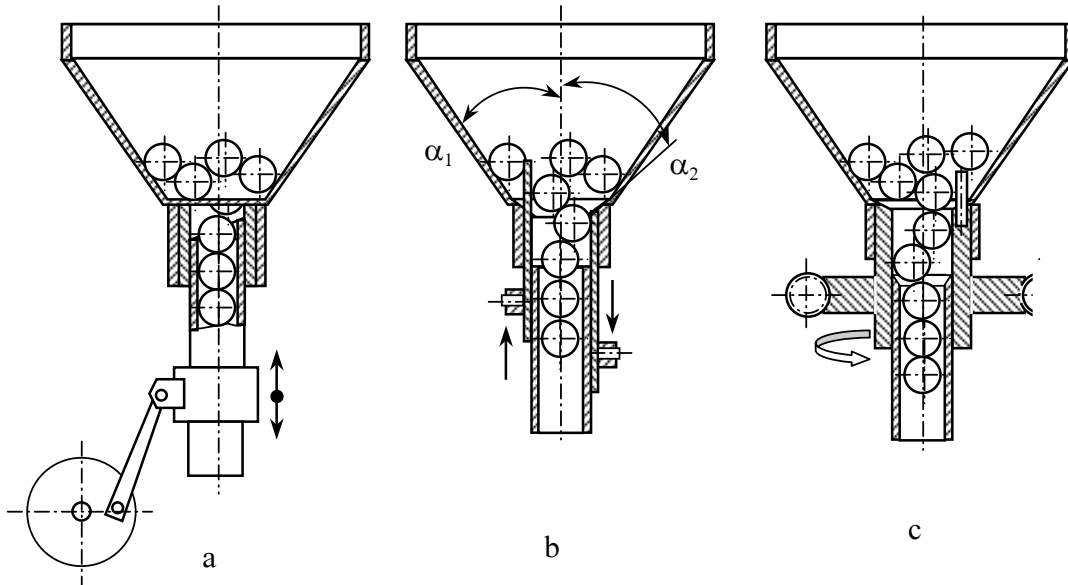
Ví dụ: Tính số vòng quay  $n$  và số rãnh cần thiết  $z$ , kích thước  $D$  của đĩa khi phễu chứa phôi có các thông số sau đây: Kích thước phôi  $d = 16\text{m}$ ;  $l = 50\text{mm}$ ; khe

hở  $S = 2,2\text{mm}$ ; chiều rộng rãnh  $B = 55\text{mm}$  và góc nghiêng  $\alpha = 45^\circ$ ; hệ số ma sát  $f = 0,15$ . Biết rằng yêu cầu về năng suất cấp phôi của phễu là 100 chiếc /ph. Cho hệ số lấp kín  $k = 0,5$ .

*b. Phễu cấp phôi có ống:*

Kiểu phễu này được sử dụng đối với các phôi có kích thước nhỏ, dạng ống, dạng bạc, con lăn, hình vành khăn...

Sơ đồ nguyên lý hoạt động được biểu diễn trên hình 12-12. Các ống được bố trí theo kiểu ống liền hoặc 2 nửa có các chuyển động tịnh tiến khứ hồi (hình 12-12a, b) hoặc quay (hình 12-12c) được dẫn động từ các cơ cấu bánh vít - trục vít hoặc qua cơ cấu bánh lệch tâm... Trong quá trình chuyển động, người ta có thể gắn thêm một cánh gạt trên các kiểu ống quay để làm nhiệm vụ định hướng cấp I cho phôi.



*Hình 12-12: Các loại phễu cấp phôi kiểu ống*

Độ nghiêng của thành phễu được lựa chọn sao cho các phôi hoàn toàn có khả năng trượt về vị trí thấp nhất của đáy phễu. Để tránh tình trạng phôi bịt miệng ống, góc thành phễu thường được chọn là  $\alpha_1 = 45^\circ \div 55^\circ$ ; góc đáy phễu  $\alpha_2 = 55^\circ \div 60^\circ$ .

Đối với kiểu phễu như ở hình 12-12a, thông thường được sử dụng để cấp phôi và định hướng các phôi có kích thước nhỏ hoặc các phôi dạng hình trụ hoặc cầu có  $d < 20\text{mm}$  hoặc phôi dạng ống có  $d < 25\text{mm}$  và chiều dài  $l = (1,1 \div 1,4) d$ .



Kiểu phễu ở hình 12-12b dùng khi định hướng hoặc cấp các loại phôi đúc, đập có các bề mặt thô ráp, có rìa mép và ba vĩa.

Với kiểu phễu ở hình 12-12c được dùng cho các phôi có dạng con lăn hoặc bề mặt côn có chiều dài  $l = (1,3 \div 3,5)d$ ,  $d < 20\text{mm}$  và  $l < 60\text{mm}$  hoặc các phôi có dạng vành khăn có  $d < 100\text{mm}$  và  $l = (0,2 \div 0,4)d$ .

- Năng suất cấp phôi của phễu có ống chuyển động tịnh tiến trên hình 12-12a được xác định theo công thức:

$$Q = n_x \cdot p \cdot k \text{ [chiếc/ph]}$$

Trong đó,  $n_x$  là số hành trình kép của ống trong 1 phút, thông thường  $n_x = 50 \div 80 \text{htk/ph}$  với chiều dài hành trình  $H = (1,2 \div 1,7)l$ ;  $p$  là hệ số khả năng nhận phôi, nó phụ thuộc vào tỷ số giữa chiều dài và đường kính phôi, trị số  $n_x$  và chiều cao của lớp phôi chứa trong phễu, thường chọn  $p = 0,7$ ;  $k$  là hệ số năng suất và được xác định theo công thức:  $k = \sqrt{\frac{H}{l}}$ . Ở đây,  $l$  là kích thước lớn nhất của phôi,  $H$  như đã nói ở trên.

\* Công suất dẫn động lớn nhất thường được tính theo công thức kinh nghiệm:

$$N_{\max} = 0,0051 \text{ [kW]}$$

- Đối với kiểu ống 2 nửa trên hình 12-12b:

Năng suất của phễu cấp phôi được tính:

$$Q = n_x \cdot p \text{ [chiếc/ph]}$$

Trong đó,  $n_x$  là số hành trình kép trong một phút, giá trị lớn nhất của nó thường được tính theo công thức:  $n_{x\max} = \frac{4000}{H}$  với  $H$  là chiều dài hành trình và thường được xác định theo kinh nghiệm:  $H = (0,8 \div 1)l$ , Thông thường  $n_{x\max} < 300 \text{htk/ph}$ , nếu chọn  $n_x > 300 \text{htk/ph}$  thì năng suất sẽ bị giảm.

Loại phễu này thường có năng suất cấp phôi khoảng 200ch/ph.

\* Công suất dẫn động lớn nhất được xác định theo công thức thực nghiệm:

$$N = 0,0061 \text{ [kW]}$$

- Đối với kiểu ống quay như hình 12-12c:

\* Năng suất của phễu cấp phôi được xác định:

$$Q = Q_{lt} \cdot k \text{ [chiếc/ph]}$$

Trong đó,  $Q_{lt}$  là năng suất lý thuyết lớn nhất,  $Q_{lt} = \frac{60}{t}$ , với  $t$  là thời gian rơi

của phôi vào ống và  $t = \sqrt{\frac{2l}{g}}$ ;  $k$  là hệ số lấp đầy, nó phụ thuộc vào số vòng quay  $n$  của ống, tỷ số kích thước giữa đường kính và chiều dài phôi, hệ số ma sát...

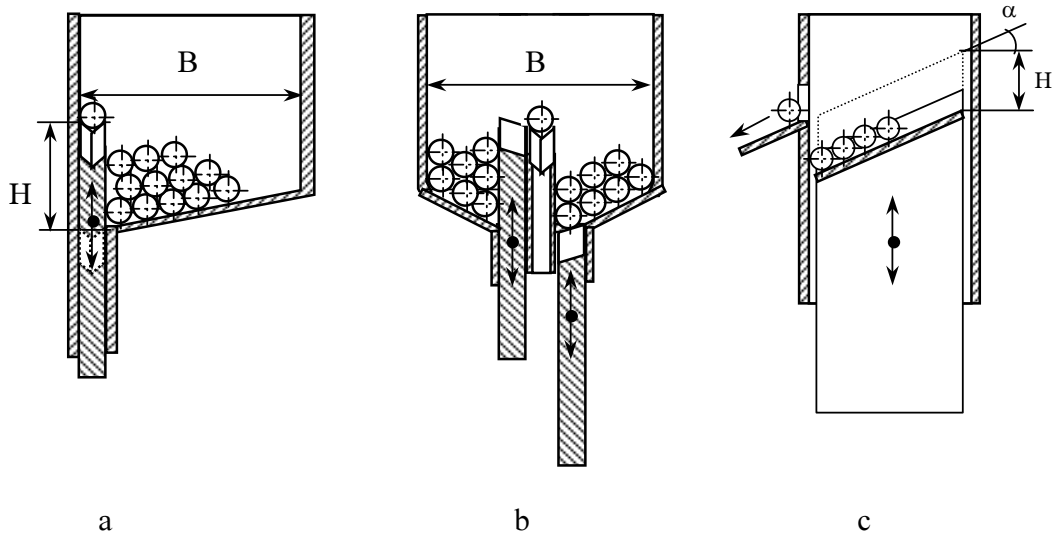
Thế vào trên, ta có công thức xác định năng suất như sau:  $Q = \frac{60.k}{\sqrt{\frac{2l}{g}}}$ .

Ưu điểm của cơ cấu cấp phôi kiểu này là kết cấu đơn giản, làm việc tin cậy và dễ điều chỉnh đối với các phôi có kích thước khác nhau, không cần có thêm cơ cấu loại trừ phôi thừa và dễ dàng định hướng cấp I cho phôi.

Tuy nhiên do điều kiện làm việc của cơ cấu là tịnh tiến khứ hồi hay có cơ cấu gạt phôi trong kiểu ống quay nên chóng mài mòn ống, công suất dẫn động phải lớn và gây ra tiếng ồn khá lớn trong quá trình làm việc.

