



ĐẠI HỌC NÔNG LÂM TP. HCM
KHOA CƠ KHÍ – CÔNG NGHỆ



GIÁO TRÌNH
NGUYÊN LÝ MÁY
PHẦN 1 – BÀI GIẢNG

VƯƠNG THÀNH TIÊN - TRƯƠNG QUANG TRƯỜNG

Tp. HCM 2012

MỤC LỤC

| | |
|---|----|
| Chương mở đầu: Giới thiệu môn học | 3 |
| 1. VỊ TRÍ MÔN HỌC | 3 |
| 2. ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU | 3 |
| 3. NỘI DUNG MÔN HỌC | 4 |
| 4. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU | 4 |
| 5. GIỚI THIỆU TÀI LIỆU | 4 |
| Phần I: CẤU TẠO và ĐỘNG HỌC CƠ CẤU | 5 |
| Chương 1: Cấu tạo và phân loại cơ cấu | 5 |
| 1. NHỮNG KHÁI NIỆM CƠ BẢN | 5 |
| 2. BẬC TỰ DO CƠ CẤU | 9 |
| 3. PHÂN TÍCH CẤU TẠO CƠ CẤU THANH PHẪNG | 12 |
| 4. THAY THỂ KHỚP CAO bằng KHỚP THẤP | 15 |
| Chương 2: Phân tích động học | 16 |
| 1. NỘI DUNG và Ý NGHĨA của NGHIÊN CỨU ĐỘNG HỌC | 16 |
| 2. BÀI TOÁN XÁC ĐỊNH VỊ TRÍ CỦA CƠ CẤU | 16 |
| 3. XÁC ĐỊNH VẬN TỐC, GIA TỐC (bằng phương pháp vẽ) | 17 |
| 4. GIỚI THIỆU PHƯƠNG PHÁP GIẢI TÍCH | 22 |
| 5. GIỚI THIỆU PHƯƠNG PHÁP ĐỒ THỊ | 22 |
| 6. GIỚI THIỆU PHƯƠNG PHÁP HOẠ ĐỒ PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC CƠ CẤU LOẠI 3 | 22 |
| Phần II: ĐỘNG LỰC HỌC CƠ CẤU | 23 |
| Chương 3: Phân tích lực cơ cấu | 23 |
| 1. ĐẠI CƯƠNG | 23 |
| 2. LỰC QUÁN TÍNH | 23 |
| 3. ÁP LỰC Ở CÁC KHỚP ĐỘNG | 24 |
| 4. XÁC ĐỊNH LỰC TRÊN KHÂU DẪN | 25 |
| Chương 4: Ma sát trong khớp động | 27 |
| 1. GIỚI THIỆU | 27 |
| 2. MA SÁT TRONG KHỚP TỊNH TIẾN | 29 |
| 3. MA SÁT TRONG KHỚP QUAY | 30 |
| 4. MA SÁT LĂN TRONG KHỚP LOẠI 4 | 30 |
| 5. MA SÁT ƯỚT | 31 |
| 6. TRUYỀN ĐỘNG MA SÁT | 33 |
| Chương 5: Động lực học máy | 37 |
| Chương 6: Các chỉ tiêu chất lượng của máy | 38 |
| 1. LÀM ĐỀU CHUYỂN ĐỘNG CỦA MÁY | 38 |
| 2. ĐIỀU CHỈNH TỰ ĐỘNG CHUYỂN ĐỘNG MÁY | 42 |
| 3. CÂN BẰNG MÁY | 45 |
| 4. HIỆU SUẤT | 50 |
| Phần III. CÁC CƠ CẤU | 54 |
| Chương 7: Cơ cấu nhiều thanh | 54 |
| 1. ĐẠI CƯƠNG | 54 |
| 2. CÁC BIẾN THỂ TRONG CƠ CẤU BỐN KHÂU BẢN LỀ | 54 |
| 3. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU NHIỀU THANH | 56 |
| 4. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG HỌC CỦA CÁC BIẾN THỂ THƯỜNG GẶP | 59 |
| 5. GÓC ÁP LỰC | 61 |
| 6. MỘT SỐ ỨNG DỤNG CỦA CƠ CẤU NHIỀU THANH | 61 |
| Chương 8: Cơ cấu cam | 64 |

| | |
|---|-----|
| 1. ĐẠI CƯƠNG..... | 64 |
| 2. CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA CƠ CẤU CAM..... | 65 |
| 3. PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC CƠ CẤU CAM. | 67 |
| 4. PHÂN TÍCH LỰC CƠ CẤU CAM. | 72 |
| 5. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ CƠ CẤU CAM..... | 73 |
| 6. TỔNG HỢP CƠ CẤU CAM..... | 73 |
| 7. BẢO TOÀN KHỚP CAO TRONG CƠ CẤU CAM..... | 73 |
| Chương 9: Cơ cấu bánh răng..... | 74 |
| I. CƠ CẤU BÁNH RĂNG PHẪNG..... | 74 |
| 1. ĐẠI CƯƠNG VỀ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG..... | 74 |
| 2. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CƠ BẢN CỦA BÁNH RĂNG THÂN KHAI TIÊU CHUẨN..... | 76 |
| 3. ĐƯỜNG ẮN KHỚP – CUNG ẮN KHỚP – HỆ SỐ TRÙNG KHỚP..... | 77 |
| 4. SỰ TRƯỢT CỦA CÁC RĂNG..... | 79 |
| 5. NHỮNG PHƯƠNG PHÁP CƠ BẢN CHẾ TẠO BÁNH RĂNG THÂN KHAI..... | 80 |
| 6. BÁNH RĂNG TRỤ TRÒN RĂNG NGHIÊNG..... | 82 |
| II. CƠ CẤU BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN..... | 85 |
| 1. CẶP BÁNH RĂNG TRỤ CHÉO..... | 85 |
| 2. CƠ CẤU TRỤC VÍT – BÁNH VÍT..... | 86 |
| 3. BÁNH RĂNG NÓN..... | 88 |
| III. HỆ BÁNH RĂNG..... | 92 |
| 1. ĐẠI CƯƠNG..... | 92 |
| 2. HỆ BÁNH RĂNG THƯỜNG..... | 93 |
| 3. HỆ BÁNH RĂNG VI SAI..... | 94 |
| 4. VÍ DỤ VỀ ỨNG DỤNG THỰC TẾ CỦA HỆ BÁNH RĂNG..... | 97 |
| Chương 10: Một số cơ cấu khác..... | 102 |
| 1. CƠ CẤU CÁC–ĐẰNG (Cardan, Universal Joint)..... | 102 |
| 2. CƠ CẤU MAN (Malte, Geneva Mechanism)..... | 103 |
| 3. CƠ CẤU BÁNH CỐC (Ratchet Mechanism)..... | 104 |
| Phụ lục..... | 106 |
| Tài liệu tham khảo..... | 106 |

Chương mở đầu: Giới thiệu môn học

1. VỊ TRÍ MÔN HỌC

Nguyên lý máy là môn học thuộc nhóm kỹ thuật cơ sở, là một mắt xích quan trọng liên kết giữa các môn khoa học cơ bản và kỹ thuật chuyên ngành. Môn học này cung cấp những kiến thức cơ bản về máy, từ đó có thể vận dụng để nghiên cứu các môn học khác như: chi tiết máy, máy cắt kim loại, máy nông nghiệp, máy chế biến ...

Nguyên lý máy đóng vai trò rất quan trọng khi thiết kế các sơ đồ động của máy khi thiết kế một cơ cấu hay một máy mới (sơ đồ cấu tạo, động học, động lực học).

2. ĐỐI TƯỢNG NGHIÊN CỨU

Đối tượng nghiên cứu của môn học là **máy và cơ cấu**

- **Cơ cấu**: là tập hợp các vật thể có chuyển động xác định làm nhiệm vụ truyền hay biến đổi chuyển động.

- **Máy**: là tập hợp những cơ cấu có nhiệm vụ biến đổi hoặc sử dụng năng lượng để tạo ra công có ích. Như vậy máy cũng bao gồm các vật thể chuyển động nhưng có nhiệm vụ cao hơn cơ cấu là biến đổi hoặc sử dụng năng lượng tạo ra công có ích.

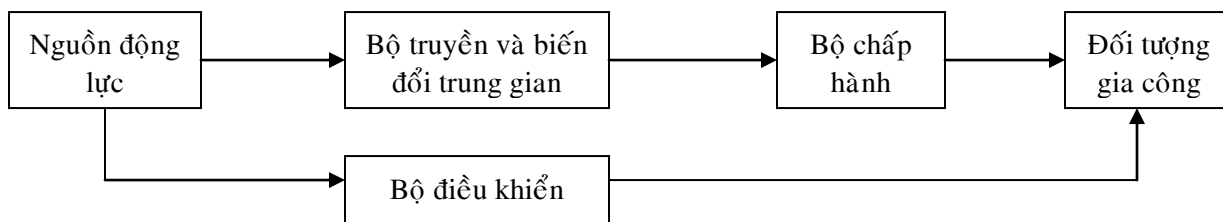
Theo công dụng máy được chia thành 2 loại

- **Máy biến đổi năng lượng**: gồm máy biến đổi từ cơ năng thành năng lượng khác như máy nén khí, máy phát điện...; máy biến đổi từ năng lượng khác thành cơ năng (thường được gọi là động cơ) như động cơ điện, động cơ đốt trong, tuabin thủy lực ...

- **Máy công tác** là những máy sử dụng cơ năng để làm thay đổi trạng thái, tính chất, hình dạng, kích thước, vị trí ... của các vật thể. Ví dụ như máy cắt gọt kim loại, máy nông nghiệp, máy vận chuyển...

Theo phương pháp điều khiển, máy được chia thành: máy điều khiển bằng tay, máy bán tự động và máy tự động. Trong máy tự động, tất cả các nguyên công đều được thực hiện theo chương trình định sẵn, nhờ sử dụng các thiết bị điện tử, điện – khí nén, điện – thủy lực,... ví dụ: máy cắt kim loại điều khiển theo chương trình số CNC (Computerized Numerical Control), các máy sản xuất được điều khiển theo chương trình lô-gic PLC (Programed Logic Control),...

Về mặt chức năng, có thể coi máy là một hệ thống bao gồm các bộ phận chức năng quan hệ chặt chẽ theo sơ đồ sau:



Hình 0-1: Sơ đồ cấu tạo máy

Các loại cơ cấu chủ yếu dùng trong ngành cơ khí:

+ Cơ cấu nhiều thanh.

+ Cơ cấu cam.

+ Cơ cấu bánh răng (truyền động bánh răng).

+ Cơ cấu bánh ma sát.

+ Cơ cấu dĩa: truyền động đai, truyền động xích...

+ Và một số cơ cấu chuyên dùng khác như: Cơ cấu Malte, cơ cấu Các-đăng, cơ cấu bánh cóc,...

3. NỘI DUNG MÔN HỌC

Nội dung của môn học này là nghiên cứu nguyên lý cấu tạo, động học và động lực học của cơ cấu và máy, nhằm giải quyết hai bài toán :

- Phân tích nguyên lý cấu tạo, động học và động lực học của cơ cấu và máy đã cho trước.
- Tổng hợp (hay thiết kế) cơ cấu thỏa mãn những điều kiện động học, động lực học đã cho.

Nghiên cứu về cấu tạo, động học cơ cấu là nghiên cứu về nguyên lý cấu tạo của các cơ cấu, nghiên cứu chuyển động của các phần tử của cơ cấu xét về mặt hình học (không chú ý đến các lực gây ra chuyển động), nghiên cứu đến các phương pháp thiết kế các cơ cấu theo các thông số động học đã cho.

Nghiên cứu về động lực học cơ cấu và máy là nghiên cứu các phương pháp xác định chuyển động của các khâu, cơ cấu dưới tác dụng của các lực bên ngoài.

4. PHƯƠNG PHÁP NGHIÊN CỨU

Để giải quyết các bài toán trên, trong Nguyên lý máy dùng hai phương pháp sau:

a) *Phương pháp giải tích*: phương pháp này được xây dựng dựa trên cơ sở áp dụng các phương pháp toán học vào việc nghiên cứu. Ưu điểm của phương pháp này là cho phép đạt độ chính xác cao, các thông số khác nhau được biểu thị bằng các biểu thức giải tích. Vì thế có thể dễ dàng nghiên cứu ảnh hưởng của các thông số này đối với các thông số khác. Nhưng nó đòi hỏi những kiến thức nhất định về hình học giải tích, giải tích tenxơ ma trận, giải tích vectơ, hàm biến phức, phương trình vi phân, tích phân...

b) *Phương pháp vẽ* (gồm phương pháp đồ thị và phương pháp hoạ đồ vectơ) nói chung thuận tiện vì nó cho phép giải bài toán một cách nhanh gọn mà vẫn đạt được độ chính xác cần thiết trong kỹ thuật. Ngoài ra, trong nhiều trường hợp, quan hệ giữa các bài tính Nguyên lý máy được cho dưới dạng các đồ thị vì thế dùng phương pháp vẽ hoạ đồ vectơ và phương pháp đồ thị sẽ thuận tiện hơn.

5. GIỚI THIỆU TÀI LIỆU

Tài liệu chính:

+ Bài giảng Nguyên lý máy.

+ Bài tập Nguyên lý máy – Tạ Ngọc Hải – NXB KH & KT – 2003.

Phần I: CẤU TẠO và ĐỘNG HỌC CƠ CẤU

Chương 1: Cấu tạo và phân loại cơ cấu

1. NHỮNG KHÁI NIỆM CƠ BẢN

1.1. Cơ cấu

- Định nghĩa: Cơ cấu là những thành phần cơ bản của máy có chuyển động xác định. Đó là những hệ thống cơ học dùng để biến đổi chuyển động của 1 hay 1 số vật thể thành chuyển động cần thiết của các vật thể khác.

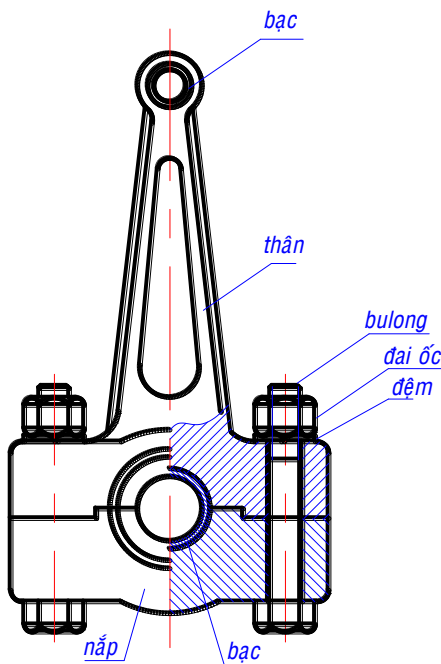
- Nhiệm vụ của cơ cấu là thực hiện các quá trình kỹ thuật nhờ chuyển động của các phần tử của nó
- Các phần tử của cơ cấu: các khâu và khớp động.

1.2. Tiết máy

Một bộ phận không thể tháo rời nhỏ hơn được nữa của cơ cấu hay của máy được gọi là chi tiết máy, gọi tắt là tiết máy. Ví dụ: bu lông, đai ốc, trục, bánh răng...

1.3. Khâu

Một hay một số tiết máy liên kết cứng với nhau tạo thành một bộ phận có chuyển động tương đối so với bộ phận khác trong cơ cấu hay máy được gọi là khâu.



Hình 1-1. Thanh truyền.

Ví dụ thanh truyền (H.1-1) bao gồm nhiều tiết máy nối cứng với nhau, tất cả các tiết máy không có chuyển động tương đối với nhau khi thanh truyền chuyển động. Thanh truyền được coi là 1 khâu.

Môn học nguyên lý máy chỉ xét đến khâu và coi khâu như là thành phần cơ bản trong cơ cấu và máy, đồng thời khâu được xem như là vật rắn tuyệt đối.

Tên gọi: khâu dẫn, khâu bị dẫn và giá (khâu cố định).

1.4. Khớp

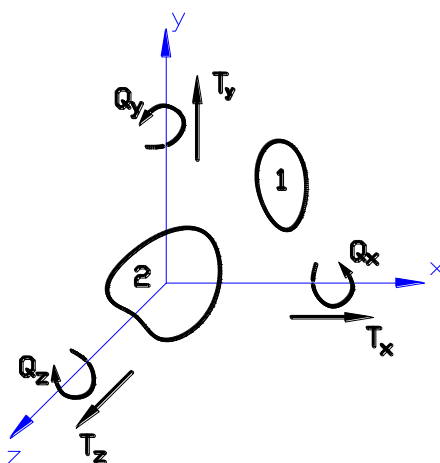
Mối nối động giữa hai khâu liên nhau để hạn chế một phần chuyển động tương đối giữa chúng được gọi là khớp động (gọi tắt là khớp). Toàn bộ chỗ tiếp xúc giữa hai khâu trong khớp động được gọi là thành phần khớp động.

Thông số xác định vị trí tương đối giữa các thành phần khớp động trên cùng một khâu gọi là kích thước động, nó ảnh hưởng đến các thông số động học, động lực học cơ cấu.

Khớp động được phân loại theo nhiều cách :

a. Phân loại theo số bậc tự do bị hạn chế (hay số ràng buộc)

Nếu để rời 2 khâu trong không gian, sẽ có 6 khả năng chuyển động tương đối độc lập với nhau bao gồm: 3 khả năng chuyển động tịnh tiến theo 3 trục; ký hiệu T_x, T_y, T_z và 3 chuyển động quay quanh 3 trục; ký hiệu Q_x, Q_y, Q_z (H.1-2). Mỗi khả năng chuyển động như vậy được gọi là một bậc tự do. Nói cách khác, hai khâu để rời trong không gian có 6 bậc tự do tương đối với nhau.



Hình 1-2: Các bậc tự do

Nếu cho hai khâu tiếp xúc với nhau, tạo thành khớp động thì giữa chúng xuất hiện những ràng buộc về mặt hình học hạn chế bớt bậc tự do tương đối của nhau. Như vậy khớp làm giảm đi số bậc tự do của khâu. Số bậc tự do bị khớp hạn chế bớt được gọi là số ràng buộc. Khớp có k ràng buộc được gọi là khớp loại k ($0 < k < 6$; bảng 1). Ví dụ: khớp ràng buộc 1 bậc tự do giữa 2 khâu, số bậc tự do còn lại là 5, khớp được gọi là khớp loại 1.

Chú ý: Trong mặt phẳng chỉ có khớp loại 4 và khớp loại 5.

b. Phân loại theo tính chất tiếp xúc

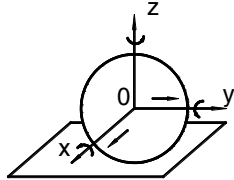

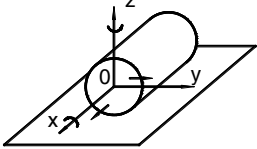

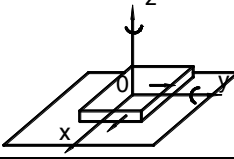

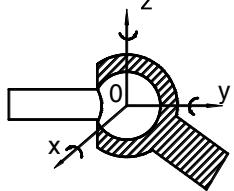
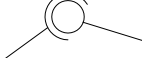
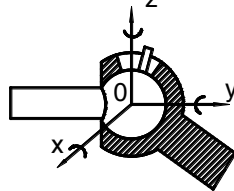
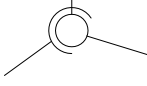
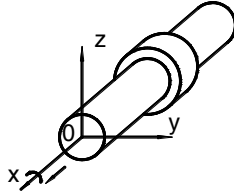

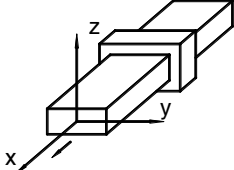

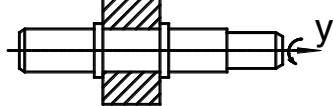
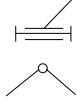
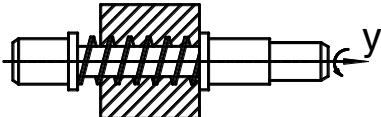
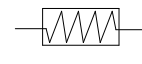
- Khớp loại cao: khi các phần tử khớp động là đường hay điểm. Ví dụ khớp bánh ma sát, bánh răng, cơ cấu cam...

- Khớp loại thấp: khi các phần tử khớp động là các mặt. Ví dụ khớp quay (bản lề), khớp tịnh tiến, khớp cầu...

c. Phân loại theo tính chất của chuyển động tương đối giữa các khâu: khớp tịnh tiến, khớp quay, khớp phẳng và khớp không gian. Khớp phẳng dùng để nối động các khâu trong

cùng một mặt phẳng hay trên những mặt phẳng song song nhau, khớp không gian nối động các khâu nằm trên những mặt phẳng không song song nhau.

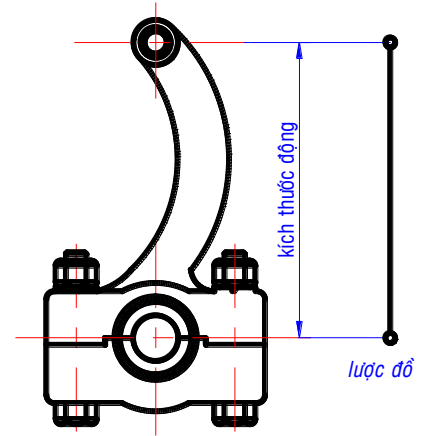
Bảng 1. Các loại khớp động

| Khớp động | Tên gọi | Lược đồ | Số ràng buộc | Bậc tự do còn lại | Loại khớp |
|---|----------------------|---|--------------|-------------------|-----------|
|  | Quả cầu - mặt phẳng |  | 1 | 5 | 1 |
|  | Khối trụ - Mặt phẳng |  | 2 | 4 | 2 |
|  | Khối hộp - mặt phẳng |  | 3 | 3 | 3 |
|  | Khớp cầu |  | 3 | 3 | 3 |
|  | Khớp cầu có chốt |  | 4 | 2 | 4 |
|  | Khớp trụ |  | 4 | 2 | 4 |
|  | Khớp tịnh tiến |  | 5 | 1 | 5 |
|  | Khớp quay |  | 5 | 1 | 5 |
|  | Khớp vít |  | 5 | 1 | 5 |

1.5. Lược đồ động

a. Lược đồ của khâu

Để thuận tiện trong quá trình giải quyết bài toán nguyên lý máy, các khâu được biểu diễn bằng các sơ đồ đơn giản gọi là lược đồ của khâu. Lược đồ khâu phải thể hiện đầy đủ thành phần khớp động và các kích thước ảnh hưởng đến tính chất động học của cơ cấu. Kích thước này được gọi là kích thước động. Thông thường, kích thước động là kích thước giữa tâm các thành phần khớp động trên khâu. Ví dụ:



Hình 1-3: Lược đồ động

Cũng như khâu, để thuận tiện trong quá trình nghiên cứu cơ cấu và máy, các khớp động được biểu diễn bằng các hình vẽ qui ước gọi là lược đồ động của khớp (gọi tắt là lược đồ). Các loại khớp động và lược đồ trình bày trong bảng 1.

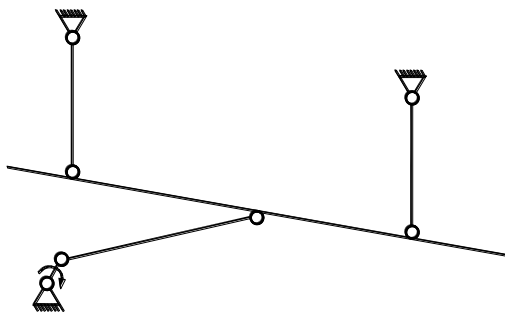
1.6. Chuỗi động và cơ cấu

a. Chuỗi động

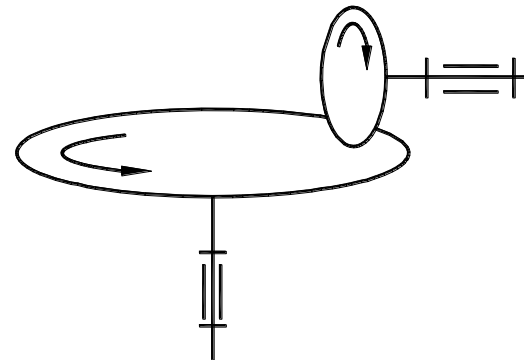
Chuỗi động là tập hợp các khâu liên kết với nhau bằng các khớp động trong 1 hệ thống. Chuỗi động có thể được chia thành chuỗi động phẳng, chuỗi động không gian; đồng thời là chuỗi động kín hoặc chuỗi động hở.

- Chuỗi động phẳng là chuỗi động trong đó các khâu chuyển động trong một mặt phẳng hoặc nhiều mặt phẳng song song với nhau.

- Chuỗi động không gian là chuỗi động trong đó các khâu chuyển động trong những mặt phẳng không song song với nhau.



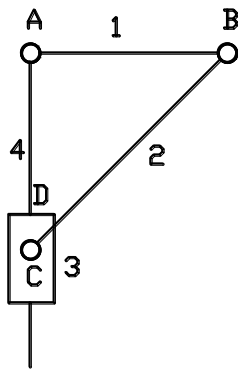
Hình 1-4. Chuỗi động phẳng



Hình 1-5. Chuỗi động không gian

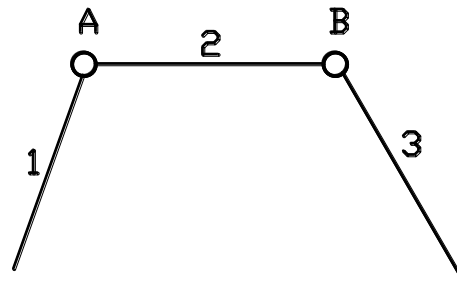
- Chuỗi động kín là chuỗi động trong đó các khâu tạo thành một hay nhiều chu vi khép kín, muốn thế mỗi khâu phải tham gia ít nhất 2 khớp động.

- Chuỗi động hở: là chuỗi động trong đó các khâu không tạo thành chu vi khép kín, như vậy trong chuỗi động có những khâu chỉ tham gia 1 khớp động.



Hình 1-6. Chuỗi động kín

b. Cơ cấu



Hình 1-7. Chuỗi động hở

Cơ cấu có thể được định nghĩa theo cách khác: Cơ cấu là một chuỗi động kín có một khâu cố định và chuyển động theo qui luật xác định.

Khâu cố định được gọi là giá (trong lược đồ, giá được ký hiệu dấu gạch gạch chứng tỏ không chuyển động)

Theo tính chất của chuỗi, cơ cấu cũng được chia thành cơ cấu phẳng và cơ cấu không gian.

2. BẬC TỰ DO CƠ CẤU

2.1. Định nghĩa

Bậc tự do của cơ cấu là số thông số độc lập cần thiết để xác định vị trí của cơ cấu. Đồng thời bậc tự do cũng chính là số khả năng chuyển động độc lập của cơ cấu đó.

2.2. Công thức tính bậc tự do của cơ cấu

Bậc tự do thể hiện cho khả năng chuyển động của cơ cấu, nó phụ thuộc vào số khâu, khớp và loại khớp.

Gọi W_0 là số bậc tự do tương đối của tất cả các khâu trong cơ cấu để rời so với giá, gọi R là tổng số ràng buộc trong cơ cấu, thì bậc tự do W của cơ cấu được tính

$$W = W_0 - R \tag{1-1}$$

- *Xác định W_0* : trường hợp tổng quát, một khâu để rời trong không gian có 6 bậc tự do tương đối so với giá, nên nếu cơ cấu có n khâu thì số bậc tự do tương đối sẽ là

$$W_0 = 6n \tag{1-2}$$

- *Xác định R* : Mỗi khớp động sẽ hạn chế một số bậc tự do bằng đúng số ràng buộc của khớp đó. Nếu gọi p_i là số khớp loại i trong cơ cấu thì tổng số ràng buộc sẽ là

$$R = \sum_{i=1}^5 i.p_i = 5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + 1p_1 \tag{1-3}$$

Thay (1-2) và 1-3) vào (1-1) ta có :

$$W = 6n - (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + 1p_1) \tag{1-4}$$

* Đối với cơ cấu phẳng

- Một khâu có nhiều nhất 3 bậc tự do so với giá. Nên tổng số bậc tự do của n khâu sẽ là

$$W_0 = 3n$$

- Một khớp có nhiều nhất là 2 ràng buộc, nói cách khác cơ cấu phẳng chỉ chứa khớp loại 4 và loại 5. Mỗi khớp loại 4 trong cơ cấu phẳng chỉ có thêm 1 ràng buộc nên số ràng buộc của p_4 khớp loại 4 là $1p_4$. Mỗi khớp loại 5 trong mặt phẳng có thêm 2 ràng buộc nên số ràng buộc của p_5 khớp loại 5 là $2p_5$. Nên tổng số ràng buộc trong cơ cấu phẳng

$$R = 2p_5 + p_4$$

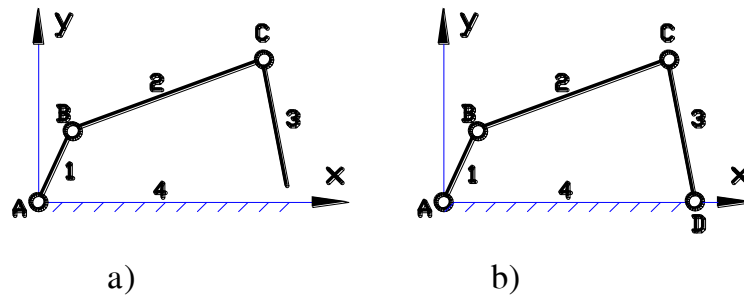
$$\rightarrow W = 3n - (2p_5 + p_4) \tag{1-5}$$

2.3. Ràng buộc trực tiếp - Ràng buộc gián tiếp

Ràng buộc giữa hai khâu do khớp nối trực tiếp giữa chúng gọi là ràng buộc trực tiếp.

Sự ràng buộc giữa hai khâu không phải do tác dụng trực tiếp của khớp nối hai khâu đó gọi là ràng buộc gián tiếp.

Xét ví dụ trên H.1-8



Hình 1-8. Cơ cấu có ràng buộc gián tiếp

Sự ràng buộc giữa khâu 1 và 2, giữa 2 và 3, giữa 1 và 4 trên H.1-8a là ràng buộc trực tiếp. Khâu 3 và khâu 4 chưa nối với nhau nhưng do tác dụng của các khớp A, B, C nên khâu 3 đã xuất hiện 3 ràng buộc: Q_x , Q_y và T_z được gọi là ràng buộc gián tiếp.

Nếu nối khâu 3 với khâu 4 bằng khớp D (H.1-8b), khớp D có 5 ràng buộc trực tiếp: T_x , T_y , T_z , Q_x , Q_y . Tuy nhiên trong đó có 3 ràng buộc Q_x , Q_y , T_z đã có khi chưa xuất hiện khớp D. Ba ràng buộc này được gọi là ràng buộc trùng.

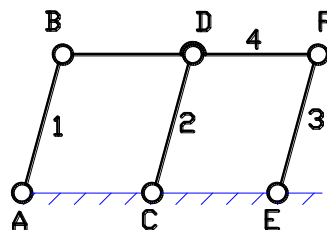
Chú ý: ràng buộc trùng chỉ xuất hiện ở khớp nối các khâu đã có ràng buộc gián tiếp tức là chỉ có ở khớp khép kín của chuỗi động. Nói cách khác, ràng buộc trùng chỉ có ở chuỗi động kín.

Khi cơ cấu tồn tại ràng buộc gián tiếp thì số ràng buộc của cơ cấu được tính

$$R = \sum_{i=1}^5 i.p_i - R_0 \tag{1-6}$$

2.4. Ràng buộc thừa - Bậc tự do thừa

- Ràng buộc thừa là những ràng buộc xuất hiện trong cơ cấu mà nếu bỏ chúng đi thì qui luật chuyển động của cơ cấu không thay đổi. Xét cơ cấu trên H.1-9.



Hình 1-9. Cơ cấu có ràng buộc thừa

Nếu bỏ đi một trong 3 khâu 1, 2, 3 và khớp kèm theo thì chuyển động của cơ cấu không thay đổi. Nghĩa là về phương diện chuyển động thì việc thêm khâu 2 hoặc 3 là thừa. Việc thêm khâu 2 hoặc 3 làm cho bậc tự do tăng lên:

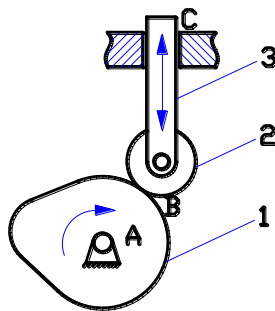
$$3n - 2p_5 = 3 \times 1 - 2 \times 2 = -1$$

Nói cách khác là tăng thêm 1 ràng buộc. Ràng buộc này chính là ràng buộc thừa. Như vậy khi tính số ràng buộc của cơ cấu chúng ta không tính đến ràng buộc thừa. Nếu gọi số ràng buộc thừa là r , thì số ràng buộc của cơ cấu là

$$R = \sum_{i=1}^5 i.p_i - R_0 - r \tag{1-7}$$

- *Bậc tự do thừa* là những bậc tự do của các khâu trong cơ cấu mà nếu bỏ chúng đi thì qui luật chuyển động của cơ cấu không thay đổi.

Xét cơ cấu cam trên H.1-10



Hình 1-10. Cơ cấu có bậc tự do thừa

Chuyển động của con lăn 2 không ảnh hưởng đến chuyển động của cơ cấu. Bậc tự do này (con lăn 2 quay) gọi là bậc tự do thừa. Khi tính bậc tự do của cơ cấu không tính đến bậc tự do thừa này. Gọi s là bậc tự do thừa thì công thức tính bậc tự do của cơ cấu

$$W = W_0 - R - s$$

2.5. Công thức tổng quát

- Cơ cấu không gian :

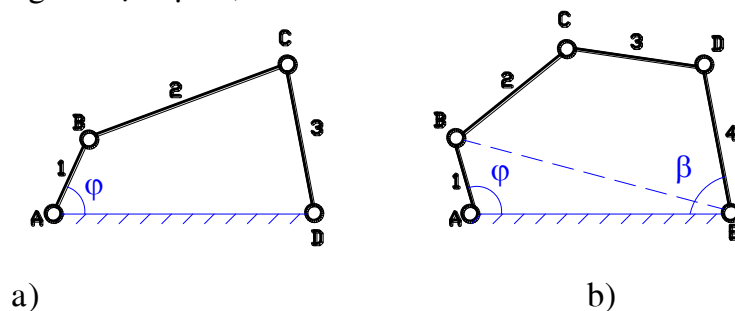
$$W = 6n - (5p_5 + 4p_4 + 3p_3 + 2p_2 + 1p_1 - R_0 - r) - s \tag{1-8}$$

- Cơ cấu phẳng

$$W = 3n - (2p_5 + p_4 - r) - s \tag{1-9}$$

2.6. Ý nghĩa của bậc tự do, khâu dẫn và khâu bị dẫn

Để thấy rõ ý nghĩa bậc tự do, so sánh 2 cơ cấu trên H.1-11



Hình 1-11. Bậc tự do của cơ cấu 4 và 5 khâu

Cơ cấu 4 khâu trên H.1-11a có 1 bậc tự do nên chỉ cần 1 thông số độc lập (góc φ) thì vị trí cơ cấu hoàn toàn xác định, đồng thời cơ cấu chỉ có 1 khả năng chuyển động độc lập, giả sử là chuyển động của khâu 1 quay quanh A, nếu dừng chuyển động này thì cơ cấu cũng sẽ dừng lại, không còn chuyển động nào nữa. Nếu cho trước qui luật chuyển động của φ theo thời gian, thì qui luật chuyển động của cơ cấu hoàn toàn xác định. Có nghĩa là nếu biết trước qui luật chuyển động của một khâu bất kỳ thì qui luật của toàn cơ cấu hoàn toàn xác định.

Với cơ cấu 5 khâu trên H.1-11b có 2 bậc tự do nên nếu chỉ biết một thông số độc lập (giả sử φ) thì chưa đủ để xác định vị trí của toàn bộ cơ cấu. Muốn xác định hoàn toàn vị trí cơ cấu cần phải biết thêm một thông số độc lập nữa (giả sử là β). Đồng thời, về chuyển động, cơ cấu này có hai khả năng chuyển động độc lập nên nếu chỉ dừng một chuyển động (giả sử dừng khâu 1) thì cơ cấu 4 khâu còn lại (BCDE) vẫn chuyển động được. Nếu dừng thêm một chuyển động nữa (giả sử dừng khâu 4) thì cơ cấu mới cố định. Cần phải biết trước 2 qui luật chuyển động (giả sử của φ và β) thì qui luật chuyển động của cơ cấu hoàn toàn xác định.

Qua phân tích hai cơ cấu chúng ta thấy: để cơ cấu chuyển động xác định, số qui luật chuyển động độc lập cần biết trước phải bằng số bậc tự do của cơ cấu.

Khâu có qui luật chuyển động biết trước được gọi là khâu dẫn. Các khâu động còn lại được gọi là khâu bị dẫn.

Thông thường khâu dẫn là khâu nối với giá bằng một khớp quay loại 5; mỗi khâu dẫn chỉ ứng với một qui luật chuyển động cho trước. Vì vậy, để cơ cấu có chuyển động xác định, số khâu dẫn phải bằng số bậc tự do.

3. PHÂN TÍCH CẤU TẠO CƠ CẤU THANH PHẪNG

3.1. Nhóm tĩnh định (Át-xua)

Phân tích cấu tạo của cơ cấu ta sẽ tìm được những đặc điểm cấu tạo làm cơ sở xác định phương pháp và trình tự nghiên cứu cơ cấu. Theo phương pháp phân tích cấu tạo cơ cấu của Át-xua: nếu một cơ cấu có W bậc tự do thì bao gồm W khâu dẫn và những nhóm có bậc tự do bằng không. Nói cách khác, các khâu trong một cơ cấu được chia làm 2 loại:

- Loại thứ nhất là khâu dẫn có qui luật chuyển động biết trước, số khâu loại này bằng số bậc tự do của cơ cấu.

- Loại thứ hai là các khâu bị dẫn tập hợp thành những nhóm tĩnh định có bậc tự do bằng không, còn gọi là nhóm Át-xua.

Xét cơ cấu phẳng chỉ chứa toàn những khớp thấp gồm n khâu và p_5 khớp loại 5, một nhóm Át-xua phải thỏa mãn điều kiện của nhóm:

$$W_{nhóm} = 3n - 2p_5 = 0$$

Vì số khâu và khớp phải là số nguyên nên các nhóm được phân loại như sau

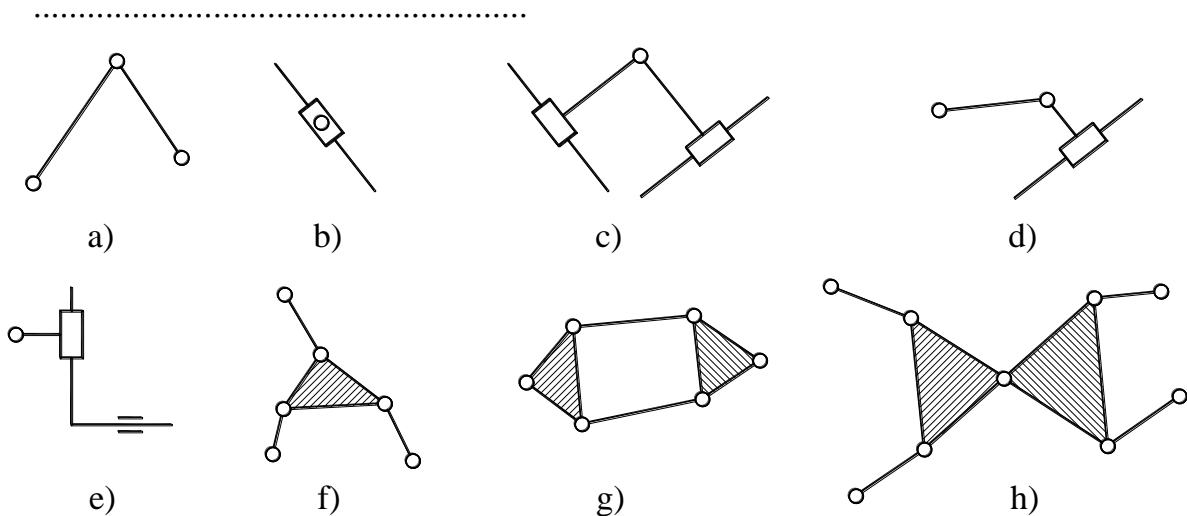
| | | | | |
|-------|---|-----------|---|--------------------|
| n = 2 | → | $p_5 = 3$ | → | nhóm 2 khâu 3 khớp |
| n = 4 | → | $p_5 = 6$ | → | nhóm 4 khâu 6 khớp |
| n = 6 | → | $p_5 = 9$ | → | nhóm 6 khâu 9 khớp |

* Qui ước :

Nhóm 2 khâu 3 khớp gọi là nhóm loại 2 (H.1-12a, b, c, d, e)

Nhóm 4 khâu 6 khớp gọi là nhóm loại 3 (H.1-12f, g)

Nhóm 6 khâu 9 khớp gọi là nhóm loại 4 (H.1-12h)



Hình 1-12: Nhóm Át-xua

3.2. Nguyên tắc tách nhóm

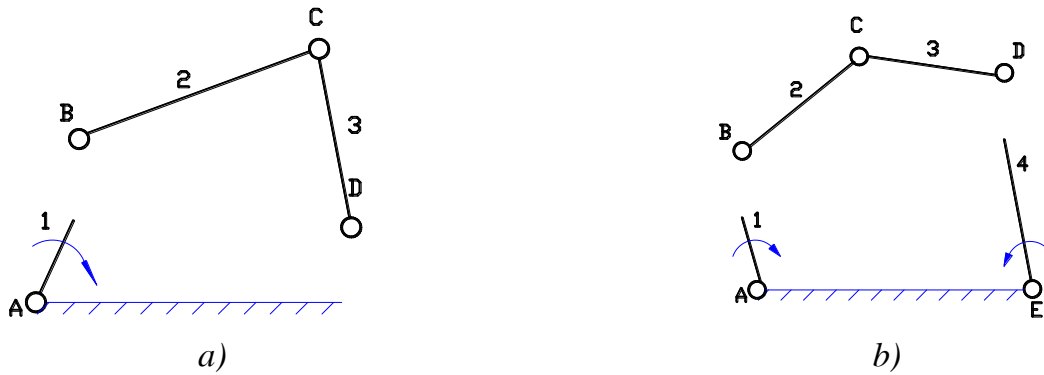
- Khi tách nhóm phải biết trước khâu dẫn. Khâu dẫn và giá không thuộc các nhóm.
- Số khâu và khớp phải thoả mãn điều kiện bậc tự do của nhóm. Khớp bị tách thì xem là ở nhóm vừa tách.
- Sau khi tách nhóm ra khỏi cơ cấu, phần còn lại phải là cơ cấu hoàn chỉnh hoặc là còn lại khâu dẫn nối với giá. Như vậy, việc tách nhóm phải tiến hành từ xa khâu dẫn đến gần khâu dẫn.
- Phải tách nhóm đơn giản trước, nếu không được thì mới tách nhóm phức tạp hơn (loại cao hơn).

3.3. Xếp loại cơ cấu

- Khâu dẫn gọi là cơ cấu loại 1
- Cơ cấu chỉ chứa 1 nhóm Át-xua thì loại của cơ cấu là loại của nhóm Át-xua đó.
- Cơ cấu chứa nhiều nhóm Át-xua thì loại của cơ cấu là loại của nhóm Át-xua có loại cao nhất.

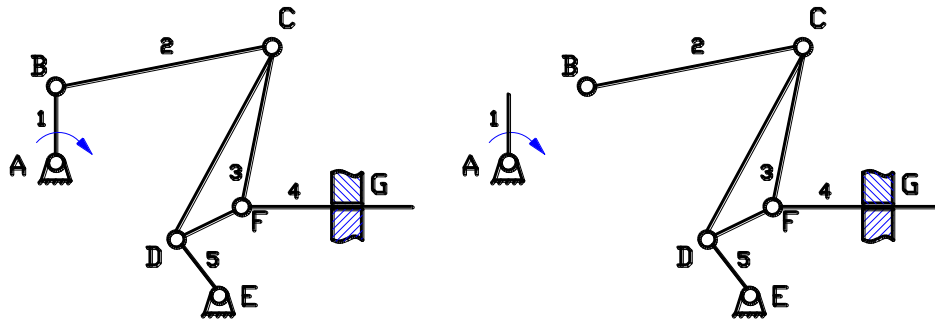
* Các ví dụ:

- Cơ cấu 4 khâu bản lề trên H.1-11a: bao gồm giá, một khâu dẫn 1 và một nhóm Át-xua 2 khâu 3 khớp. Cơ cấu thuộc loại 2.