*c. Phễu có dao mang phôi:*

Kiểu phễu này được mô tả trên hình 12-13, các dao được bố trí để định hướng phôi có chuyển động tịnh tiến khứ hồi để nhận phôi đã được định hướng cấp I rồi sau đó chuyển nó sang máng chuyển phôi. Các dao được bố trí ở phía sau máng dẫn hay song song với máng dẫn.



*Hình 12-13: Phễu có dao mang phôi chuyển động tịnh tiến*

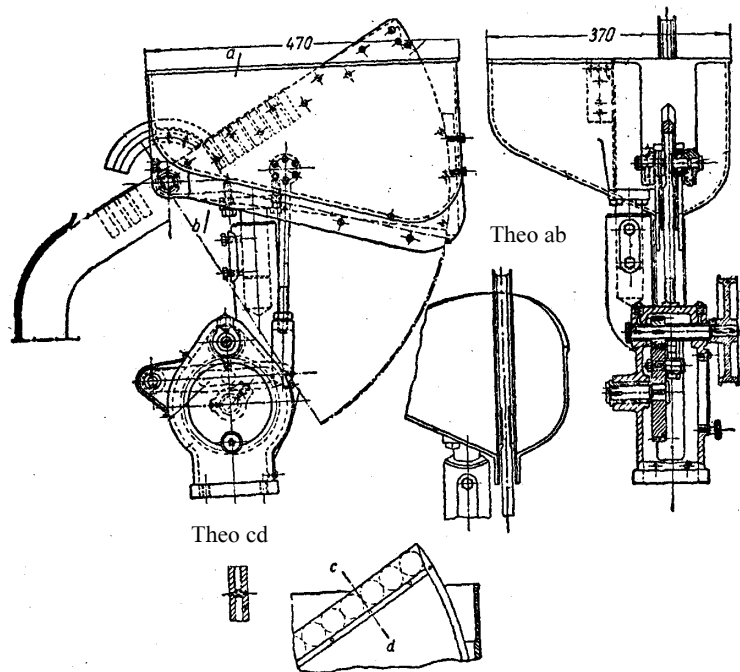
Dao mang phôi có thể thực hiện chuyển động tịnh tiến khứ hồi (hình 12-13) hay chuyển động lắc (hình 12-14). Ở tại vị trí dưới cùng trong phễu nó định hướng phôi và chuyển động lên phía trên đến vị trí máng chuyển phôi. Tại vị trí này, dao mang phôi sẽ dừng lại trong một khoảng thời gian đủ để phôi trên dao trượt hẳn vào máng và sau đó nó lại chuyển động xuống phía dưới. Mỗi lần mang

phôi, nó có thể chứa được một số phôi tùy theo kích thước chiều dài phôi và vị trí định hướng tự nhiên của nó trong phễu.

Đối với loại trên hình 12-13a, năng suất có thể đạt được từ  $90 \div 100$  chiếc/phút, còn với loại b và c thì có thể đạt đến  $450 \div 550$  chiếc /phút.

Thông thường phễu cấp phôi kiểu này thường dùng để cấp các phôi như bu long, vít, đai ốc... Bề mặt làm việc của dao thường được bố trí nghiêng 1 góc  $\alpha$  so với mặt phẳng nằm ngang sao cho phôi có thể trượt được hoặc lăn được một cách dễ dàng xuống máng chuyển phôi.

Độ sâu của kiểu phễu này phụ thuộc vào chiều dài của bề mặt định hướng của dao và góc nghiêng  $\alpha$ . Thường độ sâu của phễu được chọn là  $h = (0,25 \div 0,3)L$ , với L là chiều dài bề mặt làm việc của dao và được xác định như sau:  $L = (7 \div 10)l$ , trong đó, l là chiều dài lớn nhất của phôi.



Hình 12-14: Kiểu phễu có dao mang phôi chuyển động lắc

\* Năng suất cấp phôi của kiểu phễu có dao được xác định:

$$Q = n_x \cdot L \cdot p \cdot z \cdot \frac{1}{l} [\text{chiếc / ph}]$$

Trong đó,  $n_x$  là số hành trình kép trong 1 phút:  $n_x = \frac{v}{L \cdot p}$ , với v là tốc độ chuyển động tương đối của phôi trên dao sang máng dẫn phôi; p là hệ số chứa phôi

của dao mang phôi, nó phụ thuộc vào hình dáng chi tiết và tỷ số các kích thước của phôi,  $p = (0,5 \div 0,7)$ ;  $L$  như đã giải thích trên;  $z$  là số lượng thanh dao, thông thường  $z = 1 \div 2$ .

\* Công suất dẫn động lớn nhất cũng được tính theo công thức kinh nghiệm:

$$N = 0,008L \text{ [kW]}$$

#### d. Phễu cấp phôi kiểu rung động

Nguyên tắc làm việc của phễu cấp phôi kiểu rung động là dưới tác dụng của lực quán tính của phôi do cơ cấu rung truyền sang sẽ làm cho phôi thực hiện các dịch chuyển cưỡng bức trên cơ cấu rung và thực hiện việc cấp phôi.

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

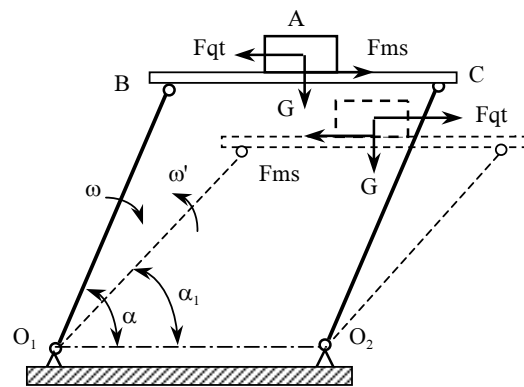
Để nghiên cứu cơ cấu cấp phôi kiểu rung động, người ta xét một hệ cơ cấu 4 khâu bản lề chuyển động lắc trong mặt phẳng nằm ngang hoặc nằm nghiêng được mô tả trên hình 12-15 và 12-16.

Xét một vật A có trọng lượng  $G$  đặt trên thanh BC trong mặt phẳng nằm ngang (hình 12-15). Khi thanh  $O_1B$  quay sang phải 1 góc  $\alpha - \alpha_1$  với tốc độ góc là  $\omega$  thì vật A cùng với thanh BC chuyển động song phẳng xuống phía dưới.

Gọi gia tốc chuyển động lớn nhất trong hành trình này là  $a$ , ta có:

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

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



Hình 12-15: Sơ đồ di chuyển phôi trên mặt phẳng nằm ngang

Trong đó  $a_{td}$  là gia tốc theo phương thẳng đứng;  $a_n$  là gia tốc theo phương nằm ngang.

Khi tay quay  $O_1B$  quay sang trái 1 góc  $\alpha - \alpha_1$  với tốc độ góc  $\omega'$  thì vật A cùng với thanh B chuyển động lên phía trên. Khi đó ta có:

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

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

Trong đó  $a'_{td}$  và  $a'_n$  là gia tốc theo hướng thẳng đứng và nằm ngang khi vật A chuyển động lên phía trên. Nếu ta coi  $\omega = \omega'$  thì về giá trị  $a_{td} = a'_{td}$  và  $a_n = a'_n$ . Khi đó có thể xảy ra hiện tượng như sau:

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

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

Tổng hợp một chu trình chuyển động của thanh  $O_1B$  ta có nhận xét sau đây:

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

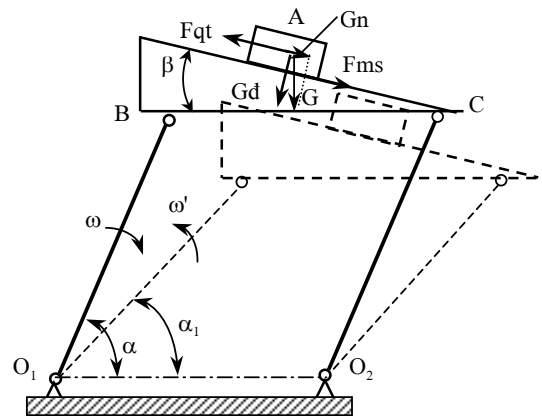
Trong trường hợp khi  $g < a_{td}$  thì  $F_{ms} < 0$ , lúc này vật A sẽ không còn tiếp xúc với thanh BC nữa mà nó có bước nhảy tương đối so với thanh BC về phía trái.

Xét trường hợp thanh BC đặt trong mặt phẳng nghiêng so với mặt phẳng ngang 1 góc  $\beta$  (hình 12-16). Cũng phân tích tương tự như trên với chú ý trọng lượng  $G$  của vật A được phân thành  $G_n$  và  $G_d$  tương ứng với phương nằm ngang và phương thẳng đứng, ta có:

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

Thiết lập công thức tính toán  $F_{ms}$ ,  $F_{qt}$  theo giá trị của  $G_d$  và  $G_n$ ,  $a_{td}$  và  $a_n$ , ta có nhận xét sau:

Khi thanh BC chuyển động



Hình 12-16: Sơ đồ di chuyển phiêi trên mặt phẳng nằm nghiêng

về phía phải và xuống dưới, để vật A có khả năng chuyển động tương đối so với thanh BC sang bên trái như trường hợp trên, thì điều kiện của nó là:

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

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

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

Nếu thỏa mãn được cả 2 điều kiện trên thì sau một chu trình chuyển động của thanh  $O_1B$ , vật A sẽ dịch chuyển tương đối so với thanh BC một lượng  $s$ . Nếu cho cơ cấu hoạt động liên tục thì sau một thời gian, vật A sẽ dịch chuyển sang phía trái và sẽ có xu hướng rời khỏi thanh BC.

Từ những kết quả tính toán như trên, người ta chế tạo các kiểu phễu rung động dựa theo nguyên lý đó (hình 12-16), nhưng lúc này thanh BC được thay bằng một cánh xoắn có góc nghiêng là  $\beta$  để tăng chiều dài cho nó và đồng thời có thể cho vật A di chuyển trên khoảng chiều dài lớn hơn để có thời gian định hướng và điều chỉnh vị trí trước khi di chuyển đến máng chuyển phôi.

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

Trên hình 12-17 là sơ đồ kết cấu của phễu cấp phôi kiểu rung động có bộ tạo rung đặt thẳng đứng.

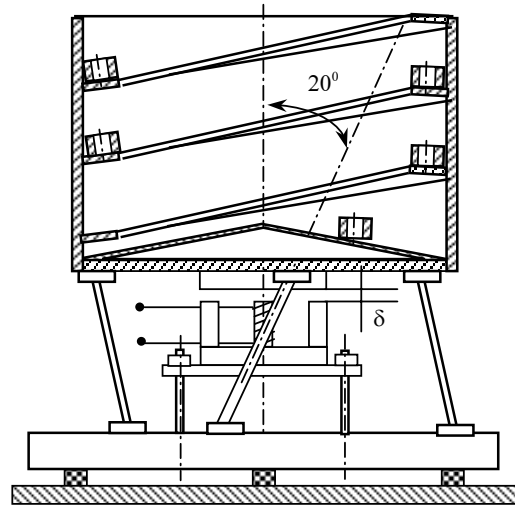
Phễu được đặt trên 3 lò xo lá được xếp nghiêng so với phương thẳng đứng một góc  $20^\circ$  theo cùng 1 hướng. Mục đích của nó là khi nam châm điện từ hút đáy phễu xuống phía dưới theo phương thẳng đứng thì các thanh lò xo lá bị uốn và đồng thời xoay đi một góc và mang phễu quay xung quanh tâm nó một góc. Như vậy chuyển động tuyệt đối của phễu và các cánh xoắn trong phễu là chuyển động đi xuống và xoay quanh tâm phễu. Khi lực nam châm điện từ mất đi, lò xo lại trả phễu về lại trạng thái ban đầu tức là phễu sẽ có chuyển động lên phía trên và xoay ngược lại xung quanh tâm nó 1 góc bằng với góc quay khi chuyển động đi xuống. Quá trình này hoàn toàn tương tự như chuyển động của cơ cấu 4 khâu bản lề ta đã xét trên đây. Như vậy, nếu có một vật A nằm ở trên cánh xoắn, thì với các thông số thích hợp như đã tính toán ở trên, vật A sẽ có chuyển động tương đối so với cánh xoắn đi dần lên phía trên.

Để có thể tạo khả năng dễ dàng cho vật tiếp vào cánh xoắn và thực hiện các di chuyển, thường người ta chế tạo phễu có đáy hình côn ở giữa cao và xung quanh

thấp để phôi dễ dàng trượt trên mặt côn đó để tiếp vào cánh xoắn khi phễu rung động. Quá trình rung động của phễu sẽ làm cho phôi dịch chuyển đi lên theo hướng cánh xoắn. Trên cánh xoắn, người ta còn bố trí một số cơ cấu để định hướng cho phôi hoặc sửa lại các phôi định hướng chưa đúng hoặc gạt các phôi có định hướng sai ra khỏi rãnh xoắn.

Kết cấu của phễu phải được cách ly với hệ thống công tác thông qua các đế cao su hay cơ cấu giảm chấn, do vậy phễu chỉ thực hiện chuyển động rung động với biên độ và tần số đã định một cách ổn định mà không bị ảnh hưởng do nhiễu từ các máy công tác tác động.

Trên hình 12-18 giới thiệu một kiểu phễu cấp phôi rung động có phễu chứa phôi riêng để dự trữ và cấp phôi cho phễu rung, các phôi được cấp ở phễu chứa sẽ lần lượt rơi xuống phễu rung đặt ở phía dưới. Khi rơi xuống sẽ

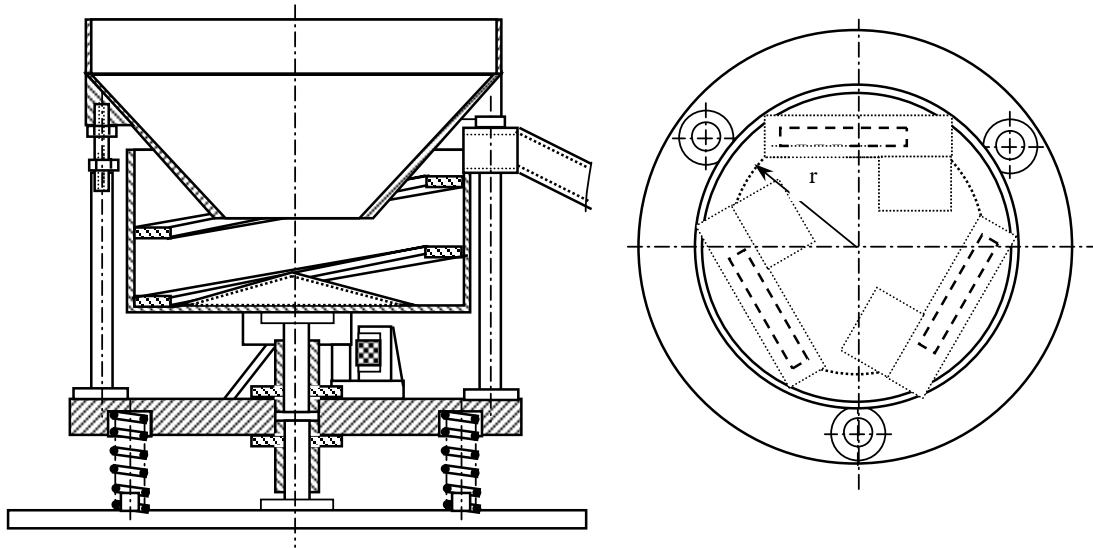


Hình 12-17: Phễu cấp phôi kiểu rung

gặp cánh hướng được bố trí theo một góc nghiêng và tiếp tuyến với cánh xoắn, do vậy các phôi có thể dễ dàng trượt vào cánh xoắn và thực hiện các chuyển động lên phía trên khi phễu hoạt động. Phễu chứa phôi được gắn cố định với tấm đáy thông qua các trụ ghép bu lông và không rung động cùng với phễu rung. Tấm đáy và bộ phận phễu rung cũng được cách ly bằng các lò xo giảm chấn. Trên bề mặt của phễu rung, người ta lắp 3 lò xo tiếp tuyến với vòng tròn bán kính  $r$ . Giữa phễu rung và bề mặt của nó có một liên kết trượt với mục đích có thể cho phép phễu rung được chuyển động lên xuống theo phương thẳng đứng và vừa quay xung quanh tâm của nó. 3 nam châm điện từ được bố trí theo hướng tiếp tuyến với vòng tròn bán kính  $r$ . Nhờ vậy mà khi có lực hút của nam châm phễu sẽ chuyển động trượt trên bề mặt xuống phía dưới và đồng thời chuyển động quay quanh tâm của nó để tạo nên sự dịch chuyển các phôi trên cánh xoắn. Ở phía cuối của đường xoắn, người ta bố trí bộ phận thu gom phôi để chuyển nó cho máng dẫn phôi.

Đối với phễu cấp phôi kiểu rung động, tần số dao động thường có thể thay đổi trong khoảng  $16 \div 100\text{Hz}$  bằng cách thay đổi tần số dòng điện cung cấp cho nam châm điện từ. Với các phôi có kích thước nhỏ thì tần số thường dùng là  $100\text{Hz}$  và đường kính phễu trong khoảng  $250\text{mm}$ . Đối với các phễu có đường kính

đến 500mm thì tần số thường dùng là 50Hz và với chi tiết có kích thước lớn hơn thì đường kính của phễu cũng lớn hơn và tần số thường dùng là 16Hz.



Hình 12-18: Sơ đồ kết cấu phễu cấp phôi rung động

Góc nâng  $\beta$  của cánh xoắn thường từ  $1^\circ \div 3^\circ$ . Nó phụ thuộc vào bước xoắn  $t$  (phụ thuộc vào kích thước của phôi) và  $t$  thường được chọn theo công thức:

$$t = 1,5 h + b_1$$

Trong đó,  $h$  là kích thước biên lớn nhất của phôi;  $b_1$  là chiều dày của cánh xoắn.

Chiều rộng của cánh xoắn được xác định như sau:

$$B = b + (2 \div 3) \text{mm}$$

Trong đó,  $b$  là chiều rộng của phôi hoặc đường kính của phôi.

Đường kính trung bình của rãnh xoắn được xác định:

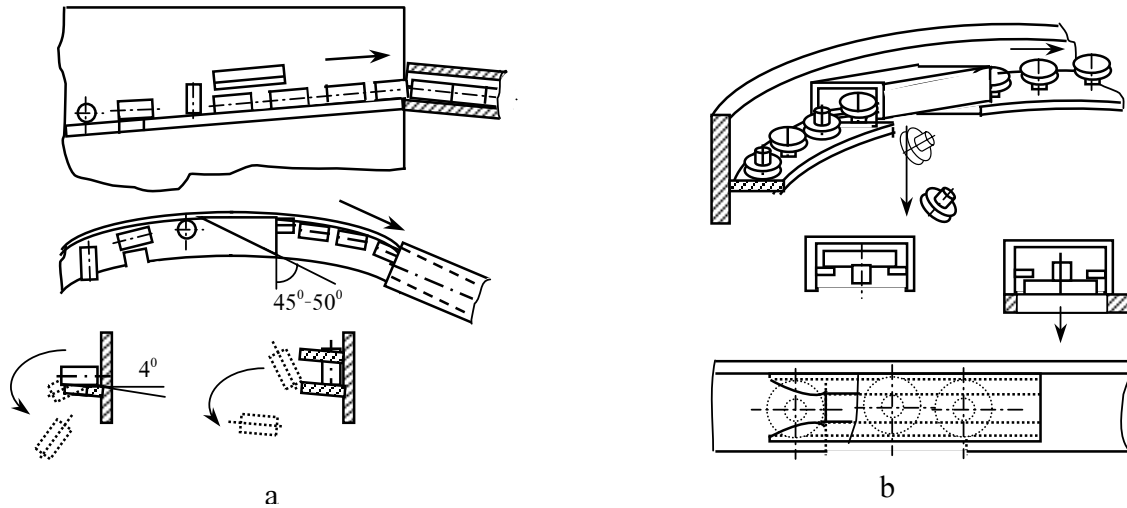
$$D_m = \frac{t}{\pi \cdot \text{tg} \beta}$$

Khi  $\beta = 1^\circ 30'$  thì  $D_m = 12t$ .