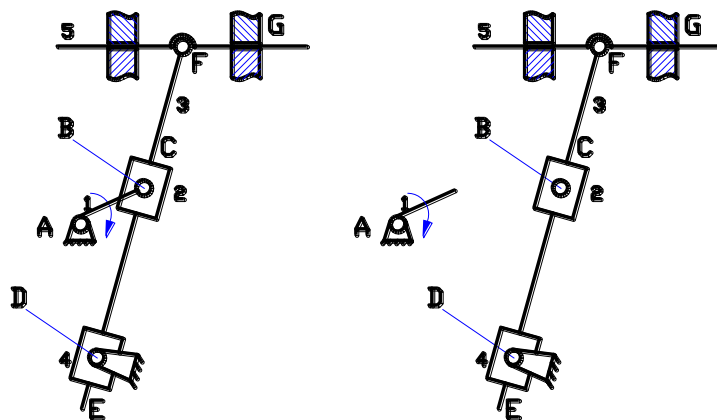
- Cơ cấu 5 khâu trên H.1-11b: bao gồm một giá, 2 khâu dẫn (1 và 4) và một nhóm Át-xua 2 khâu 3 khớp. Cơ cấu thuộc loại 2.

- Cơ cấu bơm oxy trên H.1-13: bao gồm một giá, 1 khâu dẫn (1) và một nhóm Át-xua 4 khâu 6 khớp. Cơ cấu thuộc loại 3.



Hình 1-13: Cơ cấu có nhóm loại 3

- Cơ cấu máy bào ngang trên hình 1-14: bao gồm một giá, 1 khâu dẫn (1) và một nhóm Át-xua 4 khâu 6 khớp. Cơ cấu thuộc loại 3.

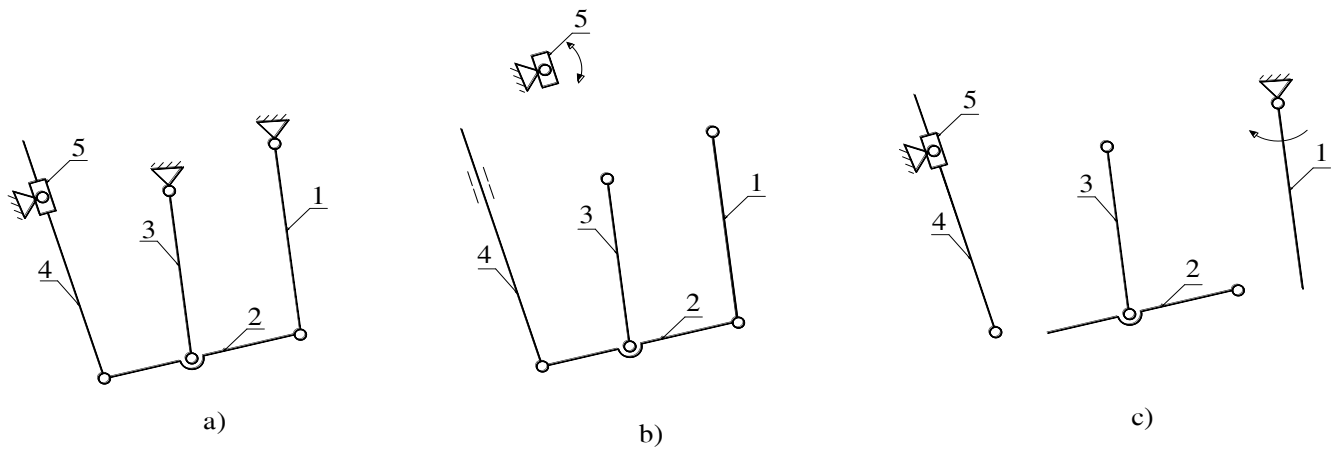


Hình 1-14: Cơ cấu có nhóm loại 3

- Cơ cấu máy nén trên hình 1-15a:

Chọn khâu 5 làm khâu dẫn (H.1-15b) ta được 1 nhóm Át-xua loại 3. Cơ cấu loại 3

Chọn khâu 1 làm khâu dẫn (H.1-15c) ta được 2 nhóm Át-xua loại 2. Cơ cấu loại 2



Hình 1-15: Cơ cấu máy nén

4. THAY THỂ KHỚP CAO bằng KHỚP THẤP

(Tham khảo PL 1)

Chương 2: Phân tích động học

1. NỘI DUNG và Ý NGHĨA của NGHIÊN CỨU ĐỘNG HỌC

Phân tích động học cơ cấu là nghiên cứu chuyển động của cơ cấu khi cho trước cơ cấu và quy luật chuyển động của khâu dẫn. Cụ thể: cho trước lược đồ cơ cấu, quy luật chuyển động của khâu dẫn, cần phải:

- Xác định vị trí của các khâu và quỹ đạo của các điểm trên khâu trong quá trình cơ cấu chuyển động. Đây là bài toán vị trí (chuyển vị).

- Xác định vận tốc của các điểm trên khâu và vận tốc góc các khâu tại từng vị trí và quy luật vận tốc các điểm trên khâu, vận tốc góc các khâu khi cơ cấu chuyển động. Đây là bài toán vận tốc.

- Xác định gia tốc của các điểm trên khâu, gia tốc góc các khâu tại từng vị trí và quy luật gia tốc các điểm trên khâu, gia tốc góc các khâu khi cơ cấu chuyển động. Đây là bài toán gia tốc.

Khi nghiên cứu động học cơ cấu ta không để ý đến nguyên nhân của chuyển động và thường giả thiết khâu dẫn chuyển động đều.

Phân tích động học mang nhiều ý nghĩa trong việc thiết kế máy, ví dụ : xác định vị trí, quỹ tích để phối hợp chuyển động của các bộ phận máy, thiết kế vỏ máy, các bộ phận che chắn, bố trí không gian lắp đặt máy,...; xác định vận tốc là cơ sở để xác định các đại lượng động lực học như động năng, công suất,... để tính toán năng lượng, làm đều chuyển động của máy...; xác định gia tốc để tính lực quán tính, từ đó giải bài toán áp lực khớp động...

Phương pháp nghiên cứu động học: có thể dùng phương pháp giải tích, phương pháp đồ thị hay phương pháp vẽ (họa đồ vectơ). Trong môn học, chủ yếu giới thiệu phương pháp vẽ.

2. BÀI TOÁN XÁC ĐỊNH VỊ TRÍ CỦA CƠ CẤU

Xác định vị trí cơ cấu là vẽ lược đồ động của nó với những vị trí khác nhau của khâu dẫn với một tỉ lệ xích nhất định.

- ❖ Số liệu cho trước:

- + Lược đồ động của cơ cấu.

- + Khâu dẫn.

- ❖ Yêu cầu:

- + Xác định quy luật chuyển vị của các khâu bị dẫn theo góc quay φ của khâu dẫn:

- Quy luật chuyển vị $s = s(\varphi)$ nếu khâu bị dẫn chuyển động tịnh tiến.

- Quy luật chuyển vị $\psi = \psi(\varphi)$ nếu khâu bị dẫn chuyển động quay.

- + Quỹ đạo của một điểm bất kỳ trên cơ cấu.

Tỉ lệ xích (TLX):

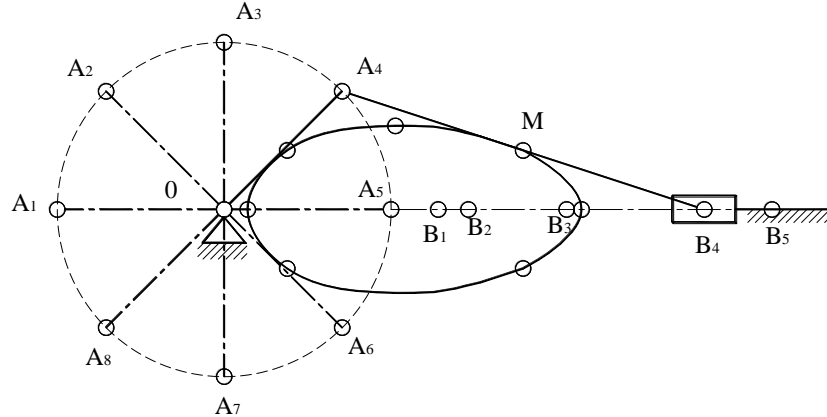
Gọi K_1 là tỉ lệ xích chiều dài:

$$K_1 = \frac{\text{Chiều dài thực} \cdot (m)}{\text{Chiều dài đoạn biểu diễn} \cdot (mm)} \quad (2-1)$$

Các giá trị nên chọn của TLX:

- 1:1; 1:10; 1:100; 1:1000; 1:10.000
- 1:2; 1:20; 1:200; 1:2000; 1:20.000
- 1:5; 1:50; 1:500; 1:5000; 1:50.000

Ví dụ Vẽ quỹ đạo của trung điểm M trên thanh truyền AB, đồ thị chuyển vị của con trượt B của cơ cấu tay quay – con trượt. Biết khâu dẫn là tay quay OA có chiều dài 1m, thanh truyền AB có chiều dài 2,5m (Hình 2-1).



Hình 2-1: phương pháp vẽ - xác định vị trí cơ cấu

- + Chọn TLX K_1 (m/mm) và vẽ quỹ đạo điểm A là đường tròn tâm O, bán kính $OA = 1_{OA}/K_1$; sau đó vẽ quỹ đạo con trượt B là đường thẳng đi qua O và song song với phương trượt.
- + Chia vòng tròn quỹ đạo điểm A thành nhiều phần bằng nhau (giả sử 8 phần) được xác định bởi các điểm $A_1, A_2, \dots, A_i, \dots, A_8$, từ đó xác định vị trí tương ứng của điểm B là $B_1, B_2, \dots, B_i, \dots, B_8$ (với B_i là giao điểm của vòng tròn tâm A_i bán kính AB với phương trượt).
- + Trên $A_1B_1, A_2B_2, \dots, A_8B_8$ xác định các điểm M_1, M_2, \dots, M_8 . Nối các điểm M_1, M_2, \dots, M_8 bằng một đường cong liên tục ta có quỹ đạo của điểm M (H.2-1).
- + Cách xây dựng đồ thị chuyển vị $s = s(t)$ hay $s = s(\varphi)$ trong đó s là chuyển vị của con trượt B; t là thời gian; φ là góc quay của tay quay OA như sau:

- Gọi n là số vòng quay của tay quay OA trong 1 phút.
- Lấy x là đoạn thẳng trên trục hoành độ (trục thời gian t, hay trục góc quay φ) ứng với 1 vòng quay (1 chu kỳ) của tay quay, khi đó TLX góc quay φ (K_φ), hay TLX thời gian t (K_t) sẽ là:

$$K_\varphi = \frac{2\pi}{x} \frac{(rad)}{(mm)}; \quad K_t = \frac{60}{nx} \frac{(s)}{(mm)} \quad (2-2)$$

- Chọn TLX chuyển vị $K_s = K_1$.
- Chọn vị trí cực biên bên trái làm góc tọa độ (B_1), đoạn B_1B_2 là chuyển vị của con trượt B tương ứng với góc quay A_1OA_2, \dots , đoạn B_1B_8 là chuyển vị của con trượt B tương ứng với góc quay A_1OA_8 . Đồ thị chuyển vị được thể hiện ở hình 2-11.

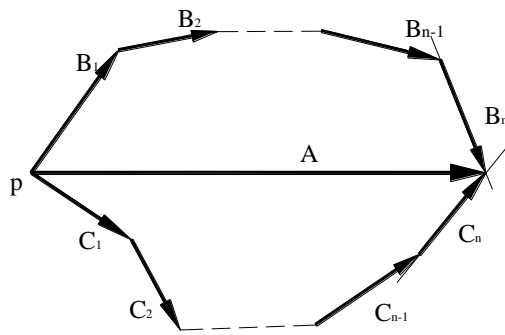
3. XÁC ĐỊNH VẬN TỐC, GIA TỐC (bằng phương pháp vẽ)

3.1. Lý thuyết về đại số vector

Nếu một vector \vec{A} được biểu thị:

$$\begin{cases} \vec{A} = \vec{B}_1 + \vec{B}_2 + \dots + \vec{B}_n \\ \vec{A} = \vec{C}_1 + \vec{C}_2 + \dots + \vec{C}_n \end{cases}$$

Sẽ được biểu diễn bằng cách vẽ một đa giác vector như trên hình 2-2.



Hình 2-2: đa giác véc tơ

Từ hình vẽ ta thấy:

- + Các vectơ \vec{B}_1, \vec{C}_1 và \vec{A} cùng gốc.
- + Các vectơ \vec{B}_n, \vec{C}_n và \vec{A} cùng ngọn.
- + Các vectơ $\vec{B}_1, \vec{B}_2, \dots, \vec{B}_n$ nối tiếp nhau. Các vectơ $\vec{C}_1, \vec{C}_2, \dots, \vec{C}_n$ nối tiếp nhau.

Nếu \vec{B}_n và \vec{C}_n chưa biết độ lớn (đã biết phương) mà ta cần xác định vectơ \vec{A} thì hệ phương trình 2 ẩn trên sẽ giải được bằng hoạ đồ vectơ.

3.2. Lý thuyết động học

a) **Khâu chuyển động tịnh tiến:** Vận tốc của tất cả các điểm trên khâu bằng nhau và tiếp tuyến với quỹ đạo, các vectơ gia tốc có cùng mô đun và song song với nhau.

b) **Khâu quay quanh 1 trục cố định đi qua O (H.2-3a)**

- Vận tốc: $\vec{V}_{AO} = \vec{\omega} \cdot l_{OA}$

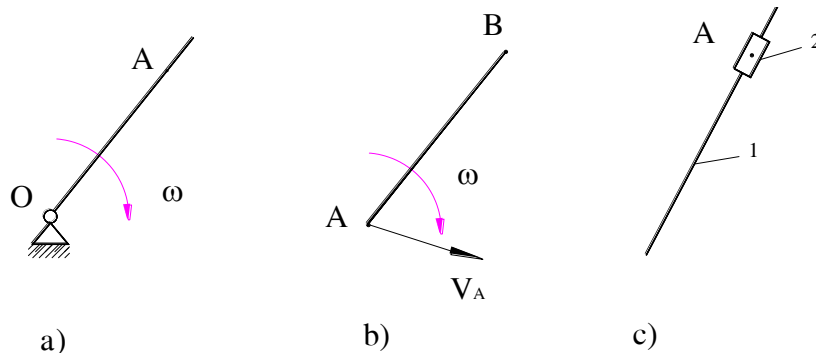
+ Độ lớn: $V_{AO} = \omega \cdot l_{OA}$

+ Phương vuông góc với OA, có chiều theo chiều tác dụng của $\vec{\omega}$.

- Gia tốc: $\vec{a}_{AO} = \vec{a}_{AO}^n + \vec{a}_{AO}^t$

+ Gia tốc pháp: $a_{AO}^n = \omega^2 \cdot l_{AO} = \frac{V_A^2}{l_{AO}}$; hướng A \rightarrow O

+ Gia tốc tiếp: $a_{AO}^t = \varepsilon \cdot l_{AO}$; có phương vuông góc với OA, chiều theo chiều tác dụng của $\vec{\varepsilon}$.



Hình 2-3: các dạng chuyển động của khâu (vật rắn)

c) **Khâu có chuyển động song phẳng (H.2-3b)**

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}$$

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t$$

d) Trùng điểm A (H.2-3c)

Gọi A_1, A_2 là 2 điểm hiện đang trùng thuộc 2 khâu 1 và 2. Có 2 trường hợp xảy ra.

- ✓ Khâu có điểm A_1 (khâu 1) chuyển động tịnh tiến hoặc cố định.

$$\vec{V}_{A_2} = \vec{V}_{A_1} + \vec{V}_{A_2A_1}$$

$$\vec{a}_{A_2} = \vec{a}_{A_1} + \vec{a}_{A_2A_1}^r \text{ (có phương tiếp tuyến với quỹ đạo chuyển động tương đối giữa } A_2 \text{ và } A_1\text{).}$$

- ✓ Khâu 1 đang quay quanh trục 1 trục cố định hoặc chuyển động song phẳng với vận tốc góc $\vec{\omega}_1$.

$$\vec{V}_{A_2} = \vec{V}_{A_1} + \vec{V}_{A_2A_1}$$

$$\vec{a}_{A_2} = \vec{a}_{A_1} + \vec{a}_{A_2A_1}^r + \vec{a}_{A_2A_1}^k$$

Trong đó: Gia tốc Coriolix $\vec{a}_{A_2A_1}^k = 2\vec{\omega} \cdot \vec{V}_{A_2A_1}$

+ Độ lớn: $a_{A_2A_1}^k = 2 \cdot \omega \cdot V_{A_2A_1}$. (xét trên cơ cấu phẳng)

+ Phương, chiều chính là phương, chiều của $\vec{V}_{A_2A_1}$ đã quay 90° theo chiều tác dụng của $\vec{\omega}_1$.

3.3. Họa đồ vận tốc và gia tốc của cơ cấu loại 2

Bài toán cho biết:

- Kích thước của các khâu.
- Vận tốc góc của khâu dẫn $\vec{\omega}_1$
- Lược đồ động của cơ cấu vẽ với TLX K_1 (tại 1 vị trí cho trước)

a) Trường hợp cơ cấu chỉ toàn là khớp quay (cơ cấu 4 khâu bản lề).

Trình tự vẽ họa đồ vận tốc:

- ✓ Tính vận tốc điểm A của tay quay: $V_A = \omega_1 \cdot l_{OA}$ (m/s)

- ✓ Chọn TLX để vẽ họa đồ vận tốc K_v

$$K_v = \frac{\text{vận tốc thực (m/s)}}{\text{chiều dài đoạn biểu diễn (mm)}}$$

Chú ý: Ở những cơ cấu đơn giản và các vị trí đặc biệt có thể không cần sử dụng TLX.

- ✓ Chọn điểm cực p_v để vẽ họa đồ vận tốc; vectơ $\vec{p_v a}$ biểu thị vận tốc điểm A là:

$$\vec{p_v a} = \frac{\vec{V}_A}{K_v} \text{ (mm)}$$

- ✓ Xác định vận tốc điểm B

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA} \quad (1)$$

$$\vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{BC} \quad (2)$$

$$\text{Họa đồ thể hiện ở hình 2-4: } \Rightarrow \vec{V}_B = \vec{p_v b} \times K_v.$$

- ✓ Xác định vận tốc điểm D

$$\vec{V}_D = \vec{V}_A + \vec{V}_{DA} \quad (3)$$

$$\vec{V}_D = \vec{V}_B + \vec{V}_{DB} \quad (4)$$

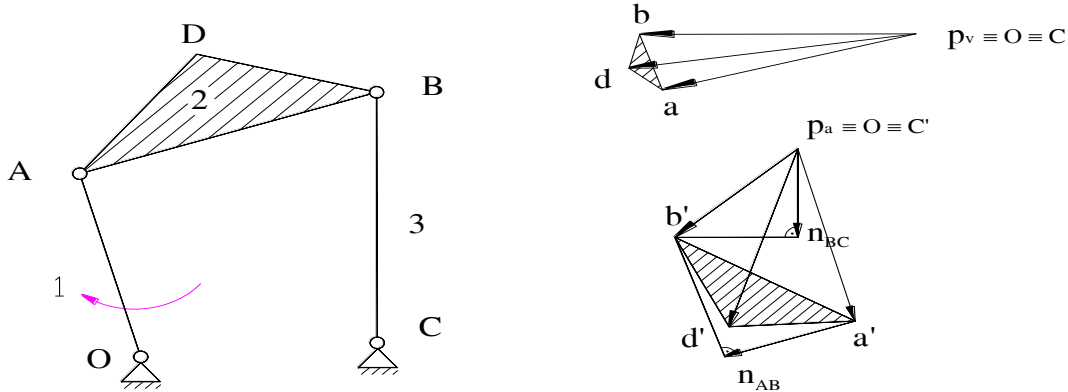
$$\text{Họa đồ thể hiện ở hình 2-4: } \Rightarrow \vec{V}_D = \vec{p_v d} \times K_v.$$

❖ **Nguyên lý đồng dạng về vận tốc:**

Hình nối các điểm thuộc cùng một khâu đồng dạng thuận với hình nối các mút vectơ vận tốc (tuyệt đối) của các điểm đó trên họa đồ vận tốc.

- ✓ Xác định vận tốc góc của các khâu và vận tốc một điểm bất kỳ.

$$\omega_2 = \frac{\overline{V}_{BA}}{l_{BA}}; \quad \omega_3 = \frac{\overline{V}_{BC}}{l_{CB}} = \frac{\overline{V}_B}{l_{CB}}$$



Hình 2-4: cách vẽ họa đồ vận tốc & gia tốc của cơ cấu chỉ toàn là khớp quay

Trình tự vẽ họa đồ gia tốc:

- ✓ Tính gia tốc điểm A của tay quay OA:

$$a_A = a_{AO}^n = \omega_1^2 \cdot l_{AO} \text{ (m/s}^2\text{)}, \text{ chiều hướng từ A về O}$$

- ✓ Chọn TLX để vẽ họa đồ vận tốc K_a :

$$K_a = \frac{\text{gia tốc thực (m/s}^2\text{)}}{\text{chiều dài đoạn biểu diễn (mm)}}$$

- ✓ Chọn điểm cực p_a để vẽ họa đồ gia tốc; vectơ $\overrightarrow{p_a a'}$ biểu thị gia tốc điểm A là:

$$\overrightarrow{p_a a'} = \frac{\overline{a}_A}{K_a} \text{ (mm)}$$

- ✓ Xác định gia tốc điểm B

$$\overline{a}_B = \overline{a}_A + \overline{a}_{BA}^n + \overline{a}_{BA}^t$$

$$\overline{a}_B = \overline{a}_C + \overline{a}_{BC}^n + \overline{a}_{BC}^t$$

Trong đó: $a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}} = \frac{ab^2}{l_{AB}} \cdot K_v^2 \text{ (m/s}^2\text{)}; \text{ hướng từ B} \rightarrow \text{A,}$

$$a_{BC}^n = \frac{V_{BC}^2}{l_{BC}} = \frac{bc^2}{l_{BC}} \cdot K_v^2 \text{ (m/s}^2\text{)}; \text{ hướng từ B} \rightarrow \text{C,}$$

Trên họa đồ gia tốc, các vectơ biểu diễn các gia tốc pháp có chiều dài xác định theo công thức:

$$n_{BA} = \frac{a_{BA}^n}{K_a} = \frac{ab^2}{l_{AB}} \cdot \frac{K_v^2}{K_a}; \quad n_{BC} = \frac{a_{BC}^n}{K_a} = \frac{bc^2}{l_{BC}} \cdot \frac{K_v^2}{K_a} \quad \text{(mm)}$$

$$a_{BA}^t = \varepsilon_2 \cdot l_{BA}, \text{ phương } \overline{a}_{BA}^t \perp BA;$$

$$a_{BC}^t = \varepsilon_3 \cdot l_{BC}, \text{ phương } \overline{a}_{BC}^t \perp BC.$$

⇒ họa đồ gia tốc hình 2-4

$$\Rightarrow a_B = p_a b' . K_a$$

✓ Xác định gia tốc điểm D

$$\bar{a}_D = \bar{a}_A + \bar{a}_{DA}^n + \bar{a}_{DA}^t$$

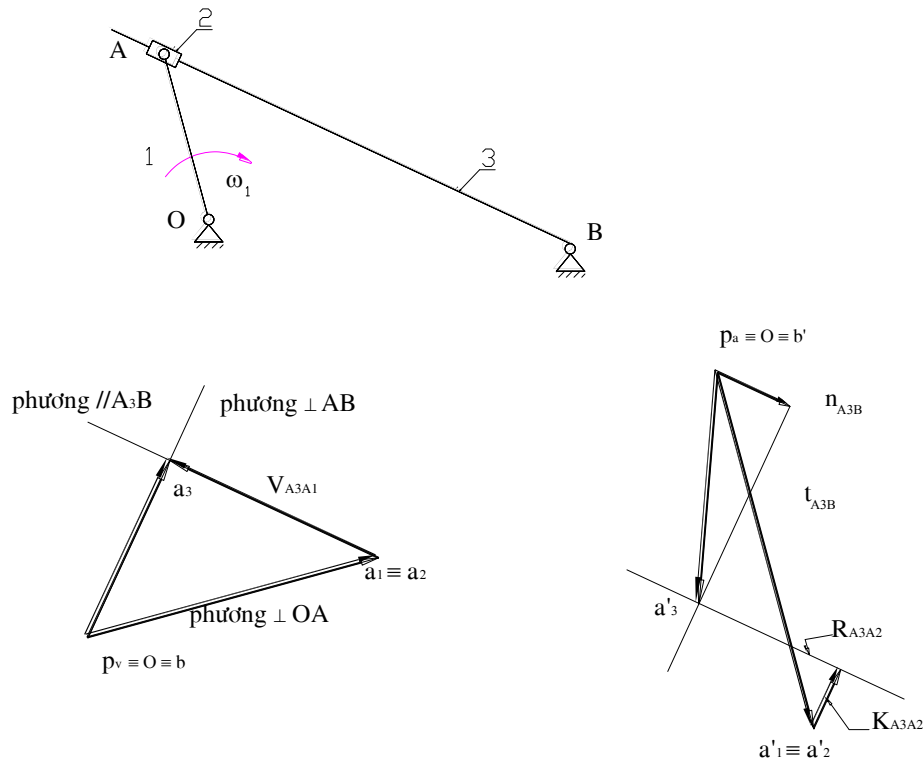
$$\bar{a}_D = \bar{a}_B + \bar{a}_{DB}^n + \bar{a}_{DB}^t$$

Gia tốc điểm D thể hiện trên họa đồ: $\Rightarrow a_D = p_a d' . K_a$

❖ **Nguyên lý đồng dạng về gia tốc:** Hình nối các điểm thuộc cùng một khâu đồng dạng thuận với hình nối các mút vectơ gia tốc (tuyệt đối) của các điểm đó trên họa đồ gia tốc.

✓ Xác định gia tốc góc: dựa vào các thành phần gia tốc tiếp.

b) Trường hợp cơ cấu có khớp tịnh tiến (Cơ cấu culít)



Hình 2-5: cách vẽ họa đồ vận tốc & gia tốc của cơ cấu có khớp tịnh tiến

Họa đồ vận tốc:

+ Tính V_A : $V_A = \omega_1 . l_{OA}$ (m/s)

+ Điểm A gồm 3 điểm: trên khâu 1 là A_1 ; trên khâu 2 là A_2 ; trên khâu 3 là A_3 .

+ Khâu 1 và khâu 2 nối động với nhau bằng khớp quay: $\Rightarrow \bar{V}_{A1} = \bar{V}_{A2}$

+ Vận tốc điểm A trên khâu 3:

$$\bar{V}_{A3} = \bar{V}_{A2} + \bar{V}_{A3A2}$$

$$\bar{V}_{A3} = \bar{V}_B + \bar{V}_{A3B}$$

\bar{V}_{A3A2} có phương song song với phương trượt của khâu 2.

Họa đồ vận tốc thể hiện ở hình 2-5.

+ Xác định các vận tốc góc và các vận tốc tương đối.

Họa đồ gia tốc:

+ Tính \bar{a}_A : $a_A = \omega_1^2 . l_{OA}$ (m/s²)

+ Khâu 1 và khâu 2 nối động với nhau bằng khớp quay: $\Rightarrow \bar{a}_{A1} = \bar{a}_{A2}$

+ Gia tốc điểm A trên khâu 3:

$$\bar{a}_{A3} = \bar{a}_{A2} + \bar{a}_{A3A2}^K + \bar{a}_{A3A2}^r$$

$$\bar{a}_{A3} = \bar{a}_B + \bar{a}_{A3B}^n + \bar{a}_{A3B}^t$$

Với: $\left| \bar{a}_{A3A2}^K \right| = 2\omega_3 \cdot V_{A3A2} = (2V_{A3B}/l_{A3B}) \cdot V_{A3A2}$
 $= 2.K_v^2 \cdot a_3 b \cdot a_3 a_2 / l_{A3B}$

Chiều của \bar{a}_{A3A2}^K là chiều của \bar{V}_{A3A2} quay đi 90° theo chiều tác dụng của $\bar{\omega}_3$.

Họa đồ gia tốc thể hiện ở hình 2-5.

+ Xác định các gia tốc góc và gia tốc các điểm bất kỳ.

4. GIỚI THIỆU PHƯƠNG PHÁP GIẢI TÍCH

(Tham khảo PL 2.2)

5. GIỚI THIỆU PHƯƠNG PHÁP ĐỒ THỊ

(Tham khảo PL 2.2)

6. GIỚI THIỆU PHƯƠNG PHÁP HOẠ ĐỒ PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC CƠ CẤU LOẠI 3

(Tham khảo PL 2.3)

Phần II: ĐỘNG LỰC HỌC CƠ CẤU

Chương 3: Phân tích lực cơ cấu

1. ĐẠI CƯƠNG

Mục đích của phân tích lực là xác định được áp lực khớp động, mômen hay lực cân bằng để:

- Xác định công suất máy (cơ cấu).
- Thiết kế khớp động và mặt cắt ngang các khâu.

Phân loại các lực tác dụng:

1.1 Ngoại lực

- Lực cản kỹ thuật: (lực cản có ích) là lực từ đối tượng công tác tác dụng lên bộ phận công tác của máy. (Xác định lực cản kỹ thuật là nhiệm vụ của các môn học chuyên môn, VD: đất → lưỡi cày; vật gia công → dụng cụ cắt).

- Trọng lượng các khâu: phụ thuộc vào vật liệu, hình dạng, và kích thước của từng khâu. Trong phân tích lực, trọng lượng các khâu coi như đã biết. Trong trường hợp trọng lượng của các khâu nhỏ so với các lực khác thì có thể bỏ qua.

- Lực phát động: lực từ nguồn dẫn động (động cơ) tác dụng lên khâu dẫn của máy. Khi máy làm việc, lực phát động có tác dụng thắng lực cản kỹ thuật và tất cả các lực khác tác dụng lên máy. Nếu muốn máy chuyển động theo tốc độ yêu cầu thì phải đặt lên khâu dẫn một lực cân bằng với tất cả các lực tác dụng lên máy. Lực này gọi là lực cân bằng đặt trên khâu dẫn. Lực phát động thường là mômen lực.

1.2 Nội lực

Dưới tác dụng của ngoại lực và lực quán tính, trong các khớp động của cơ cấu xuất hiện các *phản lực khớp động*.

Phản lực khớp động (\bar{R}) là những lực do các khâu trong cơ cấu hay máy tác dụng lẫn nhau. Các lực này xuất hiện ở các khớp động, gồm 2 thành phần:

- Áp lực khớp động (\bar{N}): Thành phần không sinh công trong chuyển động tương đối giữa các thành phần khớp động. ALKĐ vuông góc với phương chuyển động tương đối.

- Lực ma sát (\bar{F}_{ms}): thành phần sinh công cản trong chuyển động tương đối. Lực ma sát có phương song song với phương chuyển động tương đối (hoặc xu hướng chuyển động tương đối) của các khâu. Lực ma sát trong khớp động là một lực cản có hại, công của lực ma sát làm nóng và làm mòn các thành phần khớp (sẽ xét ở chương sau).

$$\bar{R} = \bar{N} + \bar{F}_{ms} \quad (3-1)$$

Trong nguyên lý máy thường ta bỏ qua lực ma sát \Rightarrow ALKĐ = PLKĐ.

Ngoài ra trên các khâu còn có lực đàn hồi do biến dạng của các khâu gây ra. Nhưng vì trong môn học này, các khâu được xem là vật rắn tuyệt đối nên ta không xét đến.

2. LỰC QUÁN TÍNH

(Tham khảo PL 3)

3. ÁP LỰC Ở CÁC KHỚP ĐỘNG

3.1. Điều kiện tĩnh định

Để tính được các ALKĐ, phải tách khâu ra khỏi cơ cấu để ALKĐ trở thành ngoại lực đối với từng khâu. Khi đó trên từng khâu, ta đặt các ngoại lực (kể cả lực quán tính) và viết phương trình cân bằng lực.

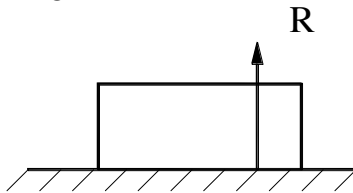
Muốn giải được các ALKĐ, thì số phương trình lập được phải bằng số ẩn số có trong các phương trình đó. Đây là điều kiện tĩnh định của bài toán.

Giả sử có chuỗi động phẳng gồm n khâu, p₅ khớp loại 5, p₄ khớp loại 4, đang cân bằng dưới tác dụng của các lực.

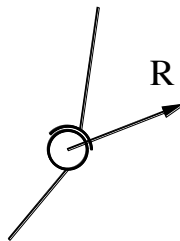
Số phương trình cân bằng tĩnh học lập được là 3.n ($\sum P_x = 0, \sum P_y = 0, \sum M = 0$).

Số ẩn số:

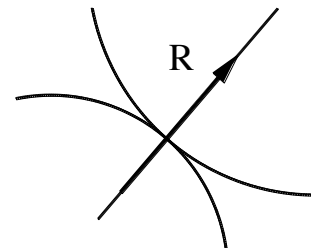
- Khớp tịnh tiến: ẩn số là giá trị và điểm đặt (phương \perp phương trượt).
- Khớp quay: ẩn số là giá trị và phương, chiều (đặt tại tâm khớp).
- Khớp cao loại 4: ẩn số là giá trị (đặt tại vị trí tiếp xúc, phương theo phương pháp tuyến chung).



a) Khớp tịnh tiến



b) Khớp quay



c) Khớp cao

Hình 3-4

Điều kiện giải được là: Số phương trình = Số ẩn số

$$\Leftrightarrow 3n = 2p_5 + p_4 \Leftrightarrow 3n - (2p_5 + p_4) = 0 \quad (3-7)$$

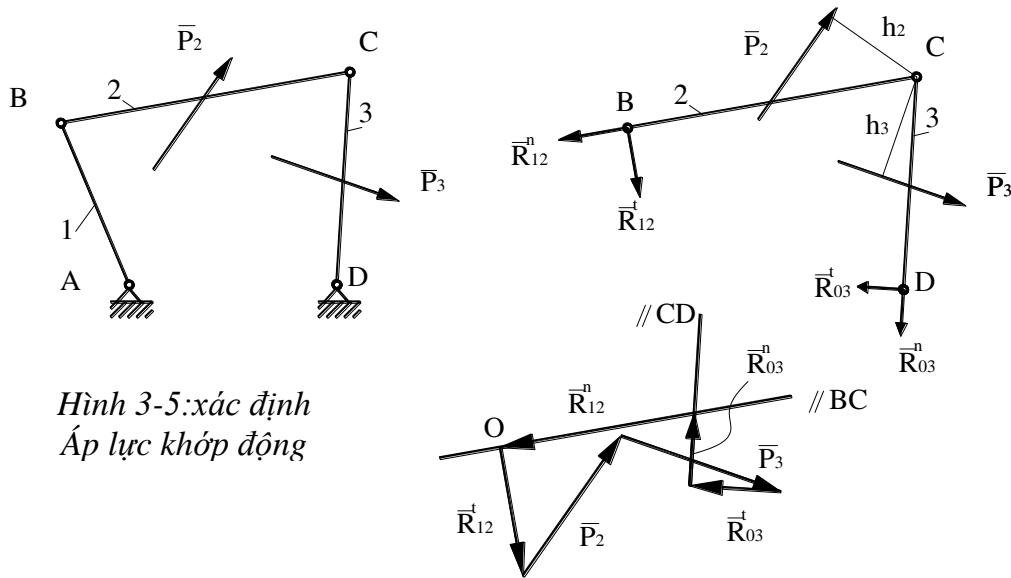
Vậy để xác định được các ALKĐ, phải giải trên các nhóm có bậc tự do bằng 0, đó chính là các nhóm Át-xua (nhóm tĩnh định).

Tương tự như nhóm phẳng, để xác định các ALKĐ ở nhóm không gian ta phải giải các phương trình viết cho các khâu thuộc nhóm có bậc tự do bằng 0.

3.2. Xác định ALKĐ

a) Xác định ALKĐ trên cơ cấu loại 2

Xét cơ cấu bốn khâu bản lề ở vị trí như hình 3-5. Các ngoại lực (bao gồm lực cản kỹ thuật, lực quán tính,...) tác dụng lên khâu 2 là \bar{P}_2 , tác dụng lên khâu 3 là \bar{P}_3 . Hãy xác định các ALKĐ tại các khớp A, B, C, D để hệ cân bằng.



Hình 3-5: xác định Áp lực khớp động

Giải

- Tách nhóm Át-xua, thay các liên kết bằng các phản lực liên kết.
 - Hệ lực ($\bar{R}_{12}^n, \bar{R}_{12}^t, \bar{P}_2, \bar{P}_3, \bar{R}_{03}^t, \bar{R}_{03}^n$) ≈ 0 phải tạo thành một đa giác lực khép kín.
- Trong đó: Lấy moment đối với điểm C

$$\text{Khâu 2: } R_{12}^t \cdot l_{BC} - P_2 \cdot h_2 = 0 \quad \Rightarrow R_{12}^t = \frac{P_2 \cdot h_2}{l_{BC}}$$

$$\text{Khâu 3: (tương tự)} \quad \Rightarrow R_{03}^t = \frac{P_3 \cdot h_3}{l_{CD}}$$

- Chọn TLX K_p (kN/mm) và điểm cực O.
- Vẽ họa đồ lực (chú ý cách sắp xếp thứ tự lực).
- Xác định các thành phần lực và lực cần tìm.

b) Xác định ALKĐ trên cơ cấu loại 3

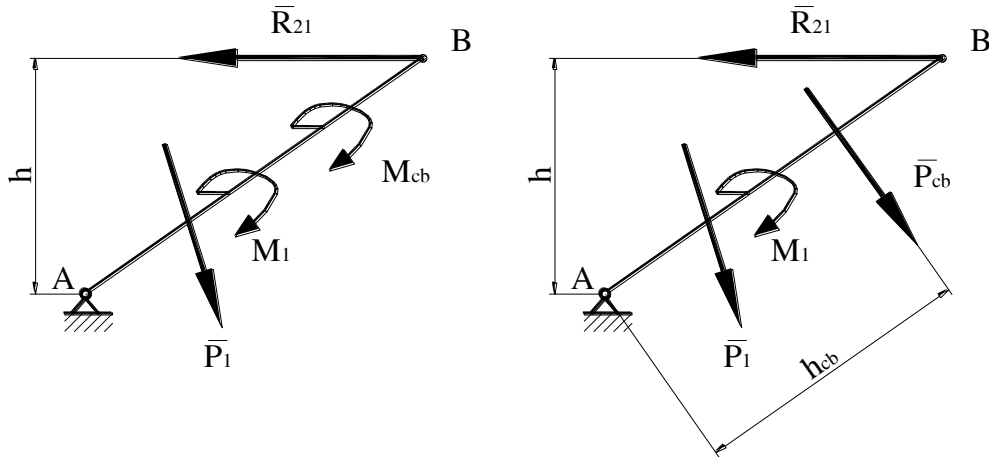
(Tham khảo PL 3.2)

4. XÁC ĐỊNH LỰC TRÊN KHÂU DẪN

Theo giả thuyết, khâu dẫn là khâu có vận tốc góc bằng hằng số, do đó nó ở trạng thái cân bằng lực. Để đảm bảo điều kiện cân bằng này, phải đặt lên khâu dẫn một mômen lực (gọi là mômen cân bằng \bar{M}_{cb}) hay một lực (gọi là lực cân bằng \bar{P}_{cb}) để cân bằng với tác động của toàn bộ phần còn lại của cơ cấu lên khâu dẫn.

Viết và giải các phương trình cân bằng lực cho khâu dẫn dưới tác dụng của mômen cân bằng (lực cân bằng) và các phản lực từ giá và từ khâu bị dẫn, ta sẽ xác định được mômen cân bằng (hay lực cân bằng) và phản lực từ giá tác dụng lên khâu dẫn.

4.1. Tính lực cân bằng theo phương pháp phân tích lực (hình 3-7)



Hình 3-7: lực cân bằng & mô-men cân bằng trên khâu dẫn

- ❖ Nếu là mômen cân bằng
Mômen cân bằng được xác định từ phương trình tổng mômen các lực đ/v điểm A:
$$\sum m_A = 0 \Leftrightarrow P_1 \cdot h_1 - R_{21} \cdot h_{21} + M_{cb} + M_1 = 0$$

$$\Rightarrow M_{cb} = -P_1 \cdot h_1 + R_{21} \cdot h_{21} - M_1 \tag{3-8}$$
- ❖ Nếu là lực cân bằng
Tổng mômen các lực đối với điểm A là:
$$\sum m_A = 0 \Leftrightarrow P_1 \cdot h_1 + P_{cb} \cdot h_{cb} - R_{21} \cdot h_{21} + M_1 = 0$$

$$\Rightarrow P_{cb} = (-P_1 \cdot h_1 + R_{21} \cdot h_{21} - M_1) / h_{cb} \tag{3-9}$$
- ❖ Phản lực tại A được xác định từ :
$$(\bar{P}_{cb}, \bar{P}_1, \bar{R}_{21}, \bar{R}_{01}) \approx 0 \text{ (hay } \bar{P}_{cb} + \bar{P}_1 + \bar{R}_{21} + \bar{R}_{01} = 0)$$

Chú ý:

+ Quan hệ:
$$M_{cb} = P_{cb} \cdot h_{cb} \tag{3-10}$$

+ Trong các công thức trên muốn xác định lực hoặc mômen cân bằng, cần phải biết phản lực từ khâu 2 lên khâu 1 là \bar{R}_{21} , có nghĩa là phải phân tích lực toàn bộ cơ cấu. Nên phương pháp xác định lực cân bằng như trên gọi là phương pháp phân tích lực.

4.2. Phương pháp sử dụng định lý Ju-cốp-ski

(Tham khảo PL 3.3)

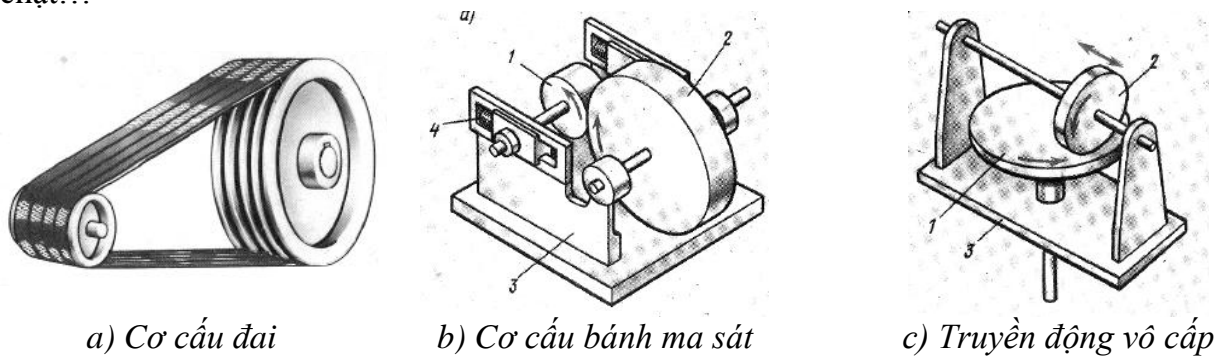
Chương 4: Ma sát trong khớp động

1. GIỚI THIỆU

Ma sát là một hiện tượng tự nhiên phát sinh ở nơi tiếp xúc giữa các khâu có chuyển động tương đối với nhau.

Ma sát gắn liền với vấn đề rất quan trọng trong kỹ thuật, đó là sự hao mòn của máy móc, thiết bị và tuổi thọ của chúng.

Thông thường, ma sát là lực cản có hại vì nó làm tiêu hao công suất, giảm hiệu suất của máy. Công của lực ma sát phần lớn biến thành nhiệt làm nóng các chi tiết máy; làm thay đổi cơ, lý tính của bề mặt tiếp xúc hoặc chất bôi trơn; làm mòn các chi tiết máy, độ chính xác giảm... Tuy nhiên trong nhiều trường hợp, nó là lực cản có ích, được dùng để truyền động, ví dụ trong cơ cấu bánh ma sát, cơ cấu đai, máy cán... trong các thiết bị phanh hãm, cơ cấu kẹp chặt...



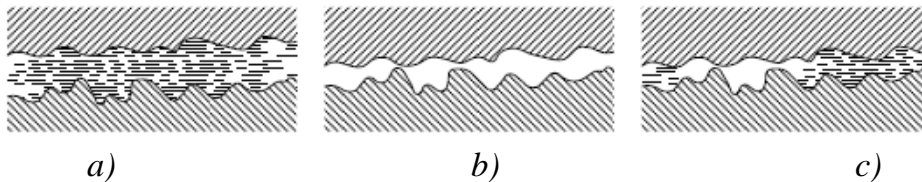
Hình 4-1: Một số ứng dụng có ích của lực ma sát

1.1. Phân loại

- Theo tính chất tiếp xúc

+ Ma sát ướt (a) - Ma sát khô (b)

+ Ma sát nửa ướt - Ma sát nửa khô (c)

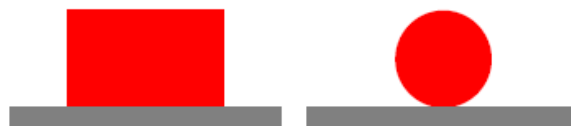


Hình 4-2: mức độ tiếp xúc của 2 bề mặt

- Theo tính chất chuyển động

+ Ma sát trượt: xuất hiện giữa hai mặt tiếp xúc nhau, trong đó vận tốc của chúng tại các điểm tiếp xúc khác nhau về giá trị và phương chiều.