Đối với góc nón của đáy phễu rung thường được chọn từ  $160^\circ \div 170^\circ$  phụ thuộc vào hình dáng và kích thước của phôi.

Để tránh tình trạng phôi có thể rơi ra khỏi cánh xoắn, người ta không đặt cánh vuông góc với thành phễu mà đặt nghiêng lên phía trên so với phương vuông góc với thành phễu một góc bằng  $3^\circ \div 4^\circ$ .





Hình 12-19: một số kiểu kết cấu định hướng phôi trên cánh xoắn

Năng suất cấp phôi của phễu rung động được xác định:

$$Q = \frac{v_p \cdot 60}{l_p} \cdot k [\text{chiec / ph}]$$

Trong đó,  $v_p$  là vận tốc dịch chuyển của phôi trên cánh xoắn [mm/s];  $l_p$  là kích thước của phôi đo theo phương di chuyển trên cánh xoắn;  $k$  là hệ số lấp đầy, thường  $k = 0,4 \div 0,9$ , nó phụ thuộc vào độ chính xác và độ bóng của phôi.

Để thay đổi năng suất  $Q$  của phễu cấp phôi thì người ta thay đổi  $v_p$  bằng việc thay đổi khe hở  $\delta$  giữa nam châm và lõi thép gắn với phễu hoặc thay đổi dòng điện trong mạch.

Hiện nay, các loại phễu cấp phôi kiểu rung động đã được tiêu chuẩn hoá.

Đối với quá trình định hướng phôi trên cánh xoắn, người ta có thể dùng một số kiểu kết cấu như trên hình 12-19.

Trên sơ đồ hình 12-19a, các phôi hình trụ đang di chuyển trên rãnh xoắn và nó có thể được gạt khỏi rãnh xoắn hoặc xoay lại cho đúng với sự định hướng theo yêu cầu bằng các tay gạt hoặc các rãnh lõm được bố trí trên thành phễu hay trên bề mặt cánh xoắn.

Trên sơ đồ hình 12-19b là dạng phôi đĩa 2 bậc cần được định hướng bậc có đường kính nhỏ xuống phía dưới. Trong quá trình trượt trên rãnh xoắn, nếu phôi nào đã định hướng đúng thì sẽ đi qua cơ cấu định hướng bình thường để đi vào máng chuyển phôi, nếu định hướng sai nó sẽ được rơi xuống trên phần khoét lõm ở trên cánh xoắn và rơi lại xuống phễu.

### 12-3. Máng chuyển phôi

Mục đích của máng chuyển phôi là vận chuyển phôi từ phễu đến máy công tác, đồng thời làm nhiệm vụ định hướng vị trí của phôi trong không gian một cách

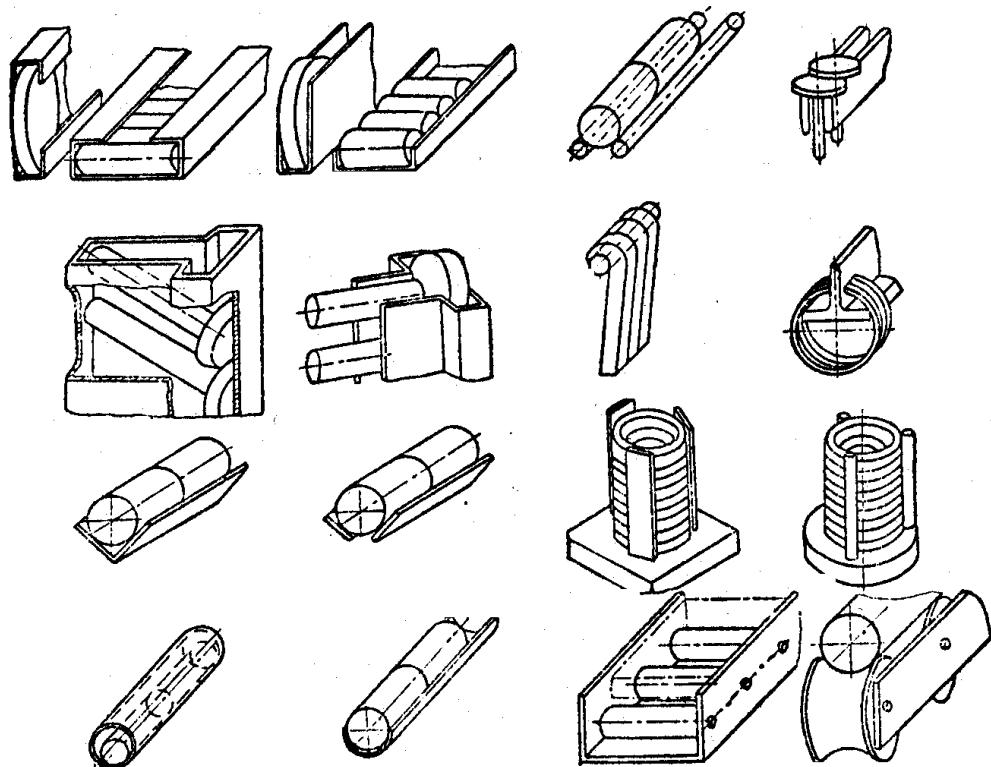
chính xác và dự trữ phôi để đảm bảo cho sự hoạt động bình thường của máy công tác. Căn cứ vào sự vận chuyển của phôi trên máng mà người ta phân thành kiểu máng tự chảy, bán tự chảy, cưỡng bức và hỗn hợp.

Để đảm bảo được yêu cầu trên, máng chuyển phôi phải được xác định về kích thước, hình dáng phù hợp với từng loại phôi, đồng thời phải lựa chọn và bố trí các cơ cấu định hướng phôi một cách tin cậy để tránh trường hợp phá vỡ điều kiện làm việc bình thường của máy công tác.

Để đảm bảo cho cơ cấu nắm bắt phôi và cung cấp đến bộ phận công tác của máy, cần phải có cơ cấu làm phù hợp tốc độ di chuyển của phôi với cơ cấu bắt giữ phôi cũng như phân chia phôi và giữ khoảng cách các phôi một cách chính xác.

### ***12-3-1. Các dạng máng được sử dụng để vận chuyển phôi***

Theo hình dáng và kích thước của phôi, người ta có thể lựa chọn các kiểu máng dẫn phôi như một số kiểu trên hình 12-20.



*Hình 12-20: Một số kiểu máng chuyển phôi*

### 12-3-2. Tính toán các thông số cơ bản của máng

Mục đích của phần này là xác định khe hở tối đa giữa phôi và máng dẫn phôi trên cơ sở hình dáng, kích thước của phôi, góc nghiêng của máng dẫn, hệ số ma sát giữa phôi và máng để tránh trường hợp mất định hướng hoặc kẹt phôi khi di chuyển trên máng.

#### a. Xác định khe hở giữa máng và phôi

Giả sử có 1 phôi dạng hình trụ có đường kính  $d$  và chiều dài  $l$  di chuyển theo phương vuông góc với đường tâm trục trong một máng dẫn tiết diện chữ U.

Giả sử phôi trong quá trình di chuyển có thể bị lệch do một nguyên nhân nào đó như trên hình 12-21. Để đảm bảo rằng phôi không bị mất định hướng (tức là không thể quay đi một góc  $\geq 90^\circ$ ) thì khe hở giữa phôi và máng được xác định theo công thức sau:

$$\Delta + l < c$$

Trong đó,  $\Delta$  là khe hở giữa máng và phôi;  $l$  là chiều dài phôi;  $c$  là thông số tính toán và được xác định:

$$c = \sqrt{d^2 + l^2}$$

Tuy nhiên để tránh tình trạng phôi bị kẹt (do ma sát giữa phôi và máng) thì điều kiện về góc xoay của phôi  $\alpha$  phải lớn hơn hoặc bằng góc ma sát trượt giữa phôi và máng để phôi tự trở về vị trí định hướng của mình và thực hiện việc di chuyển trong máng bình thường.

Xét tại điểm I, ta có:

$$F_{ms} = N \cdot f$$

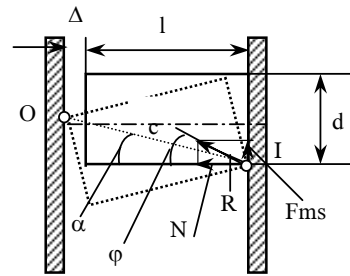
Trong đó,  $f$  là hệ số ma sát trượt giữa máng và phôi, thông thường  $f = 0,1 \div 0,25$ .

Hợp lực  $R$  của lực ma sát  $F_{ms}$  và lực pháp tuyến  $N$  tạo với  $N$  một góc  $\varphi$ , gọi là góc ma sát trượt.

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

Từ đó, ta có nhận xét:

Nếu  $\alpha < \varphi$  thì hợp lực  $R$  tạo ra mô men quay xung quanh điểm O lên phía trên và làm cho phôi bị kẹt không di chuyển được. Nếu  $\alpha \geq \varphi$  thì hợp lực  $R$  tạo ra



Hình 12-21: Sơ đồ tính toán khe hở giữa máng và phôi

mô men quay xung quanh O xuống phía dưới và làm phiê định hướng trở lại vị trí ban đầu và di chuyển được.

Kết hợp cả 2 điều kiện trên, ta có:

$$\cos \alpha = \frac{\Delta + 1}{c} = \frac{\Delta + 1}{\sqrt{l^2 + d^2}}.$$

Vậy: 
$$\Delta = \sqrt{l^2 + d^2} \cdot \cos \alpha - 1$$

Xét đến góc ma sát  $\varphi$ , ta có:

$$\cos \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \varphi}} = \frac{1}{\sqrt{1 + f^2}}$$

Khi góc  $\alpha = \varphi$ . Ta có:

$$\cos \alpha = \cos \varphi = \frac{1}{\sqrt{1 + f^2}}$$

Và khi đó là ứng với giá trị  $\Delta_{\max}$ .

$$\Delta_{\max} = \frac{\sqrt{l^2 + d^2}}{\sqrt{1 + f^2}} - 1.$$

Hay biến đổi, ta có:

$$\Delta_{\max} = \left[ \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{l}{d}\right)^2}{1 + f^2}} - \frac{l}{d} \right] \cdot d$$

Nếu đặt  $S = \frac{\Delta}{d}$  là khe hở đơn vị theo chiều dài của đường kính thì ta có  $S_{\max}$  được xác định như sau:

$$S_{\max} = \frac{\Delta_{\max}}{d} = \sqrt{\frac{1 + \left(\frac{l}{d}\right)^2}{1 + f^2}} - \frac{l}{d}$$

Như vậy  $S_{\max}$  phụ thuộc vào  $f$  và tỷ số  $l/d$ .