+ Ma sát lăn: xuất hiện giữa hai mặt tiếp xúc có chuyển động tương đối với nhau, nhưng trong chuyển động này, vận tốc của chúng tại các điểm tiếp xúc bằng nhau.

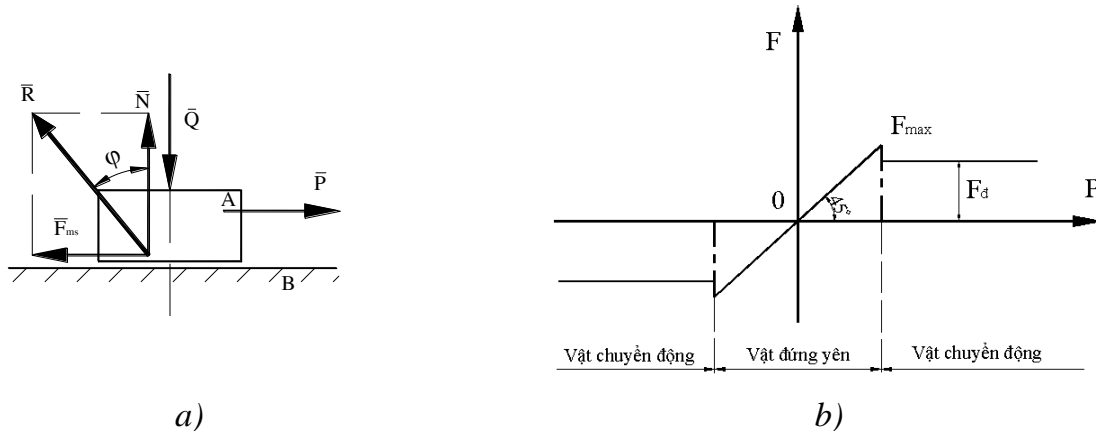


Hình 4-3: ma sát trượt & ma sát lăn

+ Ngoài ra người ta còn phân biệt: ma sát tĩnh - ma sát động.

1.2. Lực ma sát trượt khô.

Giả sử 2 vật A, B tiếp xúc nhau theo một mặt phẳng (H.4-4).



Hình 4-4: lực ma sát-ma sát tĩnh-ma sát động

Vật A chịu 1 lực thẳng đứng \bar{Q} vuông góc mặt tiếp xúc. Vật B sẽ tác động vào A một phản lực \bar{N} cùng phương ngược chiều và có giá trị bằng lực \bar{Q} .

Tác động vào A một lực \bar{P} nhỏ, nằm ngang trong mặt phẳng tiếp xúc. Tăng dần lực \bar{P} từ giá trị 0. Lúc đầu, vật A đứng yên, chứng tỏ đã có lực tác dụng lên A cân bằng với lực \bar{P} . Lực đó gọi là lực ma sát \bar{F} .

$$\bar{F} = - \bar{P}$$

Lực \bar{F} gọi là lực ma sát tĩnh.

Tăng từ từ lực \bar{P} ta thấy vật vẫn đứng yên – nghĩa là \bar{F} đã tăng theo để luôn cân bằng với lực \bar{P} .

Tăng lực \bar{P} đến một giá trị nào đó, vật A bắt đầu chuyển động. Lực ma sát tĩnh tăng đến giá trị \bar{F}_{max} .

Khi vật A chuyển động thẳng đều, vật A chịu tác động của một lực ma sát động để cân bằng với lực \bar{P} . Quan hệ giữa lực ma sát \bar{F} và lực \bar{P} được biểu thị trên hình 4-1b.

Theo Culomb, lực ma sát được tính theo công thức:

$$F = a + b.N$$

Trong đó, hệ số a phụ thuộc vào diện tích tiếp xúc.

$$\Rightarrow F = (a/N + b).N$$

$$\Rightarrow F = f.N \tag{4-1}$$

Trong đó, hệ số ma sát $f = a/N + b$ là hệ số ma sát tĩnh khi 2 vật có xu hướng chuyển động tương đối với nhau, là hệ số ma sát động khi hai vật có chuyển động tương đối.

Góc ma sát tĩnh và góc ma sát động được xác định theo công thức:

$$\text{tg}\varphi_t = F_{max}/N = f_t; \quad \text{tg}\varphi_d = F_d/N = f_d$$

Sau đây, để thuận tiện, ta dùng ký hiệu \bar{F} để chỉ cả lực ma sát tĩnh lẫn lực ma sát động và ký hiệu f để chỉ cả hệ số ma sát tĩnh và động.

Chú ý:

- Chiều của lực ma sát là chiều chống lại chuyển động tương đối.
- Hệ số ma sát f phụ thuộc vào vật liệu bề mặt tiếp xúc (trơn hay nhám) và thời gian tiếp xúc.

- Hệ số ma sát không phụ thuộc vào diện tích tiếp xúc, áp suất trên bề mặt tiếp xúc và vận tốc tương đối giữa hai bề mặt tiếp xúc.
- Trong đa số trường hợp, hệ số ma sát tĩnh lớn hơn hệ số ma sát động.

1.3. Hiện tượng tự hãm

Tác dụng lên A một lực \vec{P} tạo với phương pháp tuyến một góc α (Hình 4-5).

Phân tích lực \vec{P} thành 2 thành phần:

$$P_n = P \cdot \sin\alpha; P_d = P \cdot \cos\alpha.$$

+ Thành phần nằm ngang \vec{P}_n đẩy vật chuyển động ngang.

+ Thành phần thẳng đứng \vec{P}_d ép 2 vật lại, tạo nên phản lực \vec{N} tác động lên A.

Lực ma sát giữa 2 vật là: $F = f \cdot N = f \cdot P \cdot \cos\alpha$

- Nếu lực \vec{P} nằm trong góc ma sát, nghĩa là:

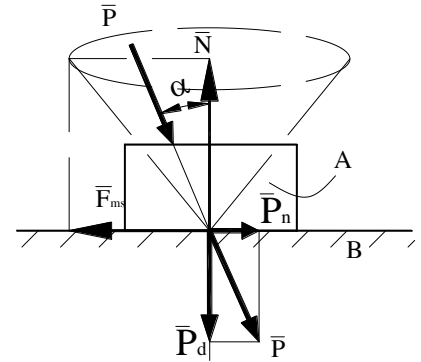
$$\alpha < \varphi \Rightarrow \operatorname{tg}\alpha < \operatorname{tg}\varphi \Rightarrow \sin\alpha/\cos\alpha < f \Rightarrow P \cdot \sin\alpha < f \cdot P \cdot \cos\alpha \Rightarrow P_n < F.$$

Vì lực đẩy ngang nhỏ hơn lực ma sát, nên dù lực \vec{P} có lớn bao nhiêu đi nữa, vật A vẫn không thể chuyển động được. Đó là hiện tượng tự hãm.

- Nếu lực \vec{P} nằm ngoài góc ma sát, thì $P_n > F$, vật A chuyển động nhanh dần.

- Nếu lực \vec{P} nằm trên mép góc ma sát, tức là $\alpha = \varphi$, lúc đó $P_n = F$, vật A chuyển động thẳng đều.

- Cho góc φ quay quanh pháp tuyến, cạnh của góc ma sát sẽ vạch nên hình nón ma sát. Khi đó nếu lực \vec{P} nằm trong hình nón ma sát, sẽ là hiện tượng tự hãm.



Hình 4-5: nón ma sát

2. MA SÁT TRONG KHỚP TỊNH TIẾN

2.1. Dạng phẳng

$$F = f \cdot N$$

Trong đó: f là hệ số ma sát; N là phản lực pháp tuyến.

2.2. Dạng rãnh tam giác

Gọi f là hệ số ma sát trên cả 2 bề mặt tiếp xúc. Lực ma sát trên rãnh:

$$\vec{F} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$$

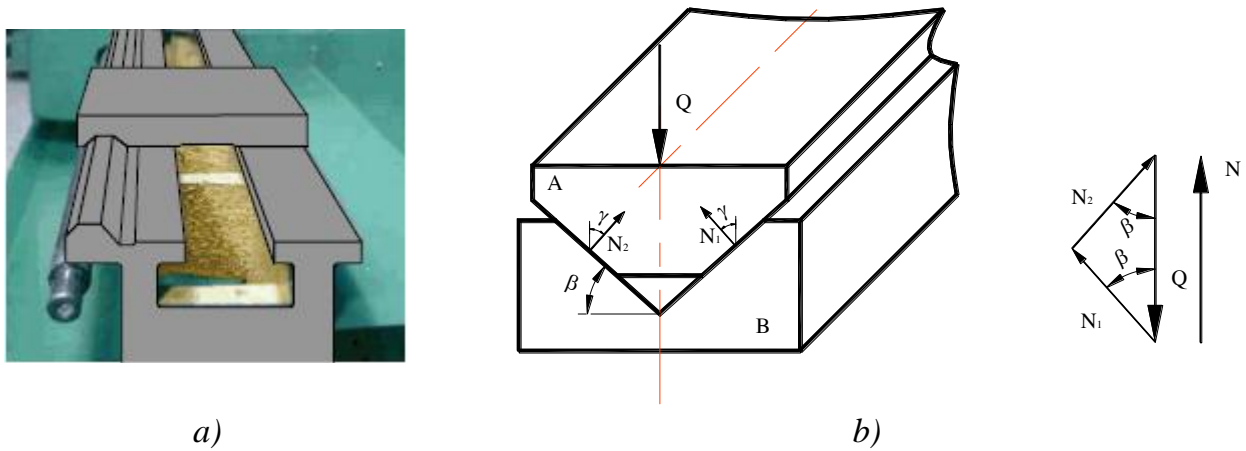
$$\Rightarrow F = f \cdot N_1 + f \cdot N_2 = f(N_1 + N_2)$$

$$\text{Mà } N = (N_1 + N_2)\cos\beta \Rightarrow F = \frac{f}{\cos\beta} \cdot N = f' \cdot N$$

Trong đó: f' là hệ số ma sát thay thế ở dạng rãnh tam giác,

$$f' = \frac{f}{\cos\beta} = \operatorname{tg}\varphi' \tag{4-2}$$

Góc φ' gọi là góc ma sát thay thế.



Hình 4-6: dạng rãnh tam giác – phân tích lực

2.3. Dạng rãnh tròn

2.4. Ma sát trên mặt phẳng nghiêng

2.5. Ma sát trong khớp ren vít

(Tham khảo PL 4.1)

3. MA SÁT TRONG KHỚP QUAY

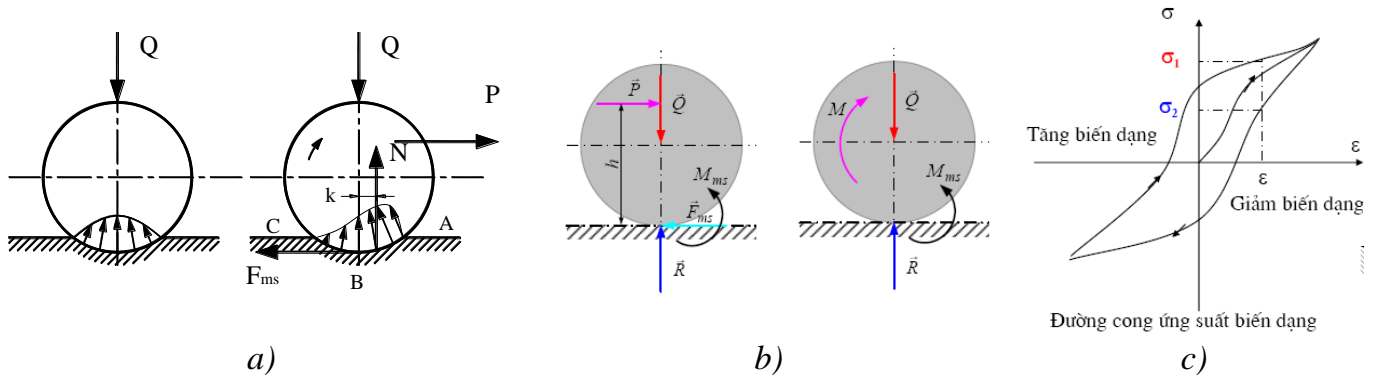
(Tham khảo PL 4.2)

4. MA SÁT LĂN TRONG KHỚP LOẠI 4

4.1. Ma sát lăn

Xét một hình trụ đặt trên một mặt phẳng. Dưới tác dụng của lực \bar{Q} , 2 vật tiếp xúc sẽ bị biến dạng. Ứng suất ở bề mặt tiếp xúc phân bố đối xứng qua lực \bar{Q} .

Nếu tác động vào hình trụ 1 lực \bar{P} , cách mặt phẳng 1 đoạn y . Giả sử hình trụ lăn theo chiều mũi tên. Diện tích tiếp xúc sẽ được chia làm 2 phần, giới hạn bởi cung AB và CD. Trên phần cung AB làm 2 phần, giới hạn bởi cung AB và BC. Trên phần cung BC mặt tiếp xúc bị biến dạng, trên phần cung AB mặt tiếp xúc đang phục hồi về hình dạng cũ.



Hình 4-15: hiện tượng đàn hồi trễ - mô-men ma sát lăn

Trong lý thuyết đàn hồi, có nghiên cứu hiện tượng đàn hồi trễ của vật liệu. Đồ thị ở trên biểu thị mối quan hệ giữa biến dạng ϵ và ứng suất σ . Chiều của mũi tên là hướng thay đổi ứng suất và biến dạng. Với biến dạng ϵ như nhau, ứng suất σ_1 trong giai đoạn biến dạng tăng sẽ lớn hơn ứng suất σ_2 lúc biến dạng đang giảm. Vì vậy, ứng suất sẽ phân bố không đối xứng. Trên phần AB, ứng suất sẽ lớn hơn trên phần BC.

Phản lực \bar{N} của các áp lực trên mặt tiếp xúc sẽ lệch so với \bar{Q} một đoạn k ; \bar{Q} và \bar{N} sẽ hợp thành 1 ngẫu lực, cản lại chuyển động lăn, nên gọi là ngẫu lực ma sát lăn.

$$M_{msl} = k.Q \quad (4-19)$$

Với k : hệ số ma sát lăn có thứ nguyên là chiều dài.

4.2. Điều kiện lăn không trượt

- Muốn hình trụ có thể lăn, mô men lăn phải lớn hơn mô men ma sát lăn:

$$P.y > Q.k \Rightarrow P > \frac{Q.k}{y} \quad (1)$$

- Để hình trụ không trượt, lực kéo trượt \bar{P} phải nhỏ hơn lực ma sát trượt:

$$P < f.N \Leftrightarrow P < f.Q \quad (2)$$

- Để vật lăn không trượt, lực P phải thỏa mãn (1) và (2)

$$f.Q > P > \frac{Q.k}{y} \quad (4-20)$$

- Để P có thể chen giữa 2 giá trị này thì:

$$f.Q > \frac{Q.k}{y} \Leftrightarrow y > \frac{k}{f} \quad (3)$$

- Nhận xét: khoảng cách y càng lớn hơn k/f , điều kiện (4-20) càng dễ thực hiện vì phạm vi thay đổi của P để thỏa mãn (4-20) càng lớn.

- Tóm lại: muốn hình trụ lăn, không trượt, trước tiên phải thỏa mãn (3), sau đó mới đến điều kiện (4-20).

- Đối với các xe cộ, khoảng cách y chính là bán kính của bánh xe. Cho nên bánh xe càng lớn, điều kiện lăn không trượt càng dễ thực hiện, đẩy xe càng nhẹ.

5. MA SÁT ƯỚT

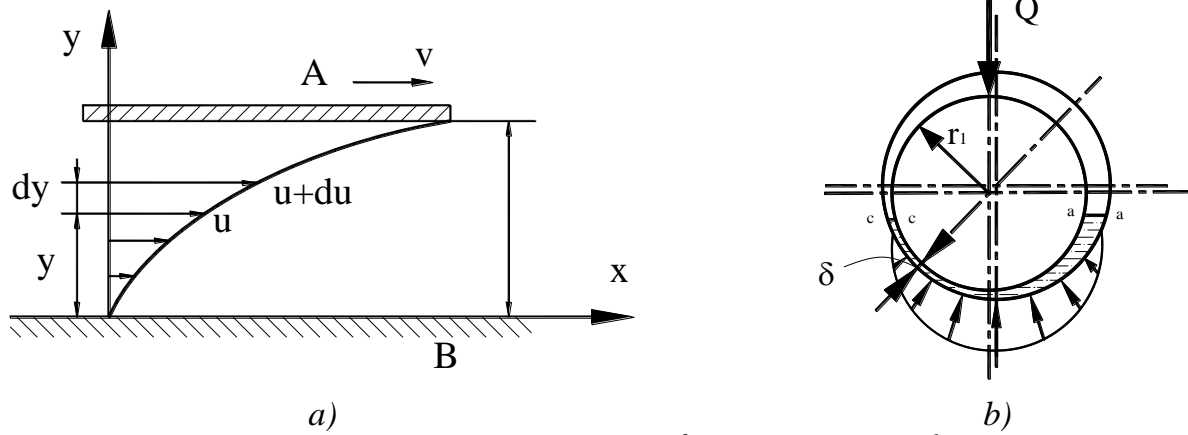
Trong các khớp động, để giảm độ mòn, tăng tuổi thọ máy, dùng chất bôi trơn ngăn cách các mặt tiếp xúc của chúng. Chất bôi trơn có thể là chất khí, chất rắn dưới dạng bột, nhưng thường nhất là chất lỏng, dầu nhờn.

5.1. Độ nhớt của dầu bôi trơn

- Nhớt là tính chất quan trọng và mang nhiều đặc tính kỹ thuật của chất lỏng. Tính nhớt là làm cản trở sự trượt trong quá trình có sự chuyển động tương đối giữa các lớp chất lỏng.

- Khảo sát một lớp chất lỏng chảy trên 1 mặt phẳng rắn. Trên mặt phẳng các phần tử chất lỏng sẽ bám chắc vào tường và có vận tốc bằng không. Ở vị trí cách mặt phẳng 1 đoạn y , chất lỏng có vận tốc là u (H.4-16a).

Như vậy giữa các lớp mỏng của chất lỏng, ở sát mặt phẳng có sự cản trở chuyển động, làm cho vận tốc giữa 2 lớp chất lỏng cách nhau 1 đoạn dy có sai khác vận tốc du .



Hình vẽ 4-16: gradient vận tốc – ma sát trong ổ trượt

- Nguyên nhân của hiện tượng cản trở chuyển động là sự xuất hiện ứng suất tiếp giữa các lớp chất lỏng. Tỷ số du/dy biểu thị mức độ thay đổi của vận tốc dầu theo chiều cao, gọi là gradient vận tốc. Năm 1686, Newton đưa ra giả thuyết, 1883 Pêtrôv kiểm tra lại, ứng suất tiếp gây ra do ma sát trong lớp chất lỏng tỷ lệ với gradient vận tốc: $T = \mu du/dy$.

- Hệ số μ phản ánh khả năng cản trở chuyển động giữa 2 lớp dầu, được gọi là độ nhớt tuyệt đối hay độ nhớt lực.

Đơn vị của độ nhớt động lực là poadơ, đó là độ nhớt của chất lỏng có ứng suất tiếp là 1 đyn/cm² giữa 2 lớp dầu cách nhau 1 cm và vận tốc tương đối là 1cm/s.

- Người ta còn dùng độ nhớt động học:

$$\nu = \mu / \rho \quad \text{với } \rho: \text{khối lượng riêng của chất lỏng.}$$

Đơn vị đo độ nhớt động học là: m²/s; cm²/s.

- Độ nhớt phụ thuộc nhiều vào nhiệt độ và nếu có áp suất thay đổi lớn, độ nhớt cũng thay đổi.

5.2. Ma sát ướt trong ổ trượt

Trong ổ trượt có độ hở, trên trục và tâm lỗ không trùng nhau, tạo nên khe hở hình chêm cong (H.4-16b). Khi trục quay, dầu bị kéo theo, tạo nên 1 dòng liên tục, dầu bị dồn vào 1 khe hở ngày càng hẹp.

Trong chêm dầu sẽ xuất hiện áp suất, tạo nên áp lực tác động liên tục, cân bằng với tải trọng Q. Áp suất phân bố như hình vẽ. tại a-a và cơ cấu, áp suất bằng không.

Với r : bán kính ngồng trục;

ω : vận tốc góc của trục;

δ : chiều dày khe hở giữa trục và ổ;

$\psi = \delta/r$: độ hở tương đối.

Tính được :

$$M_{ms} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot l}{2} \cdot \frac{\mu \cdot \omega}{\psi} \quad (4-21)$$

Trong đó: l : là chiều dài ngồng trục;

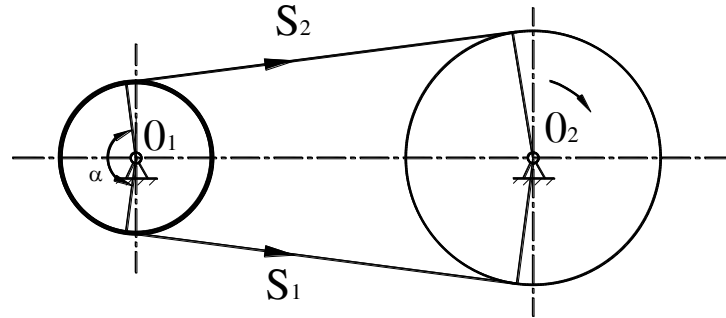
d : là đường kính ngồng trục;

μ : độ nhớt động lực;

6. TRUYỀN ĐỘNG MA SÁT

6.1. Cơ cấu đai truyền

Đai truyền là 1 cơ cấu truyền động thường gặp trong thực tế (H.4-17).



Hình 4-17: góc ôm & lực căng đai

Chuyển động được truyền từ khâu 1 sang khâu 2 nhờ lực ma sát giữa dây đai và bánh đai. Bánh đai nhỏ thường là bánh chủ động. Khi chưa chuyển động, để tạo lực ma sát giữa dây đai và bánh đai, phải tạo nên lực căng ban đầu S_0 giữa 2 nhánh đai. α gọi là góc ôm.

- Khi truyền động, lực căng giữa hai nhánh thay đổi. Ở nhánh căng, lực căng là S_1 ; ở nhánh chùng lực căng là S_2 .

- Vì trước và sau khi truyền động, chiều dài dây đai không thay đổi, nên độ giãn của nhánh căng sẽ bằng độ co của nhánh chùng. Vì độ co giãn của đai tỷ lệ với lực căng, nên có thể viết:

$$\begin{aligned} S_1 &= S_0 + \Delta S \\ S_2 &= S_0 - \Delta S \quad \Rightarrow S_1 + S_2 = 2S_0 \end{aligned}$$

- Quan hệ giữa lực S_1 và S_2 :

Công thức Ô-ler (Euler, 1707 – 1783): $S_1 = S_2 \cdot e^{f\alpha}$

Mô men ma sát : $M_{ms} = 2r \cdot \frac{e^{f\alpha} - 1}{e^{f\alpha} + 1} \cdot S_0$ (4-22)

- Nhận xét : + Góc ôm càng lớn, M_{ms} càng lớn.

+ Lực căng ban đầu càng lớn, M_{ms} càng lớn.

+ Hệ số ma sát tăng, sẽ làm tăng mô men ma sát.

6.2. Cơ cấu bánh ma sát

Trong kỹ thuật, lực ma sát cũng được dùng để truyền động giữa các trục song song hay cắt nhau. Hình 4-18 trình bày bộ truyền động ma sát con lăn hình trụ. Nếu trên khâu bị dẫn 2 có tác dụng một mômen cản M_2 .

- Để bộ truyền làm việc được thì bánh 1 phải tác dụng lên bánh 2 một lực vòng:

$$P_{12} = M_2 / r_2.$$

Giả sử, lực ép giữa 2 bánh là Q thì lực bám là $F = f \cdot Q$; với f là hệ số ma sát giữa 2 bánh.

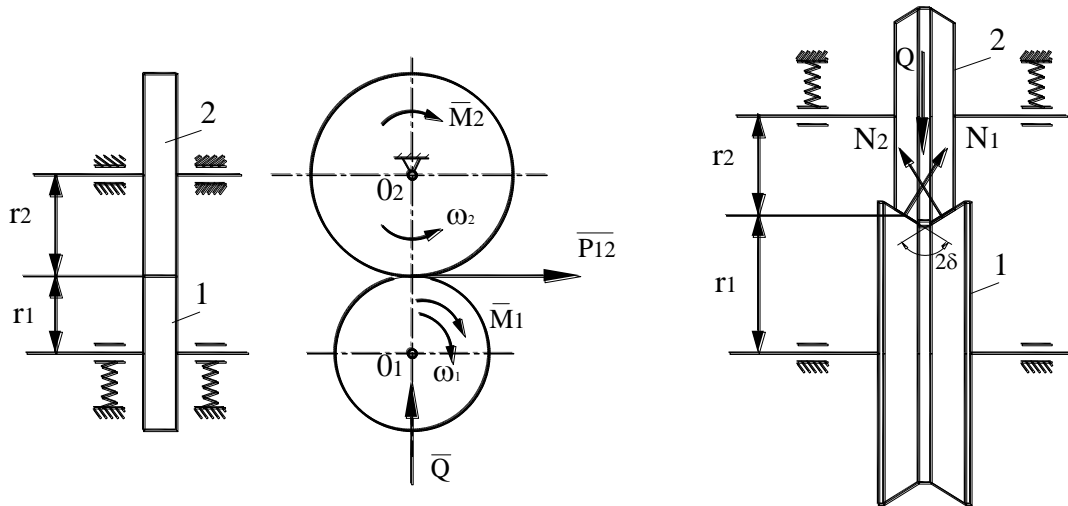
- Để truyền động không bị trượt thì:

$$P_{12} < F.$$

Đặt $F = k \cdot P_{12}$; k được gọi là hệ số dự trữ độ bám. Vậy lực Q cần thiết để ép 2 bánh là:

$$Q = k \cdot \frac{M_2}{f \cdot r_2} \quad (4-23)$$

Nhược điểm của bộ truyền này là cần có lực ép Q lớn khi mômen cản M_2 lớn, do đó các ổ đỡ chống bị mòn. Để khắc phục nhược điểm này có thể dùng các vật liệu có hệ số ma sát lớn, hoặc có thể dùng các bánh ma sát hình nêm.



Hình 4-18: bộ truyền bánh ma sát

6.3. Giới thiệu truyền động vô cấp (bộ biến tốc cơ khí)

- Truyền động vô cấp (hay còn gọi là biến tốc cơ khí) là cơ cấu dùng để thay đổi đều đặn và liên tục tốc độ quay của trục bị dẫn, trong khi số vòng quay của trục dẫn là không đổi.

- Thông số đặc trưng của truyền động vô cấp là phạm vi điều chỉnh của trục bị dẫn D :

$$D = n_{2max}/n_{2min}$$

- Công suất truyền: $P < 20kW$, vận tốc $v < 50m/s$.

- Ưu điểm:

+ Điều chỉnh đơn giản, thích hợp trong lĩnh vực tự động hoá và điều khiển để chọn chế độ làm việc tối ưu.

+ Làm việc không ồn khi vận tốc cao.

+ Kết cấu đơn giản so với bộ biến tốc điện, thuỷ lực.

- Nhược điểm:

+ Tỷ số truyền không ổn định.

+ Tải động tác động lên trục và ổ lớn.

+ Đĩa ma sát hay con lăn dễ bị mòn và mòn không đều do trượt trơn.

a) Biến tốc đĩa con lăn

- Hình 4-19a, b là loại một con lăn, một đĩa. Vị trí tiếp xúc giữa 2 bánh thay đổi được nhờ sự dịch chuyển của bánh 1 (H.4-19a), hoặc bánh 2 (H.4-19b). Cách tính phạm vi điều chỉnh như sau (lấy VD ở H.4-19a).

Khi R_2 thay đổi thì số vòng quay bánh thứ 2 thay đổi từ:

$$n_{2min} = n_1 \cdot R_1/R_{2max} \text{ đến } n_{2max} = n_1 \cdot R_1/R_{2min}$$

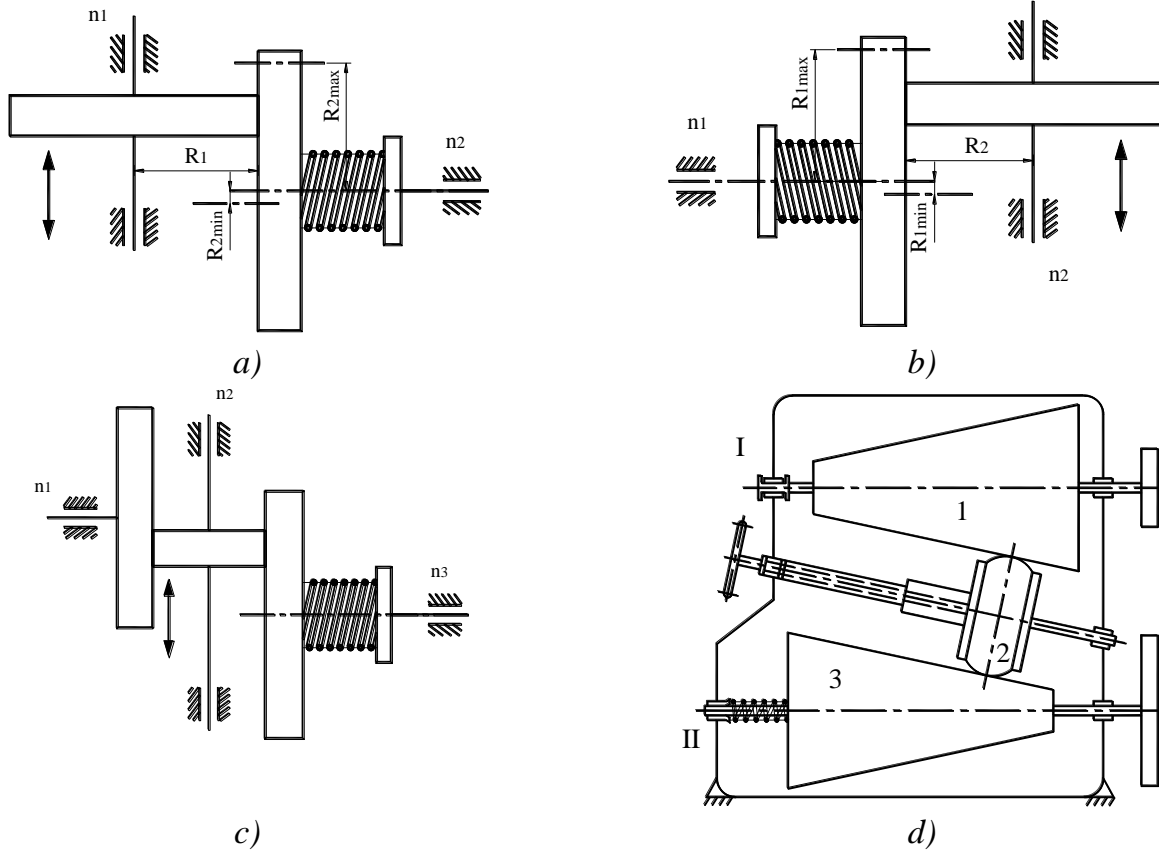
$$\Rightarrow \text{Phạm vi điều chỉnh: } D = n_{2max}/n_{2min} = R_{2max}/R_{2min}$$

- Hình 4-19c, d là cơ cấu có con lăn trung gian, sự thay đổi tốc độ của trục bị dẫn nhờ vào sự di chuyển của con lăn trung gian này. Cách tính phạm vi điều chỉnh như sau:

Khi con lăn trung gian di chuyển thì số vòng quay của trục bị dẫn thay đổi từ:

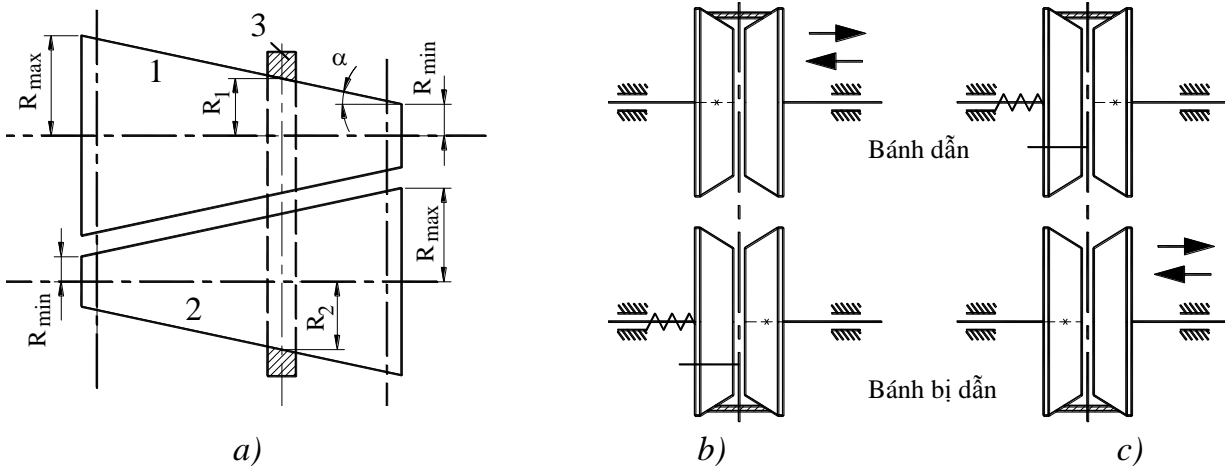
$$n_{2min} = n_1 \cdot \frac{R_{1min}}{R} \cdot \frac{R}{R_{2max}} \text{ đến } n_{2max} = n_1 \cdot \frac{R_{1max}}{R} \cdot \frac{R}{R_{2min}}$$

Phạm vi điều chỉnh: $D = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = \frac{R_{2max} \cdot R_{1max}}{R_{2min} \cdot R_{1min}}$



Hình 4-19: biến tốc đĩa con lăn

b) Biến tốc đai



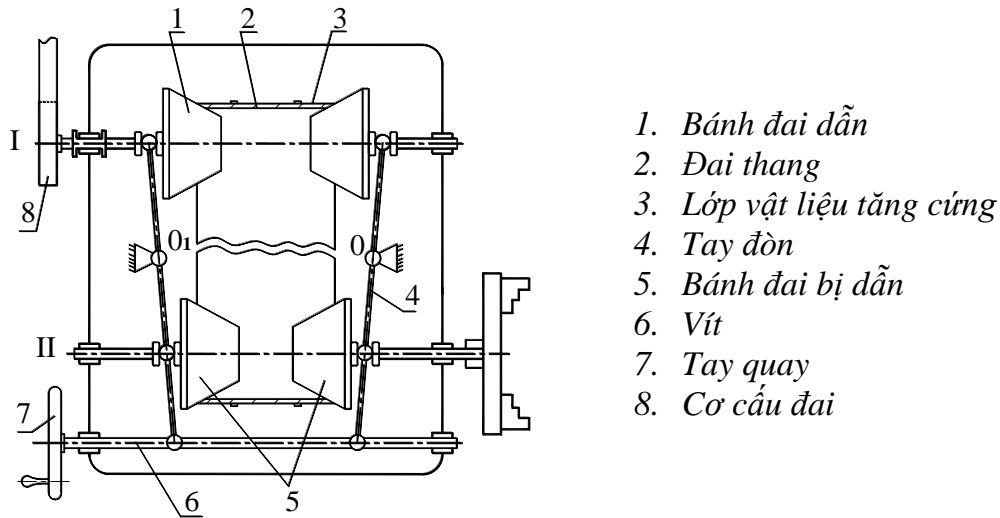
Hình 4-20: biến tốc đai

- Hình 4-20a là bộ biến tốc đai, làm việc được nhờ vào sự ma sát giữa đai 3 và bánh đai dẫn 1, bánh bị dẫn 2. Tùy vào vị trí của đai 3 ta có các tỉ số truyền khác nhau.

- Hình 4-20b,c được gọi là cơ cấu Heymau, có bánh đai dẫn và bị dẫn là 2 nửa hình côn ghép lại. Hai nửa của bánh đai dẫn ép vào dây đai và có khả năng chuyển dọc trục. Cơ cấu hình 4-20b điều chỉnh tỉ số truyền bằng cách di chuyển dọc trục nửa bánh dẫn và 2 nửa bánh

đai bị dẫn ép vào nhau nhờ lò xo xoắn ốc. Cơ cấu hình 4-20c điều chỉnh tỉ số truyền bằng cách di chuyển dọc trục nửa bánh đai dẫn và nửa bánh đai dẫn ép chặt nhờ lò xo.

- Ví dụ, trong cơ cấu hình 4-21, chuyển động được truyền từ trục I sang trục II nhờ vào đai thang 2 được tăng độ cứng bằng lớp vật liệu 3 trên bề mặt ngoài của đai.



- 1. Bánh đai dẫn
- 2. Đai thang
- 3. Lớp vật liệu tăng cứng
- 4. Tay đòn
- 5. Bánh đai bị dẫn
- 6. Vít
- 7. Tay quay
- 8. Cơ cấu đai

Hình 4-21: một ứng dụng của biến tốc đai

+ Nguyên lý làm việc: Tỷ số truyền được điều chỉnh bằng cách di chuyển dọc trục đồng thời các nửa bánh đai dẫn và bánh đai bị dẫn.

Khi 2 nửa bánh dẫn 1 tiến lại gần nhau thì R1 tăng lên và R2 giảm xuống, khi đó số vòng quay của trục II tăng lên. Điều khiển sự dịch chuyển của bánh đai 1 và 5 nhờ vào tay đòn 4 quay chung quanh O và O1. Tay đòn 4 được điều khiển bởi tay quay 7 và vít 6 (vít 6 có 1 bên là ren trái và một bên là ren phải).

+ Phạm vi điều chỉnh tốc độ:
$$D = \frac{n_{2max}}{n_{2min}} = \frac{R_{2max} \cdot R_{1max}}{R_{2min} \cdot R_{1min}}$$

Nếu 2 Puly hoặc đĩa ma sát côn giống nhau thì
$$D = \left(\frac{R_{2max}}{R_{2min}} \right)^2$$

c) Một số dạng biến tốc khác

(Tham khảo PL 4.3)

Chương 5: Động lực học máy

(Tham khảo PL 5)

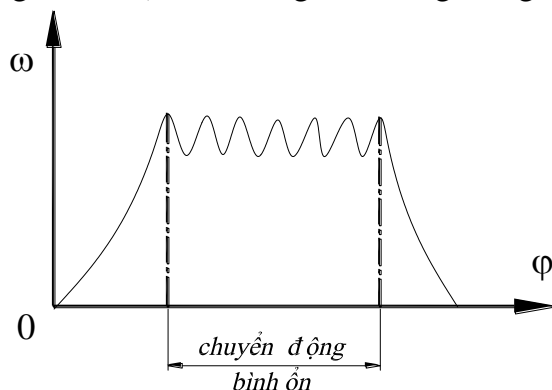
Chương 6: Các chỉ tiêu chất lượng của máy

Các chỉ tiêu chất lượng cơ bản: đều, ổn định, cân bằng và hiệu suất.

1. LÀM ĐỀU CHUYỂN ĐỘNG CỦA MÁY.

1.1. Hệ số không đều:

Khi máy làm việc, vận tốc góc khâu dẫn ω_1 nói chung không ổn định, (ngay cả trong giai đoạn chuyển động bình ổn) và thường dao động trong một phạm vi nào đó.



Hình 6-1: ba thời kỳ chuyển động của máy

Có thể giải thích hiện tượng này. Theo phương trình mômen:

$$M_d + M_c = \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} + J \cdot \varepsilon_1 \quad (6-1)$$

$$\Leftrightarrow \varepsilon_1 = \frac{M_d + M_c - \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi}}{J} \quad (6-2)$$

ε_1 là gia tốc của khâu dẫn. Muốn vận tốc góc cố định phải có $\varepsilon_1 = 0$

$$\text{hay } M_d + M_c - \frac{\omega_1^2}{2} \frac{dJ}{d\varphi} = 0 \quad (6-3)$$

nhưng điều này nói chung không thể thực hiện được, bởi vì ta không thể chọn được động cơ có mômen M_d hoàn toàn thích hợp cho từng máy cụ thể, có cấu tạo cụ thể (J) và chế độ làm việc cụ thể (M_c) được.

Như vậy, khi máy làm việc bình ổn, vận tốc góc khâu dẫn dao động nói chung là một điều khó tránh khỏi.

Tuy nhiên, ta không thể cho phép vận tốc dao động với một biên độ vượt quá một giới hạn nào đó, vì khi đó những điều kiện làm việc của máy và các yêu cầu công nghệ sẽ không được bảo đảm, độ chính xác của máy cũng bị ảnh hưởng.

Để đánh giá tính không đều của chuyển động máy, người ta dùng một chỉ tiêu chất lượng gọi là hệ số không đều, định nghĩa như sau:

$$\delta = \frac{\omega_{1\max} - \omega_{1\min}}{\omega_{tb}} \quad (6-4)$$

trong đó $\omega_{1\max}$, $\omega_{1\min}$ là các cực trị của ω_1 trong một chu kỳ động lực học, còn ω_{tb} là trị số trung bình của nó.

$$\omega_{tb} = \frac{\omega_{1\max} + \omega_{1\min}}{2} \quad (6-5)$$

Với mỗi loại máy người ta qui định một trị số giới hạn của δ , gọi là hệ số không đều cho phép, ký hiệu là $[\delta]$.

Máy sẽ gọi là chuyển động đều khi hệ số không đều của nó nhỏ hơn hệ số không đều cho phép:

$$\delta < [\delta]$$

Khi đó, ứng với mỗi chế độ vận tốc, vận tốc thực của khâu dẫn sẽ dao động giữa hai cực trị cho phép $[\omega_{1\max}]$, $[\omega_{1\min}]$. Các cực trị này có thể tính như sau:

$$[\omega_{1\max}] = \omega_{tb} \cdot \left(1 + \frac{[\delta]}{2}\right) \quad (6-6)$$

$$[\omega_{1\min}] = \omega_{tb} \cdot \left(1 - \frac{[\delta]}{2}\right) \quad (6-7)$$

Biện pháp kỹ thuật để sao cho $\delta < [\delta]$ gọi là làm đều chuyển động của máy.

Bảng 6.1: Giá trị hệ số không đều cho phép của một số máy thông dụng.

| Loại máy | $[\delta]$ |
|----------------------------|---------------|
| - Máy nông nghiệp | 1/5 – 1/150 |
| - Máy cắt kim loại | 1/20 – 1/50 |
| - Máy dệt | 1/10 – 1/50 |
| - Động cơ tàu thủy | 1/20 – 1/150 |
| - Động cơ đốt trong | 1/80 – 1/150 |
| - Máy phát điện một chiều | 1/100 – 1/200 |
| - Máy phát điện xoay chiều | 1/200 – 1/300 |

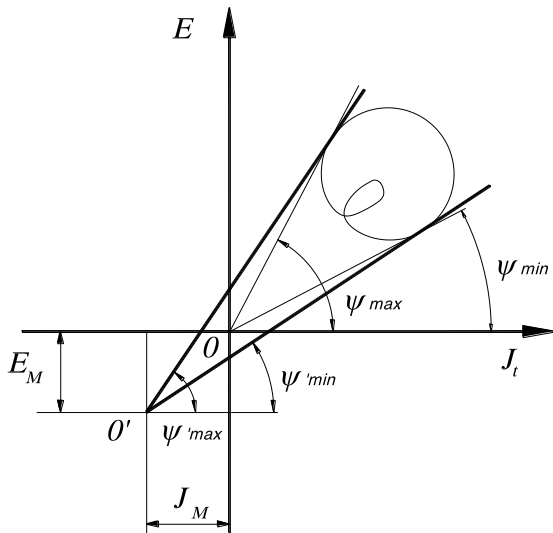
1.2. Biện pháp làm đều chuyển động của máy:

Làm đều chuyển động của máy là tìm cách làm giảm phạm vi thay đổi của vận tốc khâu dẫn, có nghĩa là giảm ω_{\max} và tăng ω_{\min}

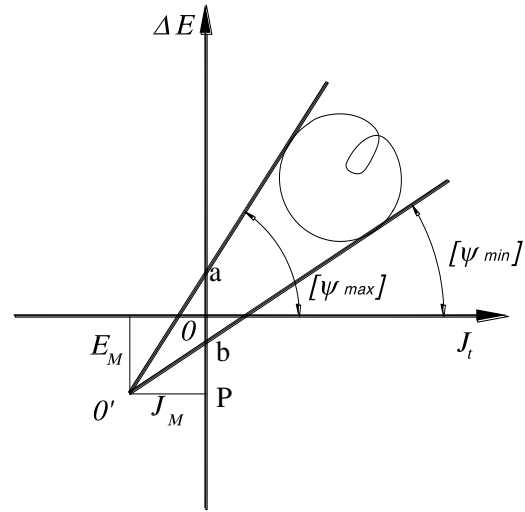
Nhận xét: trên đồ thị biểu diễn (hình 6-2), nếu góc 0 được dịch chuyển đến 0' (nằm trong phần tư thứ ba) và đồ thị E(J) vẫn giữ nguyên thì ψ_{\max} sẽ giảm và ψ_{\min} sẽ tăng, nghĩa là hệ số không đều sẽ giảm.

Như vậy muốn làm đều chuyển động của máy, phải tìm cách xác định vị trí 0', xuất phát từ trị số cho phép của hệ số không đều.