Từ công thức trên, ta thấy rằng nếu  $f = \text{const}$  và tỷ số  $l/d$  tăng thì khe hở  $S_{\max}$  giảm. Còn nếu tỷ số  $l/d = \text{const}$  thì khi  $f$  tăng lên thì  $S_{\max}$  giảm.

Trên cơ sở tính toán như trên, người ta thiết lập được các công thức xác định khe hở giữa phôi và máng cho một số dạng chi tiết được trình bày trong bảng 12-2.

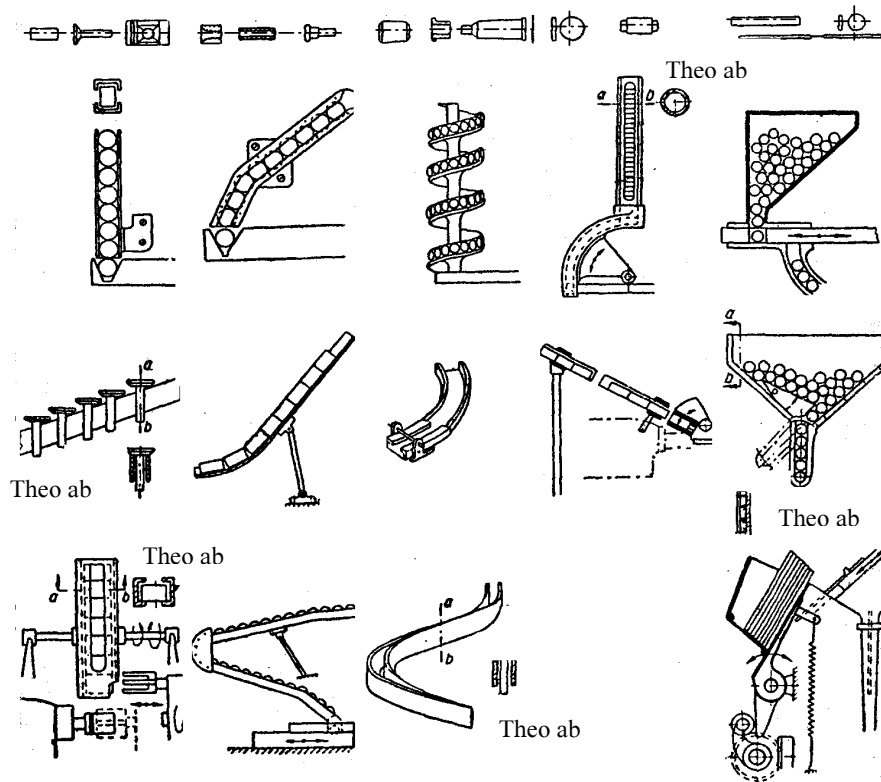
Bảng 12-2

		$\Delta = \frac{\sqrt{d^2 + l^2}}{\sqrt{1 + f^2}} - l$
		$\Delta = [S \cdot \sin(\delta + \alpha) / f] - l$ $S = \sqrt{q^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2}; q = l - R$ $\sin \delta = \frac{R \cdot \sin \alpha}{S} = \frac{R \cdot f}{S \cdot \sqrt{1 + f^2}}$
		$\Delta = [S \cdot \sin(\delta + \alpha) / f] - l$ $S = \sqrt{q^2 + \left(\frac{d}{2}\right)^2}$
		<p>! Các loại chi tiết này không định hướng được bằng các vách máng</p>



*b. Xác định kích thước chiều cao vách máng*

Tại những điểm cuối cùng của máng thì tốc độ dịch chuyển của phôi là khá lớn có thể gây ra sự mất định hướng do va đập. Để tránh những hiện tượng đó, người ta phải xác định tốc độ giới hạn của phôi trên cơ sở phải đảm bảo đủ năng suất cấp phôi nhưng không gây va đập làm mất định hướng.



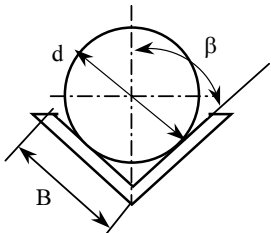
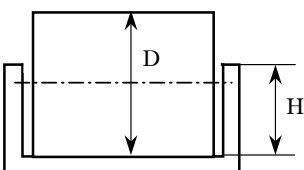
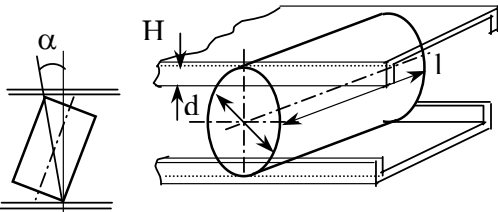
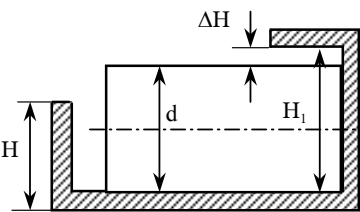
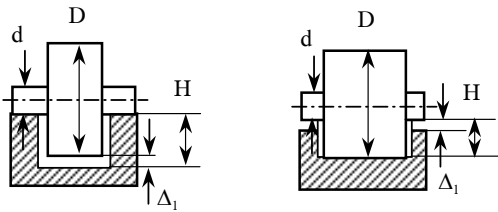
*Hình 12-21: Một số dạng phôi và kiểu máng dẫn phôi*

Đối với các máng tự chảy, góc nghiêng của máng được bố trí sao cho lớn hơn góc ma sát giữa phôi và máng cũng như khắc phục một số ảnh hưởng khác như do kích thước của phôi không chính xác hoặc sai số về hình dáng hình học và vị trí tương quan của phôi gây ra.

Trên hình 12-22 trình bày một số kiểu máng tự chảy với hình a là bố trí máng nghiêng một góc  $\alpha$ , máng nghiêng trên hình b bố trí với 2 góc nghiêng khác nhau có góc  $\alpha_2$  thường lớn hơn góc ma sát khoảng từ 1,5 đến 2 lần, còn góc  $\alpha_1$  thường được bố trí trên phần máng ngắn hơn và thường có giá trị nhỏ hơn góc ma sát  $\varphi$  một ít. Giữa 2 máng nghiêng này được nối với nhau bằng một cung chuyển

tiếp có bán kính R lớn hơn chiều dài của phôi một ít để cho quá trình di chuyển phôi trên máng được dễ dàng. Còn ở hình c là máng chuyển phôi chỉ sử dụng một góc nghiêng nhưng với việc sử dụng hai loại vật liệu có hệ số ma sát khác nhau, thường chọn giá trị  $f_1 \leq \tan \alpha$  một ít và  $f_2 > \tan \alpha$ .

Bảng 12-3

Sơ đồ	Công thức tính toán
	<ul style="list-style-type: none"> <li>- Chiều rộng vách máng: <math>B = (0,7 \div 0,8)d</math></li> <li>- Góc V của máng:  <math>\beta = 45^\circ</math> đối với phôi có khối lượng đến 5 kg.  <math>\beta = 60^\circ</math> đối với phôi có khối lượng <math>&gt;6\text{kg}</math></li> </ul>
	<ul style="list-style-type: none"> <li><math>H = (0,3 \div 0,4)d</math> đối với phôi có dạng cầu.</li> <li><math>H = (0,25 \div 0,3)d</math> đối với phôi hình trụ.</li> <li><math>H &gt; 0,6d</math> đối với phôi dạng đĩa và vành.</li> </ul>
	<p>Chiều cao vách máng hộp kín:</p> $H = 0,5d - \sqrt{(0,5d)^2 - \left(\frac{l \cdot \tan \alpha}{2}\right)^2}$ <p><math>\tan \alpha &lt; f</math> : f là hệ số ma sát; <math>\alpha</math> là góc tiếp xúc giữa phôi và vách máng</p>
	<p>Chiều cao vách máng của hộp nửa kín:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- <math>H = 0,4 d</math></li> <li>- <math>H_1 = d + \Delta H</math></li> <li>- <math>\Delta H = 0,5 \div 1\text{mm}</math></li> </ul>
	<p>Chiều cao vách máng các chi tiết trực bậc:</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>- Khi vận chuyển trên các ngõng trực:  <math display="block">H = \frac{D - d}{2} + \Delta_1; \Delta_1 = 2 \div 5\text{mm}</math></li> <li>- Khi vận chuyển trên bậc trực lớn:  <math display="block">H = \frac{D - d}{2} - \Delta_1</math></li> </ul>



\* Xác định chiều cao vách máng:

Tốc độ trượt của phôi trên máng được xác định theo công thức sau:

$$v = \sqrt{2gh(1 - f \cot \alpha) + v_0^2}$$

Trong đó,  $v_0$  là vận tốc ban đầu;  $h$  là độ cao của máng dẫn;  $g$  là gia tốc trọng trường;  $\alpha$  là góc nghiêng của máng dẫn.

Xác định chiều dài  $L$ :

$$L = h \cdot \cot \alpha = \frac{2g \cdot h + v_0^2 - v^2}{2g \cdot f}$$

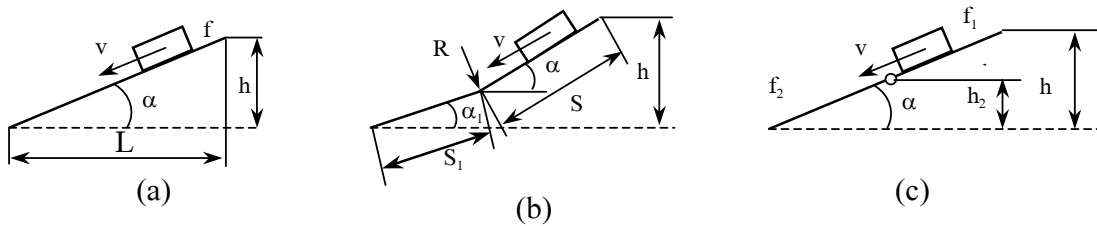
Với  $f$  là hệ số ma sát trượt giữa phôi và máng dẫn:

$$f = \tan \varphi$$

Để xác định độ dài của máng dẫn, từ hình 12-22, ta có:

$$S = \frac{2g(f \cdot \cos \alpha_1 - \sin \alpha_2) \cdot h - (v_0^2 - v^2) \cdot \sin \alpha_1}{2gf(\cos \alpha_1 - \cot \alpha_2 \cdot \sin \alpha_1) \cdot \sin \alpha_2}$$

Trong đó,  $v$  là vận tốc yêu cầu của phôi ở cuối máng chuyển.



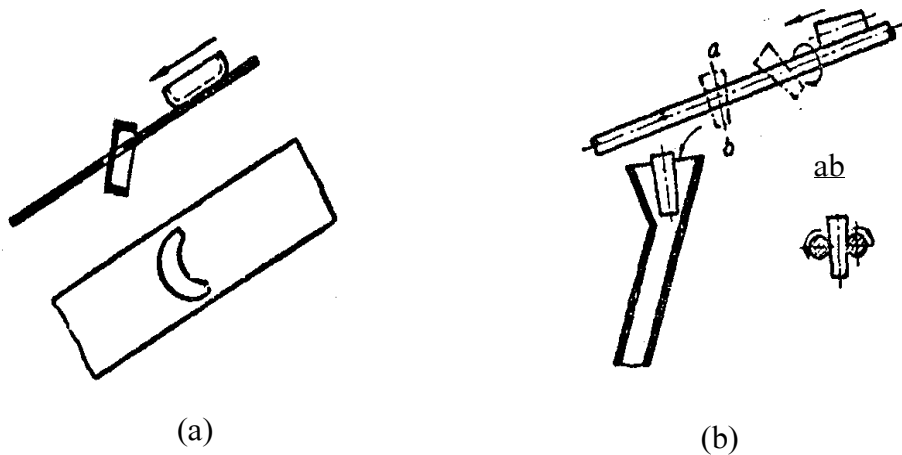
Hình 12-22: Sơ đồ một số kiểu máng tự chảy

Để cho phôi không bị trượt khỏi máng dẫn hoặc rơi ra ngoài khi di chuyển thì cần thiết phải xác định chiều cao vách máng một cách hợp lý. Trên bảng 12-3 giới thiệu một số kiểu máng chuyển phôi và công thức xác định chiều cao tương ứng của từng loại.

c. Cơ cấu định hướng phôi:

Vấn đề định hướng phôi là một trong những nội dung rất quan trọng nhưng đồng thời cũng rất phức tạp và khó khăn. Chúng ta có thể thấy rằng, các chi tiết cơ khí có hình dáng và kích thước vô cùng phong phú. Việc đưa ra từng kiểu chi tiết nào đó rồi nghiên cứu tìm phương án định hướng cho nó là hoàn toàn mang tính lý thuyết và khó có thể áp dụng vào thực tế được vì các chi tiết chỉ khác nhau rất ít thôi thì quá

trình định hướng cho nó cũng đã khác nhau khá xa. Ngay cả khi chỉ một loại phôi mà nếu dung sai kích thước quá lớn thì quá trình định hướng cũng chưa hẳn là hoàn toàn tin cậy. Như trên một số hệ thống dây chuyền sản xuất hiện đại ngày nay thì ngay cả khi nó chỉ sử dụng duy nhất một loại phôi mà người ta phải bố trí thêm cơ cấu loại bỏ khối máng dẫn đối với các phôi định hướng không chính xác. Điều này cũng nói lên rằng công việc định hướng phôi trong hệ thống cấp phôi tự động là một vấn đề khó khăn nhất và đòi hỏi người làm công tác thiết kế phải có tính sáng tạo và nếu có thêm kinh nghiệm nữa thì có thể lựa chọn được các kiểu định hướng tốt nhất, tức là vừa đơn giản về mặt nguyên lý và kết cấu, vừa có độ tin cậy cao.



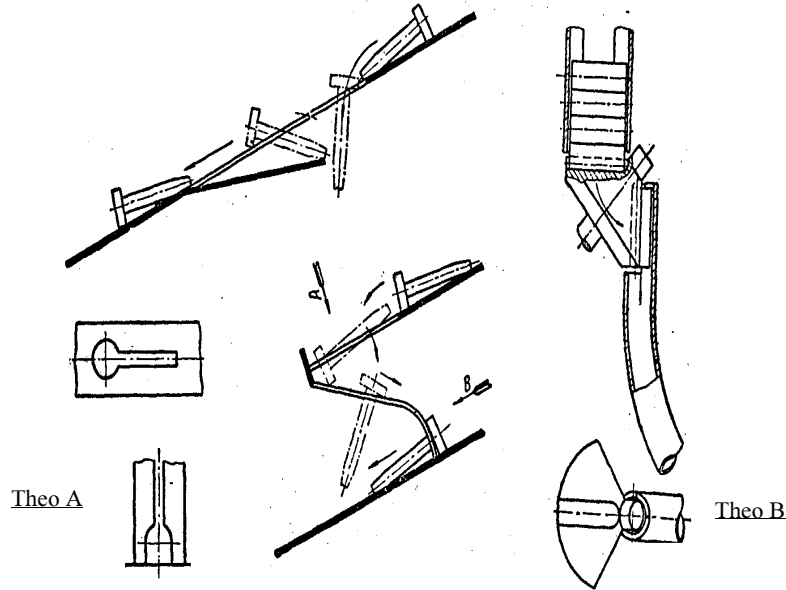
Hình 12-23: Một số sơ đồ nguyên lý định hướng phôi

Nguyên tắc chung khi lựa chọn nguyên lý và cơ cấu định hướng là căn cứ vào sự phân bố trọng lượng trong bản thân vật thể, hình dáng bên ngoài và tỷ lệ các kích thước bao của chúng.

Đối với các phôi cần định vị qua nhiều cấp thì thông thường trên phễu chứa phôi người ta đã thực hiện định hướng cấp I cho nó và các cơ cấu định hướng cấp II và cấp III được bố trí trên máng dẫn. Người ta có thể sử dụng nguyên tắc định hướng nhờ sự phân bố trọng lượng của phôi để lật các phôi cho đúng vị trí định hướng như hình 12-23a, hoặc sử dụng nguyên lý lật hoặc quay phôi căn cứ vào hình dáng của phôi như hình 12-23b hoặc căn cứ theo kích thước khác nhau của phôi khi cần định hướng như hình 12-24.

Trên các hình 12-23, 12-24 chỉ giới thiệu một số sơ đồ định hướng phôi. Các sơ đồ này chỉ mô tả về mặt nguyên lý mà không biểu diễn bằng kết cấu vì không thể giới thiệu hết tất cả các loại phôi cụ thể trong ngành gia công cơ khí.

Dựa trên cơ sở của một số nguyên lý này, chúng ta có thể tiến hành nghiên cứu và phân tích thêm để lựa chọn và thiết kế được một kết cấu định hướng cho loại phôi cụ thể.



Hình 12-24: Sơ đồ định hướng phôi

#### 12-4. Bộ phận làm phù hợp tốc độ phôi, phân chia phôi và chuyển hướng

Để cho quá trình bắt giữ phôi một cách chính xác và thuận lợi để cung cấp cho máy công tác thì cần thiết phải có một số bộ phận được bố trí trên máng chuyển phôi ngoài cơ cấu định hướng, đó là bộ phận làm giảm tốc độ của phôi, rải phôi, chuyển hướng phôi và phân chia phôi.

##### 12-4-1. Cơ cấu làm phù hợp tốc độ phôi

Làm phù hợp tốc độ phôi bao hàm cả 2 vấn đề là làm thế nào để tốc độ của phôi khi chuyển giao sang máy công tác phải đồng bộ, tức là cùng tốc độ trong trường hợp không sử dụng cơ cấu nắm bắt phôi hoặc phải đồng bộ với tốc độ của cơ cấu nắm bắt để cung cấp cho máy công tác.

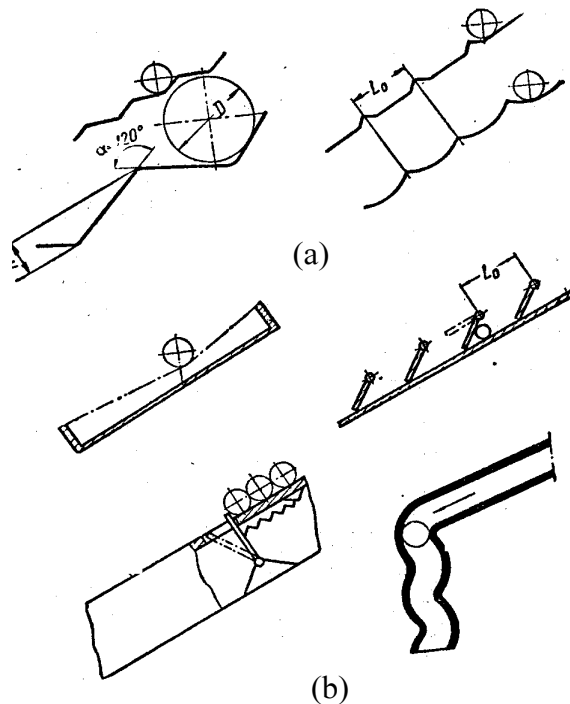
Về thực tế thì ta thấy rằng, các máng chuyển phôi làm nhiệm vụ di chuyển phôi đến vùng công tác, tuy nhiên vị trí của phôi ở trên máng chuyển là hoàn toàn ngẫu nhiên và tốc độ di chuyển của phôi cũng khác nhau, ngay cả các hệ thống chuyển phôi cưỡng bức như các băng tải, xích tải, trục xoắn.... thì tốc độ của phôi

ở trên đoạn cuối cùng của máng chuyển là khá lớn. Vì thế cần phải có một số cơ cấu làm giảm tốc độ di chuyển của phôi cho phù hợp với tốc độ yêu cầu. Tuy nhiên cũng cần chú ý là cơ cấu này phải đảm bảo được khi tiếp xúc với phôi đang di chuyển không được làm mất định hướng của phôi, không tạo ra những xung lực gây biến dạng hoặc làm hư hỏng bề mặt phôi, phải đảm bảo quá trình làm việc ổn định.