Ta thấy rằng để chuyển góc tọa độ từ 0 đến 0' ta phải tăng động năng của máy. Để thực hiện điều này, trong kỹ thuật người ta tăng mômen quán tính thay thế của máy J_t , bằng cách lắp trên máy một chi tiết, gọi là bánh đà (bánh trón, vô lăng). Khi có lắp bánh đà, mômen quán tính thay thế sẽ tăng một lượng là J_M . Tương ứng, động năng sẽ tăng thêm một lượng là E_M .



Hình 6-2: biện pháp làm đều



Hình 6-3: mô-men quán tính bánh đà

1.3. Tính mômen quán tính của bánh đà.

Chúng ta sẽ xác định trị số của mômen quán tính bánh đà, khi cho trước: hệ số không đều cho phép $[\delta]$, các thông số động học (v, a, \dots), động lực học ($M_d(\varphi), M_c(\varphi), J(\varphi), \dots$) cần thiết, chế độ làm việc của máy (ω_{tb} , tải trọng...).

Các bước tiến hành:

+ Với $[\delta]$, từ phương trình (6-6) và (6-7) xác định được $[\omega_{max}]$ và $[\omega_{min}]$, từ phương trình (5-10) sẽ xác định được $[\psi_{max}]$ và $[\psi_{min}]$.

$$\operatorname{tg} \psi_{\min}^{\max} \approx \frac{K_J}{2K_E} \omega_{tb}^2 (1 \mp [\delta])$$

+ Vẽ đồ thị $E(J_t)$ trong thời gian chuyển động bình ổn, với J_t là mômen quán tính thay thế của máy khi chưa lắp bánh đà, cách vẽ giống như khi xác định chuyển động thực của máy, chỉ cần vẽ đồ thị $\Delta E(J_t)$, vì dạng của chúng hoàn toàn giống đồ thị $E(J_t)$.

+ Vẽ các tiếp tuyến trên và dưới của đường biểu diễn $\Delta E(J_t)$, tạo với trục hoành một góc $[\psi_{max}]$ và $[\psi_{min}]$. Các đường này cắt nhau tại O' . Điểm O' là gốc hệ tọa độ của đồ thị $\Delta E(J_t)$ khi đã lắp bánh đà (H.6-3).

Tính mômen quán tính của bánh đà: trên hình ta có $O'P$ chính là mômen quán tính thay thế của bánh đà với TLX K_1 . Gọi J_M^* là giá trị thực:

$$J_M^* = K_1 \cdot O'P = K_1 \cdot \frac{ab}{\operatorname{tg}[\psi_{max}] - \operatorname{tg}[\psi_{min}]} \quad (6-8)$$

Trên máy có nhiều trục quay với vận tốc góc khác nhau. Nên chọn trục nào để lắp bánh đà với mômen quán tính là nhỏ nhất. Giả sử trên trục x nào đó, sẽ lắp bánh đà. Để đảm bảo điều kiện động năng không đổi, động năng của bánh đà khi lắp trên trục x phải bằng động năng của nó khi lắp trên khâu thay thế.

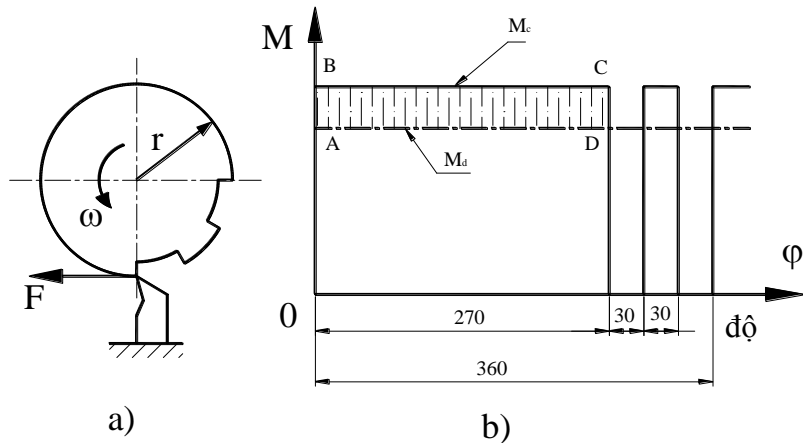
$$J_M^* \cdot \frac{\omega^2}{2} = J_M^x \cdot \frac{\omega_x^2}{2} \Rightarrow J_M^x = J_M^* \cdot \left(\frac{\omega}{\omega_x}\right)^2 \quad (6-9)$$

Trong đó J_M^x là mômen quán tính của bánh đà nếu lắp trên trục x có vận tốc góc là ω_x .

Nhận xét: nên chọn trục để lắp bánh đà có vận tốc góc lớn vì lúc đó mômen quán tính bánh đà sẽ nhỏ, kích thước bánh đà sẽ gọn hơn.

Trong thực tế, trên các máy, các chi tiết máy quay với một tỉ số truyền là hằng số với khâu thay thế. Tăng mômen quán tính của các chi tiết máy, sẽ làm tăng mômen quán tính thay thế khi thu gọn về khâu dẫn. Có thể dùng các chi tiết máy này (puly, nối trục, bánh răng...) làm các bánh đà, nếu tăng khối lượng chúng lên thì mômen quán tính của chúng sẽ tăng lên, mà không cần dùng bánh đà riêng biệt cho máy.

Ví dụ: Xác định mômen quán tính của bánh đà (thu về trục chính) của máy tiện. Cho mômen động cơ M_d là hằng số, máy tiện vật có bán kính r (tính bằng m) trong một góc từ 0° đến 270° và từ 300° đến 330° với lực cắt F (tính bằng N) là hằng số. Cho ω_{tb} , $[\delta]$, mômen quán tính (thay thế về trục chính) của máy là J_o (tính bằng kgm^2).



Hình 6-4: Sơ đồ lực cắt & mô-men động

Theo sơ đồ lực cắt như trên H.6-4a ta có:

$$M_{cán} = \begin{cases} Fr & \text{khi dao tiếp xúc với vật gia công trong góc} \\ & \text{từ } 0^\circ \text{ đến } 270^\circ \text{ và từ } 300^\circ \text{ đến } 330^\circ. \\ 0 & \text{khi dao tiếp xúc với vật gia công ngoài góc trên đây} \end{cases}$$

Đồ thị M_d , M_c trong một chu kỳ làm việc được biểu diễn như trên H.6-4b. Trong một chu kỳ làm việc ta có:

$$\text{Tổng công cản: } A_c = \frac{Fr(270 + 30)2\pi}{360} = \frac{5}{6} Fr \cdot 2\pi \quad (J)$$

$$\text{Tổng công động: } A_d = M_d \cdot 2\pi \quad (J)$$

$$\text{Để máy làm việc bình ổn: } A_d = A_c \Rightarrow M_d = \frac{5}{6} Fr$$

Trên hình vẽ ta thấy ΔE_{max} được biểu diễn bằng diện tích hình ABCD nên ta có:

$$\Delta E_{max} = \left(Fr - \frac{5}{6} Fr \right) \frac{3}{4} 2\pi = \frac{1}{4} Fr \pi$$

Mômen quán tính thay thế của bánh đà:

$$J_M^* = \frac{\Delta E_{max}}{[\delta] \cdot \omega_{tb}^2} - J_o = \frac{Fr \pi}{4[\delta] \cdot \omega_{tb}^2} - J_o \quad (\text{kgm}^2)$$

Tất nhiên sau đó ta phải tính J_M^x (mômen quán tính của bánh đà).

1.4. Ý nghĩa của bánh đà.

Giả sử bánh đà được lắp trên khâu x, khi đó quán tính của khâu x sẽ tăng lên, sức ì của khâu tăng lên, làm trở ngại cho việc giảm tốc độ. Vì vậy máy sẽ làm việc đều hơn.

Giải thích sâu hơn, *bánh đà sẽ tích tụ năng lượng khi công động lớn hơn công cản, và giải phóng năng lượng khi công cản lớn hơn công động. Như vậy, bánh đà có tác dụng phân phối năng lượng ở các giai đoạn khác nhau trong một chu kỳ động lực học của máy. Mômen quán tính bánh đà càng lớn, tác dụng làm đều chuyển động của máy càng mạnh.*

2. ĐIỀU CHỈNH TỰ ĐỘNG CHUYỂN ĐỘNG MÁY

Máy chỉ chuyển động bình ổn khi có sự cân bằng giữa công phát động và công cản. Nhưng trong quá trình làm việc, tải trọng của máy có thể thay đổi bất thường, khi đó công phát động và công cản không cân bằng nhau nữa và chuyển động của máy sẽ mất bình ổn.

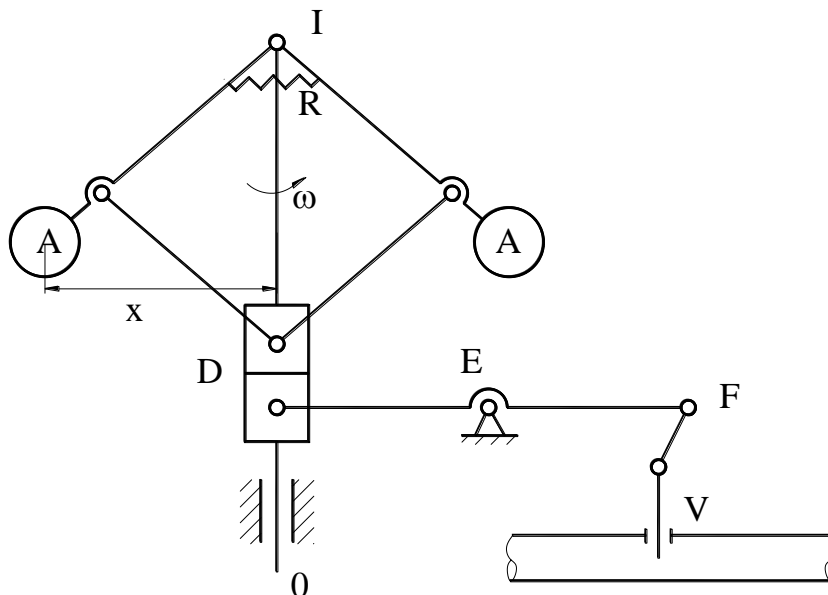
Để đảm bảo máy luôn chuyển động bình ổn mặc dù có sự thay đổi thất thường của tải trọng, cần phải điều chỉnh công phát động mỗi khi có sự thay đổi này.

Trong một số máy, việc điều chỉnh này do công nhân thực hiện, nhưng trong nhiều trường hợp, khi cần điều chỉnh kịp thời, phải dùng biện pháp điều chỉnh tự động.

Để điều chỉnh tự động chuyển động của máy, thường dùng các bộ điều chỉnh khác nhau, làm việc theo các nguyên lý thuộc về điện, điện tử, thủy lực hay cơ khí. Các khái niệm về lĩnh vực điều chỉnh tự động chuyển động của máy, các chỉ tiêu làm việc của các bộ điều chỉnh được trình bày ở các giáo trình khác. Ở phần này chỉ giới thiệu bộ điều chỉnh dùng các thiết bị cơ khí, đó là các bộ điều chỉnh vận tốc ly tâm.

2.1. Bộ điều chỉnh ly tâm trực tiếp:

- Trục OI được nối trực tiếp vào trục của máy. Khi máy chuyển động bình ổn, trục OI quay với một vận tốc góc nhất định. (H.6-5)



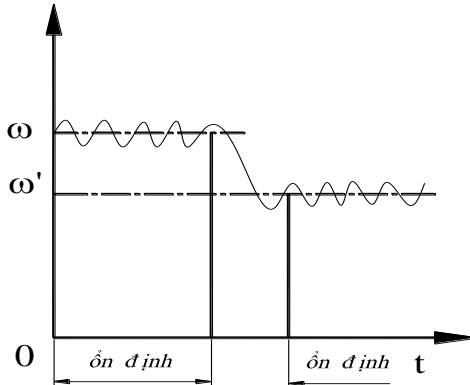
Hình 6-5: Bộ điều chỉnh ly tâm trực tiếp

- Lực ly tâm của 2 quả cầu A là P_A

$$P_A = m \cdot \omega^2 \cdot x \tag{6-10}$$

với m : khối lượng quả cầu; ω : vận tốc góc của OI & x : khoảng cách từ quả cầu đến OI
 P_A có tác dụng nâng quả cầu lên, sẽ cân bằng với các lực có tác dụng hạ quả cầu xuống là: trọng lượng quả nặng và các khâu, lực kéo của lò xo R.

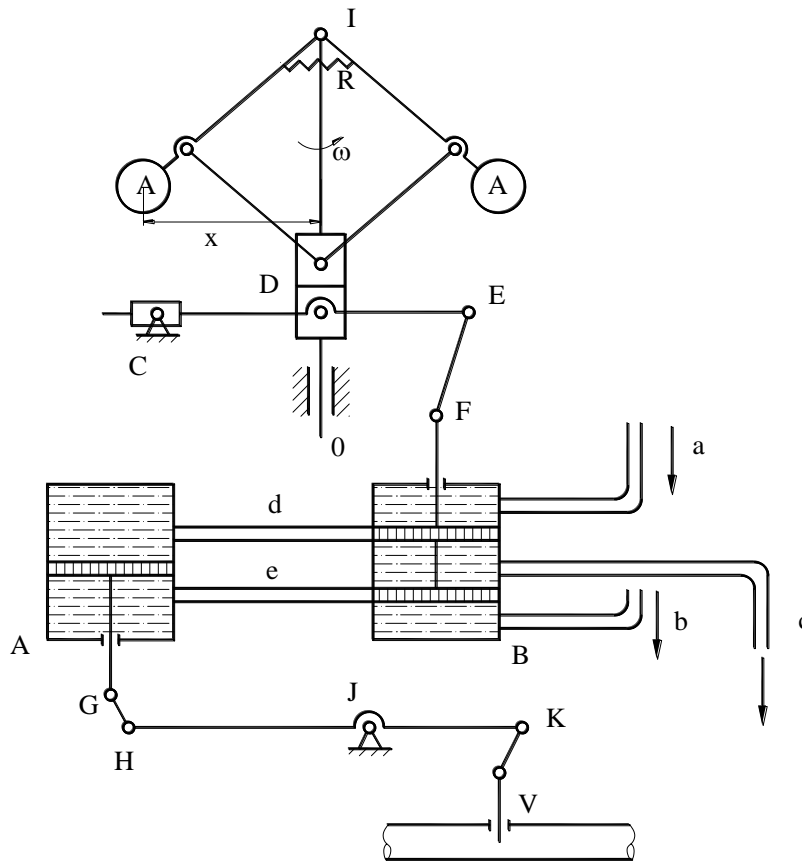
- Khi tải trọng giảm, công cản A_c giảm, máy sẽ quay nhanh hơn, ω tăng, làm cho lực ly tâm tăng, lực nâng của quả cầu sẽ lớn hơn lực hạ. Quả cầu nâng lên làm cho con trượt D đi lên. Van V, qua hệ thống tay đòn, sẽ khép nhỏ lại, đóng bớt cửa nạp nhiên liệu vào máy, làm cho A_d giảm, để bảo đảm $A_c = A_d$ và cơ cấu điều chỉnh sẽ chuyển động bình ổn với giá trị ω' . Ngược lại nếu A_c tăng, hệ thống điều chỉnh tự động này sẽ làm cho A_d tăng theo.



Hình 6-6: Sự thay đổi vận tốc trong quá trình ổn định bằng bộ điều chỉnh ly tâm trực tiếp

2.2. Bộ điều chỉnh ly tâm gián tiếp:

- So với bộ điều chỉnh ly tâm trực tiếp, bộ điều chỉnh này có thêm 2 xy lanh A,B và các ống dẫn, chúng được gọi là động cơ trợ động.



Hình 6-7: Bộ điều chỉnh ly tâm gián tiếp

- Nguyên tắc làm việc:

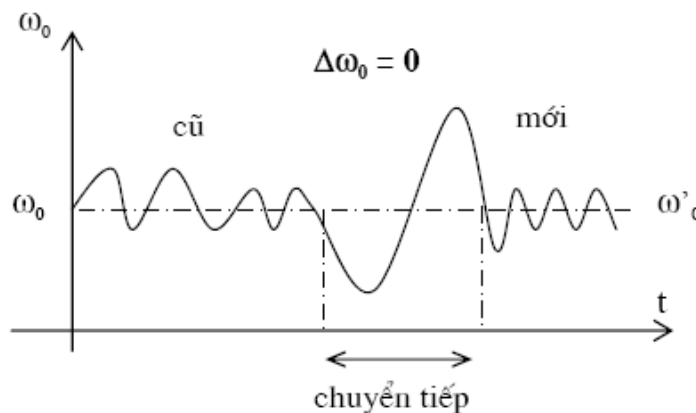
+ Các ống a và b nối với bơm dầu, dầu trong ống sẽ có 1 áp suất nhất định, ống C xả dầu vào bộ phận chứa, nếu áp suất dầu bằng áp suất khí quyển. Ở vị trí cân bằng, chuyển động bình ổn, các lỗ d và e ở xy lanh B bị pistông bịt kín. Pistông A ở vị trí cân bằng, vì áp suất dầu 2 phía như nhau. Van V có độ mở nhất định.

+ Khi tải trọng tăng, A_c tăng, ω giảm, 2 quả cầu hạ xuống. Con trượt D đi xuống. Lỗ d và e mở ra ở xy lanh A, vì áp suất dầu phía trên (bằng áp suất bơm dầu) lớn hơn áp suất dầu phía dưới (bằng áp suất khí quyển), nên pistông A đi xuống. Qua hệ thống tay đòn, cửa van V sẽ mở rộng, A_d tăng. Nhờ vậy ω sẽ bớt giảm và tăng dần, lực ly tâm của 2 quả cầu cũng tăng dần, và pistông B được kéo về vị trí cũ. Và khi các lỗ d và e đã được bịt kín, pistông A ngừng đi xuống, van V ở vị trí bảo đảm $A_d = A_c$, máy trở lại thời kỳ chuyển động bình ổn.

2.3. Ưu nhược điểm: của bộ điều chỉnh ly tâm gián tiếp so với bộ điều chỉnh ly tâm trực tiếp.

a) Ưu điểm:

- Độ nhạy cao: với những thay đổi vận tốc nhỏ, tức là những kích động nhỏ, bộ điều chỉnh vẫn làm việc.
- Sai số tĩnh của vận tốc góc bằng không: vận tốc góc của máy sau khi điều chỉnh sẽ trở lại vị trí ban đầu dù chế độ tải trọng thay đổi.



Hình 6-8: Sự thay đổi vận tốc trong quá trình ổn định bằng bộ điều chỉnh ly tâm gián tiếp

b) Nhược điểm :

- Chuyển vị của bộ phận chấp hành (hệ thống tay đòn và van V) xảy ra chậm, vì thế nó chỉ thích hợp đối với trường hợp tải trọng thay đổi chậm.
- Có thể xảy ra quá trình điều chỉnh mất ổn định, vận tốc góc ω có thể dao động liên tục.

2.4. Nhận xét về cấu trúc của một hệ điều chỉnh tự động
(tham khảo PL 6.1).

3. CÂN BẰNG MÁY

Trong khi máy làm việc, nếu các lực tác dụng lên máy thay đổi, phản lực ở các khớp động của cơ cấu sẽ thay đổi. Các lực tác động thay đổi theo chu kỳ, phản lực cũng thay đổi theo chu kỳ, tạo nên hiện tượng rung động trên máy, làm giảm hiệu suất của máy, tăng độ mòn của các thành phần khớp động, giảm tuổi thọ của máy, giảm độ chính xác của máy.

Trong các lực tác động lên máy thay đổi đó, những rung động do lực quán tính thay đổi gây ra là có thể khắc phục được. Thực tế thấy rằng lực quán tính là nguyên nhân chủ yếu gây nên hiện tượng rung động trên máy. Khi vận tốc của máy thay đổi càng lớn, lực quán tính cũng càng lớn. Có khi lực quán tính lớn hơn rất nhiều, so với tải trọng tĩnh đặt lên máy.

Tìm cách khử hoàn toàn hoặc 1 phần rung động do sự thay đổi có chu kỳ của lực quán tính gây nên, là nhiệm vụ hết sức quan trọng. Đó là nội dung của cân bằng máy, tức là tìm cách phân bố hoặc đặt thêm, tháo bớt khối lượng của các khâu, sao cho có thể, các lực quán tính cân bằng lẫn nhau.

3.1. Cân bằng khâu quay :

Khâu quay thường được lắp trên các trục, đặt trên các gối tựa. Những ví dụ về khâu quay: bánh xe, tước bin cùng với trục, lưỡi cưa lắp trên trục quay, rô to của động cơ...

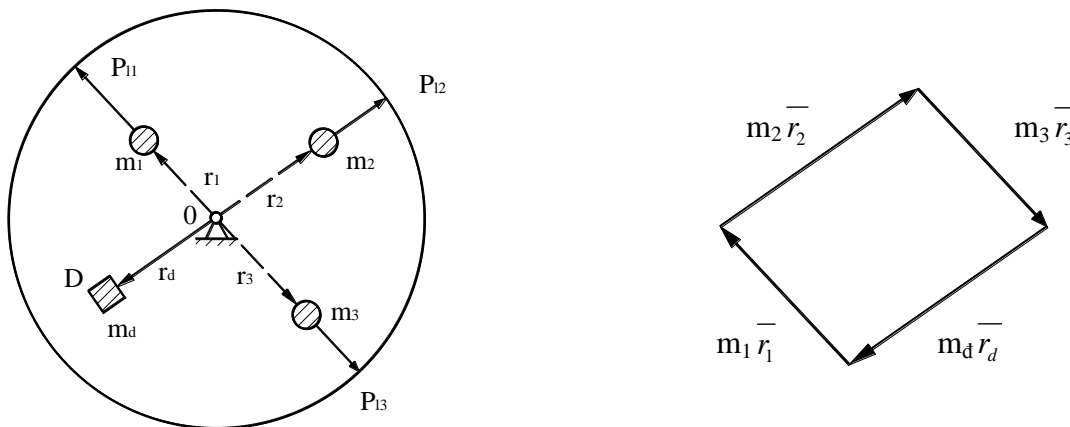
Ta sẽ nghiên cứu 2 kiểu khâu quay :

3.1.1) Khâu quay mỏng (đĩa mỏng)

Với vật quay mỏng, kích thước chiều trục nhỏ, so với kích thước đường kính. Trọng lượng của vật quay mỏng xem như chỉ phân bố trên 1 mặt phẳng vuông góc với trục quay. Cân bằng vật quay mỏng gọi là **cân bằng tĩnh**

❖ Nguyên tắc cân bằng :

Xét 1 khâu quay có khối lượng phân bố trên 1 mặt phẳng, giả sử các khối lượng tập trung là m_1, m_2, m_3 tại các vị trí $\vec{r}_1, \vec{r}_2, \vec{r}_3$.



Hình 6-9: cách tính cân bằng khâu quay mỏng

+ Trục quay với vận tốc góc ω . Lực ly tâm do có khối lượng gây ra:

$$\vec{P}_{11} = m_1 \cdot \vec{r}_1 \cdot \omega^2, \vec{P}_{12} = m_2 \cdot \vec{r}_2 \cdot \omega^2, \vec{P}_{13} = m_3 \cdot \vec{r}_3 \cdot \omega^2$$

+ Nếu tổng các lực quán tính ly tâm không bằng không, phương chiều của lực quán tính tổng hợp luôn luôn thay đổi, quay cùng trục. Phản lực các góc tựa sẽ thay đổi với chu kỳ bằng chu kỳ quay của vật quay, gây rung động.

+ Muốn các lực quán tính ly tâm triệt tiêu, phải lắp thêm đối trọng, lực quán tính ly tâm của đối trọng \bar{P}_d phải triệt tiêu các lực quán tính trên:

Nghĩa là:
$$\bar{P}_{11} + \bar{P}_{12} + \bar{P}_{13} + \bar{P}_d = 0$$

$$\Leftrightarrow m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_d \bar{r}_d = 0 \quad (6-11)$$

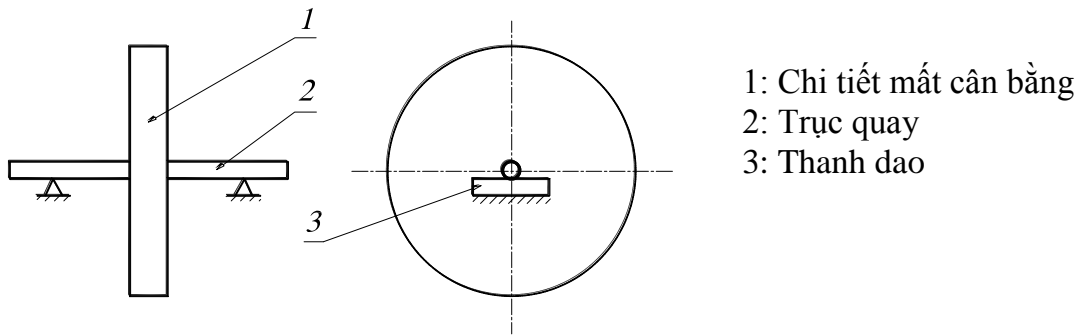
Trong đó m_d, \bar{r}_d là khối lượng, bán kính véc tơ khối tâm của đối trọng.

+ Dùng họa đồ véc tơ ta xác định được m_d, \bar{r}_d .

Cho trị số của \bar{r}_d ta tính được m_d cần thêm vào, có thể không cần thêm đối trọng m_d , mà bớt đi 1 khối lượng m_d ở điểm xuyên tâm.

❖ Thí nghiệm cân bằng tĩnh: để xác định lượng mất cân bằng $m_i \bar{r}_i$

a. Phương pháp **dò trực tiếp** (H.6-10)



Hình 6-10: mô tả phương pháp dò trực tiếp

Đặt trục chi tiết lên 2 lưỡi dao nằm ngang song song. Nếu không cân bằng, chi tiết sẽ tự lăn trên dao cho đến khi trọng tâm ở vị trí thấp nhất trên đường thẳng đứng xuyên tâm. Đắp mát-tít (hoặc đất sét) vào 1 điểm nào đó trên bán kính thẳng phía trên tâm quay. Thêm hoặc bớt mát-tít cho đến khi vật quay ở trạng thái cân bằng phiếm định. Khối lượng và vị trí của khối mát-tít là kết quả thí nghiệm.

Ưu điểm: thiết bị đơn giản, dễ thực hiện.

Khuyết điểm:

- Năng suất thấp vì tốn khá nhiều thời gian.
- Thiểu chính xác do ảnh hưởng ma sát lăn giữa trục quay và dao.

b. Phương pháp **đòn cân**:

(Tham khảo phụ lục 6.2)

c. Phương pháp đồ thị (phương pháp **hiệu số mômen**)

(Tham khảo phụ lục 6.3)

3.1.2) Khâu quay dày:

Vật quay có kích thước chiều trục đáng kể so với kích thước đường kính, gọi là **vật quay dày**, vì thế không thể xem toàn bộ trọng lượng của vật quay phân bố trên 1 mặt phẳng vuông góc với trục quay, cho nên 1 cách tổng quát lực quán tính trên vật quay dày

thu về khối tâm sẽ được 1 véc tơ lực quán tính ($\overline{P}_{qt} \neq 0$) và 1 véc tơ mômen lực quán tính ($\overline{M}_{qt} \neq 0$).

Như vậy muốn cân bằng vật quay, ta phải thỏa mãn 2 điều kiện tổng các lực quán tính bằng không và tổng mômen các lực quán tính bằng không, gọi là **cân bằng động**.

❖ Nguyên tắc cân bằng:

Nguyên tắc cân bằng trong trường hợp này là phân phối lại khối lượng trên 2 mặt phẳng tùy ý chọn vuông góc với trục quay, 2 mặt phẳng này gọi là 2 mặt phẳng cân bằng.

Xét 1 vật quay như hình vẽ, giả sử vật quay có 3 khối lượng (mắt cân bằng) tập trung m_1, m_2, m_3 trong mặt phẳng 1,2,3 được xác định bằng bán kính véc tơ $\overline{r}_1, \overline{r}_2, \overline{r}_3$.

+ Khi vật quay với vận tốc góc ω , sẽ sinh ra các lực quán tính $\overline{P}_{11}, \overline{P}_{12}$ và \overline{P}_{13} (hình 6.13).

+ Chọn 2 mặt phẳng I, II tùy ý vuông góc với trục quay, phản lực $\overline{P}_{11}, \overline{P}_{12}, \overline{P}_{13}$ thành 2 thành phần tương ứng $\overline{P}'_{11}, \overline{P}''_{11}, \overline{P}'_{12}, \overline{P}''_{12}, \overline{P}'_{13}, \overline{P}''_{13}$ nằm trong 2 mặt phẳng I và II.

Trên mặt phẳng I, đặt đối trọng để tạo nên lực quán tính ly tâm \overline{P}_{d1} , sao cho phương trình sau được thỏa mãn

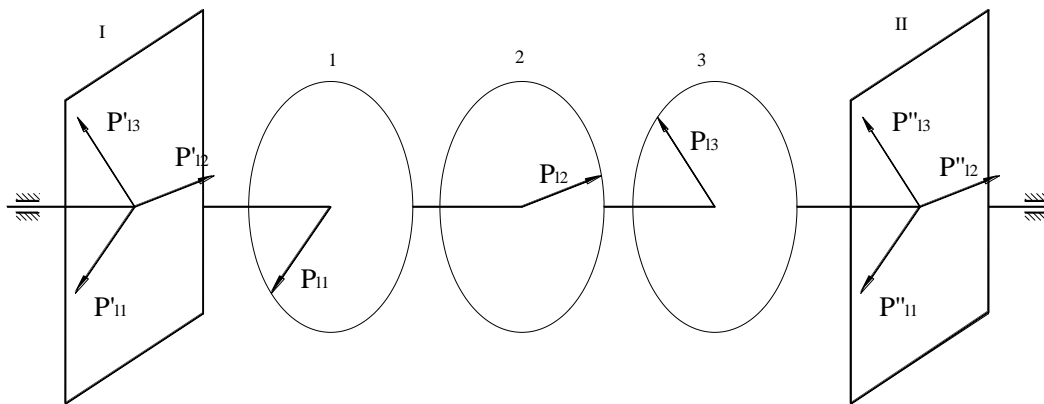
$$\overline{P}'_{11} + \overline{P}'_{12} + \overline{P}'_{13} + \overline{P}_{d1} = 0 \tag{6-17}$$

Cách giải phương trình này đã được trình bày ở phần trước

Một cách tương tự, sẽ tìm được khối lượng hoặc vị trí đối trọng để cân bằng các lực ở mặt phẳng cân bằng II.

Như vậy, muốn cân bằng khâu quay, cần phải lắp trên khâu quay 2 đối trọng trong 2 mặt phẳng khác nhau, vuông góc với trục quay. Vị trí mặt phẳng cân bằng được chọn tùy ý trên trục, tùy theo điều kiện cấu tạo của khâu quay. Cũng có thể chọn mặt phẳng cân bằng trùng với mặt phẳng 1,2,3.

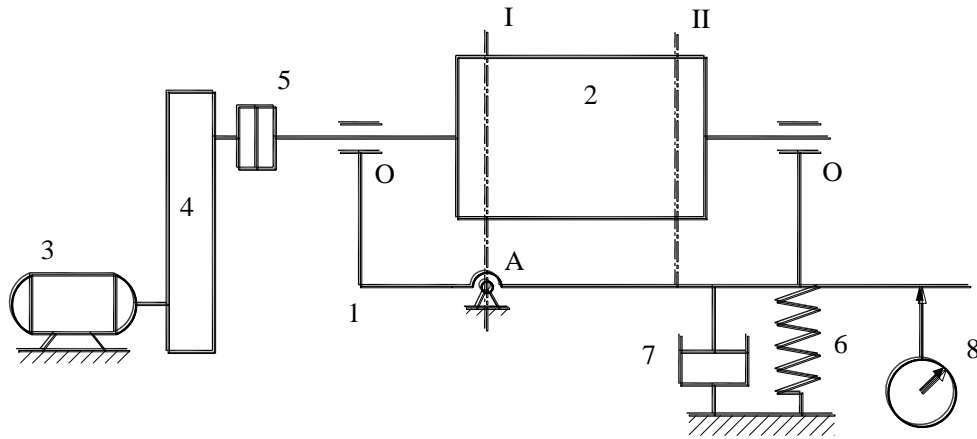
Để xác định vị trí, cũng như khối lượng của đối trọng khi cân bằng 1 chi tiết đã được chế tạo phải dùng các máy cân bằng động.



Hình 6-13: Cân bằng khâu quay dày.

❖ Giới thiệu về máy cân bằng động:

Máy cân bằng động có nhiều loại rất khác nhau, nhưng về nguyên lý, loại đơn giản có cấu tạo như sơ đồ trên hình vẽ.



Hình 6-14: Sơ đồ máy cân bằng động.
 1: Khung, 2: Chi tiết cần cân bằng, 3: Động cơ,
 4: Bộ phận truyền động, 5: Khớp nối mềm, 6: Lò xo,
 7: Giảm chấn, 8: Dụng cụ ghi, đo.

Máy bao gồm :

- + Khung 1 có thể lắc quanh trục qua A, khung mang vật quay 2.
- + Vật 2 quay quanh trục OO nhờ động cơ 3, qua bộ phận truyền động 4 và khớp nối mềm 5.
- + Khớp mềm 5 có tác dụng vừa chuyển động quay, vừa cho phép vật 2 trên khung 1 lắc quanh tâm đi qua A.
- + Khung dao động 1 nối với lò xo 6 để tạo thành hệ dao động.
- + Giảm chấn 7 có tác dụng tắt dao động tự do nếu có trong hệ.

Khi vật mất cân bằng 2 quay quanh OO, sẽ sinh ra lực quán tính, đây là nguyên nhân gây ra dao động cưỡng bức của khung 1, dao động này được đo, ghi nhờ dụng cụ 8. Nếu điều chỉnh vật quay sao cho mặt phẳng cân bằng I, chứa tâm quay qua A thì lượng mất cân bằng trên mặt phẳng I không ảnh hưởng tới dao động của khung, khi đó dao động cưỡng bức của khung chỉ do lượng mất cân bằng trên mặt phẳng II gây ra.

Khảo sát dao động của khung 1, ta hoàn toàn có thể xác định lượng và vị trí $m_2 \bar{r}_2$. Hoàn toàn tương tự, ta có thể xác định lượng và vị trí của $m_1 \bar{r}_1$ trên mặt phẳng I khi cho mặt phẳng II chứa tâm quay qua A.

3.2. Cân bằng cơ cấu :

Sau đây, sẽ nghiên cứu cân bằng toàn bộ cơ cấu, khi cơ cấu được lắp trên móng. Bài toán cân bằng cơ cấu là 1 bài toán khá phức tạp. Ở đây chúng ta chỉ xét trường hợp cơ cấu phẳng.

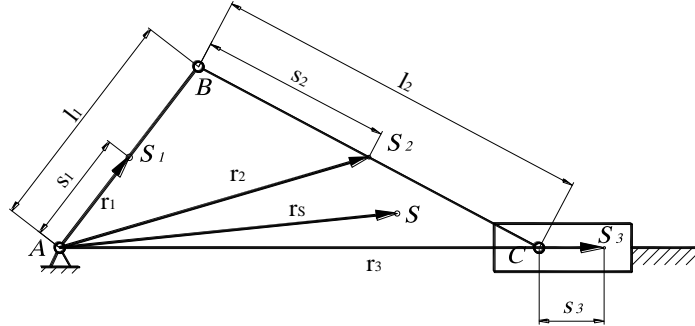
Cơ cấu là 1 cơ hệ, có khối tâm di động. Nếu thu gọn toàn bộ lực quán tính về khối tâm, sẽ được 1 lực quán tính chính và 1 mômen chính. Trên thực tế, cân bằng mômen chính của lực quán tính rất phức tạp, thường rất khó thực hiện. Ở đây, ta hạn chế chỉ nghiên cứu việc cân bằng lực quán tính chính.

$$\bar{P} = -m \cdot \bar{a}_s \quad \text{với} \quad m : \text{khối lượng của cơ cấu.}$$

$$\bar{a}_s : \text{gia tốc khối tâm của cơ cấu.}$$

Để cân bằng lực quán tính, cần tìm biện pháp kỹ thuật sao cho $a_s = 0$, nghĩa là khối tâm cơ cấu chuyển động thẳng đều hoặc cố định. Cơ cấu chuyển động có chu kỳ, nên S không thể chuyển động thẳng đều được. Cho nên để cân bằng cơ cấu, cần tìm điều kiện sao cho khối tâm của cơ cấu luôn cố định.

Lấy cơ cấu tay quay – con trượt làm ví dụ. Các khâu 1, 2, 3 có khối lượng m_1, m_2, m_3 với các trọng tâm là S_1, S_2, S_3 được xác định bởi $\bar{r}_1, \bar{r}_2, \bar{r}_3$ như hình vẽ. Giả sử khối tâm S của cơ cấu được xác định bằng bán kính vectơ \bar{r} , ta có :



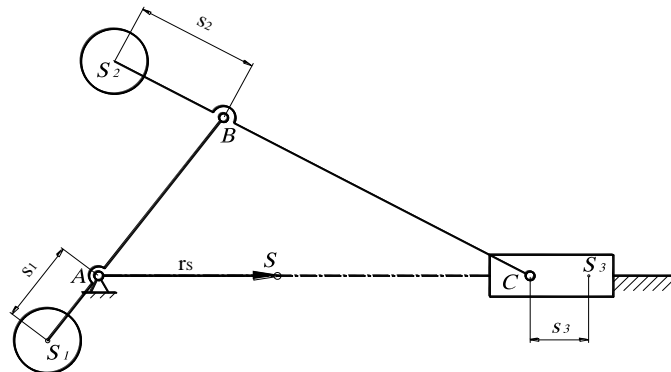
Hình 6-15: xác định khối tâm S

$$\begin{aligned} m\bar{r} &= m_1\bar{r}_1 + m_2\bar{r}_2 + m_3\bar{r}_3 \\ m\bar{r} &= m_1\bar{S}_1 + m_2\bar{l}_1 + m_2\bar{S}_2 + m_3\bar{l}_1 + m_3\bar{l}_2 + m_3\bar{S}_3 \\ \Rightarrow \bar{r} &= \frac{m_1 \cdot \bar{S}_1 + (m_2 + m_3) \cdot \bar{l}_1}{m} + \frac{m_2 \cdot \bar{S}_2 + m_3 \cdot \bar{l}_2}{m} + \frac{m_3 \cdot \bar{S}_3}{m} \end{aligned} \quad (6-18)$$

Trong vế phải của phương trình chỉ có \bar{S}_3 là không đổi còn $\bar{S}_1, \bar{l}_1, \bar{S}_2, \bar{l}_2$ đều có phương thay đổi, muốn \bar{r} không đổi, chỉ có cách triệt tiêu 2 số hạng đầu nghĩa là :

$$\begin{cases} m_1\bar{S}_1 + (m_2 + m_3)\bar{l}_1 = 0 \\ m_2\bar{S}_2 + m_3\bar{l}_2 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \bar{S}_1 = -\frac{(m_2 + m_3)}{m_1}\bar{l}_1 \\ \bar{S}_2 = -\frac{m_3}{m_2}\bar{l}_2 \end{cases} \quad (6-19)$$

Đây là điều kiện cân bằng trên móng của cơ cấu, dấu âm trong công thức cho thấy trọng tâm của khâu 1 phải nằm trên đoạn kéo dài về phía A của đoạn AB và trọng tâm khâu 2 phải nằm trên đoạn kéo dài về phía B của đoạn BC. Bố trí khối lượng của khâu 1 và khâu 2 thỏa mãn điều kiện (6-19) thì khối tâm S sẽ nằm cố định trên đường thẳng AC (H.6-16)



Hình 6-16: một cách phân bố khối lượng

Về lý thuyết ta hoàn toàn có thể thực hiện điều kiện (6-19), nhưng trên thực tế việc cân bằng trên móng có những phiền phức nhất định.

4. HIỆU SUẤT

Trong mỗi chu kỳ chuyển động bình ổn, công của lực phát động bằng công của lực cản:

$$A_d = A_c$$

Công cản A_c gồm có 2 phần chính: công cản có ích A_{ci} là công của các lực cản kỹ thuật để hoàn thành nhiệm vụ công nghệ, và công cản có hại là công dùng để thắng các lực cản có hại (lực ma sát trong các khớp động, lực cản của môi trường chung quanh...) trong đó chủ yếu là công dùng để thắng lực ma sát A_{ms} . Do đó:

$$A_d = A_{ci} + A_{ms}$$

Để đánh giá hiệu quả sử dụng năng lượng vào công việc có ích của máy, dùng chỉ tiêu được gọi là hiệu suất của máy.

$$\eta = A_{ci} / A_d \tag{6-20}$$

(cũng có thể dùng chỉ tiêu khác, gọi là hệ số tổn thất năng lượng, ký hiệu là:

$$\psi = A_{ms} / A_d . \text{ Dĩ nhiên: } \eta + \psi = 1)$$

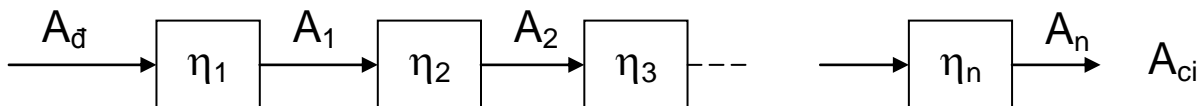
$$\text{Như vậy } \eta = A_{ci} / A_d = (A_d - A_{ms}) / A_d = 1 - A_{ms} / A_d$$

Đối với khớp động, A_d chính là năng lượng được truyền vào khớp, A_{ci} là năng lượng nhận được sau khi truyền qua khớp động.

Hiệu suất của khớp động, của cơ cấu có thể xác định bằng tính toán, bằng thực nghiệm. Trong các sổ tay kỹ thuật, có cho những giá trị của hiệu suất các khớp động hoặc cơ cấu thường dùng, ví dụ: hiệu suất của ổ lăn, ổ trượt, cơ cấu bánh răng, xích, đai truyền... Cần phải tìm hiệu suất của 1 hệ thống các khớp động, cơ cấu được ghép lại với nhau.

4.1. Hệ thống khớp động, cơ cấu, máy, lắp nối tiếp.

Giả sử có 1 hệ thống bao gồm n khớp động, cơ cấu máy, được lắp nối tiếp, có sơ đồ truyền năng lượng như hình vẽ.



Hình 6-17: khớp động lắp nối tiếp

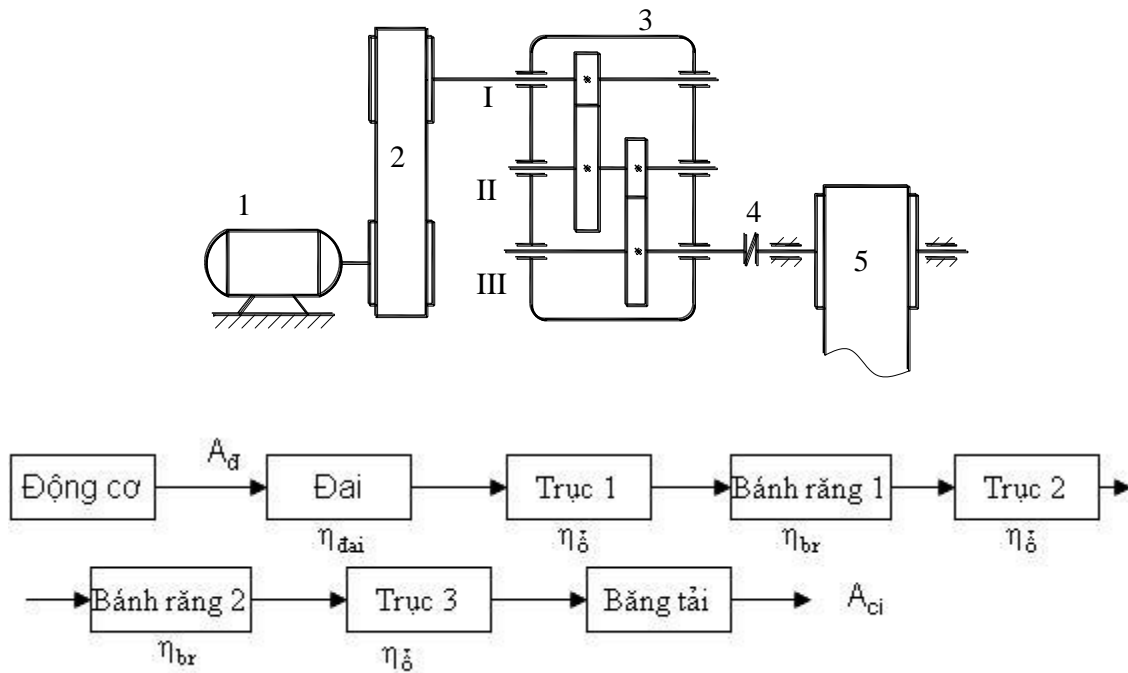
Năng lượng đưa vào hệ thống là A_d . Sau khi ra khỏi hệ thống, để khắc phục lực có ích, năng lượng còn lại là A_{ci} . Hiệu suất của hệ thống là:

$$\eta = A_{ci} / A_d = A_n / A_d = (A_n / A_{n-1}) \times (A_{n-1} / A_{n-2}) \times \dots \times (A_2 / A_1) \times (A_1 / A_d)$$

$$\text{Hay } \eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \dots \times \eta_n \tag{6-21}$$

Trong đó η_1, η_2, η_n là hiệu suất của các khớp động 1,2...n

Ví dụ: tính hiệu suất của hệ thống của khớp động và cơ cấu như hình vẽ. Năng lượng từ động cơ truyền đến băng tải theo 1 hệ thống đặt nối tiếp như sau:



Hình 6-18: một ví dụ

Do đó, hiệu suất của trạm dẫn động băng tải sẽ bằng:

$$\eta = A_{ci} / A_d = \eta_{dai} \times \eta_{\dot{o}}^3 \times \eta_{br}^2$$

4.2. Hệ thống lắp song song.

Xét n khớp động, cơ cấu được lắp song song, với sơ đồ truyền năng lượng như H.6-19.