Dưới đây giới thiệu một số kiểu cơ cấu làm giảm tốc độ của phôi:

*a. Máng dẫn phôi có đáy kiểu gợn sóng*

Máng dẫn phôi kiểu có đáy gợn sóng có mục đích làm giảm tốc độ trượt của phôi trên các máng tự chảy. Khi phôi trượt trên đó, do sự nhấp nhô của các sóng mà năng lượng dịch chuyển của phôi bị tiêu tán dần và vì vậy mà tốc độ di chuyển cũng chậm dần lại. Tùy theo yêu cầu của tốc độ chi tiết tại thời điểm cuối của máng và căn cứ vào kích thước của phôi, hệ số ma sát và góc nghiêng máng mà ta chọn kiểu sóng có thông số và hình dáng hợp lý. Độ cao của sóng thông thường chọn từ  $(0,3 \div 0,4)d$ , góc biên dạng của đáy sóng thường chọn khoảng  $120^\circ$  (hình 12-25a).



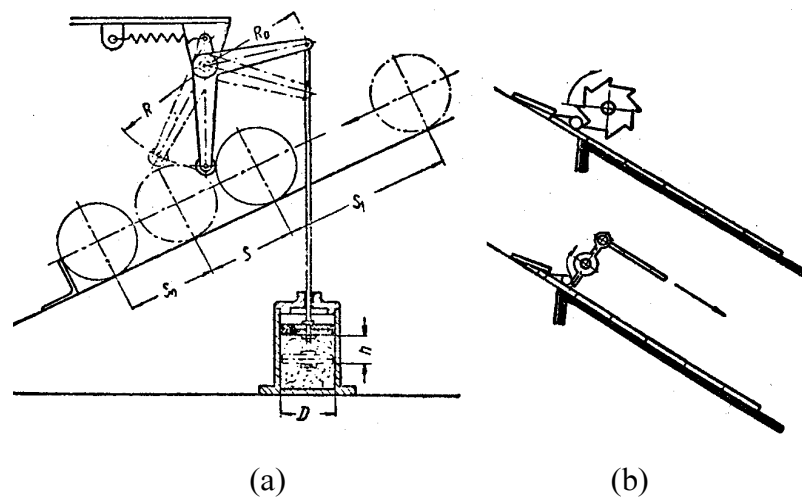
Hình 12-25: Máng dẫn phôi có đáy gợn sóng (a) và lá chắn (b)

### b. Máng dẫn phôi có lá chắn

Trên hình 12-25b mô tả kiểu máng dẫn phôi có cơ cấu làm giảm tốc độ của phôi bằng các lá chắn. Khi phôi di chuyển va vào lá chắn, nó truyền một phần năng lượng sang lá chắn và thông qua khớp bản lề tạo mô men quay làm quay lá chắn và phôi sẽ đi qua, quá trình lại tiếp tục khi phôi gặp phải lá chắn tiếp theo. Thông thường các lá chắn làm việc theo nguyên lý tự quay do trọng lượng của lá chắn tạo ra đối với trục quay. Trong trường hợp góc nghiêng của máng là  $5^{\circ}$  và lá chắn làm việc theo nguyên tắc trên thì người ta thường chọn tỷ số của trọng lượng lá chắn với trọng lượng phôi là 0,2. Nhược điểm của cơ cấu này là không điều chỉnh được mô men quay và do đó không điều chỉnh được tốc độ di chuyển của phôi. Hiện nay người ta sử dụng thêm một cơ cấu lò xo có thể điều chỉnh được mô men quay của lá chắn và do vậy có thể điều chỉnh được tốc độ theo yêu cầu.

### c. Giảm tốc độ phôi bằng cơ cấu thuỷ lực

Hình 12-26 mô tả một cơ cấu thanh gạt làm giảm tốc độ của phôi thông qua hệ thống còng và được giảm chấn bằng thuỷ lực. Còng gạt 2 có 3 cánh mà một đầu của nó có gắn 1 con lăn để tiếp xúc với phôi, một đầu nối với cần piston của xi lanh thuỷ lực và đầu còn lại nối với một lò xo kéo để giữ còng gạt luôn luôn nằm ở vị trí chắn phôi và đưa piston nằm ở vị trí trên cùng của xi lanh thuỷ lực. Khi có phôi đến và tác dụng vào cánh thứ nhất sẽ gây ra mô men quay còng xung quanh chốt. Nếu mô men này lớn hơn mô men do lò xo tạo ra và ma sát trong piston - xi lanh thuỷ lực thì còng sẽ quay và mở cho phôi qua, khi đó tốc độ của phôi bắt đầu trở về không tại vị trí xuất phát này.



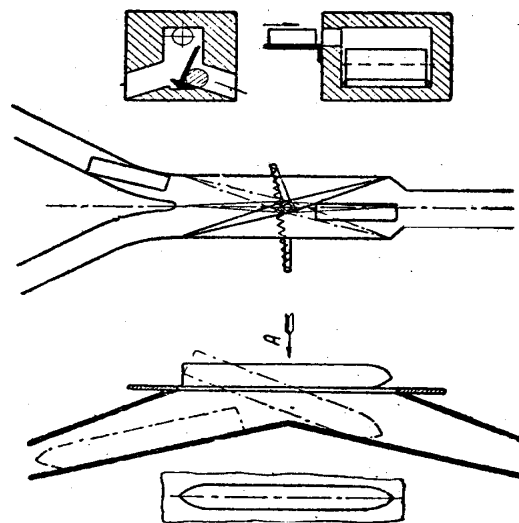
Hình 2-26: Máng dẫn phôi có cơ cấu giảm chấn thuỷ lực (a) và cơ cấu gạt(b)

Kiểu piston - xilanh giảm chấn này có cấu tạo đặc biệt là dầu được chứa cả buồng trên và buồng dưới và chúng thông nhau qua lỗ tiết lưu. Để điều chỉnh thời gian mở càng cho phôi qua, người ta chỉ cần thay đổi tiết diện lỗ tiết lưu đó bằng cách trong kết cấu người ta chế tạo piston gồm có 2 đĩa và khi xoay vị trí của 1 đĩa của piston thì thay đổi được kích thước lỗ tiết lưu.

#### 12-4-2. Bộ phận phân chia phôi và chuyển hướng

Trong quá trình cấp phôi tự động cho nhiều máy công tác cùng làm một chức năng như nhau, thường người ta bố trí chỉ một hệ thống cấp phôi chung cho tất cả. Như vậy ở trên đoạn cuối của máng chuyển phôi chung, người ta phải bố trí cơ cấu phân chia phôi cũng như chuyển hướng phôi đến vị trí các máy công tác. Hoặc có trường hợp khi di chuyển các phôi bằng phương pháp cưỡng bức, vị trí các phôi trên máng chuyển có thể là phân bố ngẫu nhiên hoặc được dồn sát nhau, khi đó cần phải có một cơ cấu phân chia phôi cách nhau 1 khoảng đều đặn phù hợp với cơ cấu nhận phôi của máy.

##### a. Cơ cấu chia phôi



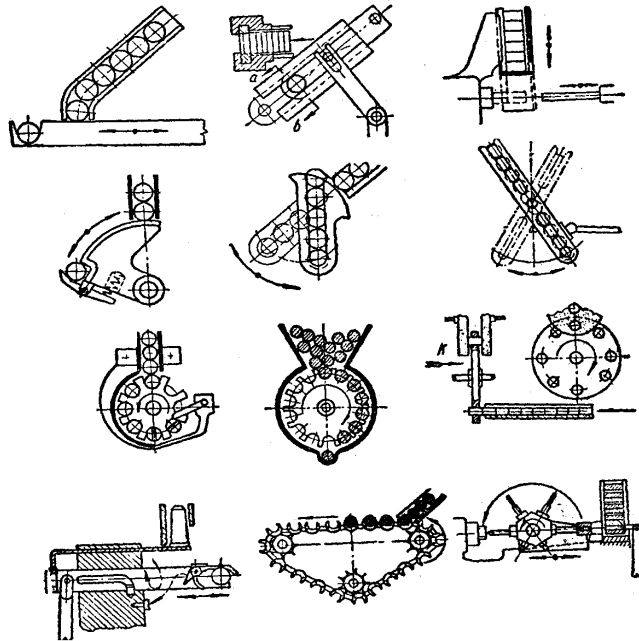
Theo A

Hình 12-27: Cơ cấu chia phôi

Hình 12-27 mô tả một cơ cấu phân chia phôi theo một số hướng. Để cho cơ cấu phân chia phôi làm việc một cách ổn định thì yêu cầu trước khi phôi di chuyển đến bộ phận này thì nó phải được gom phôi, tức là vị trí của phôi được phân bố với khoảng cách đều đặn. Cơ cấu này được dẫn động thông qua một cơ cấu thanh truyền tạo nên chuyển động lắc để rẽ phôi đi theo các hướng theo yêu cầu.

### b. Cơ cấu dẫn phôi.

Mục đích của bộ phận này là dẫn từng phôi một đã được định hướng chính xác từ cuối máng dẫn hay ngay sau bộ phận phân chia phôi đến cơ cấu bắt giữ phôi hoặc chuyển giao trực tiếp cho máy công tác.