Trong hệ thống lắp song song, năng lượng được chia thành $A_{d1}, A_{d2}, \dots, A_n$ để truyền qua các cơ cấu 1, 2, ..., n với điều kiện: $A_d = A_{d1} + A_{d2} + \dots + A_{dn}$

Mặt khác: $A_{d1} = A_{ci1} / \eta_1$; $A_{d2} = A_{ci2} / \eta_2 \dots$

Vì vậy hiệu suất của hệ thống lắp song song sẽ là:

$$\eta = A_{ci} / A_d = \frac{\sum_{i=1}^n A_{cii}}{\sum_{i=1}^n \frac{A_{cii}}{\eta_i}} \quad (6-22)$$

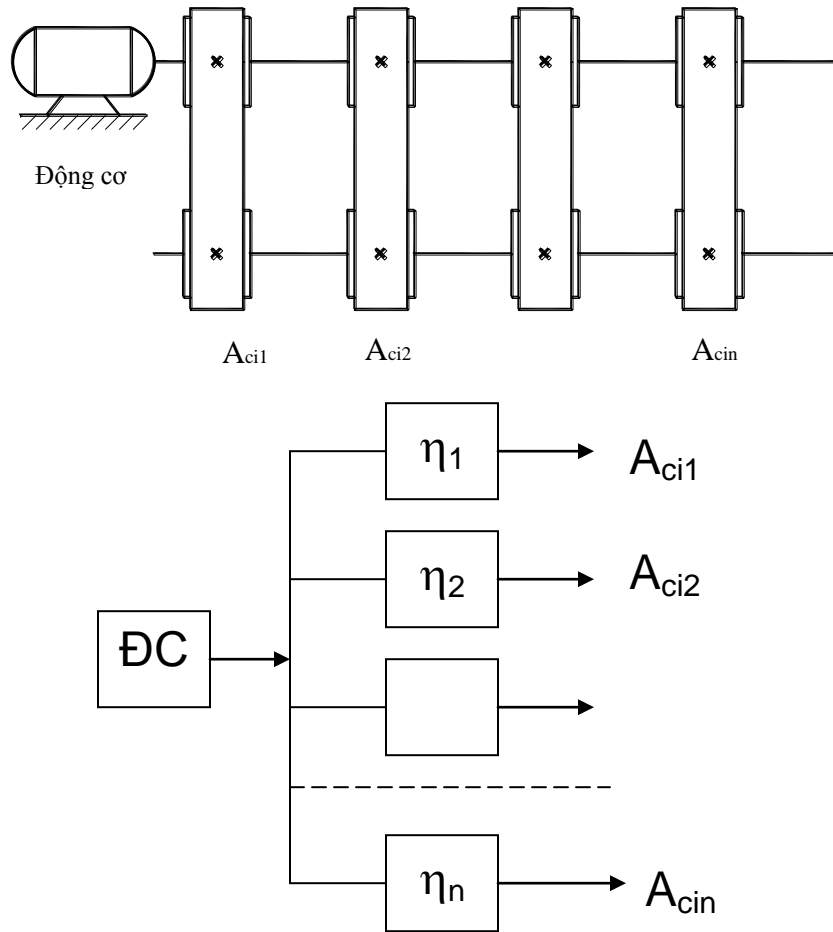
Trường hợp đặc biệt, nếu hiệu suất của các cơ cấu đều bằng nhau:

$$\eta_1 = \eta_2 = \dots = \eta_n = \eta_c$$

Thì hiệu suất của hệ thống sẽ bằng:

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n A_{ci}}{\sum_{i=1}^n \frac{A_{ci}}{\eta_c}} = \frac{\sum_{i=1}^n A_{ci}}{\frac{1}{\eta_c} \cdot \sum_{i=1}^n A_{ci}} = \eta_c \quad (6-23)$$

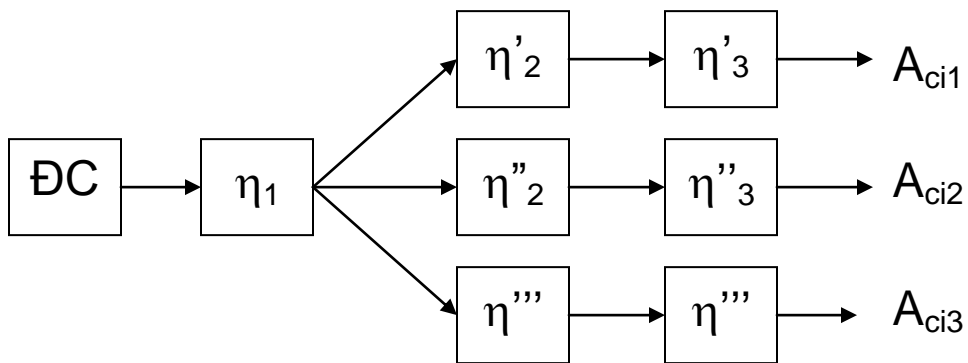
Vì vậy hiệu suất của hệ thống cơ cấu lắp song song, trong đó hiệu suất từng cơ cấu bằng nhau, bằng hiệu suất của 1 cơ cấu trong hệ.



Hình 6-19: khớp động lắp song song

4.3. Hệ thống hỗn hợp.

Thông thường trong các máy, dùng các hệ thống khớp động, cơ cấu vừa lắp song song, vừa lắp nối tiếp. Với 1 hệ thống lắp hỗn hợp như vậy, không thể tìm được công thức duy nhất để xác định hiệu suất của nó. Cần phải phân tích chúng thành những hệ song song và nối tiếp riêng, sau đó dùng các công thức (6-21) và (6-22) để tính hiệu suất của hệ thống, ví dụ hình vẽ trên là 1 hệ thống lắp hỗn hợp.



Hình 6-20: khớp động lắp hỗn hợp

Phân tích hệ thống này, ta thấy từ động cơ đến nơi công tác A_{ci1} , A_{ci2} , A_{ci3} , năng lượng được truyền theo 3 chuỗi lắp nối tiếp, hiệu suất của từng chuỗi được tính theo công thức lắp nối tiếp. ba chuỗi này được lắp song song, nên hiệu suất của toàn hệ thống được tính theo công thức lắp song song, trong đó η_i là hiệu suất trên từng chuỗi nối tiếp trên.

Phần III. CÁC CƠ CẤU

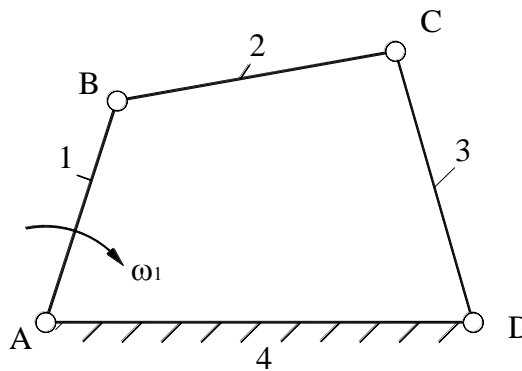
Chương 7: Cơ cấu nhiều thanh

1. ĐẠI CƯƠNG

- Trong các phần trước, để lấy ví dụ minh họa, ta đã gặp nhiều loại cơ cấu này, trong chương này sẽ nghiên cứu cơ cấu nhiều thanh một cách tổng quát.

- So với các loại cơ cấu khác, cơ cấu nhiều thanh có những đặc điểm sau: lâu mòn, tuổi thọ cao, khả năng truyền lực lớn; có cấu tạo đơn giản, dễ chế tạo và lắp ráp; dễ dàng thay đổi kích thước động; khó thiết kế cơ cấu theo 1 quy luật chuyển động cho trước.

- Trong cơ cấu nhiều thanh, cơ cấu 4 khâu bản lề là cơ cấu thường gặp và điển hình nhất. Cơ cấu 4 khâu bản lề là cơ cấu gồm có 4 khâu nối với nhau bằng các khớp quay (còn gọi là khớp bản lề), lược đồ ở hình 7-1.



Hình 7-1: cơ cấu 4 khâu bản lề

Trong đó:

+ Khâu cố định gọi là giá: khâu 4.

+ Khâu đối diện khâu cố định gọi là thanh truyền có chuyển động song phẳng: khâu 2.

+ Hai khâu còn lại, nếu quay được toàn vòng gọi là tay quay, nếu không quay được toàn vòng gọi là cần lắc.

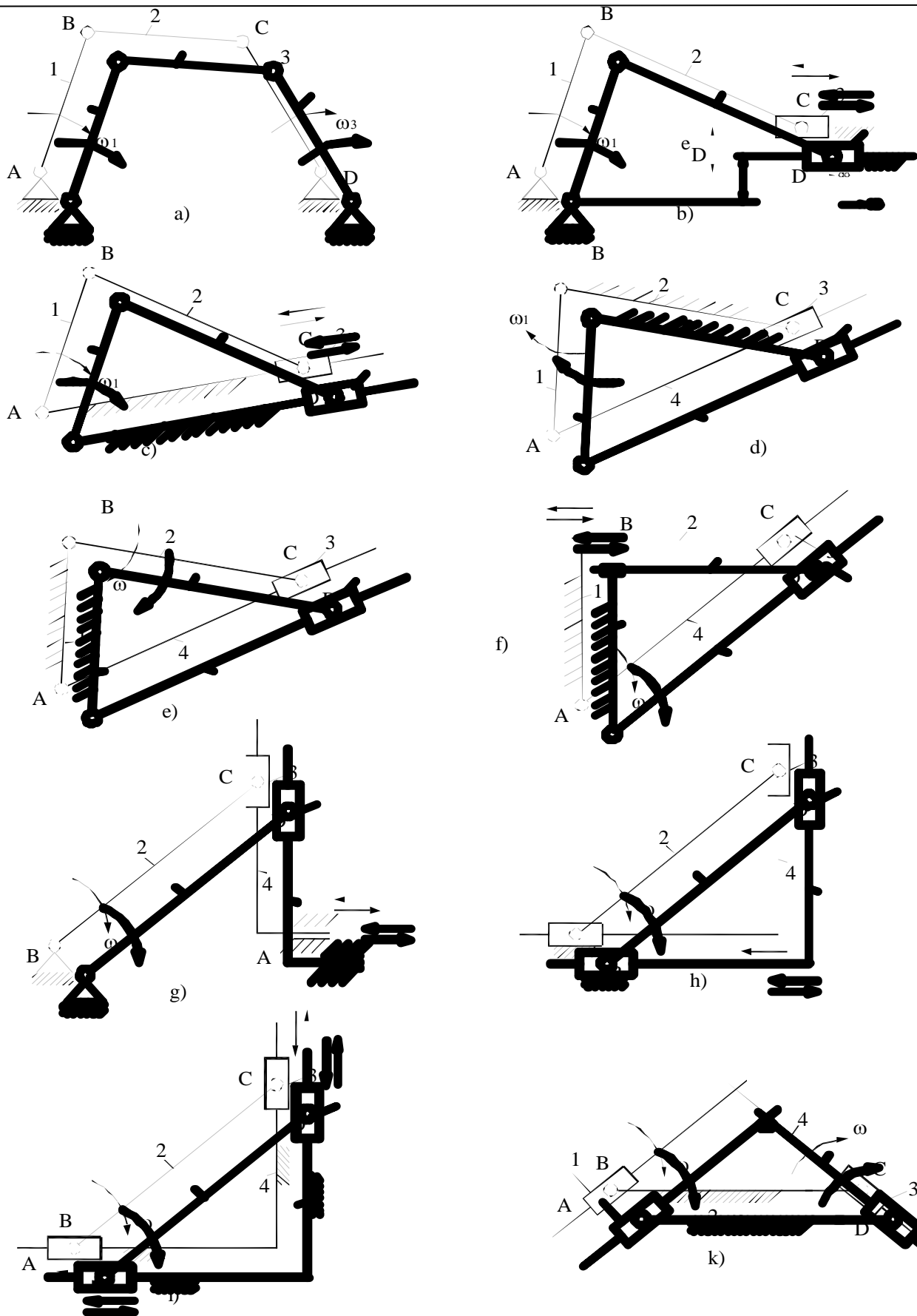
2. CÁC BIẾN THỂ TRONG CƠ CẤU BỐN KHẤU BẢN LỀ

2.1. Thay đổi kích thước động của khâu

Hình 7-2a là cơ cấu 4 khâu bản lề, cho chiều dài khâu 3 lớn vô cùng, điểm D lùi xa vô tận, chuyển động khâu 3 trở thành tịnh tiến theo phương trượt xx. Nếu xx không đi qua tâm A, ta có cơ cấu tay quay – con trượt lệch tâm (H.7-2b), nếu xx đi qua tâm A, ta có cơ cấu tay quay – con trượt đúng tâm (H.7-2c).

2.2. Thay đổi khâu cố định

+ Ta biết rằng, chuyển động tương đối giữa các khâu không thay đổi khi đổi giá. Trên cơ cấu tay quay – con trượt chính tâm, nếu chọn khâu 2 làm giá, ta có cơ cấu xy-lanh quay (còn gọi là cơ cấu cu-lít lắc như ở H.7-2d) và nếu lấy khâu 1 làm giá, ta có cơ cấu cu-lít như H.7-2e.



Hình 7-2: các biến thể của cơ cấu 4 khâu bản lề

+ Từ cơ cấu cu-lít, nếu dịch tâm quay B ra xa vô cùng thì khâu 2 có chuyển động tịnh tiến, khớp quay B ở vô tận trở thành khớp tịnh tiến ở gân, ta nhận được *cơ cấu tính tang* (H.7-2f). Cũng từ cơ cấu cu-lít, nếu ta dịch tâm A ra xa vô cùng, ta có *cơ cấu tính sin* (H.7-2g), cơ cấu tính sin này cũng có thể biểu diễn bằng lược đồ như H.7-2h.

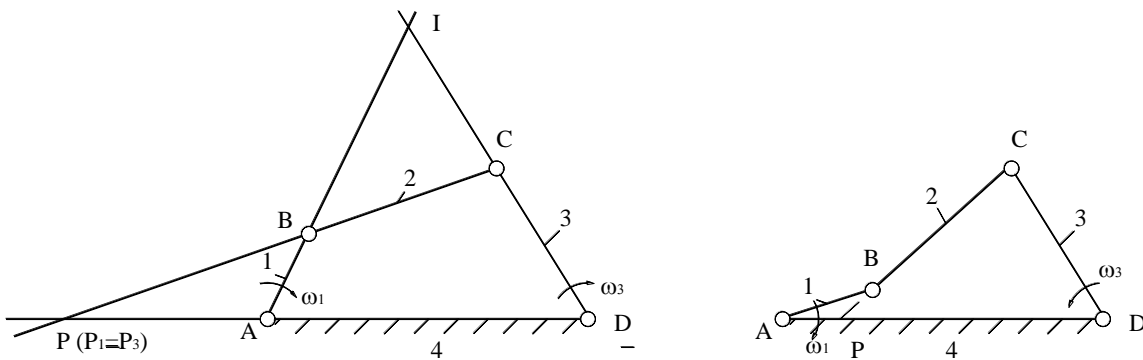
+ Từ hình 7-2h, nếu lấy khâu 4 làm giá, ta có *cơ cấu Ellip* (H.7-2i); nếu lấy khâu 2 làm giá, ta có *cơ cấu Ondam* (H.7-2k).

3. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU NHIỀU THANH

3.1. Tỷ số truyền

Cơ cấu 4 khâu bản lề ABCD trên hình 7-3a, biến chuyển động quay của khâu 1 với vận tốc góc ω_1 , thành chuyển động quay của khâu bị dẫn 3 với vận tốc góc ω_3 . Một thông số quan trọng đặc trưng cho cơ cấu là tỷ số truyền:

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} \tag{7-1}$$



Hình 7-3: tâm quay tức thời

a) Định lý Kennedy (1847 – 1928)

Trong chuyển động tương đối của khâu 3 so với khâu 1 (chọn khâu 1 làm giá), vận tốc điểm C và D luôn vuông góc với BC và AD. Vì vậy tức thời có thể xem chuyển động tương đối của khâu 3 so với khâu 1 là chuyển động quay quanh giao điểm P của BC và AD (H.7-3a). Tương tự ta cũng có tâm quay tức thời trong chuyển động tương đối của khâu 4 so với khâu 2 là giao điểm I của AB và CD.

Phát biểu định lý: Trong cơ cấu 4 khâu bản lề, tâm quay tức thời trong chuyển động tương đối giữa 2 khâu đối diện là giao điểm 2 đường tâm của 2 khâu còn lại.

b) Định lý Willis (1800 – 1875)

+ Theo khái niệm tâm quay tức thời, ta có điểm P₁ thuộc khâu 1 và điểm P₃ thuộc khâu 3 hiện đang trùng nhau tại P, thì $\vec{V}_{P_1} = \vec{V}_{P_3}$

Mà khâu 1 đang quay quanh A $\Rightarrow V_{P_1} = \omega_1 \cdot l_{PA}$

Khâu 3 đang quay quanh D $\Rightarrow V_{P_3} = \omega_3 \cdot l_{PD}$

$$\omega_1 \cdot l_{PA} = \omega_3 \cdot l_{PD} \quad \Rightarrow \quad i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{l_{PD}}{l_{PA}} = \frac{PD}{PA} \tag{7-2}$$

+ *Phát biểu định lý:* Trong cơ cấu 4 khâu bản lề, đường thanh truyền BC chia đường giá AD thành 2 đoạn tỷ lệ nghịch với vận tốc góc của 2 khâu nối giá.

+ Nhận xét:

➤ Khi làm việc, điểm P luôn thay đổi, mà $\omega_1 = \text{const}$ nên $\omega_3 \neq \text{const}$. Nghĩa là cơ cấu biến 1 chuyển động quay đều thành 1 chuyển động quay không đều. Nhưng đặc biệt với cơ cấu

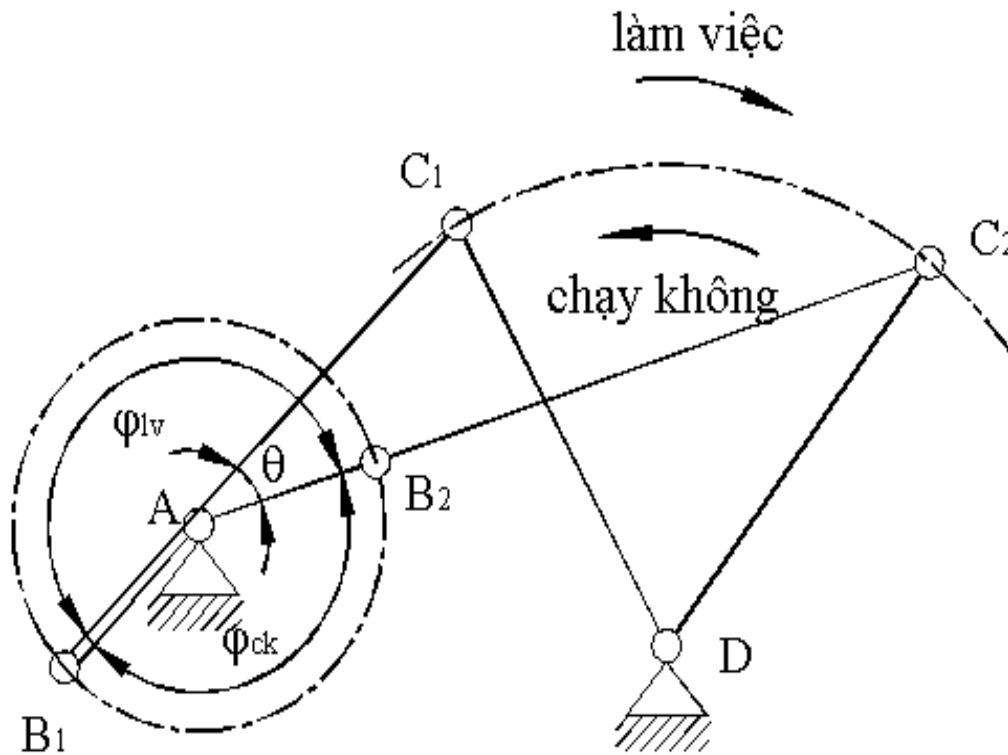
hình bình hành, (điểm P ở xa vô tận, lúc đó $i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{PD}{PA} = 1$) biến 1 chuyển động quay đều thành 1 chuyển động quay đều.

- Khi P nằm ngoài đoạn AD thì ω_1 và ω_3 cùng chiều nhau nên $i_{13} = \omega_1/\omega_3 > 0$.
- Khi P nằm trong đoạn AD (H.7-3b) thì ω_1 và ω_3 ngược chiều nhau nên $i_{13} = \omega_1/\omega_3 < 0$.
- Khi P \equiv A thì $i_{13} = PD/PA \approx PD/0 \rightarrow \infty$ nghĩa là $\omega_3 = 0$, khâu 3 dừng tức thời ở 2 vị trí (tay quay AB và thanh truyền BC duỗi thẳng ra hay gấp lại). Hai vị trí này của khâu 3 (cũng như vị trí của cơ cấu tại vị trí này), được gọi là vị trí biên hay vị trí chết.

3.2. Hệ số năng suất

Trong những cơ cấu mà khâu bị dẫn có chuyển động 2 chiều đi và về như trên hình 7-4, thông thường 1 chiều làm việc, 1 chiều chạy không. Người thiết kế phải đảm bảo cho thời gian chạy không càng ngắn càng tốt, để xét đến điều kiện này, người ta đưa ra một đại lượng gọi là hệ số năng suất (còn gọi là hệ số về nhanh, hệ số làm việc) và được định nghĩa là tỷ số giữa thời gian làm việc và thời gian chạy không trong 1 chu kỳ làm việc của máy.

$$k = t_{lv}/t_{ck} \tag{7-3}$$



Hình 7-4: mô tả cách xác định hệ số năng suất

Nếu chọn chiều làm việc, chiều chạy không và chiều quay khâu dẫn ω_1 như hình vẽ thì góc quay khâu dẫn ứng với thời gian làm việc, thời gian chạy không là φ_{lv} , φ_{ck} .

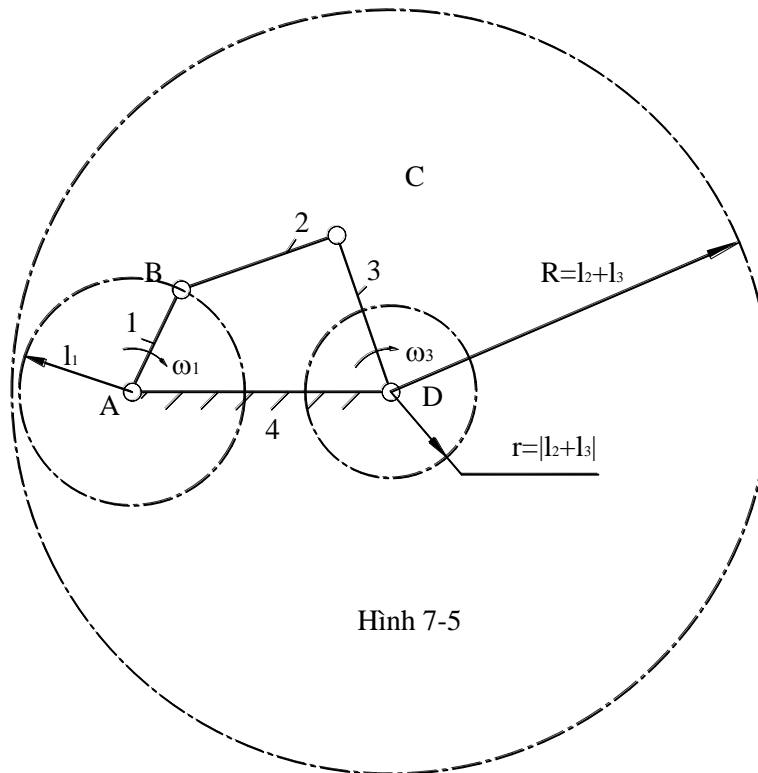
$$k = \frac{t_{lv}}{t_{ck}} = \frac{\varphi_{lv} / \omega_1}{\varphi_{ck} / \omega_1} = \frac{\varphi_{lv}}{\varphi_{ck}}$$

Gọi $\theta = \angle C_1AC_2$ là góc nhọn tạo bởi 2 vị trí của khâu dẫn ứng với 2 vị trí biên, ta có:

$$\varphi_{lv} = 180^\circ + \theta \text{ và } \varphi_{ck} = 180^\circ - \theta$$

$$\Rightarrow k = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \tag{7-4}$$

3.3. Điều kiện quay toàn vòng của khâu nối giá



Hình 7-5

Do yêu cầu làm việc, một khâu nối giá buộc phải quay toàn vòng hay không.

Giả sử ta tìm điều kiện để khâu 1 quay toàn vòng.

- Khâu 1 quay toàn vòng khi quỹ đạo của điểm B trên cơ cấu là cả vòng tròn. Điểm B trên cơ cấu là vị trí nối động giữa điểm B trên khâu 1 (B₁) và điểm B trên khâu 2 (B₂), như vậy điểm B trên cơ cấu đến vị trí nào thì điểm B₁ và B₂ phải đến được vị trí đó.

- Vì vậy ta tưởng tượng tháo khớp B, ta có:

+ Quỹ đạo điểm B₁ là vòng tròn tâm A, bán kính l₁.

+ Quỹ đạo điểm B₂ quay quanh D và cách D xa nhất với bán kính (l₂ + l₃), gần D nhất với bán kính (l₂ - l₃), như vậy ta có thể nói rằng điểm B₂ chuyển động trong miền vành khăn tâm D với bán kính lớn R = (l₂ + l₃), bán kính nhỏ r = (l₂ - l₃), miền này gọi là miền với tới của điểm B₂.

- Vậy để khâu 1 quay toàn vòng thì quỹ tích của điểm B₁ phải nằm trong miền với tới của điểm B₂. Kích thước các khâu phải thỏa mãn:

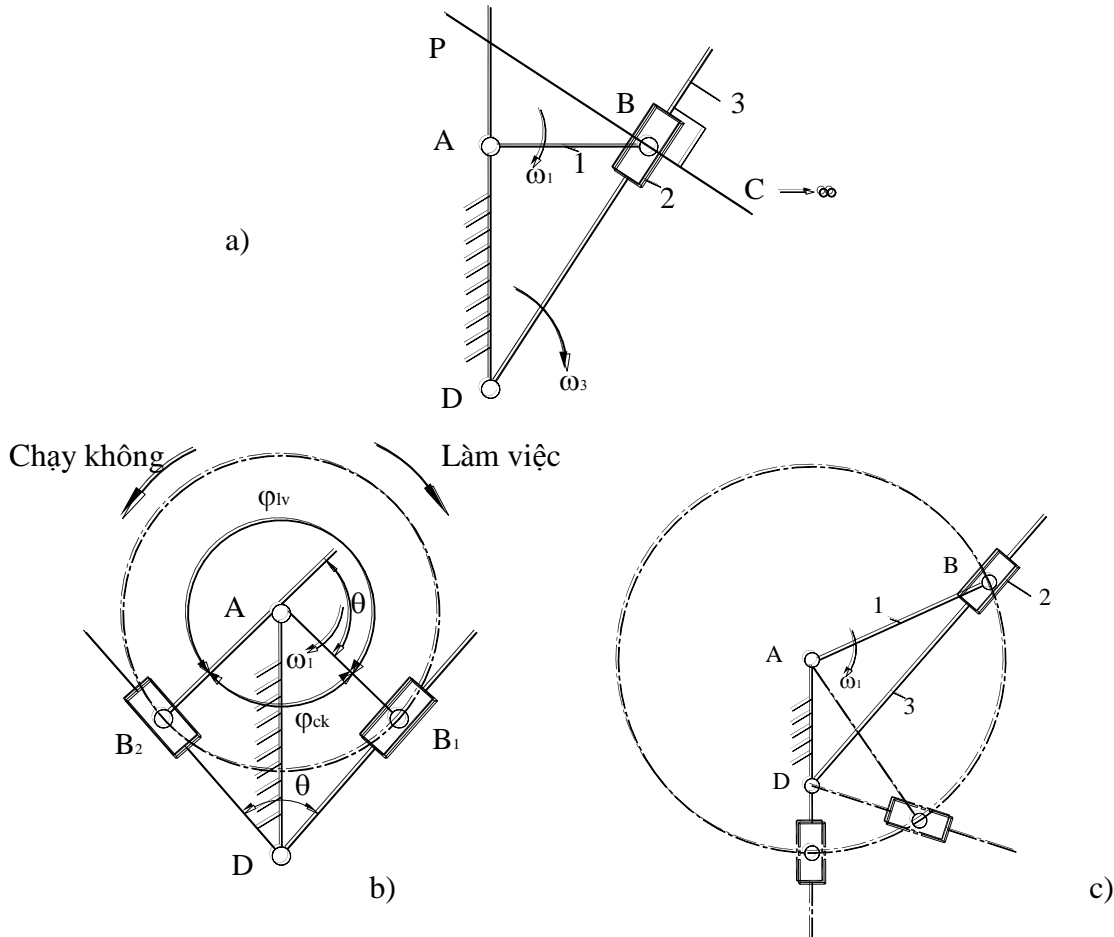
$$\begin{cases} l_1 + l_4 \leq l_2 + l_3 \\ l_4 - l_1 \geq |l_2 - l_3| \end{cases} \quad (7-5)$$

Lập luận tương tự như trên, ta có thể tưởng tượng tháo khớp C để tìm điều kiện quay toàn vòng của khâu 3.

Một cách tổng quát, có thể phát biểu điều kiện quay toàn vòng theo định lý sau: *Một khâu nối giá quay toàn vòng khi và chỉ khi quỹ tích của 1 điểm trên khâu nối giá nằm trong miền với tới của điểm trên thanh truyền nối với điểm đó.*

Định lý này hoàn toàn đúng cho cả cơ cấu không gian và cả cơ cấu có nhiều bậc tự do.

4.2. Cơ cấu cu-lít



Hình 7-7: mô tả đặc điểm động học cơ cấu cu-lít

- Quan hệ động học: (H.7-7a)

+ Đặc điểm cấu tạo: Đường thanh truyền BC là đường thẳng đi qua B và vuông góc với BD vì tâm quay C xa vô tận. Tâm vận tốc tức thời là P.

+ Quan hệ động học: $\omega_1 \cdot l_{PA} = \omega_3 \cdot l_{PD}$ (7-8)

- Hệ số năng suất: (H.7-7b)

+ Hai vị trí biên của cơ cấu là vị trí tay quay OA vuông góc với cu-lít 3 vì thế góc lắc của cu-lít bằng với góc θ .

+ Các góc làm việc và chạy không được thể hiện ở hình vẽ.

- Điều kiện quay toàn vòng: (H.7-7c)

+ Đặc điểm: Tương tự tháo khớp B, miền với của B2 là cả mặt phẳng. như vậy ở cơ cấu cu-lít, khâu đối diện với cu-lít (khâu 1) bao giờ cũng quay được toàn vòng.

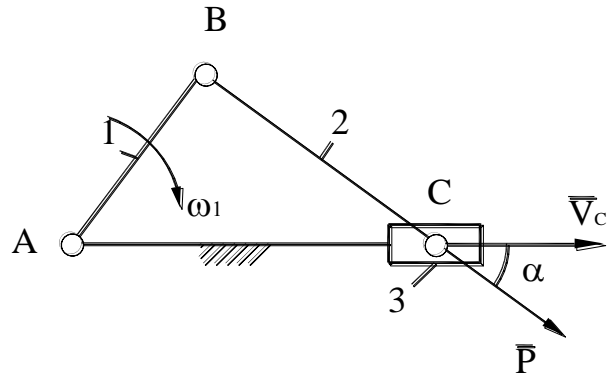
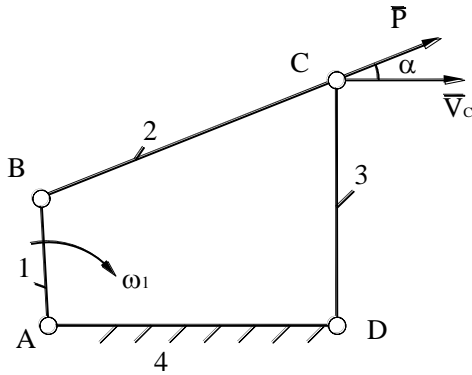
+ Cu-lít 3 quay được toàn vòng khi điểm B trên cơ cấu đến được vị trí trên phương AD về phía D như hình vẽ, nghĩa là khâu 3 quay toàn vòng khi:

$l_{AB} \geq l_{AD}$ (7-9)

5. GÓC ÁP LỰC

Ngoài các chỉ tiêu động học nêu trên, về phương diện động lực học, một chỉ tiêu quan trọng trong cơ cấu phẳng toàn khớp thấp là góc áp lực. Góc áp lực là góc hợp bởi vector lực tác dụng và vector vận tốc của điểm đặt lực.

Ở cơ cấu 4 khâu bản lề, tay quay – con trượt... nếu bỏ qua trọng lượng của các khâu và ma sát ở các khớp thì lực \vec{P} truyền từ khâu dẫn sang khâu bị dẫn nằm dọc theo thanh truyền (H.7-8). Góc α được gọi là góc áp lực.



Hình 7-8

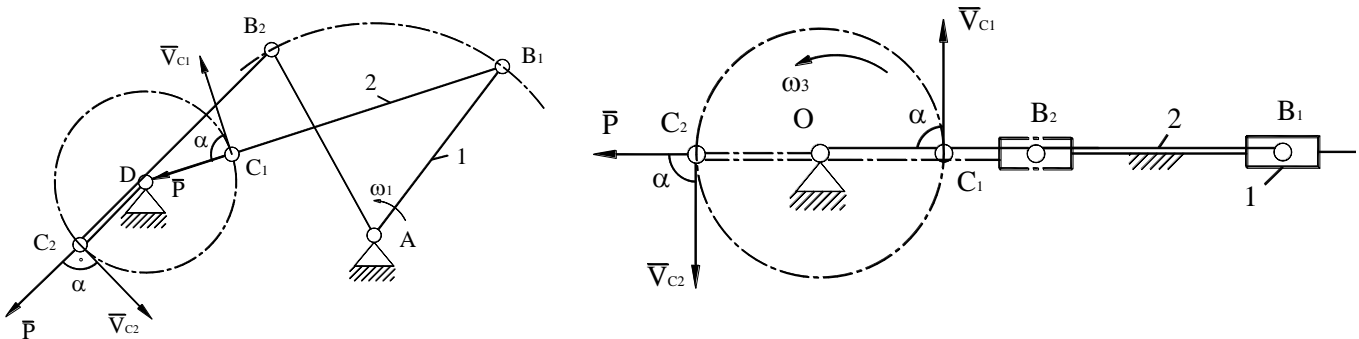
Ý nghĩa của góc áp lực:

+ Ta biết công suất của lực tác dụng \vec{P} là:

$$N_P = \vec{P} \cdot \vec{V} = P \cdot V_C \cdot \cos\alpha \tag{7-10}$$

Như vậy góc α phản ánh tác dụng gây ra chuyển động của lực \vec{P} . Góc α càng lớn thì N_P càng nhỏ. Khi $\alpha = 90^\circ$ thì $N_P = 0$. Vì thế khi thiết kế phải đảm bảo sao cho góc áp lực α nhỏ hơn 1 giá trị nhất định và cố gắng α càng nhỏ càng tốt.

+ Trong quá trình chuyển động, khó tránh khỏi cơ cấu ở vị trí có $\alpha = 90^\circ$, ví dụ cơ cấu 4 khâu bản lề (H.7-9a), cơ cấu tay quay con trượt (H.7-9b), với khâu 1 là khâu dẫn ở vị trí tay quay đuỗi thẳng ra hay gập lại, trong trường hợp này lực tác dụng từ khâu dẫn sang khâu bị dẫn không có tác dụng làm cho khâu bị dẫn chuyển động (đây chính là vị trí biên), cơ cấu tiếp tục chuyển động được là nhờ quán tính và khi qua khỏi vị trí này thì $\alpha \neq 90^\circ$ và lực tác dụng lại gây ra chuyển động.



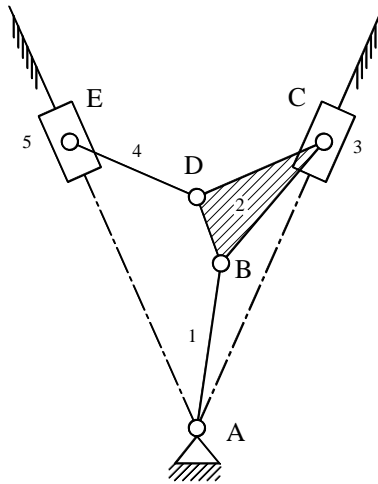
Hình 7-9: mô tả vị trí biên

6. MỘT SỐ ỨNG DỤNG CỦA CƠ CẤU NHIỀU THANH

Cơ cấu nhiều thanh được ứng dụng rộng rãi trong kỹ thuật. Sau đây là một số ví dụ:

- Cơ cấu động cơ 2 xy lanh kiểu chữ V (H.7-10), biến chuyển động tịnh tiến của 2 piston 3 và 5 thành chuyển động quay của khâu 1 quanh A. Cũng ở cơ cấu này nếu dùng để

biến chuyển động tịnh tiến của khâu 3 thành chuyển động quay của khâu 1 (làm nhiệm vụ của động cơ nổ) rồi biến chuyển động quay của khâu 1 thành chuyển động tịnh tiến của khâu 5 (làm nhiệm vụ như bơm piston); trong trường hợp này ta có động cơ nén khí.

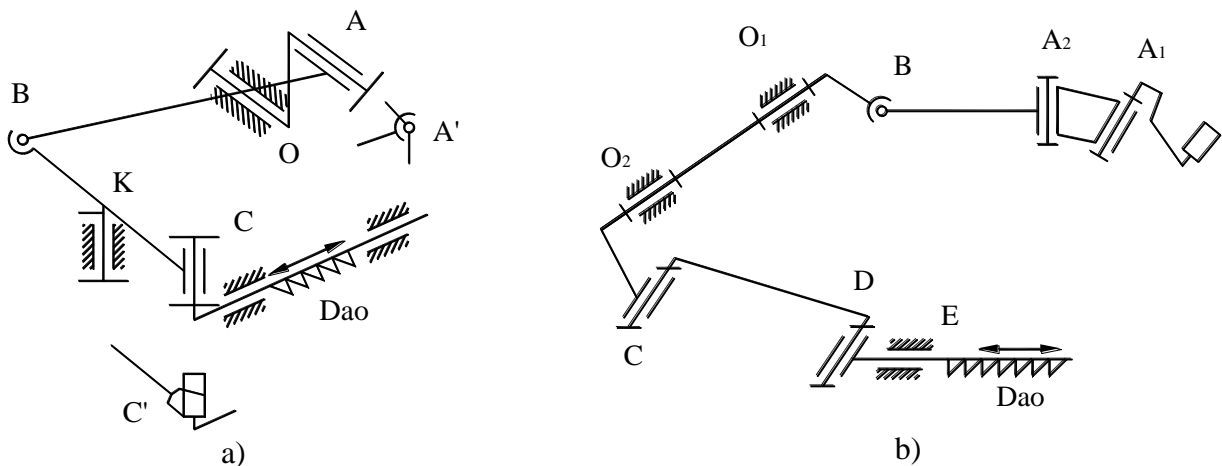


Hình 7-10: cơ cấu động cơ 2 xy lanh, kiểu chữ V

- Cơ cấu thanh không gian trong máy nông nghiệp.

Trong máy nông nghiệp, đặc biệt là trong các máy thu hoạch, thường gặp cơ cấu thanh không gian, phần lớn các cơ cấu này là các cơ cấu không gian 4 khâu kết hợp với một chuỗi động phẳng. Trên hình 7-11a là sơ đồ động của cơ cấu thực OABKC dùng để dẫn động cho dao trên máy gặt đập liên hợp C.4. Ở đây cần lưu ý rằng do đặc điểm của máy nông nghiệp nên các khâu có tốc độ làm việc thấp và không đòi hỏi phải có độ chính xác chuyển động cao. Vì vậy chuyển động không gian tương đối của các khâu trong phạm vi nhỏ có thể thực hiện nhờ khe hở ở khớp động và độ đàn hồi của các khâu. Nhờ đó mà kết cấu của các khớp động và các khâu trong cơ cấu sẽ rất đơn giản. Ví dụ ở sơ đồ trên, nhờ khe hở ở các khớp A và C nên nó bảo đảm cho các khâu có chuyển động không gian tương đối với chuyển vị nhỏ. Thực ra để có thể hình dung đúng chuyển động của các khâu trong cơ cấu, các khớp này phải được thay thế bằng các khớp cầu A' và cu-lít C'.

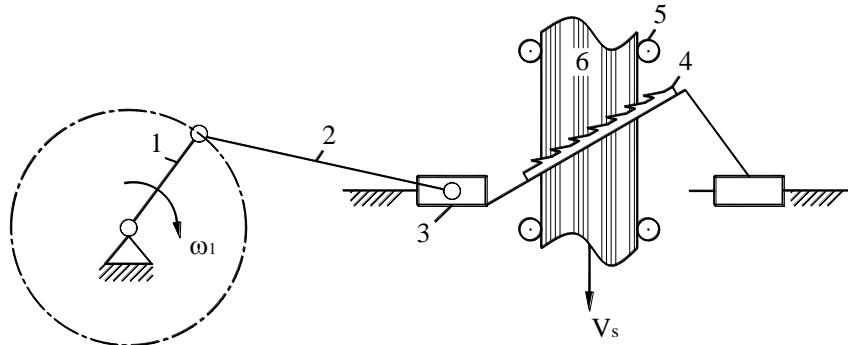
Hình 7-11b là sơ đồ động của cơ cấu thanh không gian OA₁A₂BO₁O₂CDE có trục lắc BO₁O₂C để dẫn động cho dao trong máy cắt cỏ KH.1.4.



Hình 7-11: lược đồ động của dao cắt

- Cơ cấu máy cưa sọc (H.7-12)

Đây là cơ cấu 4 khâu phẳng, dạng tay quay – con trượt. Tay quay 1 dẫn động cho con trượt 3 chuyển động tịnh tiến theo phương đứng. Con trượt 3 mang khung cưa và lưỡi cưa 4. Cây gỗ cần cưa 6 được con lăn 5 đẩy vào. Hành trình làm việc là hành trình lưỡi cưa chuyển động từ trên xuống.



Hình 7-12: lược đồ động máy cưa sọc

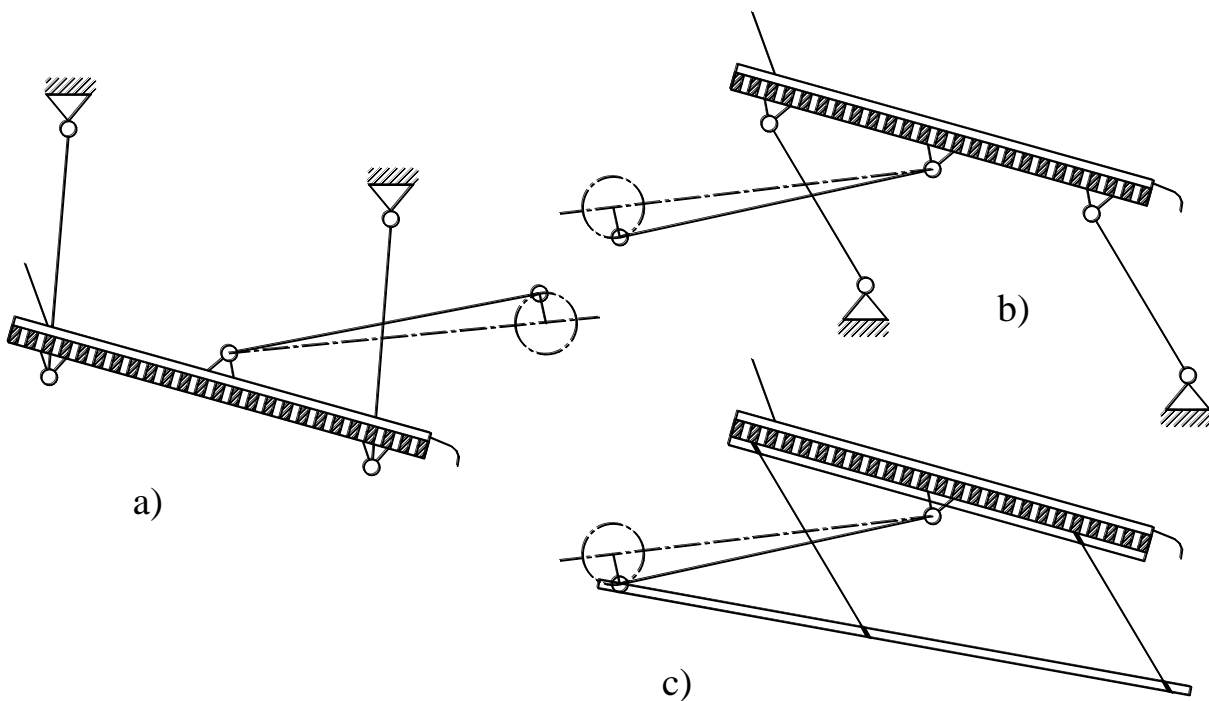
- Cơ cấu máy sàng lắc phẳng (H.7-13)

Đây là dạng cơ cấu 4 khâu bản lề phẳng.

+ Hình 7-13a là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên các thanh đỡ treo.

+ Hình 7-13b là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên các thanh đỡ đứng.

+ Hình 7-13c là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt ngang trên các thanh đỡ đàn hồi.



Hình 7-13: lược đồ động máy sàng lắc

Chương 8: Cơ cấu cam

1. ĐẠI CƯƠNG

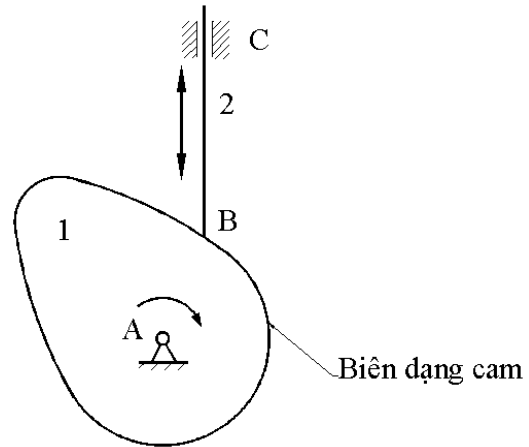
1.1. Khái niệm về cơ cấu cam

Cơ cấu cam là cơ cấu khớp loại cao, có khả năng thực hiện được những chuyển động có chu kỳ phức tạp của khâu bị dẫn với độ chính xác cao.

Khâu dẫn của cơ cấu được gọi là cam, còn khâu bị dẫn được gọi là cần (H.8-1).

+ O_1B là kích thước động của khâu 1, O_1B thay đổi trong quá trình làm việc.

+ Khớp cao giữa khâu 1 và khâu 2 là B.



Hình 8-1: Cơ cấu cam

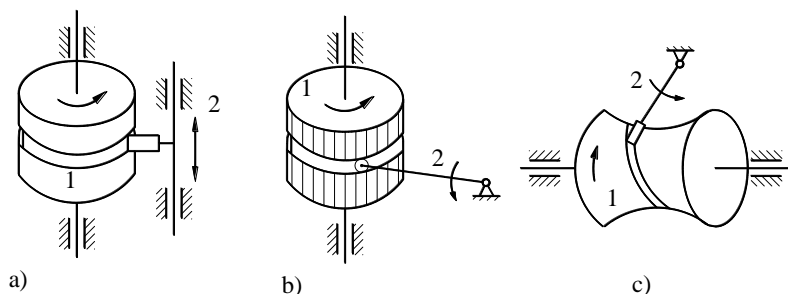
1.2. Ưu nhược điểm

- Ưu điểm: Chọn biên hình cam (thiết kế cơ cấu cam) theo một quy luật chuyển động cho trước (của cần) thì dễ dàng.

- Nhược điểm: Có khớp cao B tiếp xúc theo điểm hay theo đường, dẫn đến hao mòn nhanh ở bề mặt làm việc; có khuynh hướng tháo khớp; khó khăn trong việc chế tạo chính xác bề mặt làm việc của cam.

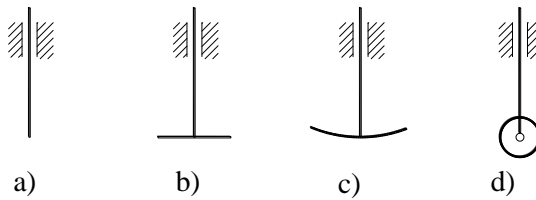
1.3. Phân loại

Theo mặt phẳng chuyển động của cam và cần, ta có cam phẳng và cam không gian. Nếu mặt phẳng chuyển động của cam trùng hay song song với mặt phẳng chuyển động của cần đẩy, ta có cam phẳng; nếu mặt phẳng chuyển động của cam cắt mặt phẳng chuyển động của cần đẩy ta có cam không gian.



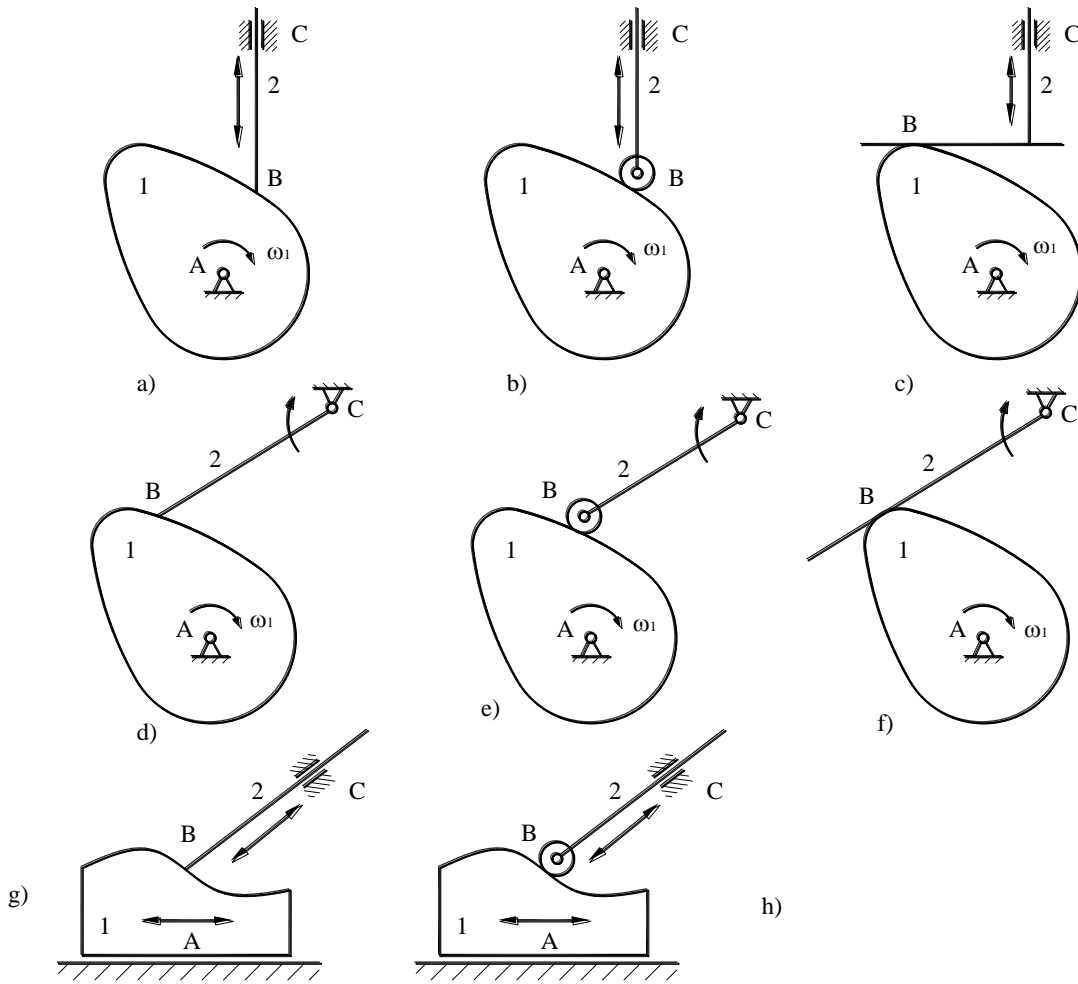
Hình 8-2: Cam không gian (cam thùng). 1: Cam; 2: Cần.

Theo hình dạng đầu cần ta có các loại: cần đầu nhọn (H.8-3a), cần đầu bằng (H.8-3b), cần đầu cong (H.8-3c), cần đầu con lăn (H.8-3d).



Hình 8-3: Hình dạng đầu cần

Theo chuyển động của cần: Cam cần tịnh tiến (H.8-4a,b,c,g,h) và cam cần lắc (quay) (H.8-4d,e,f).



Hình 8-4

2. CÁC THÔNG SỐ CƠ BẢN CỦA CƠ CẤU CAM

2.1. Thông số hình học của cam

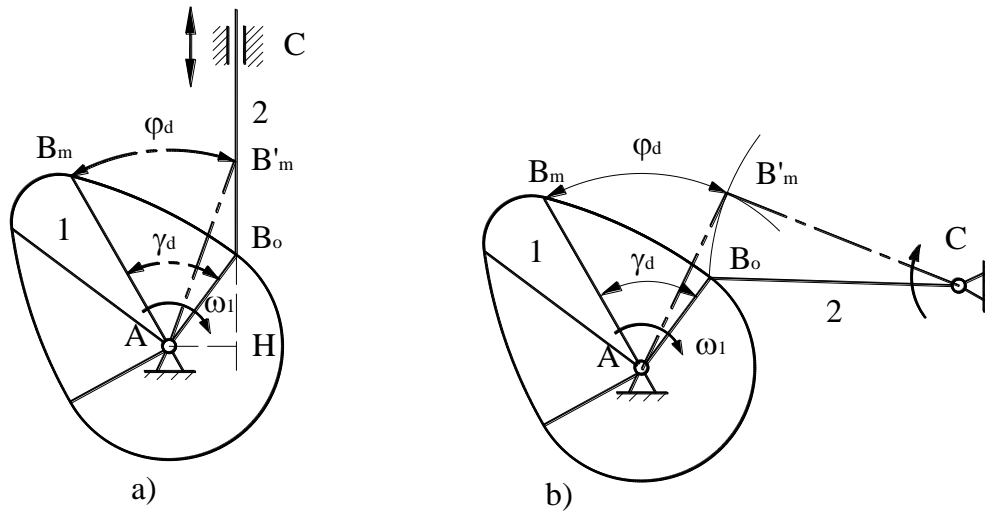
- Bán kính vectơ lớn nhất R_{max} và bán kính vectơ nhỏ nhất R_{min} của biên dạng cam.
- Các góc công nghệ: là góc được xác định trên biên dạng cam ứng với các cung làm việc khác nhau của biên dạng này. Để cần chuyển động qua lại và có lúc dừng thì trên biên dạng cam phải có 4 góc công nghệ:
 - + Góc công nghệ đi xa γ_d : ứng với giai đoạn cần đi xa tâm cam.
 - + Góc công nghệ đứng xa γ_x : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí xa tâm cam nhất.

- + Góc công nghệ về gần γ_v : ứng với giai đoạn cần về gần tâm cam.
- + Góc công nghệ đứng gần γ_g : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí gần tâm cam nhất.

Để cần chuyển động qua lại, tối thiểu trên biên dạng cam phải có 2 góc γ_d, γ_v .

2.2. Thông số động học của cơ cấu cam

- Đối với cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn (H.8-4a):
 - + Độ lệch tâm $e = AH$, trong đó H là chân của đường vuông góc hạ từ tâm cam A đến phương trượt BC của cần.
 - + Khi $e = 0$ tức là khi phương trượt BC đi qua tâm A, ta có cơ cấu cam cần tịnh tiến chính tâm.
- Đối với cam cần lắc đầu nhọn (H8-4d):
 - + Khoảng cách tâm cam – tâm cần l_{AC} .
 - + Chiều dài cần l_{BC} (chiều dài đoạn thẳng nối tâm cần và đầu nhọn của cần).
- Các góc định kỳ là góc quay của cam ứng với các giai đoạn chuyển động khác nhau của cần.
 - + Góc định kỳ đi xa φ_d : ứng với giai đoạn cần đi xa tâm cam.
 - + Góc định kỳ đứng xa φ_x : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí xa tâm cam nhất.
 - + Góc định kỳ về gần φ_v : ứng với giai đoạn cần về gần tâm cam.
 - + Góc định kỳ đứng gần φ_g : ứng với giai đoạn cần đứng yên ở vị trí gần tâm cam nhất.



Hình 8-5: Góc công nghệ và góc định kỳ trên cơ cấu cam

Nói chung các góc công nghệ và các góc định kỳ tương ứng không bằng nhau:

$$\gamma_d \neq \varphi_d; \quad \gamma_v \neq \varphi_v$$

Đối với cam cần tịnh tiến đầu nhọn, để góc công nghệ và góc định kỳ bằng nhau, thì phương trượt BC đi qua tâm cam A, tức là ứng với cơ cấu cam cần tịnh tiến chính tâm. Còn đối với cam cần lắc đầu nhọn, phải có điều kiện: 3 điểm A, Bo, B'm thẳng hàng.

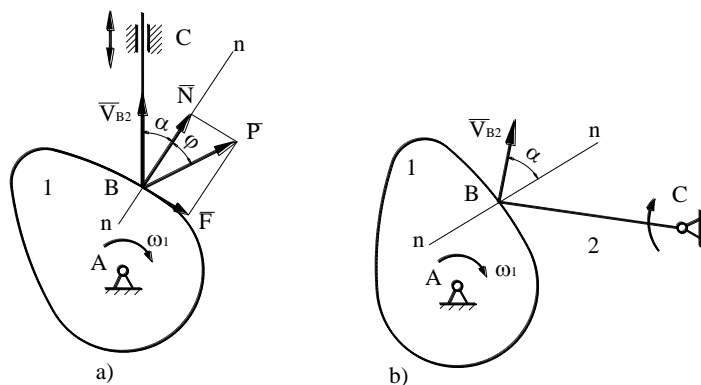
2.3. Thông số lực học của cơ cấu cam

- Góc áp lực đầu cần là góc hợp bởi pháp tuyến Bn của biên dạng cam tại điểm tiếp xúc giữa cam và cần với vận tốc $\overline{V_{B2}}$ của đầu cần B tại vị trí này: $\alpha = (Bn, \overline{V_{B2}})$ (H.8-6). Góc áp lực đầu cần nói chung biến thiên theo vị trí tiếp xúc B giữa cam và cần.

- Góc áp lực đầu cần đặc trưng cho khả năng truyền lực của cơ cấu cam. Thật vậy, xét cơ cấu cam cần tịnh tiến đầu nhọn trên H.8-6a. Gọi \bar{N} và \bar{F} lần lượt là áp lực và lực ma sát từ cam tác dụng lên cần, và $\bar{P} = \bar{N} + \bar{F}$ thì công suất truyền từ cam sang cần là :

$$W = P \cdot V_{B_2} \cdot \cos(\alpha + \varphi) \tag{8-1}$$

với φ là góc ma sát giữa cam và cần. Khi góc áp lực α càng bé, công suất truyền động càng lớn, hay nói khác đi hiệu quả của lực đẩy \bar{P} càng lớn.



Hình 8-6: Góc áp lực trên cơ cấu cam

3. PHÂN TÍCH ĐỘNG HỌC CƠ CẤU CAM.

Nội dung: xác định quy luật chuyển động của cần (vị trí, vận tốc, gia tốc) khi biết quy luật chuyển động của cam và biên hình cam, vị trí tâm quay của cam ứng với cần.

Phương pháp: dùng phương pháp đồ thị động học.

3.1. Cam cần đầu nhọn.

a. Cam cần tịnh tiến đầu nhọn.

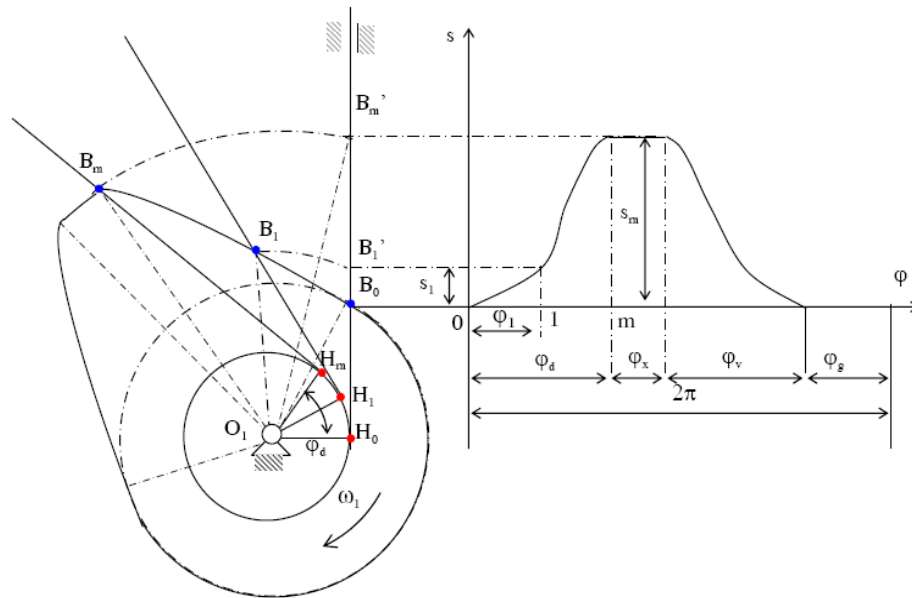
Chuyển vị của cần được xác định từ vị trí thấp nhất B_0 của cần đến vị trí đang xét. Đồ thị chuyển vị của cần biểu thị liên hệ giữa chuyển vị s và góc quay φ của cam.

Lập đồ thị chuyển vị: có thể dùng hai phương pháp.

❖ Phương pháp trực tiếp:

Chọn điểm B_1 bất kỳ trên biên dạng cam. Sẽ tìm cách xác định chuyển vị s_1 và góc quay của cam φ_1 tương ứng, khi điểm B_1 đến tiếp xúc với cần.

Vì điểm B_1 thuộc cam, nên khi chuyển động, quỹ đạo của B_1 là vòng tròn tâm O, bán kính OB_1 . Giao điểm B'_1 của vòng tròn này và phương tịnh tiến của đầu cần chính là vị trí của điểm B_1 khi đến tiếp xúc với cần. Như vậy cam đã quay góc $B_1OB'_1 = \varphi_1$, cần tịnh tiến một khoảng $B_0B'_1 = s_1$. Đưa 2 giá trị này lên hệ trục tọa độ $s|\varphi$ (sau khi đã chọn tỉ lệ xích của từng trục tọa độ tương ứng) sẽ nhận được 1 điểm của đồ thị chuyển vị. Lập lại quá trình xác định như trên cho nhiều điểm B_i ($i = 1, 2, \dots, n$) nằm trên biên dạng cam, sẽ được n điểm trên hệ trục tọa độ $s|\varphi$. Nối các điểm này thành một đường cong liên tục, sẽ được đồ thị chuyển vị của cần.



Hình 8-7: mô tả cách vẽ đồ thị chuyển vị (cần tịnh tiến)

❖ **Phương pháp đổi chuyển động:**

Phương pháp trực tiếp có nhược điểm là các khoảng chia trên trục hoành sẽ không đều nhau, để khắc phục ta dùng phương pháp đổi chuyển động. Trong phương pháp này, sẽ chọn góc φ_1 trước, sau đó sẽ tìm chuyển vị s_1 tương ứng. Vẽ vòng tròn tâm sai (tâm O, bán kính e) tiếp xúc với phương tịnh tiến của đầu cần tại A_0 . Từ B_1 vẽ tiếp tuyến B_1A_1 với vòng tròn tâm sai.

Hai tam giác vuông B_1OA_1 và B'_1OA_0 bằng nhau

$$\Rightarrow B_1OA_1 = B'_1OA_0 \Rightarrow B_1OB'_1 = A_1OA_0 = \varphi_1$$

Từ những nhận xét trên, nếu chọn trước φ_1 , có thể vẽ được góc A_1OA_0 , nghĩa là có thể xác định điểm A_1 . Từ điểm A_1 vẽ tiếp tuyến với vòng tròn tâm sai. Tiếp tuyến này cắt biên bạng cam tại điểm B_1 . Dùng phương pháp trực tiếp như đã trình bày ở trên, sẽ xác định được s_1 tương ứng với φ_1 chọn trước.

Vì góc φ_1 chọn trước, nên sẽ chọn các góc có trong các loại ê-ke và chọn sao cho các khoảng chia trên trục hoành bằng nhau. Vì vậy việc vẽ đồ thị chuyển vị sẽ dễ dàng hơn.

Thực chất phương pháp đổi chuyển động là ta xét chuyển động tương đối của cần đối với cam (cam cố định), cần sẽ vừa tịnh tiến vừa quay quanh tâm O theo chiều ngược với chiều quay của cam.

Bằng phương pháp trên có thể xác định chuyển vị s_i của cần, ứng với góc quay φ_i của cam ($i = 1, 2, \dots, n$) với n là số vị trí cần xét trong một vòng quay của cam ($n = 6, 8, 12, 32, \dots$).

Quá trình chuyển động của cần, nói chung gồm 4 giai đoạn: cần đi xa (ứng với góc φ_d); cần đứng ở xa (φ_x); cần về gần (φ_v); và cần đứng ở gần (φ_g). Các góc $\varphi_d, \varphi_x, \varphi_v, \varphi_g$ là các góc định kỳ của cơ cấu cam, dĩ nhiên: $\varphi_d + \varphi_x + \varphi_v + \varphi_g = 2\pi$.

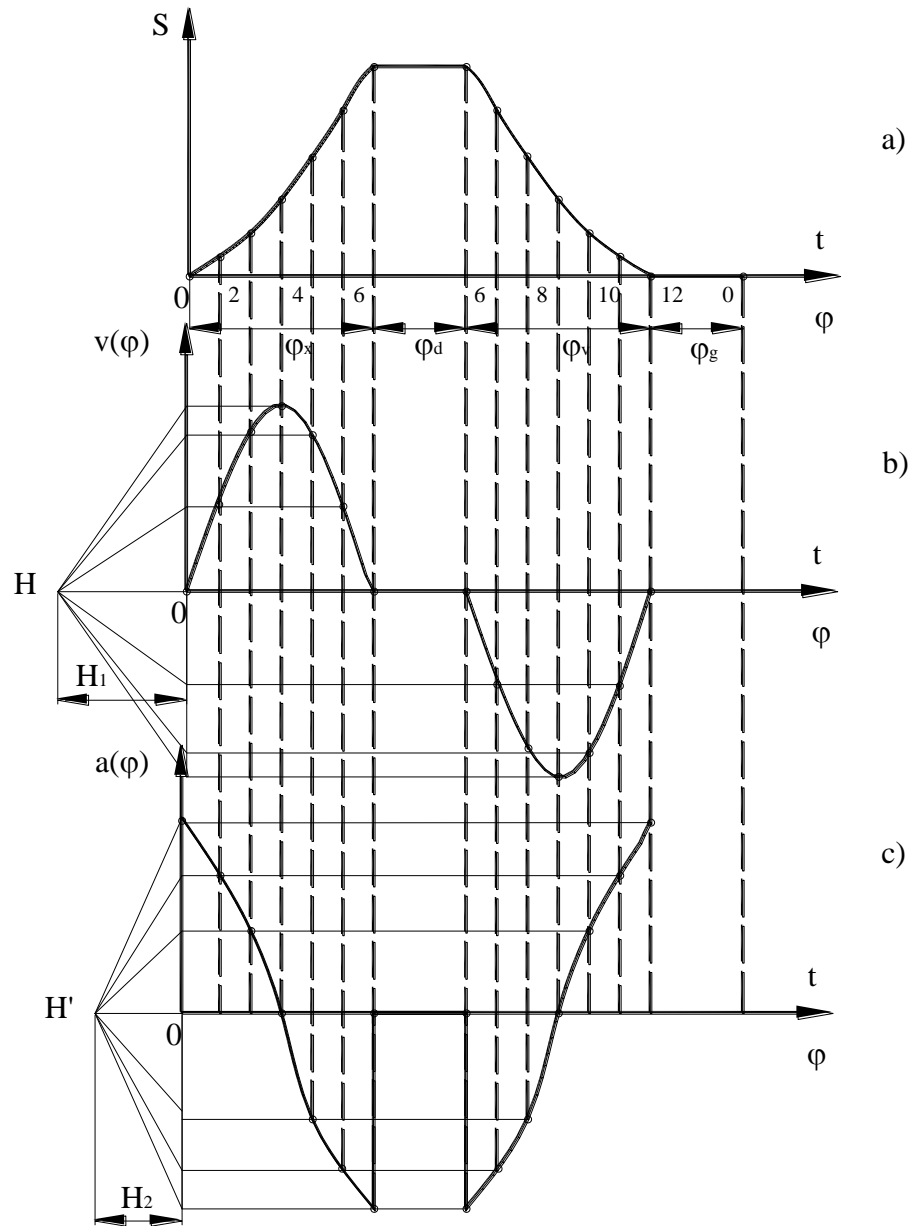
Đồ thị chuyển vị, vận tốc, gia tốc của cần được biểu thị ở H.8-8. Trong đó hàm $v(\varphi) = ds/d\varphi$ nhận được dưới dạng đồ thị bằng cách vi phân đồ thị $s(\varphi)$, và

$$v(t) = \frac{ds}{dt} = \frac{ds}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = v(\varphi) \cdot \omega_1 \tag{8-2}$$

Đồ thị gia tốc $a(\varphi)$ có thể tìm được nhờ vi phân đồ thị $v(\varphi)$, và

$$a(t) = \frac{d^2s}{dt^2} = \frac{dv(t)}{dt} = \left(\frac{dv(\varphi)}{dt} \cdot \omega_1 + v(\varphi) \cdot \frac{d\omega_1}{dt} \right)$$

$$\omega_1 = \text{const} \Rightarrow a(t) = \omega_1 \cdot \frac{dv(\varphi)}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = a(\varphi) \cdot \omega_1^2 \quad (8-3)$$



Hình 8-8: mô tả cách vẽ đồ thị chuyển vị-vận tốc-gia tốc (cần tịnh tiến)

b. Cam cần quay đầu nhọn.

Chuyển vị của cần:

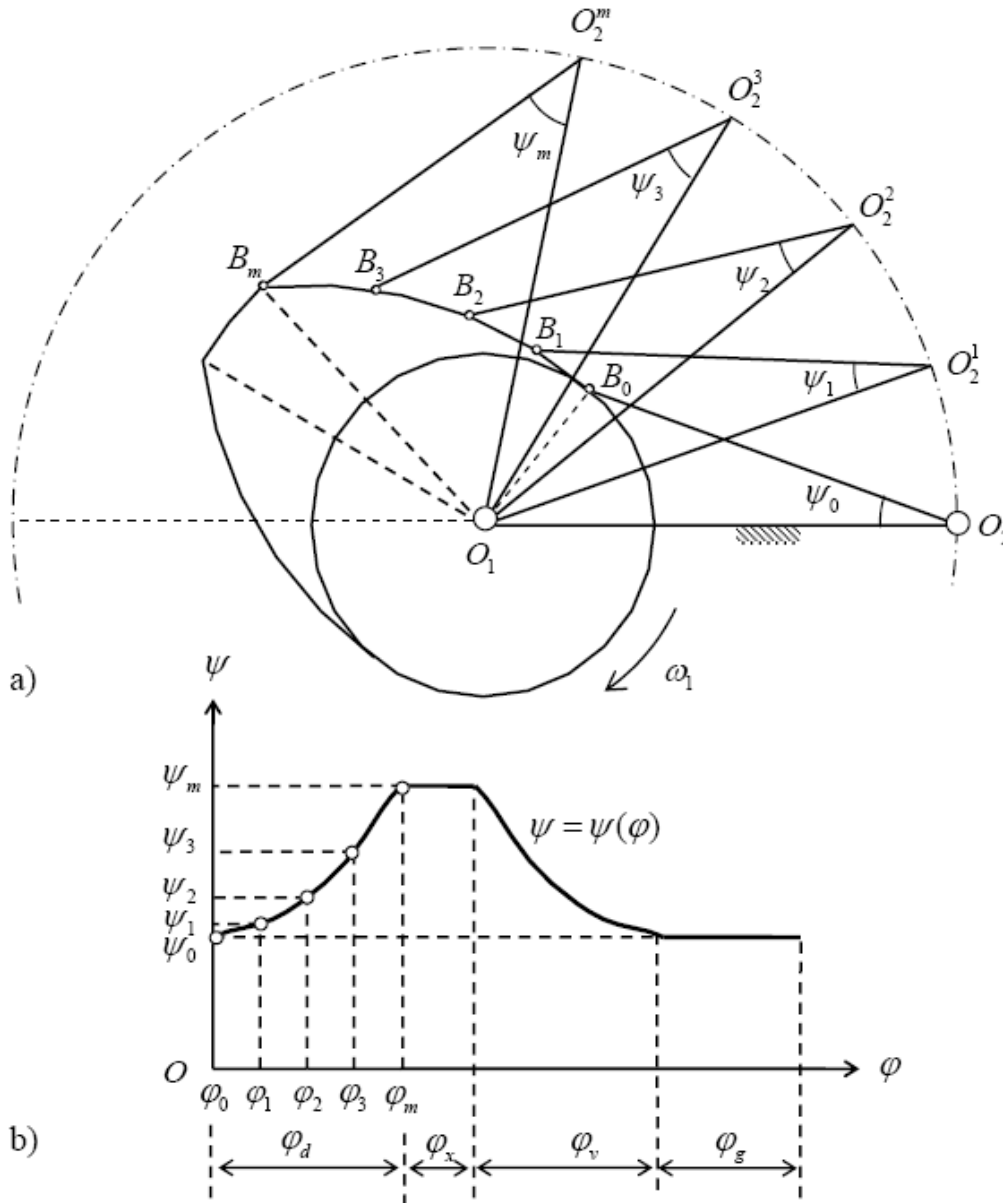
Giả sử tại thời điểm đầu tiên, cam và cần tiếp xúc nhau tại điểm B_0 . Chuyển vị của cần được xác định bởi góc quay ψ . Đồ thị chuyển vị biểu diễn liên hệ giữa góc quay ψ theo góc quay của cam là φ .

❖ **Phương pháp trực tiếp:**

Chọn điểm B_1 bất kỳ trên biên dạng cam. Khi cam quay, điểm B_1 chuyển động trên vòng tròn tâm O , bán kính OB_1 . Đầu cần chuyển động trên vòng tròn tâm C , bán kính B_0C . Giao điểm B_1 của 2 quỹ đạo này là vị trí đầu cần, khi điểm B_1 đến tiếp xúc với cần.

Khi B_1 quay đến B'_1 , cam đã quay một góc $\varphi_1 = B_1OB'_1$ và cần quay một góc $\psi_1 = B'_1CO$ (chọn OC làm gốc đo góc).

Sau khi chọn tỉ lệ xích thích hợp, đưa hai giá trị này lên hệ trục tọa độ $\psi O \varphi$ ta nhận được 1 điểm của đồ thị chuyển vị của cần. Lặp lại quá trình trên đối với các điểm B_i trên biên dạng, sẽ vẽ được đồ thị chuyển vị $\psi(\varphi)$, thể hiện ở H.8-9.



Hình 8-9: mô tả cách vẽ đồ thị chuyển vị (cần quay)

❖ **Phương pháp đối chuyển động:**

Vẽ vòng tròn tâm O , bán kính OC . Từ B_1 vẽ cung tròn tâm B_1 , bán kính bằng chiều dài của cần, cung tròn này cắt vòng tròn trên ở điểm C_1 .

Xét 2 tam giác B_1OC_1 và B'_1OC , hai tam giác này bằng nhau

$$\Rightarrow B_1OC_1 = B'_1OC$$

Nếu bớt góc B'_1OC_1 cho cả hai góc trên, ta có:

$$B_1OB'_1 = C_1OC = \varphi_1$$

Như vậy nếu chọn trước góc φ_1 , có thể tìm được điểm C_1 vì $C_1OC = \varphi_1$. Từ điểm C_1 có thể tìm điểm B_1 tương ứng (vì B_1 là giao điểm của vòng tròn tâm C_1 , bán kính bằng chiều dài cần đến biên dạng cam).

Sau khi có B_1 , dùng phương pháp trực tiếp sẽ xác định được ψ_1 tương ứng. Vì góc φ_1 chọn trước nên có thể chọn những góc dễ đo (ví dụ: $30^\circ, 45^\circ, 60^\circ, \dots$).

Bằng phương pháp trên, có thể xác định chuyển vị góc ψ_i ứng với góc φ_i cách đều ($i = 1, 2, \dots, n$), ở đây n là số vị trí cần xét trong một vòng quay của cam (có thể chọn $n = 6, 8, 12, 16, \dots$). Như vậy C_i là những điểm chia đều đường tròn tâm C , bán kính OC .

Đồ thị chuyển vị của cần thể hiện ở H.8-9b.

$\beta = \psi_{\max} - \psi_{\min}$ gọi là góc lắc của cần.

- Vận tốc của cần:

Vi phân đồ thị $\psi = \psi(\varphi)$ ta có đồ thị $\omega_2(\varphi) = \frac{d\psi}{d\varphi}$ và $\omega_2(t) = \omega_2(\varphi) \cdot \omega_1$

- Gia tốc của cần:

Vi phân đồ thị $\omega_2(\varphi)$ ta có đồ thị $\varepsilon_2(\varphi) = \frac{d\omega_2(\varphi)}{d\varphi}$ và $\varepsilon_2(t) = \varepsilon_2(\varphi) \cdot \omega_1^2$

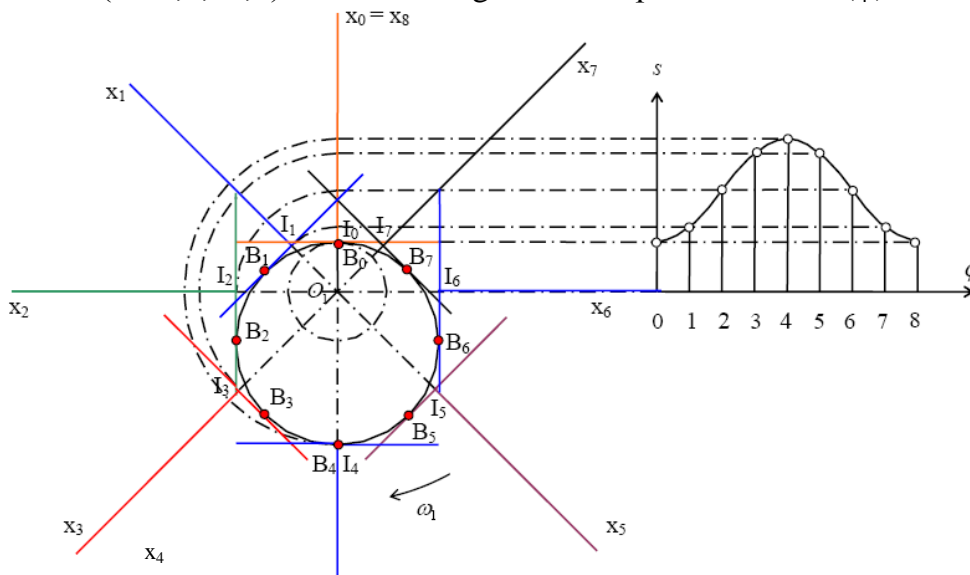
3.2. Cam cần đầu bằng.

- Với cam cần đầu bằng, đầu cần tiếp xúc với cam theo đường thẳng. Trên đầu cần, điểm tiếp xúc giữa cam và cần không phải là một điểm cố định, mà luôn luôn dịch chuyển trên đầu cần (H.8-10).

- Đồ thị chuyển vị $s(\varphi)$.

❖ Phương pháp trực tiếp:

Chọn điểm B_1 tùy ý trên biên dạng cam, tại B_1 kẻ tiếp tuyến $t_1t'_1$ với biên dạng cam. Gắn chặt tiếp tuyến với cam. Khi tiếp tuyến quay quanh O , đến vị trí song song với đầu cần, thì t'_1t_1 sẽ trùng với đầu cần, cam và đầu cần sẽ tiếp xúc tại B_1 . Như vậy cam (hoặc tiếp tuyến với cam tại B_1) đã quay 1 góc φ_1 và tương ứng, cần đã tịnh tiến lên một đoạn s_1 . Lặp lại quá trình trên với các điểm B_i ($i = 1, 2, \dots, n$) trên biên dạng cam, sẽ lập được đồ thị $s(\varphi)$.



Hình 8-10: mô tả cách vẽ đồ thị chuyển vị (cần đầu bằng)

❖ Phương pháp đổi chuyển động:

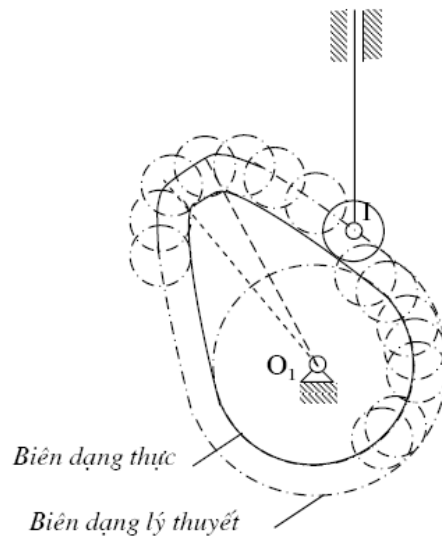
Vẽ đường OH_1 vuông góc với t_1t_1 . Góc $bOH_1 = \varphi_1$ (vì có các cạnh vuông góc với $t_1It'_1$). Vì vậy nếu cho trước góc φ_1 , có thể vẽ được nửa đường thẳng Ob_1 . Vẽ tiếp tuyến t_1t_1 với biên dạng cam và vuông góc với Ob_1 . Từ đó sẽ xác định được điểm B_1 (là điểm tiếp xúc của t_1t_1 với biên dạng cam)

Các bước tiếp theo để xác định tương tự như phương pháp trực tiếp.

Đồ thị vận tốc và gia tốc của cần được xác định cũng tương tự như cam cần tịnh tiến đầu nhọn.

3.3. Cam cần đầu con lăn.

Đối với cam cần đầu con lăn (H.8-11), đầu cần luôn luôn cách đều biên dạng cam 1 khoảng bằng bán kính con lăn. Đầu cần luôn luôn tiếp xúc với biên dạng cam lý thuyết, cách đều biên dạng thực 1 khoảng bằng bán kính con lăn. Vì vậy khi phân tích động học cơ cấu cam cần đầu con lăn, có thể dùng phương pháp đã trình bày ở trên, nhưng tiến hành với biên dạng cam lý thuyết.



Hình 8-11: Cách vẽ biên dạng lý thuyết từ biên dạng thực

Để vẽ biên dạng cam lý thuyết, lấy các điểm trên biên dạng thực tế làm tâm, vẽ các vòng tròn bán kính bằng bán kính con lăn, bao hình của vòng tròn này chính là biên dạng lý thuyết.

4. PHÂN TÍCH LỰC CƠ CẤU CAM.

4.1. Các lực tác động trong cơ cấu cam

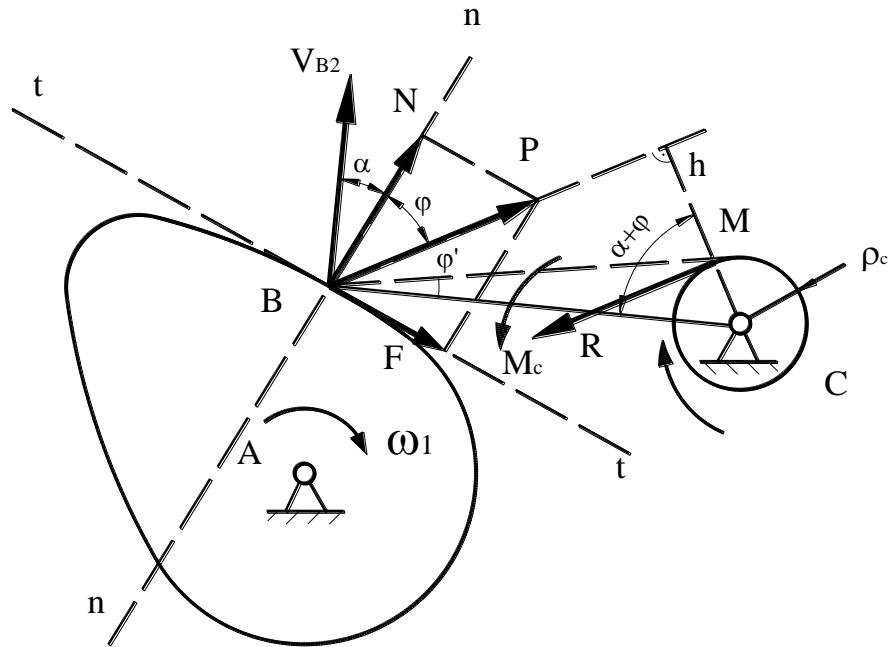
Quan sát cơ cấu cam quay như H.8-12 ở thời điểm cần đang đi xa. Phân tích các lực tác dụng của cần.

- \bar{P} là lực đẩy của cam tác dụng lên cần. Lực \bar{P} gồm hai thành phần: phản lực pháp tuyến \bar{N} và lực ma sát \bar{F} . Góc giữa lực \bar{P} và \bar{N} là góc ma sát φ .

- \bar{M}_c là mômen cản tác dụng lên cần.

- Gọi \bar{R} là phản lực của giá tác dụng lên cần. Để bảo đảm điều kiện cân bằng lực, lực \bar{R} song song và ngược chiều với lực \bar{P} và tiếp xúc với vòng ma sát tại khối quay C (bán kính vòng ma sát là ρ_c).

- Góc giữa phương pháp tuyến của biên dạng cam và vận tốc của đầu cần \bar{V}_{B_2} gọi là góc áp lực, ký hiệu là α .



Hình 8-12: phân tích lực cơ cấu cam

- Công suất lực \bar{P} là $W = \bar{P} \cdot \bar{V}_{B2} \cdot \cos(\alpha + \varphi)$.

Nhận xét: công suất lực truyền tỷ lệ nghịch với góc áp lực, góc áp lực càng nhỏ, hiệu quả của lực đầu càng lớn.

- Quan hệ giữa lực truyền \bar{P} và mômen cản \bar{M}_c là:

Từ phương trình cân bằng, tổng mômen của các lực đối với điểm C bằng không:

$$P \cdot h - R \cdot \rho_c - M_c = 0$$

Với $h = l_{BC} \cdot \cos(\alpha + \varphi)$ và $R = P$

$$\Rightarrow P = \frac{M_c}{[\cos(\alpha + \varphi) - \sin(\varphi')] \cdot l_{BC}} \quad (8-4)$$

Nếu góc áp lực có giá trị sao cho $[\cos(\alpha + \varphi) - \sin(\varphi')] = 0$, hay $\alpha + \varphi + \varphi' = 90^\circ$ thì $P \rightarrow \infty$, có nghĩa là cần không thể chuyển động được, vì không thể thực hiện được lực

\bar{P} lớn vô cùng. Cơ cấu cam ở trạng thái tự hãm.

Để đảm bảo chất lượng truyền động, hiệu suất cao, khi thiết kế vơ cấu cam, góc áp lực không vượt quá một giới hạn cực đại cho phép $[\alpha_{max}]$

Đối với cam cần tịnh tiến đầu nhọn: $[\alpha_{max}] = 40^\circ$.

Đối với cam cần quay đầu nhọn: $[\alpha_{max}] = 45^\circ$.

4.2. Quan hệ giữa góc áp lực và vị trí tâm quay của cam.

(Tham khảo PL 8.1)

(5, 6 & 7 sau đây, Tham khảo PL 8.2, 8.3 & 8.4)

5. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ CƠ CẤU CAM.

6. TỔNG HỢP CƠ CẤU CAM

7. BẢO TOÀN KHỚP CAO TRONG CƠ CẤU CAM

Chương 9: Cơ cấu bánh răng

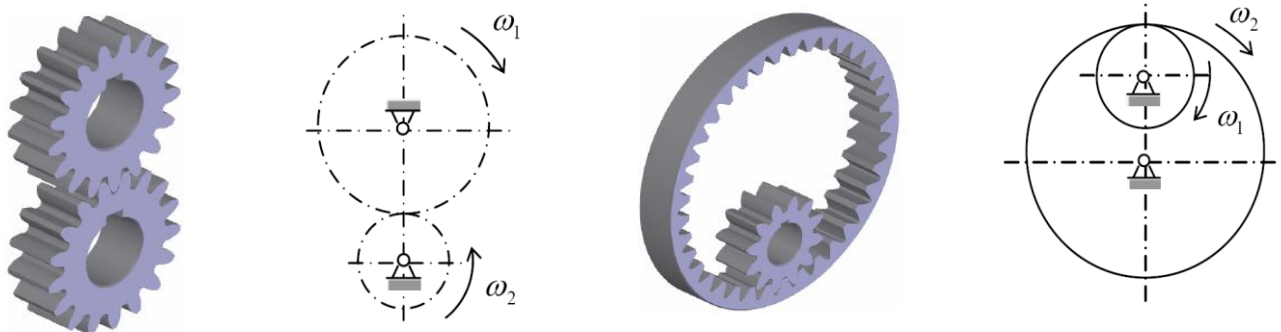
I. CƠ CẤU BÁNH RĂNG PHẪNG

1. ĐẠI CƯƠNG VỀ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

- Giới thiệu: Cơ cấu bánh răng là cơ cấu có khớp cao dùng để biến đổi hoặc truyền chuyển động theo nguyên tắc ăn khớp trực tiếp giữa hai khâu.