Hình 12-28: Một số cơ cấu dẫn phôi

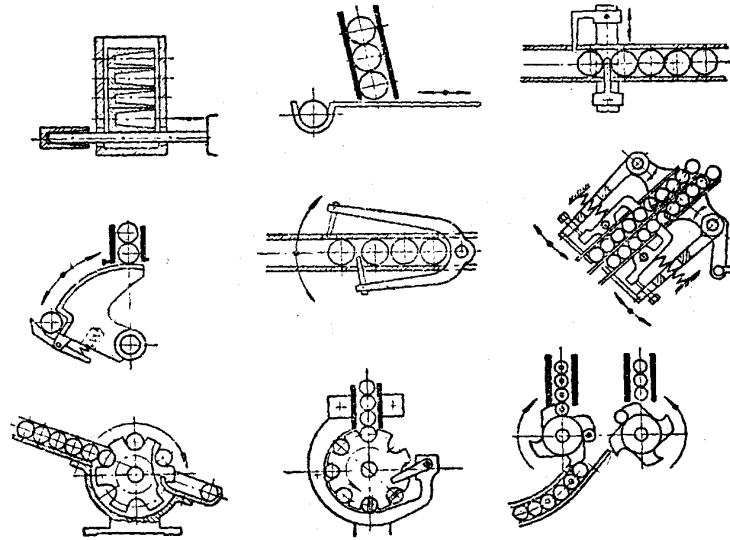
Đây là bộ phận cuối cùng của hệ thống máng cấp phôi. Do vậy chất lượng hoạt động của nó mang tính quyết định đến khả năng làm việc chính xác và ổn định của cả hệ thống sản xuất.

Để đảm bảo yêu cầu trên, thường người ta bố trí ở khâu này một số công tắc hành trình, các cảm biến giám sát trạng thái của phôi ở trong máng cũng như giám sát sự hoạt động của bộ phận đó. Các cơ cấu thường được sử dụng là cơ khí, cơ khí - điện; cơ khí - khí nén. Hình 12- 28 mô tả nguyên lý của một cơ cấu dẫn phôi.

### c. Cơ cấu chuyển hướng.

Trong quá trình cấp phôi, do tính chất làm việc thực tế của các loại phôi và hệ thống sản xuất khác nhau mà phải sử dụng máng chuyển phôi rất dài, điều này trước hết là gây nên sự phức tạp trong thiết kế nhà xưởng, tiếp nữa nó gây trở ngại cho việc lưu thông và các hoạt động của con người trong nhà máy... Để tránh tình trạng này, người ta thu gọn diện tích của chúng lại bằng cách bố trí các máng dẫn theo các đường zig zắc hoặc các dạng đường bao hình vuông, chữ nhật, đa giác...

tùy theo cấu trúc của máy công tác, do vậy để phôi có thể di chuyển được trên những đường đó cần thiết phải có bộ phận chuyển hướng. Hình 12-29 giới thiệu một số kiểu chuyển hướng.



Hình 12-29: Một số cơ cấu chuyển hướng phôi

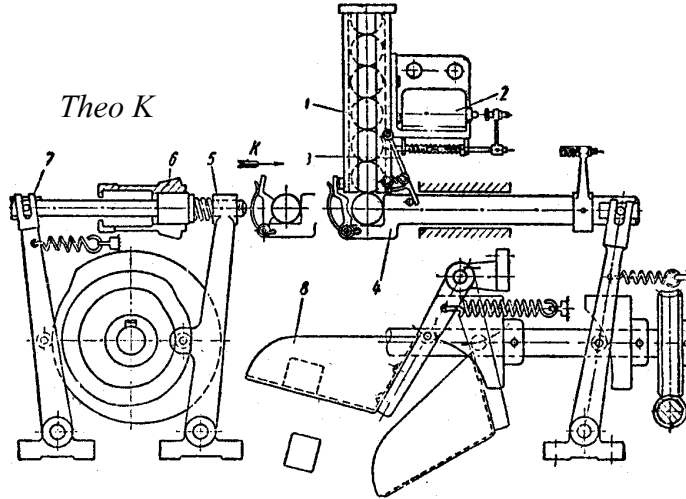
### 12-5. Cơ cấu nắm bắt phôi

Để có thể thực hiện việc gá đặt phôi lên các máy công tác, cần thiết phải có cơ cấu bắt giữ phôi. Nhiệm vụ của cơ cấu này là tiếp nhận phôi đã được định hướng chính xác và bắt giữ nó rồi di chuyển đến vị trí cần thiết như các ống kẹp đàn hồi, mâm cặp khí nén hoặc các loại ê-tô thủy lực hoặc khí nén để các cơ cấu kẹp thực hiện quá trình kẹp chặt phôi.

Để đảm bảo được mục tiêu trên, các cơ cấu nắm bắt phôi phải có kết cấu và hình dáng của phần tiếp xúc với phôi phù hợp với hình dáng và kích thước của phôi cần bắt giữ và đảm bảo giữ chắc nhưng không được làm hư hỏng phôi như làm biến dạng dẻo hay hư hỏng lớp bề mặt đối với các phôi đã qua gia công tinh. Trên hình 12-30 giới thiệu một cơ cấu bắt giữ phôi và di chuyển đến cơ cấu gá đặt của máy công tác. Nguyên lý làm việc của cơ cấu như sau: Các phôi dạng trụ được dẫn trên máng 1, khi đến đúng vị trí sẽ tác động vào công tắc hành trình và thông qua cơ cấu nam châm điện từ đẩy tấm chắn 3 chặn giữ các phôi ở phía trên. Chỉ có 1 phôi được đưa vào tay kẹp 4 và thông qua cơ cấu cam thừng đẩy tay kẹp sang phía trái và nâng máng hứng 8 đi lên phía trên. Khi tay kẹp đã nằm ở vị trí cuối cùng phía trái, hệ thống cam và lò xo sẽ tác động và đẩy phôi ra khỏi cơ cấu kẹp



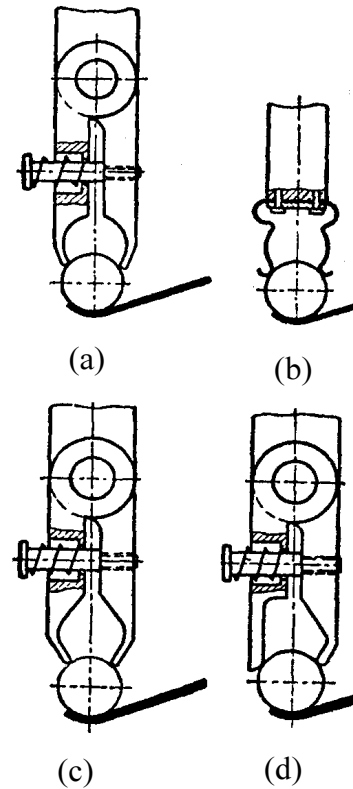
và phôi được rơi xuống máng hứng 8 do tự trọng bản thân. Sau đó cam thùng lại đưa tay kẹp 6 chuyển động sang phải và máng hứng 8 chuyển động xuống dưới để chi tiết trượt hoặc lăn khỏi máng đến vị trí yêu cầu.



Hình 12- 30: Cơ cấu bắt giữ phôi

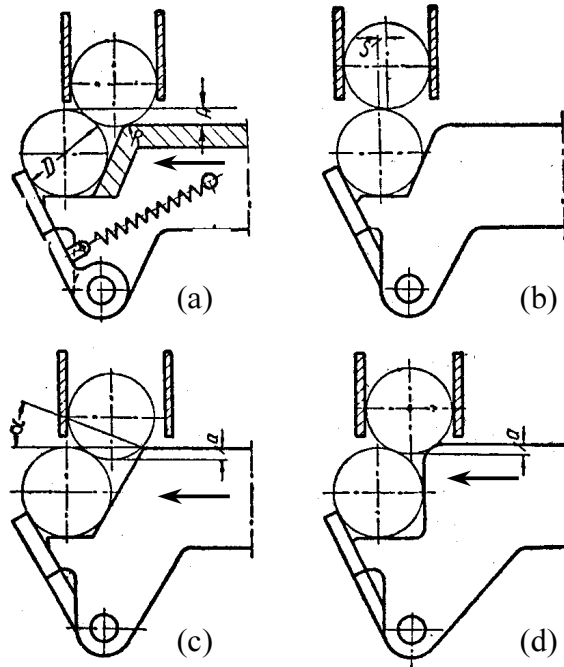
Trên hình 12-31a,c,d giới thiệu một số kết cấu đầu kẹp phôi làm việc theo nguyên tắc dùng lực kẹp của lò xo. Khi đầu kẹp đi xuống, do tác dụng của phôi vào má của mỏ kẹp sẽ làm cho má kẹp động quay xung quanh chốt để mở rộng miệng của cơ cấu và lò xo bị nén lại. Khi phôi đã trượt trên các má và nằm đúng vị trí trong má kẹp, lò xo nén sẽ đẩy má kẹp động và sẽ kẹp chặt phôi lại. Trên hình 12-31b sử dụng cơ cấu nắm giữ phôi bằng lò xo lá, chính lò xo lá cũng là má kẹp phôi. Nguyên lý làm việc giống với các sơ đồ trên hình 12-31 a,c,d.

Trên hình 12-32 giới thiệu một số kết cấu và các thông số về kích thước, góc độ của một cơ cấu kẹp phôi dạng trụ. Để tạo điều kiện cho phôi đi vào má kẹp



Hình 12-30: Cơ cấu nắm bắt phôi

thuận lợi thì vị trí của máng dẫn và các phần công tác của má kẹp phải được bố trí một cách chính xác thì cơ cấu mới có thể làm việc được tin cậy.



Hình 12-32: Các thông số cơ bản của cơ cấu bắt giữ

Đây là một cơ cấu nắm bắt phôi dạng hình trụ có đường kính  $D$ . Phôi đang di chuyển trên máng dẫn phôi đến vị trí của cơ cấu nắm bắt phôi lúc đó đang ở vị trí nhận phôi (hình 12-32 b). Phôi sẽ được định vị chính xác vào vị trí tay nắm và tấm gạt 2 có cơ cấu lò xo kéo sẽ cố định phôi trong cơ cấu nắm giữ. Khi có tác động của cơ cấu nhận phôi của máy công tác, tay nắm phôi 1 được di chuyển sang trái để cung cấp phôi (hình 12-32 a,c,d), phần trên của tay nắm sẽ trượt trên bề mặt của một phôi kế tiếp đang di chuyển trên máng dẫn và giữ cho phôi này không di chuyển được xuống phía dưới. Để đảm bảo cho quá trình này hoạt động chính xác và tin cậy, các thông số  $\rho$ ,  $\alpha$ ,  $a$  và  $R$  phải được xác định theo giá trị của  $D$ .