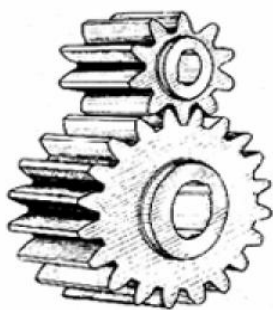
- Phân loại:

- + Theo vị trí tương đối giữa hai trục quay: bánh răng nội tiếp và bánh răng ngoại tiếp.
- + Theo sự phân bố của răng trên bánh răng: bánh răng thẳng, bánh răng xoắn (ngiên), bánh răng chữ V.
- + Theo biên dạng răng: bánh răng thân khai, bánh răng xyclôit, bánh răng Nô-vi-côp.
- + Theo tính chất chuyển động: cặp bánh răng phẳng, cặp bánh răng không gian.

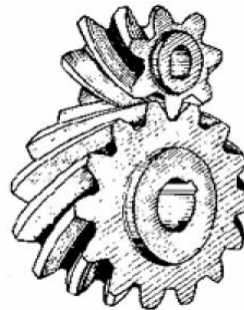


a) Ăn khớp ngoại tiếp

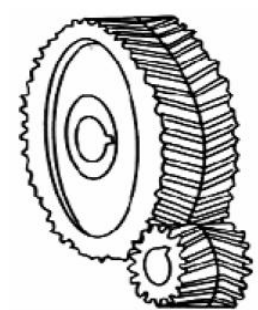
b) Ăn khớp nội tiếp



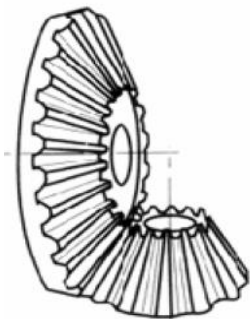
c) Bánh răng thẳng



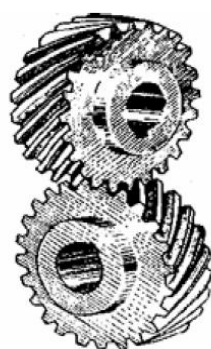
d) Bánh răng xoắn (ngiên)



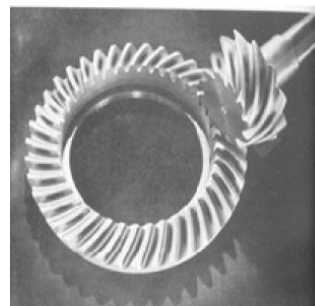
e) Bánh răng chữ V



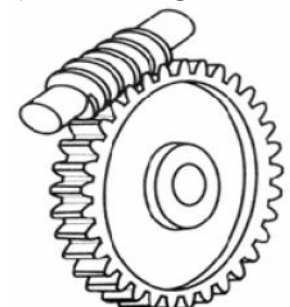
f) Bánh răng nón



g) Bánh răng trụ chéo



h) Bánh răng nón chéo



k) Cơ cấu trục vít – bánh vít

Hình 9-1: Phân loại bánh răng

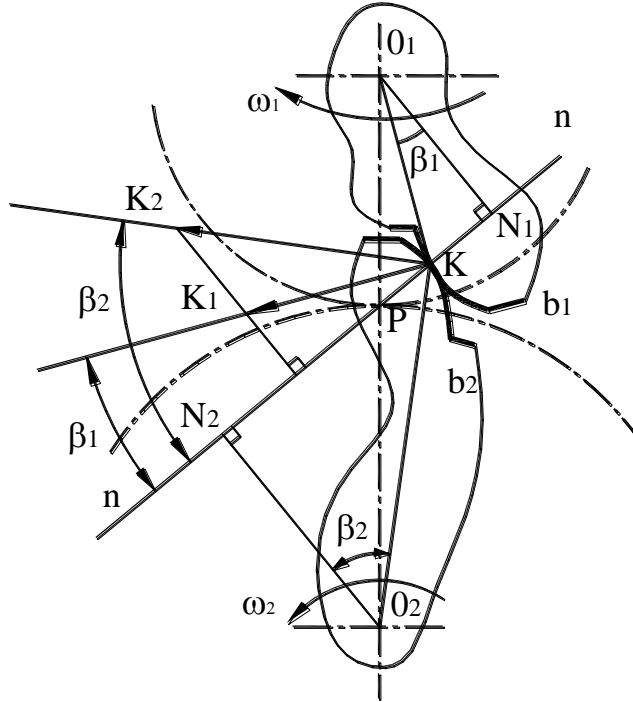
1.1. Định lý ăn khớp

- Tỷ số vận tốc góc giữa hai bánh răng, gọi là tỷ số truyền.

Ký hiệu: $i_{12} = \omega_1/\omega_2$

$i_{12} > 0$ khi 2 bánh răng quay cùng chiều, và $i_{12} < 0$ khi 2 bánh răng quay ngược chiều.

- Xét 2 khâu 1 và 2 đang tiếp xúc nhau tại K, quay quanh O_1, O_2 tương ứng với vận tốc góc là ω_1 và ω_2 .



Hình 9-2: mô tả vận tốc tại điểm tiếp xúc

- Điều kiện để 2 biên hình luôn tiếp xúc (không rời nhau, không lấn vào nhau) là hình chiếu của các vận tốc tức thời lên phương pháp tuyến phải bằng nhau. Nghĩa là:

$$V_{K1} \cdot \cos\beta_1 = V_{K2} \cdot \cos\beta_2 \Rightarrow \omega_1 \cdot O_1N_1 = \omega_2 \cdot O_2N_2$$

- Tỷ số truyền: $|i_{12}| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{O_2N_2}{O_1N_1} \quad (= \frac{O_2P}{O_1P}) \tag{9-1}$

Với P là giao điểm của pháp tuyến chung của 2 biên hình tại tiếp điểm được xét và đường nối 2 tâm quay O_1 và O_2 ; P được gọi là *cực ăn khớp*.

- **Định lý ăn khớp cơ bản: Pháp tuyến chung của 2 biên hình tại điểm ăn khớp** (điểm tiếp xúc giữa 2 biên hình) *chia đường nối tâm thành những đoạn thẳng tỷ lệ nghịch với tỷ số truyền.*

- Nhận xét: để cho tỷ số truyền giữa 2 khâu không thay đổi, cực ăn khớp phải có vị trí cố định trên đường nối tâm.

- Các bánh răng có biên hình là đường thân khai, đường xyclôit (êpi-yclôit và hypô-yclôit) đều thỏa mãn điều kiện này.

1.2. Ăn khớp thân khai

- Đường thân khai của đường tròn là quỹ tích của một điểm nằm trên đường thẳng lăn không trượt trên đường tròn (gọi là đường tròn cơ sở).

- Tính chất của đường thân khai:

- + Luôn nằm ngoài đường tròn cơ sở.
- + Pháp tuyến của đường thân khai là tiếp tuyến của đường tròn cơ sở.
- + Bán kính cong ở mỗi điểm bằng chiều dài cung trên vòng tròn cơ sở nằm giữa điểm gốc của đường thân khai (N_o) và tâm quay tức thời. Ta có, chiều dài đoạn NM bằng chiều dài cung Nno.

+ Phương trình của đường thân khai:

Xét trên hệ tọa độ cực (Ox, θ); do lăn không trượt ta có

$$\begin{aligned} \Rightarrow r_o \cdot \text{tg}\alpha_x &= r_o(\alpha_x + \theta_x) \quad \text{hay} \\ \theta_x &= \text{tg}\alpha_x - \alpha_x = \text{inv}\alpha_x \end{aligned} \quad (9-2)$$

Mặt khác: $r_x = OM = r_o / \cos\alpha_x$ (9-3)

Phương trình (9-2) và (9-3) là phương trình đường thân khai trong hệ tọa độ cực.

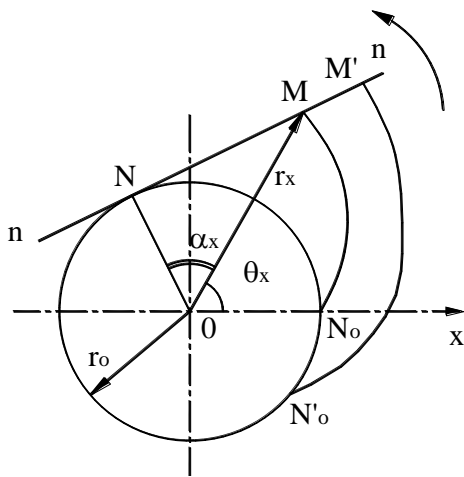
- Tính chất của ăn khớp thân khai:

+ Tỷ số truyền trong ăn khớp thân khai là hằng số.

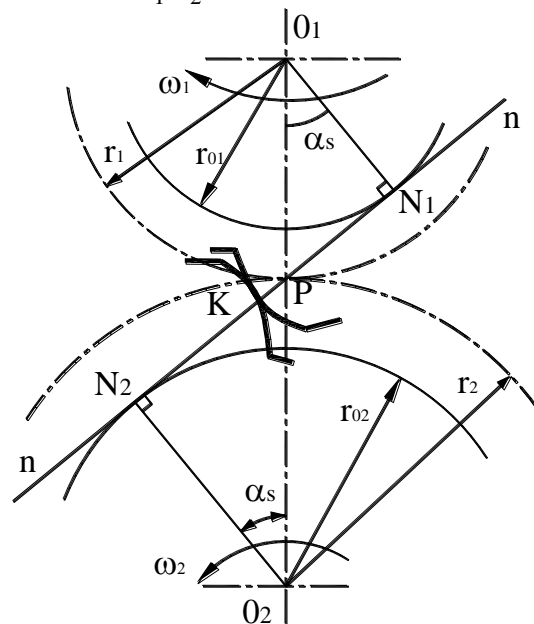
$$|i_{12}| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{O_2N_2}{O_1N_1} = \frac{r_{02}}{r_{01}} = \text{const}$$

+ Độ dịch tâm không ảnh hưởng đến tỷ số truyền.

+ Điểm ăn khớp K luôn nằm trên đường n-n chứa N_1N_2 .



Hình 9-3: đường thân khai



Hình 9-4: ăn khớp thân khai

2. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CƠ BẢN CỦA BÁNH RĂNG THÂN KHAI TIÊU CHUẨN

2.1. Giới thiệu

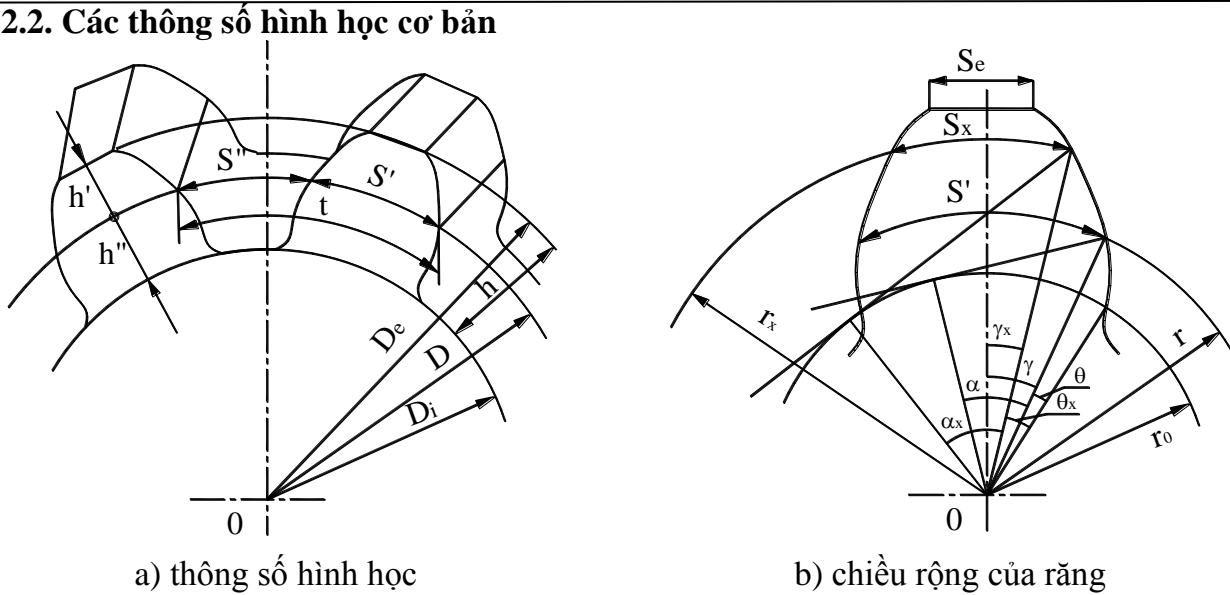
- Các đường tròn tâm O_1 và O_2 , bán kính O_1P và O_2P (H.9-4) nếu được gắn liền với 2 bánh răng đang ăn khớp sẽ luôn tiếp xúc với nhau và lăn không trượt lên nhau, và được gọi là các vòng tròn ban đầu (còn gọi là vòng tròn lăn).

- Đường tròn tâm O_1, O_2 bán kính O_1N_1, O_2N_2 chính là các vòng tròn cơ sở.

- Quan hệ: $r_1 = r_{01} / \cos\alpha$; $r_2 = r_{02} / \cos\alpha$

Với α : góc ăn khớp, trong ăn khớp tiêu chuẩn, $\alpha = 20^\circ$

2.2. Các thông số hình học cơ bản



Hình 9-5: bánh răng thân khai

- Khoảng cách giữa 2 biên hình liên tiếp của răng đo theo vòng tròn ban đầu gọi là bước răng. Ký hiệu: t

- Môđun của răng: tỷ số t/π gọi là môđun của răng, ký hiệu: m

$$m = t/\pi \tag{9-5}$$

Để tiện việc thiết kế và chế tạo, các kích thước của bánh răng đều được tính thông qua môđun. Trị số của môđun được chọn theo điều kiện bền, tính theo milimét và được tiêu chuẩn hoá: 1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 32; 40; 50; 60; 80; 100.

- Kích thước về chiều cao:

+ Chiều cao đầu răng: $h' = f' \cdot m$ (với $f' = 1$) (9-6)

+ Chiều cao chân răng: $h'' = f'' \cdot m$ (với $f'' = 1,25$) (9-7)

Chú ý: đối với răng cắt ngắn, $f' = 0,8$; $f'' = 1$

+ Chiều cao của răng: $h = h' + h''$ (9-8)

- Đường kính vòng tròn ban đầu: D

Gọi Z là số răng của bánh răng $\Rightarrow Z \cdot t = \pi \cdot D \Rightarrow D = m \cdot Z$ (9-9)

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng: $D_e = D + 2h'$ (9-10)

- Đường kính vòng tròn chân răng: $D_i = D - 2h''$ (9-11)

- Chiều rộng của răng S' ; chiều rộng kẻ răng S''
 $S' = S'' = t/2$ (9-12)

$$S_x = 2r_x \cdot [(S'/2r) + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_x] \tag{9-13}$$

$$\Rightarrow S_e = 2r_e \cdot [(S'/2r) + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_e] \tag{9-14}$$

- Khi 2 bánh răng ăn khớp nhau thì tỷ số truyền $|i_{12}| = r_{02}/r_{01} = r_2/r_1 = mZ_2/mZ_1$
 $\Rightarrow |i_{12}| = Z_2/Z_1$ (9-15)

- Khoảng cách giữa 2 trục quay: $A = O_1O_2 = \frac{1}{2} m(Z_1 \pm Z_2)$ (9-16)

Dấu +: ăn khớp ngoài; dấu -: ăn khớp trong.

3. ĐƯỜNG ĂN KHỚP – CUNG ĂN KHỚP – HỆ SỐ TRÙNG KHỚP

- Khi 2 bánh răng ăn khớp với nhau, điểm ăn khớp thay đổi vị trí trong quá trình ăn khớp nhưng vẫn luôn luôn nằm trên pháp tuyến n-n gọi là đường ăn khớp.

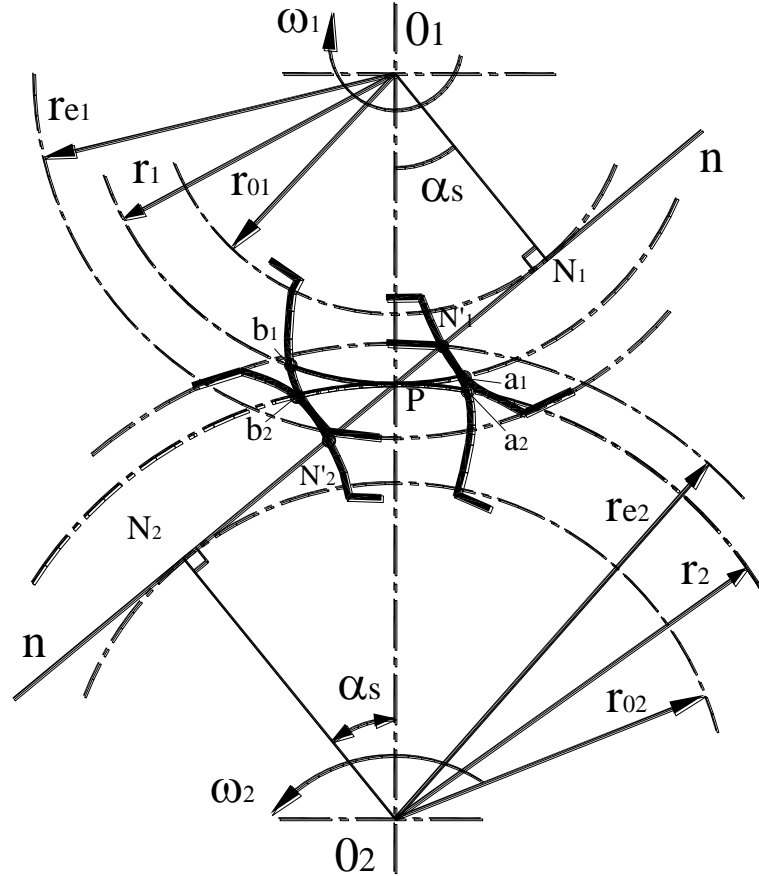
- N_1N_2 gọi là đoạn ăn khớp lý thuyết.

- $N'_1N'_2$ gọi là đoạn ăn khớp thực.

- Hình 9-6 thể hiện 1 cặp bánh răng khi bắt đầu và khi thôi ăn khớp. Trong quá trình đó, các điểm a_1, a_2 thuộc các biên hình và nằm trên vòng tròn ban đầu sẽ chuyển tới các vị trí b_1, b_2 .

- Các cung a_1b_1, a_2b_2 là cung trên vòng tròn ban đầu do các điểm a_1, a_2 vẽ ra trong thời gian 1 đôi răng ăn khớp gọi là *cung ăn khớp*.

$$a_1b_1 = a_2b_2$$



Hình 9-6: vị trí vào khớp & ra khớp của một đôi răng

- Hệ số trùng khớp:

+ Nhận xét: để truyền động được liên tục giữa các bánh răng thì cặp răng sau phải vào khớp trước khi cặp răng trước ra khớp. và càng có nhiều cặp răng đồng thời ăn khớp thì sự ăn khớp càng êm dịu.

+ Khả năng làm việc êm dịu của 1 cặp bánh răng được đánh giá bằng hệ số trùng khớp:

$$\epsilon = a_1b_1/t = a_2b_2/t \tag{9-17}$$

Nhận thấy:

$$a_1b_1/m_1n_1 = r_1/r_{01} = 1/\cos\alpha$$

Mà $m_1n_1 = N'_1N'_2$

$$\epsilon = \frac{N'_1 N'_2}{t \cdot \cos \alpha} \tag{9-18}$$

⇒ Độ dịch tâm ảnh hưởng đến ϵ .

Biến đổi công thức (9-18) ta được:

$$\epsilon = \frac{\sqrt{(Z_1 + 2.f'_1)^2 - Z_1^2 \cos^2 \alpha} + \sqrt{(Z_2 + 2.f'_2)^2 + Z_2^2 \cdot \cos^2 \alpha} - (Z_1 + Z_2) \cdot \sin \alpha}{2\pi \cdot \cos \alpha} \tag{9-19}$$

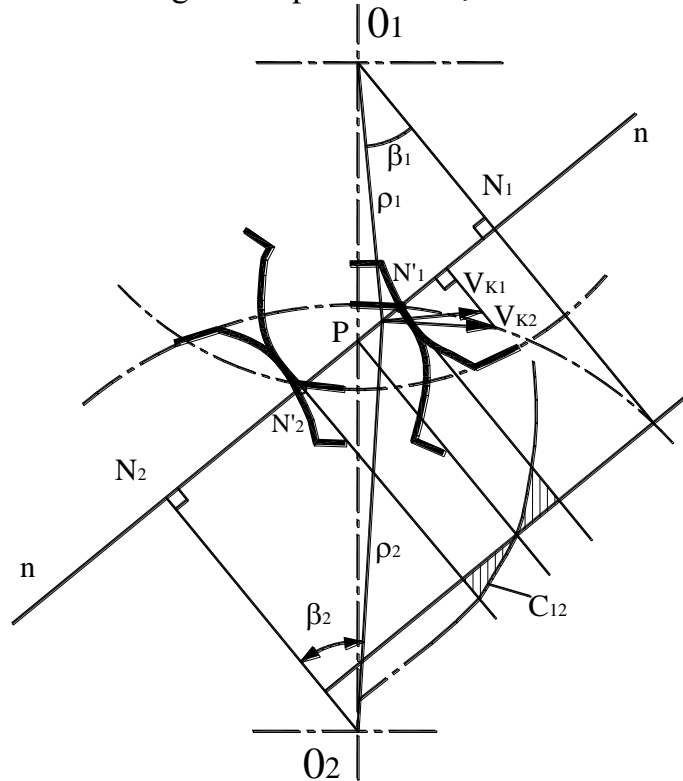
Qua công thức (9-19), ta thấy rằng:

+ Hệ số trùng khớp không phụ thuộc vào môđun mà phụ thuộc vào góc ăn khớp và chiều dài đoạn ăn khớp thực tế. (số răng và hệ số chiều cao răng)

+ Để đảm bảo truyền động liên tục giữa 2 bánh răng, phải thỏa mãn điều kiện $\epsilon \geq 1$. Do chế tạo và lắp ráp không hoàn toàn chính xác, các răng lại bị mòn trong quá trình làm việc, người ta thường lấy $\epsilon \geq 1,05$.

4. SỰ TRƯỢT CỦA CÁC RĂNG

- Xét 2 biên hình thân khai đang ăn khớp với nhau tại điểm K.



Hình 9-7: vận tốc tại điểm ăn khớp

Gọi \bar{V}_{K1} , \bar{V}_{K2} là vận tốc điểm K_1 và K_2 đang trùng nhau tại điểm ăn khớp K.

$\Rightarrow \bar{V}_{K1}^n = \bar{V}_{K2}^n$ (do 2 biên hình tiếp xúc nhau)

Và $\bar{V}_{K1} - \bar{V}_{K2} = \bar{V}_{21}$ chính là vận tốc trượt giữa biên hình thứ 1 và biên hình thứ 2. Nó là nguyên nhân gây ra mòn răng và tổn phí năng lượng do ma sát.

- Để đánh giá độ hao mòn này, người ta đưa ra hệ số trượt (C):

$$C_{12} = \frac{V_{K1}^t - V_{K2}^t}{V_{K1}^t} \text{ và } C_{21} = \frac{V_{K2}^t - V_{K1}^t}{V_{K2}^t}$$

Biến đổi công thức trên, ta có:

$$C_{12} = 1 - \frac{V_{K2}^t}{V_{K1}^t} = 1 - \frac{\rho_2 \cdot \omega_2 \cdot \sin \beta_2}{\rho_1 \cdot \omega_1 \cdot \sin \beta_1}$$

$$\Rightarrow C_{12} = 1 - i_{21} \cdot \frac{N_{2K}}{N_{1K}}; \quad C_{21} = 1 - i_{12} \cdot \frac{N_{1K}}{N_{2K}} \quad (9-20)$$

Gọi R_1 (hay R_2) là bán kính cong của đường tròn thân khai (tại điểm K) trên bánh răng 1 (hay bánh răng 2) $\Rightarrow N_1K = R_1$ và $N_2K = R_2$.

- Vẽ đồ thị trượt (răng), thể hiện ở hình 9-7.

+ Đối với bánh răng nhỏ:

Tại N_2 (xem như đầu răng quy ước): $R_2 = 0 \Rightarrow C_{12} = 1.$

Tại P (cực ăn khớp): $\frac{R_2}{R_1} = \frac{r_2}{r_1} \Rightarrow C_{12} = 0.$

Tại N_1 (chân răng quy ước): $R_1 = 0 \Rightarrow C_{12} = \infty.$

+ Đối với bánh răng lớn (tương tự)

- Nhận xét:

+ Thực tế chỉ ăn khớp trong đoạn $L'_1L'_2 \Rightarrow$ đồ thị ở đoạn đó.

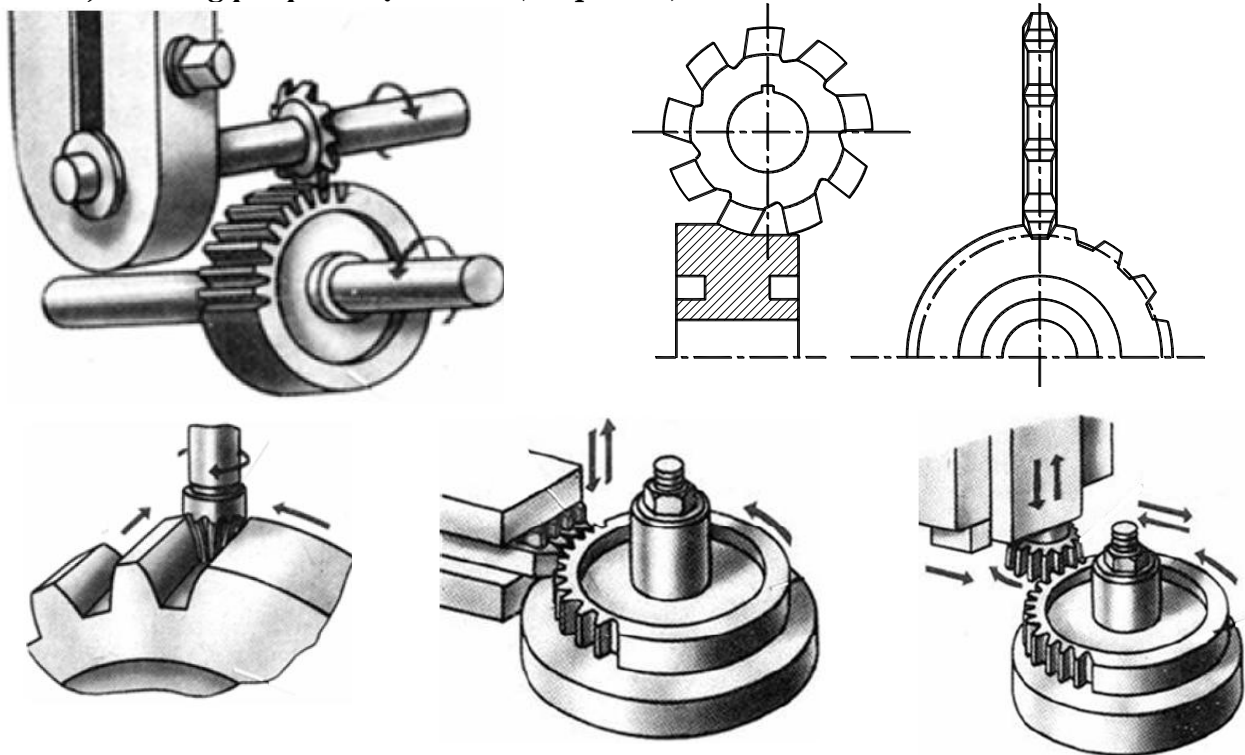
+ Chân răng mòn nhiều hơn đầu răng, đặc biệt là chân răng của bánh răng nhỏ.

+ Muốn điều chỉnh sự bất lợi này, ta dịch đoạn làm việc sang trái, nghĩa là tăng chiều cao đầu răng của bánh răng nhỏ, và giảm chiều cao chân răng của bánh răng lớn, hoặc dịch chỉnh các bánh răng.

5. NHỮNG PHƯƠNG PHÁP CƠ BẢN CHẾ TẠO BÁNH RĂNG THÂN KHAI

5.1. Các phương pháp cắt cơ bản

a) Phương pháp cắt định hình (chép hình).



Hình 9-8: mô tả các phương pháp cắt

- Lưỡi cắt có hình dạng tiết diện ngang giống như hình dạng rãnh răng.
- Dùng đầu phân độ để quay phôi 1 góc $2\pi/Z$, để cắt bánh răng có Z răng.
- Cắt bánh răng có môđun lớn ta dùng dao phay ngón (do dùng dao phay đĩa bị rung động).
- Về lý thuyết, muốn chế tạo 1 bánh răng có số răng Z phải dùng lưỡi cắt riêng có cùng môđun đó. Song để giảm bớt số lưỡi cắt đối với từng môđun người ta dùng bộ lưỡi cắt gồm 8, 15 hay 26 cái cho từng môđun. Ví dụ: lưỡi cắt số 5 trong bộ 8 cái, dùng để cắt bánh răng có từ 26 đến 34 răng, có hình dạng rãnh răng của bánh răng có $Z = 26$. Đối với những bánh răng còn lại ($Z = 27$ đến 34) sẽ được cắt những biên hình gần đúng mà thôi. Ngoài ra còn có sai

lệch về bước răng làm tăng thêm những sai lệch về biên hình. Vì vậy phương pháp này có độ chính xác không cao và chỉ dùng để chế tạo những bánh răng có tốc độ chậm.

- Phương pháp cắt định hình còn có 1 nhược điểm nữa là năng suất thấp hơn phương pháp cắt bao hình.

b) Phương pháp cắt bao hình.

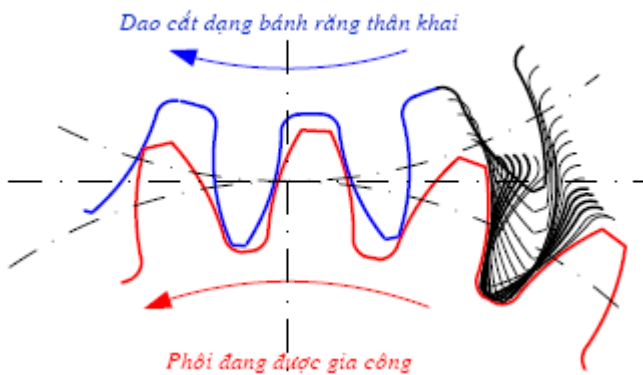
- Phương pháp cắt bao hình với các dao cắt loại thanh răng, bánh răng hay trục vít trên các máy phay răng. Ưu điểm nổi bật của nó là cùng 1 dao, cắt được nhiều bánh răng có số răng khác nhau với cùng môđun, đạt độ chính xác cao và năng suất cao.

- Đặc điểm:

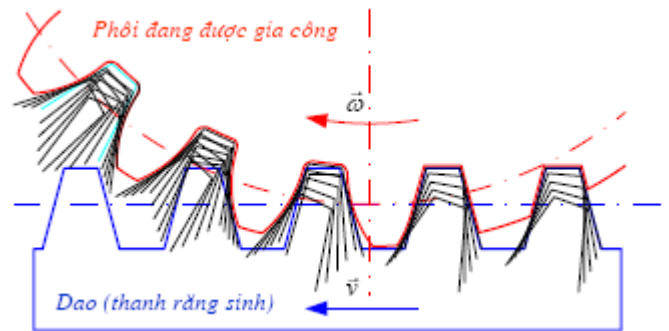
+ Trong quá trình cắt, dao và phôi có chuyển động quay tương đối như 1 cặp bánh răng đang ăn khớp, biên hình răng của bánh răng được chế tạo sẽ là bao hình của các vị trí nối tiếp nhau của lưỡi cắt (H.9-9a).

+ Khi dao cắt có số răng lớn vô hạn ta được loại dao thanh răng (H.9-8e). Biên hình của dao khi đó, từ đường thân khai biến thành đường thẳng. Trong khi chế tạo bánh răng, dao thanh răng sẽ tịnh tiến qua lại dọc trục của phôi để cắt răng, còn phôi sẽ vừa quay vừa tịnh tiến dọc theo thanh răng. Dùng dao thanh răng chỉ có thể chế tạo những bánh răng ăn khớp ngoài.

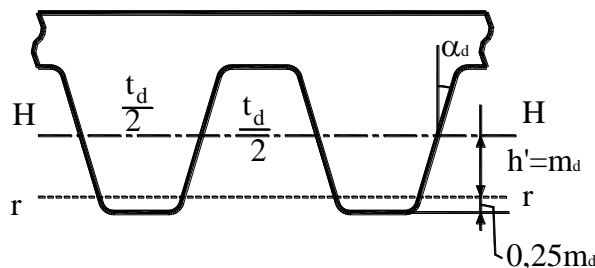
+ Chế tạo bánh răng bằng máy phay răng với dao phay trục vít có năng suất cao hơn cả. Dao phay trục vít đặt nghiêng với mặt cạnh của phôi một góc bằng λ (bằng góc nâng của đường xoắn ốc trung bình trên dao phay). Trên mặt phẳng cắt vuông góc với trục của phôi, dao phay trục vít có dạng răng là thanh răng. Khi cắt răng, chuyển động tịnh tiến của dao thanh răng sẽ được thay thế bằng chuyển động quay của dao trục vít.



a) Gia công bánh răng bằng dao cắt dạng bánh răng thân khai



b) Gia công bánh răng bằng dao cắt dạng thanh răng



c) Hình dạng dao thanh răng
Hình 9-9: các dạng dao cắt

5.2 Bánh răng tiêu chuẩn và bánh răng có dịch dao

(Tham khảo PL 9.1)

5.3. Các kích thước của bánh răng dịch chỉnh

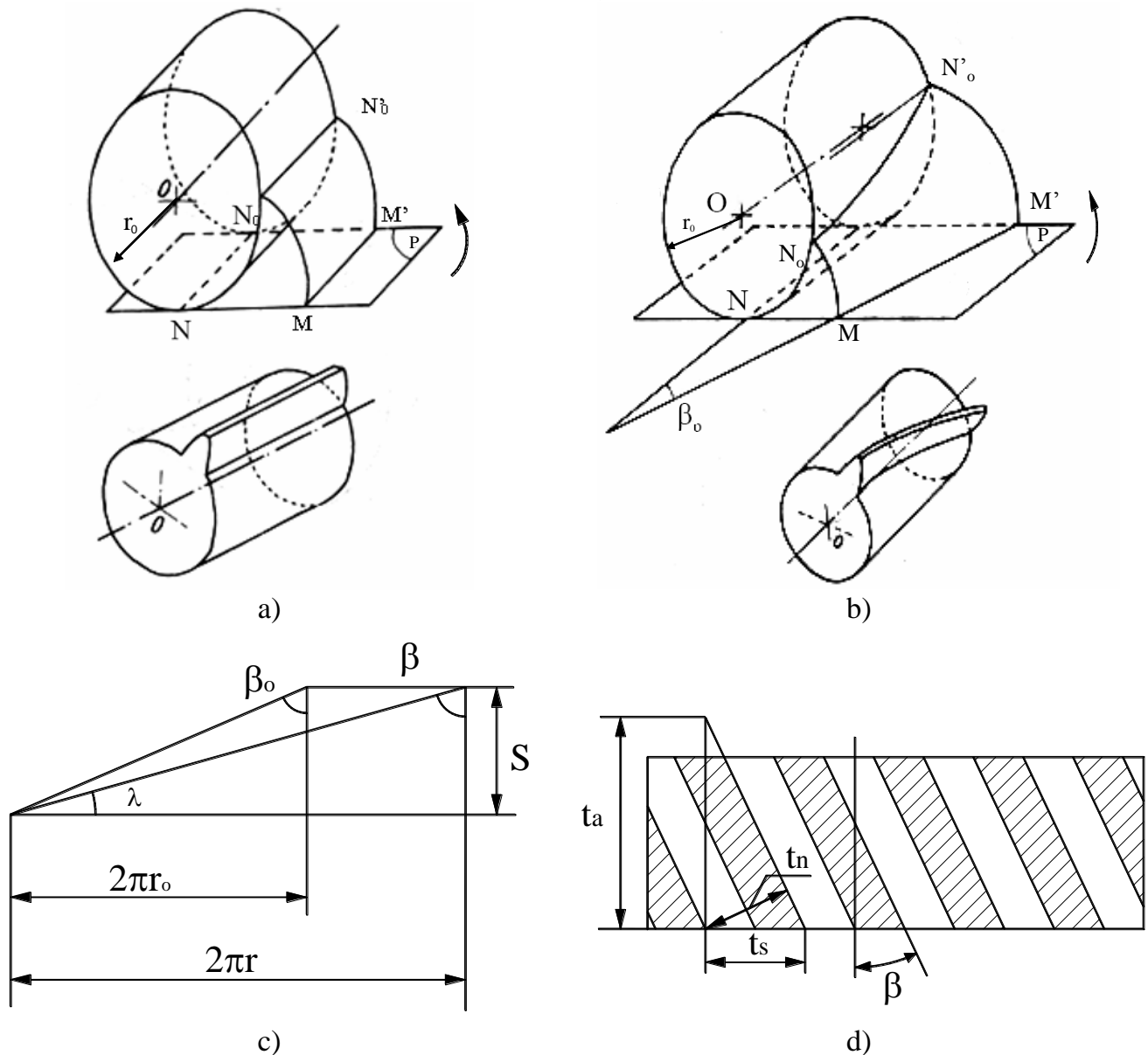
(Tham khảo PL 9.2)

6. BÁNH RĂNG TRỤ TRÒN RĂNG NGHIÊNG

6.1. Cấu tạo mặt răng

- Mặt răng của bánh răng là 1 mặt xoắn ốc thân khai, mặt này là quỹ tích của một đường thẳng MM' nằm trong mặt phẳng (P), khi mặt phẳng (P) lăn không trượt trên một hình trụ tròn xoay bán kính r_o . Khi đường thẳng MM' tạo với trục 1 góc β_o , nếu $\beta_o \neq 0$, ta có bánh răng trụ tròn răng nghiêng. Khi $\beta_o = 0$, đường thẳng MM' song song với trục hình trụ, ta có bánh răng trụ tròn răng thẳng.

- Một số đặc điểm của mặt xoắn ốc thân khai (H.9-12b)



Hình 9-12: mặt răng bánh răng trụ tròn- thông số bước của bánh răng nghiêng

+ Mặt phẳng (P) là mặt phẳng tiếp xúc với hình trụ cơ sở, cũng chính là mặt phẳng pháp tuyến của mặt xoắn ốc thân khai.

+ Mặt phẳng vuông góc với trục của hình trụ cơ sở, cắt mặt xoắn ốc thân khai theo 1 đường thân khai (đường N_oM, N'_oM').

+ Các mặt trụ tròn xoay đồng trục với hình trụ cơ sở sẽ cắt mặt xoắn ốc thân khai theo những đường xoắn ốc. Đó là các đường răng trên các mặt trụ khác nhau (ví dụ: trên hình trụ cơ sở, đường răng là đường $N_oN'_o$). Các đường răng này có bước bằng nhau, nhưng vì nằm trên các hình trụ khác nhau, nên góc nghiêng β của các đường này sẽ khác nhau.

Nếu trái 1 đường xoắn ốc lên mặt phẳng, ta sẽ được đường nằm nghiêng (H.9-12c).

Ký hiệu S là bước của đường xoắn ốc trên hình trụ tròn bán kính r, λ là góc nâng của đường xoắn ốc.

$$\text{Ta có: } S = 2\pi r \cdot \cot\beta = 2\pi r_o \cdot \cot\beta_o \quad (9-42)$$

6.2. Các thông số cơ bản của bánh răng nghiêng

Ta đã nghiên cứu các thông số trên 1 tiết diện vuông góc với trục bánh răng, chúng ta có thể áp dụng đối với bánh răng trụ tròn (thẳng, nghiêng) với chú ý: yếu tố điểm trở thành yếu tố đường, yếu tố đường trở thành yếu tố mặt).

Đối với bánh răng nghiêng, ta chú ý thêm một số thông số khác:

- Góc nghiêng của răng: trên mặt trụ cơ sở, ký hiệu là β_o , trên mặt trụ chia là β .

Từ công thức (9-42):

$$\Rightarrow \text{tg}\beta = (r/r_o) \cdot \text{tg}\beta_o = \text{tg}\beta_o / \cos\alpha \quad (9-43)$$

Với α là góc ăn khớp.

Chú ý: khi 2 bánh răng nghiêng ăn khớp thì $\beta_1 = -\beta_2$

- Bước răng trên hình trụ chia (lăn, ban đầu)

Mặt trụ chia sẽ cắt răng của bánh răng nghiêng theo những mặt cắt nào đó. Khai triển hình trụ chia trên mặt phẳng. Các mặt cắt này là những vết nằm nghiêng (H.9-12d). Các thông số của bánh răng nghiêng được xác định trong những tiết diện khác nhau.

+ Trên tiết diện vuông góc với trục bánh răng (tiết diện ngang).

Bước răng t_s gọi là bước ngang.

Môđun $m_s = t_s/\pi$ gọi là môđun ngang.

+ Trên tiết diện dọc theo chiều trục của bánh răng (tiết diện dọc).

Bước răng t_a gọi là bước dọc.

Môđun $m_a = t_a/\pi$ gọi là môđun dọc.

+ Trên tiết diện pháp, vuông góc với các đường răng.

Bước răng t_n gọi là bước pháp (tuyến).

Môđun $m_n = t_n/\pi$ gọi là môđun pháp.

Môđun pháp m_n được tiêu chuẩn hoá, chọn $m_d = m_n$ khi chế tạo.

+ Quan hệ giữa các bước và môđun:

$$t_n = t_s \cdot \cos\beta = t_a \cdot \sin\beta \quad (9-44)$$

$$m_n = m_s \cdot \cos\beta = m_a \cdot \sin\beta \quad (9-45)$$

- Các thông số khác:

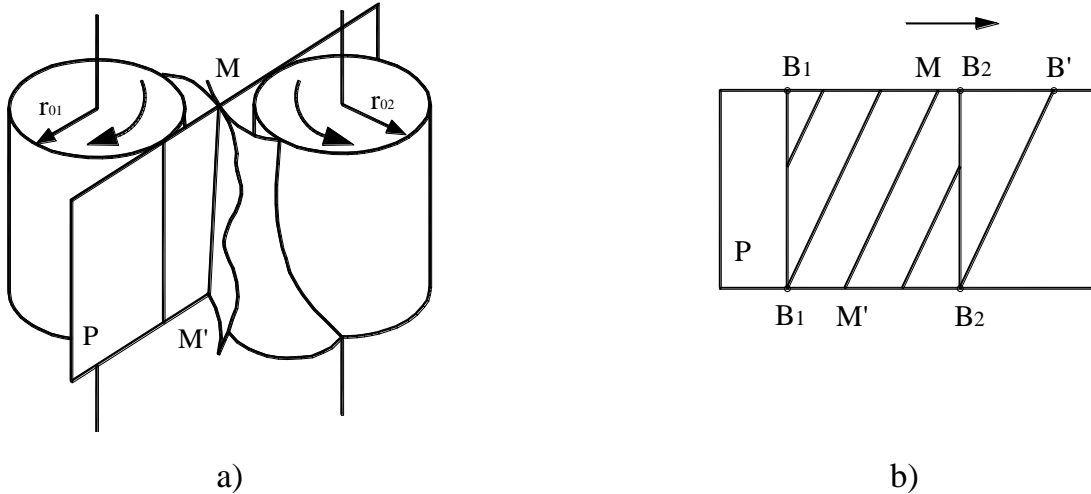
$$r = 1/2 m_s \cdot Z = 1/2 (m_n / \cos\beta) \cdot Z \quad (9-46)$$

$$r_e = r + f' \cdot m_n \quad (9-47)$$

$$r_i = r - f'' \cdot m_n \quad (9-48)$$

6.3. Ưu nhược điểm của bánh răng nghiêng so với bánh răng thẳng tương ứng

- Hình 9-13 thể hiện quá trình tiếp xúc của 2 mặt răng của bánh răng nghiêng (với (P) là mặt phẳng ăn khớp). Trên hình 9-13b, B₁ và B₂ là điểm vào khớp và điểm ra khớp của tiết diện ngang, quá trình tiếp xúc bắt đầu chỉ là 1 điểm B₁, tăng dần đến tiếp xúc hoàn toàn theo chiều dài của răng (MM') và giảm dần, chỉ còn tiếp xúc tại B₂ trước khi thôi tiếp xúc, vì thế trong thời gian tiếp xúc, xem như điểm tiếp xúc M di chuyển từ B₁ đến B'.



Hình 9-13

- Gọi ϵ là hệ số trùng khớp của cặp bánh răng nghiêng và ϵ_0 là hệ số trùng khớp ở cặp bánh răng thẳng tương ứng thì:

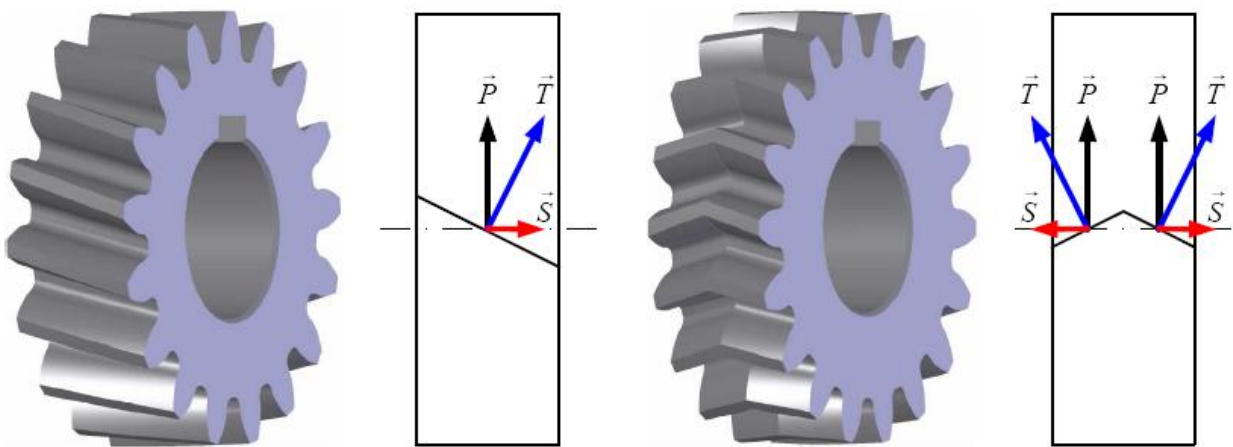
$$\epsilon = \epsilon_0 + (B_2B'/t_n) \tag{9-49}$$

- Ưu điểm:

- + Làm việc êm dịu.
- + Khả năng tải lớn hơn.

- Nhược điểm: xuất hiện lực dọc trục, có thể khắc phục bằng cách dùng bánh răng chữ V.

- Thông thường người ta chọn $\beta = 8^\circ - 15^\circ$



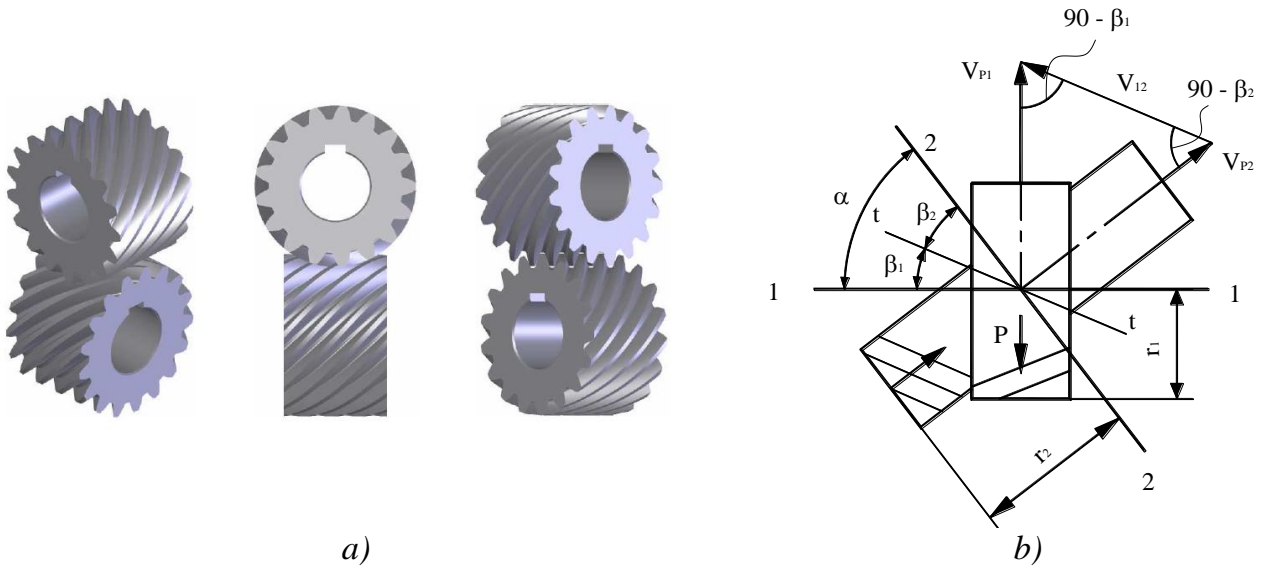
Hình 9-14: lực dọc trục

II. CƠ CẤU BÁNH RĂNG KHÔNG GIAN

1. CẶP BÁNH RĂNG TRỤ CHÉO

1.1. Cấu tạo

Bánh răng trụ chéo dùng để truyền chuyển động quay giữa 2 trục chéo nhau (hình 9-15), thường chúng là các bánh răng có mặt răng là mặt xoắn ốc thân khai (còn gọi là bánh răng xoắn thân khai), có các góc nghiêng không đối xứng ($\beta_1 \neq -\beta_2$). Cấu tạo mặt răng và các thông số giống như bánh răng nghiêng.



Hình 9-15: bánh răng trụ chéo & các thông số cơ bản

1.2. Đặc điểm tiếp xúc

- Tỷ số truyền:

+ Vì 2 trục không song song nhau nên 1 mặt răng sẽ tiếp xúc theo 1 điểm P. Qua điểm P vẽ mặt phẳng tiếp xúc chung với 2 hình trụ lăn. Hoạ đồ vận tốc trên mặt phẳng tiếp xúc thể hiện ở hình 9-15. Tiếp tuyến chung t-t với 2 đường răng của bánh răng và vectơ vận tốc tương đối V_{12} phải song song nhau.

+ Hình chiếu của vận tốc lên phương pháp tuyến bằng nhau:

$$\Rightarrow V_{P1} \cdot \cos\beta_1 = V_{P2} \cdot \cos\beta_2 \Leftrightarrow \omega_1 \cdot r_1 \cdot \cos\beta_1 = \omega_2 \cdot r_2 \cdot \cos\beta_2$$

Vì vậy:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cdot \cos\beta_2}{r_1 \cdot \cos\beta_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (9-50)$$

- Nhận xét: muốn thay đổi tỷ số truyền có thể thay đổi tỷ số r_2/r_1 hoặc $\cos\beta_2/\cos\beta_1$.

- Góc giữa 2 trục là $\gamma = |\beta_1 \pm \beta_2|$; dấu + ứng với bộ truyền bánh răng trụ chéo có răng xoắn cùng chiều, và ngược lại.

- Có hiện tượng trượt dọc theo răng.

Vận tốc trượt V_{12} hướng dọc theo đường răng và có giá trị:

$$V_{12} = |\omega_1 \cdot r_1 \cdot \sin\beta_1 \pm \omega_2 \cdot r_2 \cdot \sin\beta_2| \quad (9-51)$$

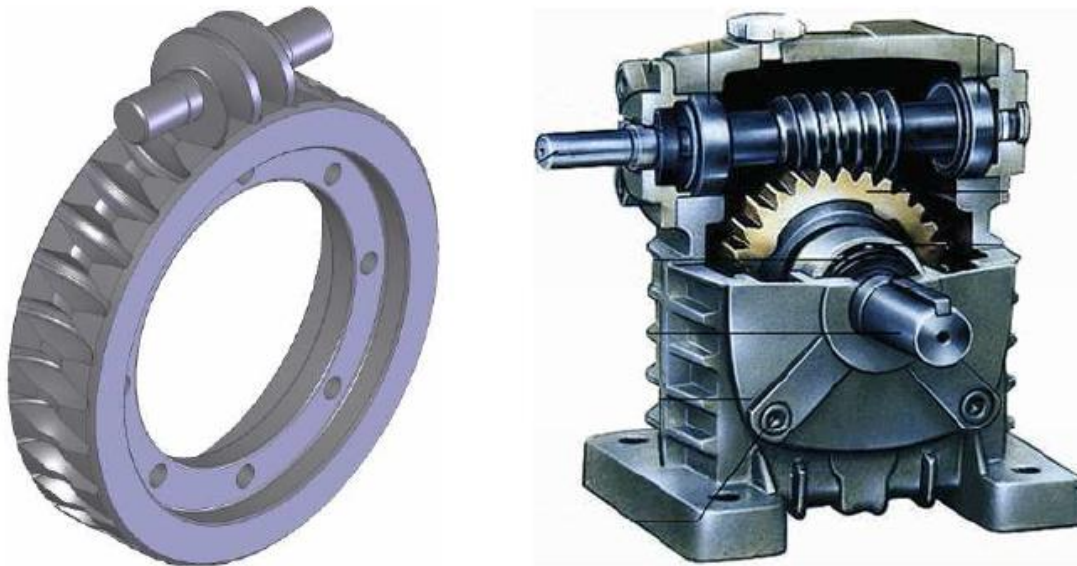
Nếu chọn các tỷ số r_2/r_1 hoặc $\cos\beta_2/\cos\beta_1$ không hợp lý, có thể làm cho vận tốc trượt tăng nhiều.

- Tiếp xúc theo điểm nên khả năng tải không cao, mau mòn. Trong ngành chế tạo máy, bánh răng trụ chéo ít được sử dụng vì các nhược điểm này.
- Khi thay đổi khoảng cách và góc giữa 2 trục, tỷ số truyền sẽ không thay đổi.

2. CƠ CẤU TRỤC VÍT – BÁNH VÍT

Trục vít – bánh vít dùng để truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau. Thường gặp nhất là loại trục vít – bánh vít mà góc giữa 2 trục bằng 90° và dạng trục vít – bánh vít là hình trụ.

2.1. Cấu tạo



Hình 9-16: mô tả cơ cấu trục vít – bánh vít

Giả sử có 1 cặp bánh răng trụ chéo, truyền chuyển động quay giữa hai trục vuông góc nhau ($\gamma = 90^\circ$). Cặp bánh răng này có đặc điểm: góc nghiêng β_1 rất lớn, β_2 nhỏ. Vì thế đường răng của bánh răng 1 được quấn nhiều vòng trên bánh răng (hình 9-16). Số răng của bánh răng 1 không thể nhiều được, vì bước của đường xoắn có giá trị nhất định. Thông thường $Z_1 = 1 \div 4$. Số răng Z_1 còn gọi là số đầu mối, bánh răng 1 được gọi là trục vít, bánh răng 2 được gọi là bánh vít.

Vì vậy, thực chất của cơ cấu trục vít – bánh vít là một cặp bánh răng trụ chéo. Cấu tạo mặt răng giống như bánh răng trụ chéo.

2.2. Đặc điểm của cơ cấu trục vít – bánh vít

- Tỷ số truyền: (vì là bánh răng trụ chéo nên tỷ số truyền được tính như (9-50))

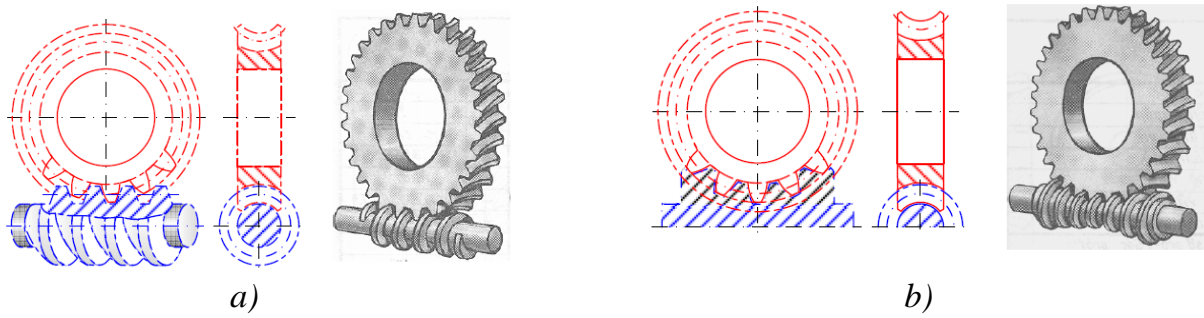
$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cdot \cos \beta_2}{r_1 \cdot \cos \beta_1} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

- Nhận xét: số đầu mối của trục vít Z_1 rất nhỏ, trong khi đó Z_2 có thể lấy lớn. Vì vậy cơ cấu này có ưu điểm cơ bản là tỷ số truyền có thể rất lớn, nhưng kích thước cơ cấu vẫn nhỏ gọn.

- Góc nghiêng của bánh vít và trục vít khác nhau nhiều, nên vận tốc trượt tương đối dọc răng sẽ rất lớn, vì vậy hiệu suất của cơ cấu thấp, nhiệt độ ở vùng tiếp xúc sẽ cao.

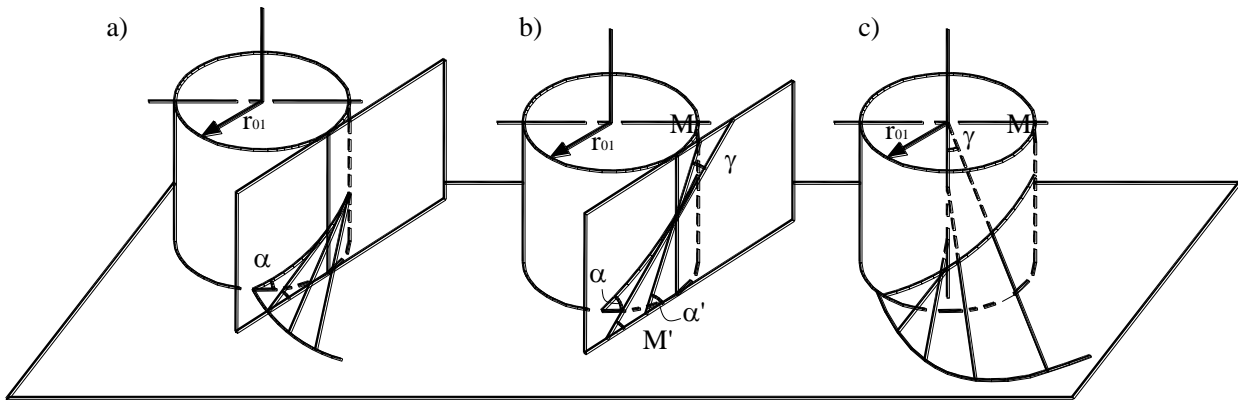
- Trong bộ truyền trục vít – bánh vít, mặt răng của trục vít và bánh vít tiếp xúc theo điểm nên khả năng tải không cao, mau mòn. Để đạt được tiếp xúc đường giữa trục vít và bánh vít, sẽ phải thay đổi mặt răng của bánh vít. Bánh vít được cắt bằng dao phay lăn có hình dạng hoàn toàn giống như trục vít sẽ ăn khớp với bánh vít. Khi đó mặt chân răng của bánh vít không phải là 1 hình trụ, mà là 1 mặt xuyên lõm tạo bởi mặt tròn có đường sinh là cung tròn bao lấy

trục vít dưới 1 góc ôm Ω (Hình 9-17a). Cũng có thể là vít lõm (trục vít globoit) (hình 9-17b) để trục vít ôm lấy bánh vít, cũng có thể cả trục vít và bánh vít đều lõm, ôm lấy nhau.



Hình 9-17: hai dạng mặt chân răng của bánh vít

2.3. Các loại mặt dùng làm mặt răng của trục vít hình trụ



Hình 9-18: sự hình thành mặt răng của trục vít

a) Mặt xoắn ốc thân khai:

- Trên hình trụ cơ sở bán kính r_0 , vẽ đường xoắn ốc với góc nghiêng là α (H.9-18a). Mặt xoắn ốc thân khai được tạo thành bằng những đường thẳng có 3 đặc điểm sau đây:
 - + Tiếp xúc với hình trụ cơ sở (nằm trong mặt phẳng tiếp xúc với hình trụ).
 - + Tựa trên đường xoắn ốc.
 - + Tạo với mặt phẳng đáy 1 góc nghiêng bằng góc nghiêng của đường xoắn ốc.
- Đường giao của mặt xoắn ốc thân khai với mặt phẳng đáy là đường xoắn ốc thân khai của vòng tròn cơ sở r_0 . Trục vít với mặt răng là mặt xoắn ốc thân khai gọi là trục vít thân khai.
- Trong các mặt cắt song song với mặt cắt chính (là mặt phẳng chứa đường tâm trục vít và vuông góc với trục bánh vít), có 1 mặt cắt tiếp xúc với hình trụ cơ sở, trong đó vết răng là đường thẳng.

b) Mặt xoắn ốc công-vô-lút

- Mặt công-vô-lút được tạo thành bởi những đường thẳng MM' với 3 tiêu chuẩn sau:
 - + Nằm trong mặt phẳng tiếp xúc với hình trụ cơ sở.
 - + Tựa trên đường xoắn ốc.
 - + Tạo với mặt phẳng đáy 1 góc α' khác với góc nghiêng của đường xoắn ốc.
- Đường thẳng MM' tạo với đường sinh của mặt xoắn ốc thân khai 1 góc γ (H.9-18b). Vết của mặt xoắn ốc công-vô-lút trên mặt phẳng đáy là một đường xoắn ốc công-vô-lút. Trục

vít với mặt răng là mặt xoắn ốc công-vô-lút được gọi là trục vít công-vô-lút. Nếu $\alpha' = \alpha$, trục vít công-vô-lút trở thành trục vít thân khai.

c) Mặt xoắn ốc Ac-si-mét

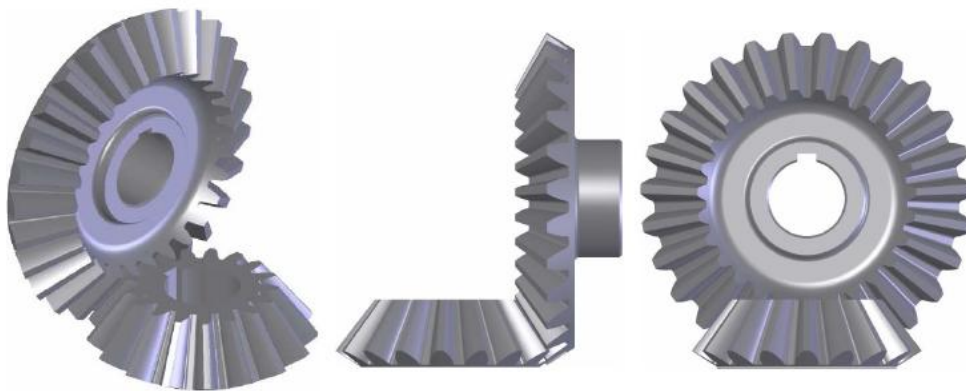
- Mặt xoắn ốc Ac-si-mét được tạo bởi các đường thẳng có các điều kiện sau:

- + Qua trục của hình trụ cơ sở.
- + Tạo với trục này góc γ không đổi.
- + Tựa trên đường xoắn ốc.

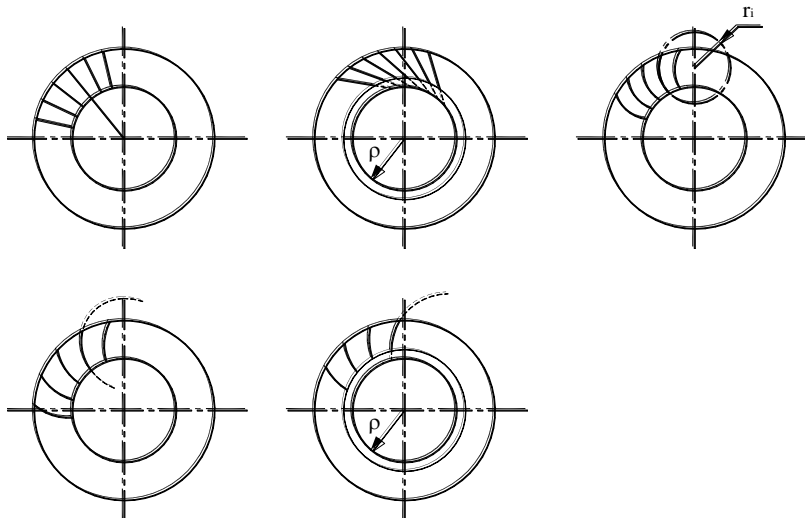
- Mặt phẳng vuông góc với trục hình trụ cắt mặt xoắn ốc Ac-si-mét theo 1 đường xoắn ốc Ac-si-mét. Mặt phẳng qua trục hình trụ cắt mặt xoắn ốc Ac-si-mét theo 1 đường thẳng. Vì vậy ở mặt cắt chính tiết diện, là một thanh răng có biên dạng thẳng (H9-18c).

3. BÁNH RĂNG NÓN

Trong bộ truyền bánh răng nón, răng phân bố trên hình nón cụt. Bánh răng nón được dùng để truyền chuyển động quay giữa 2 trục cắt nhau, chéo nhau trong không gian.



3.1. Phân loại



Hình 9-19: phân loại bánh răng nón

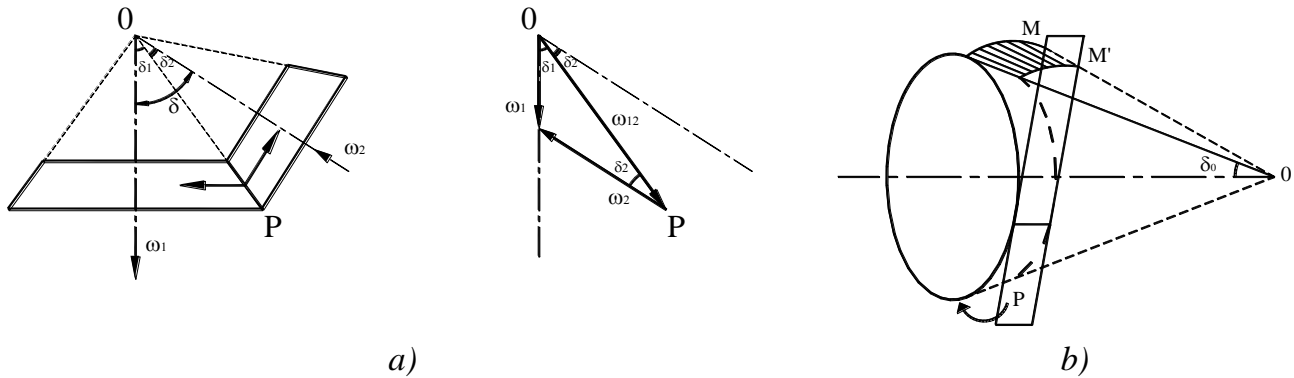
Tùy theo dạng đường răng trên bánh răng, bánh răng nón có 2 loại chính:

- Bánh răng nón thẳng:
 - + Đường răng chụm vào đỉnh răng (H.9-19a).
 - + Đường răng nghiêng, tiếp xúc với vòng tròn bán kính ρ (H.9-19b).
- Bánh răng nón không thẳng (răng cong):

- + Đường răng là cung tròn bán kính r_i (H.9-19c).
- + Đường răng là đường xoắn ốc Ac-si-mét (H.9-19d).
- + Đường răng là đường thân khai của vòng tròn bán kính ρ (H.9-19e).

3.2. Bánh răng nón răng thẳng

- Tỷ số truyền: bánh răng nón răng thẳng dùng để truyền chuyển động giữa 2 trục cắt nhau, góc giữa 2 trục là δ , tỷ số truyền là $i_{12} = \omega_1/\omega_2$.



Hình 9-20: quan hệ vận tốc

Mặt lăn của bánh răng nón là 2 mặt nón có chung đỉnh tại O. Vận tốc góc giữa 2 bánh là ω_1 và ω_2 có quan hệ $\bar{\omega}_1 = \bar{\omega}_2 + \bar{\omega}_{12}$, được thể hiện trên hoạ đồ vận tốc góc (H.9-20a).

Từ hoạ đồ vận tốc góc, ta có:

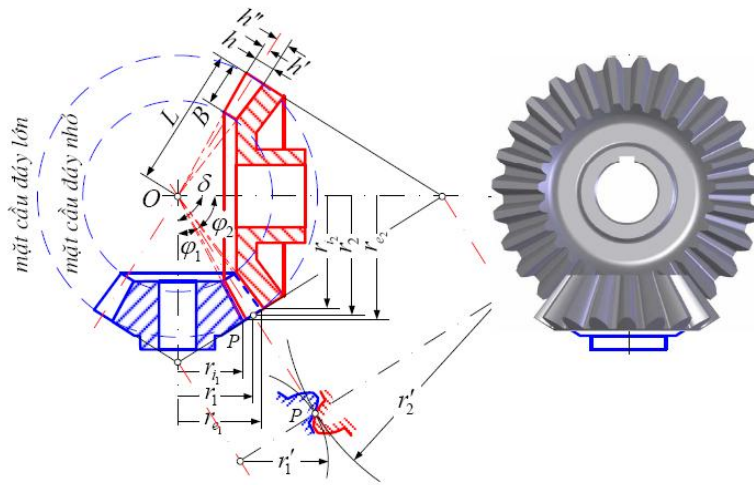
$$\frac{\sin \delta_2}{\sin \delta_1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_{12} \quad (9-52)$$

Với $\delta = \delta_1 + \delta_2$, ta có:

$$\cotg \delta_1 = \frac{i_{12} + \cos \delta}{\sin \delta}; \quad \cotg \delta_2 = \frac{i_{21} + \cos \delta}{\sin \delta} \quad (9-53)$$

Vận tốc góc tương đối ω_{12} hướng theo OP, chuyển động tương đối là chuyển động quay quanh trục OP (trục quay tức thời) với vận tốc góc ω_{12} . Khi ăn khớp, 2 hình nón sẽ lăn không trượt lên nhau.

- **Sự hình thành mặt răng:** mặt răng của bánh răng nón là mặt thân khai nón, được tạo thành bởi đường thẳng MM' nằm trên mặt phẳng (P) lăn không trượt trên hình nón cụt (có đỉnh là O). Nếu MM' qua điểm O, được mặt răng của bánh răng nón răng thẳng (H.9-20b), nếu MM' không qua điểm O, được mặt răng của bánh răng nón răng nghiêng.



Hình 9-21: thông số hình học

- **Thông số của bánh răng nón (H.9-21):**

+ Chiều dày của bánh răng nón được giới hạn bởi mặt cầu, tâm ở O, nhưng bán kính khác nhau. Tiết diện của bánh răng nón với 2 mặt cầu gọi là mặt mút lớn và mặt mút nhỏ.

+ Chiều cao của bánh răng nón được giới hạn bởi 2 hình nón chung đỉnh: hình nón đỉnh răng và hình nón chân răng. Kích thước của răng thay đổi theo chiều dọc của răng.

+ Mặt mút là mặt cầu, cho nên khó biểu diễn kích thước. Vì vậy mặt mút được thay bằng mặt nón phụ (là mặt nón vuông góc với mặt nón lăn). Vết của bánh răng nón trên hình nón phụ là bánh răng hình phễu. Có 2 bánh răng hình phễu trên mặt nón phụ ở mặt mút lớn và mặt nón phụ ở mặt mút nhỏ.

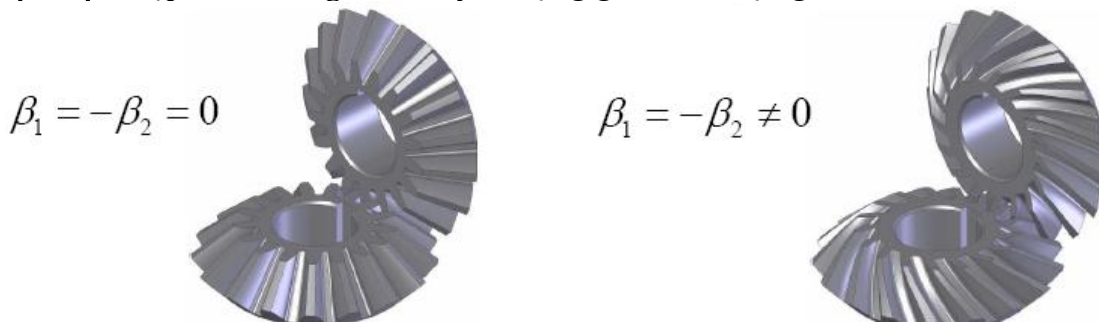
+ Trên bánh răng hình phễu:

- ❖ $t.Z = 2\pi r$ với t là bước răng trên vòng lăn và Z là số răng.
- ❖ Môđun mút lớn: $m = t/\pi$.
- ❖ Bán kính vòng lăn: $r = \frac{1}{2} m.Z$.
- ❖ Chiều cao đỉnh và chân răng của bánh răng hình phễu: $h' = m$; $h'' = 1,25m$.
- ❖ Bán kính vòng đỉnh: $r_e = r + h'.\cos\delta$.
- ❖ Bán kính vòng chân: $r_i = r - h''.\cos\delta$.
- ❖ Chiều dài đường sinh (nón): $L = r/\sin\delta$.

3.3. Các dạng truyền động của cặp bánh răng nón

Xét cặp bánh răng nón răng nghiêng với các góc nghiêng trên mặt nón lăn là β_1 và β_2 .

a) $\beta_1 = \beta_2$: cặp bánh răng nón truyền động giữa hai trục giao nhau:



Bánh răng nón răng thẳng

Bánh răng nón răng nghiêng

Hình 9-22: góc nghiêng trên bánh răng nón

Đặc điểm truyền động:

- Tỷ số truyền:

$$\omega_1 r_1 = \omega_2 r_2 \Rightarrow i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{OP \cdot \sin \varphi_2}{OP \cdot \sin \varphi_1} = \frac{\sin \varphi_2}{\sin \varphi_1}$$

- Truyền động giữa hai trục giao nhau tiếp xúc theo đường thẳng d. Nếu là cặp bánh răng nón răng thẳng thì d qua đỉnh nón. Nếu là cặp bánh răng nón răng nghiêng thì d không qua đỉnh nón.

- Tại điểm tiếp xúc trên mặt nón lăn không có vận tốc trượt tương đối.

b) $\beta_1 \neq \beta_2$: cặp bánh răng nón truyền động giữa hai trục chéo nhau: gọi là bánh răng nón răng cong

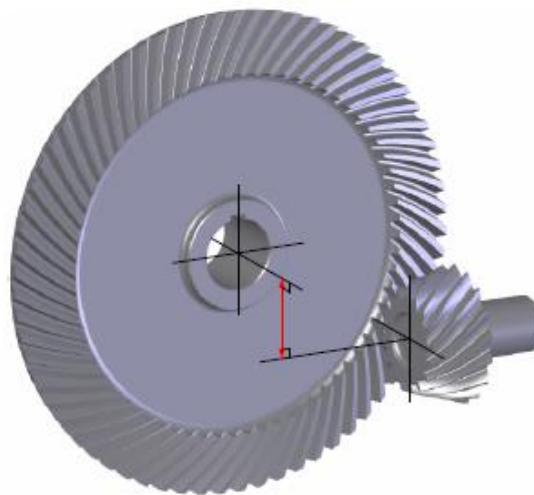
- Tỷ số truyền: $i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{r_2 \cdot \cos \beta_2}{r_1 \cdot \cos \beta_1}$

- Đặc điểm tiếp xúc: tiếp xúc theo điểm và có vận tốc trượt tương đối nên mặt răng mau mòn và mòn không đều.

- Bánh răng nón răng cong dùng để truyền chuyển động giữa 2 trục chéo nhau (còn gọi là bánh răng côn xoắn ốc, bánh răng hypoid). Việc phát hiện và ứng dụng bánh răng nón răng cong là 1 thành tựu lớn của các nhà khoa học và các kỹ sư vì những ưu điểm rất cơ bản của loại truyền động này:

- + Khả năng truyền tải cao.
- + Ăn khớp êm.
- + Độ nhảy và sai số thấp.
- + Ít ồn,...

Phần đi sâu nghiên cứu có thể tìm hiểu ở những chuyên đề riêng.

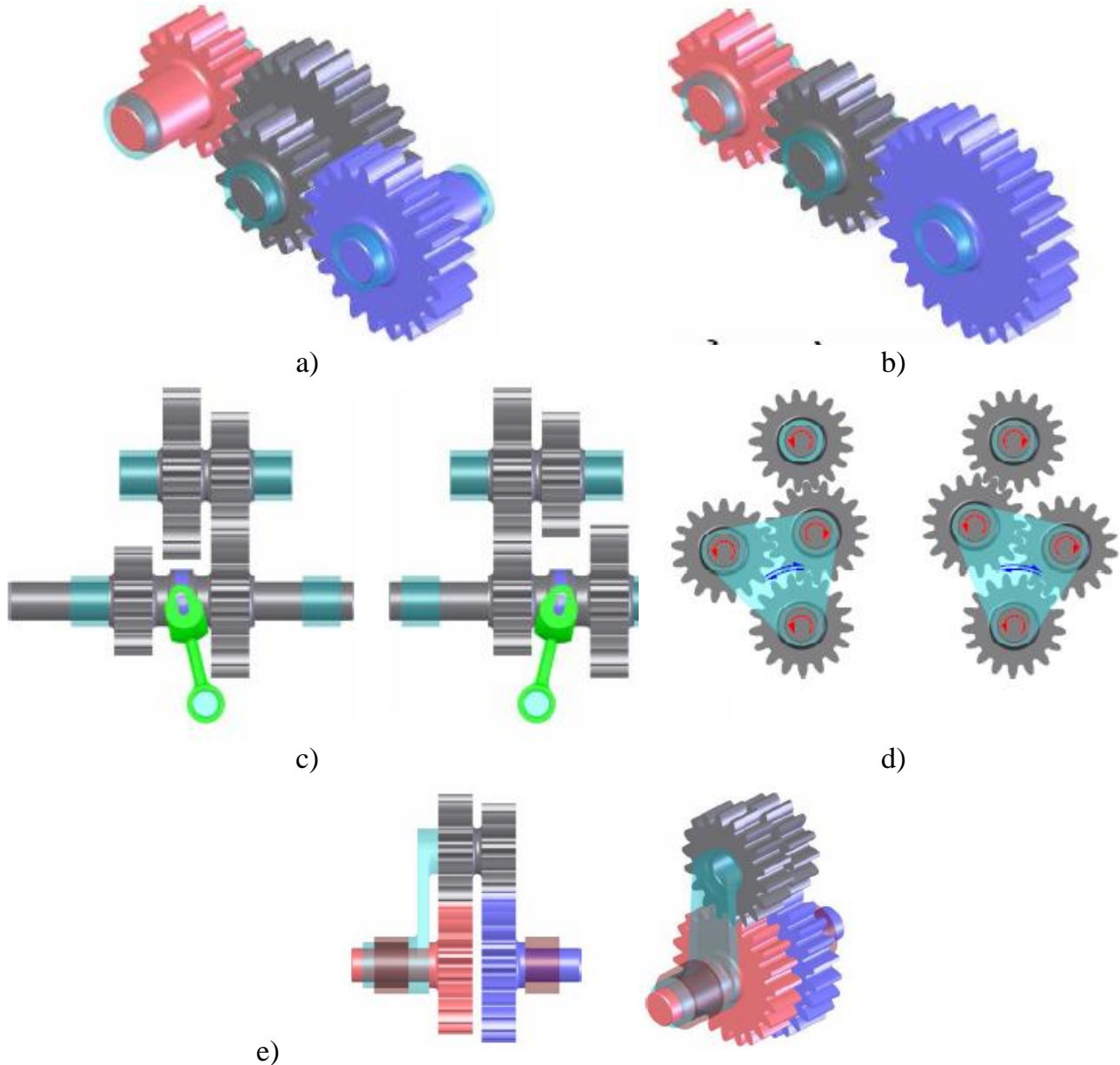


Hình 9-23: Bánh răng nón răng cong

III. HỆ BÁNH RĂNG

1. ĐẠI CƯƠNG

Do nhu cầu thực tế, ta không chỉ sử dụng một cặp bánh răng mà sử dụng nhiều cặp bánh răng nối với nhau, tạo thành một hệ thống và được gọi là hệ thống bánh răng hay hệ bánh răng.



Hình 9-24: mô tả hệ bánh răng

Công dụng: sử dụng hệ bánh răng có thể đạt được những công dụng khác nhau như:

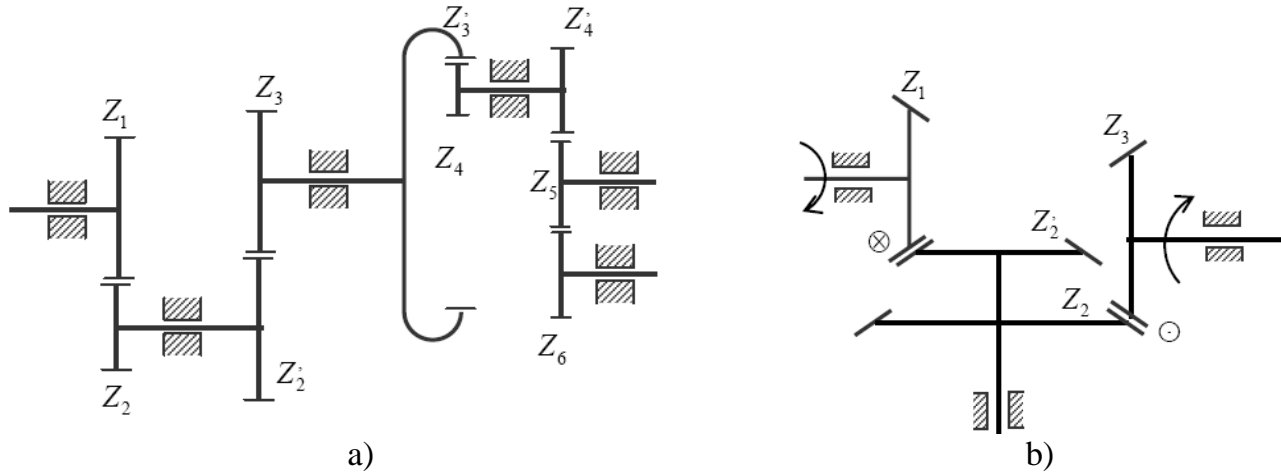
- + Thực hiện tỷ số truyền lớn (H.9-24a).
- + Cần truyền chuyển động quay giữa những trục cách xa nhau (H.9-24b).
- + Truyền chuyển động giữa các trục cần thay đổi tỷ số truyền (hộp số) (H.9-24c).
- + Thay đổi chiều quay (H.9-24d).

+ Hộp nhiều chuyển động thành 1 chuyển động, hay chia 1 chuyển động thành nhiều chuyển động độc lập nhau (bộ vi sai) (H.9-24e)

Phân loại: có 2 loại cơ bản là hệ bánh răng thường và hệ bánh răng vi sai.

2. HỆ BÁNH RĂNG THƯỜNG

Hệ bánh răng thường là hệ bánh răng trong đó tất cả các trục đều có đường trục cố định. Ví dụ: Hệ bánh răng ở hình 9-25:



Hình 9-25: hệ bánh răng thường

Bậc tự do của hệ: $W = 3n - 2p_5 - p_4$ với $p_5 = 6$; $p_4 = 5$; $n = 6 \Rightarrow W = 1$

Tỷ số truyền:

$$\begin{aligned} i_{16} &= \frac{\omega_1}{\omega_6} = \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega_4}{\omega_5} \cdot \frac{\omega_5}{\omega_6} \\ &= \frac{\omega_1}{\omega_2} \cdot \frac{\omega'_2}{\omega_3} \cdot \frac{\omega'_3}{\omega_4} \cdot \frac{\omega'_4}{\omega_5} \cdot \frac{\omega_5}{\omega_6} \\ &= \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(-\frac{Z_3}{Z'_2}\right) \cdot \left(\frac{Z_4}{Z'_3}\right) \cdot \left(-\frac{Z_5}{Z'_4}\right) \cdot \left(-\frac{Z_6}{Z_5}\right) \\ &= (-1)^4 \cdot \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(\frac{Z_3}{Z'_2}\right) \cdot \left(\frac{Z_4}{Z'_3}\right) \cdot \left(\frac{Z_5}{Z'_4}\right) \cdot \left(\frac{Z_6}{Z_5}\right) \end{aligned}$$

Tổng quát, gọi k là số cặp bánh răng ngoại tiếp trong hệ có n bánh răng, công thức tính tỷ số truyền có dạng:

$$i_{1n} = (-1)^k \cdot \left(\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(\frac{Z_3}{Z'_2}\right) \cdot \dots \cdot \left(\frac{Z_n}{Z'_{n-1}}\right) \quad (9-59)$$

Chú ý:

+ Nếu $i_{1n} < 0$ thì bánh răng 1 và bánh răng thứ n quay ngược chiều nhau và ngược lại.
+ Bánh răng 5 không làm ảnh hưởng đến giá trị của tỷ số truyền, nó được gọi là bánh răng trung gian.

+ Trong hệ bánh răng không gian, vấn đề cùng chiều hay ngược chiều không còn ý nghĩa nữa, nhưng ta có thể xác định chiều quay của bánh răng bị động theo chiều quay của bánh răng chủ động như H.9-25b.

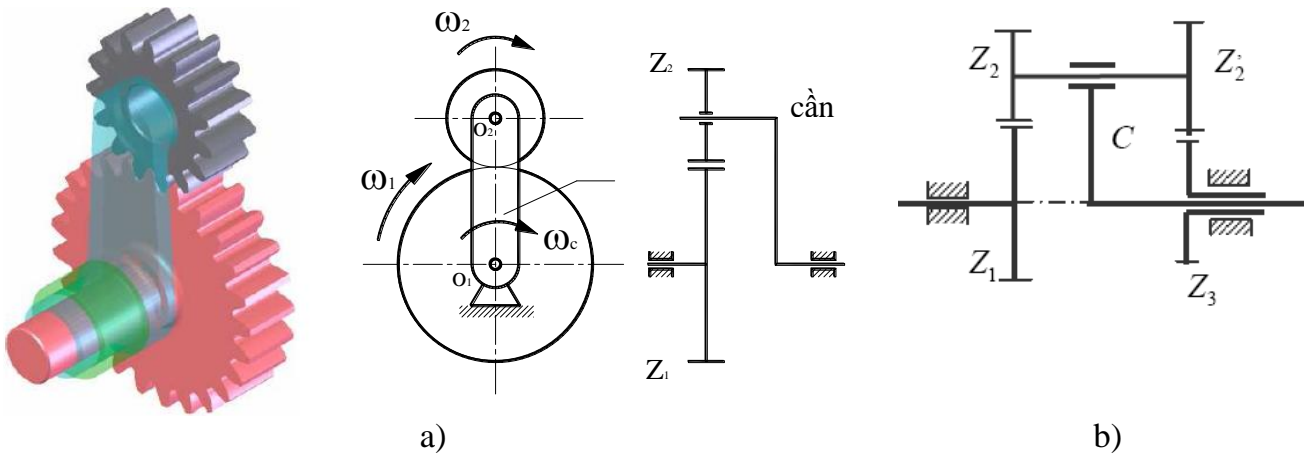
3. HỆ BÁNH RĂNG VI SAI

3.1. Giới thiệu

❖ **Hệ bánh răng vi sai** là hệ bánh răng trong đó mỗi cặp bánh răng có ít nhất một bánh răng có đường trục di động (H.9-26a, b).

Bánh răng có đường trục cố định gọi là bánh răng trung tâm, bánh răng có đường trục di động gọi là bánh răng vệ tinh. Khâu động mang trục của bánh vệ tinh gọi là cần, khi cố định cần hệ vi sai trở thành hệ thường.

Bậc tự do của hệ: $W = 3n - 2p_5 - p_4$ với $p_5 = 3; p_4 = 1; n = 3 \Rightarrow W = 2$



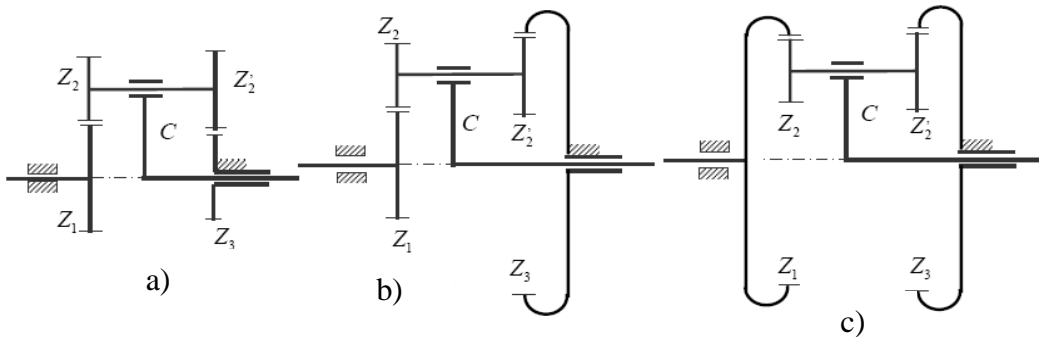
Hình 9-26: hệ bánh răng vi sai – lược đồ động

❖ **Hệ bánh răng hành tinh**: là hệ bánh răng vi sai có một bánh răng trung tâm cố định. Khi cố định bánh răng trung tâm Z_3 của hệ vi sai trên hình 9-26b thì hệ này trở thành hệ hành tinh (H.9-27a).

Bậc tự do của hệ hành tinh:

$W = 3n - 2p_5 - p_4$ với $p_5 = 3; p_4 = 2; n = 3 \Rightarrow W = 1$.

Trong hệ vi sai và hệ hành tinh phẳng, đường trục của các bánh trung tâm Z_1, Z_3 , và đường trục của cần C phải nằm trên một đường thẳng. Điều kiện này được gọi là điều kiện đồng trục của hệ.

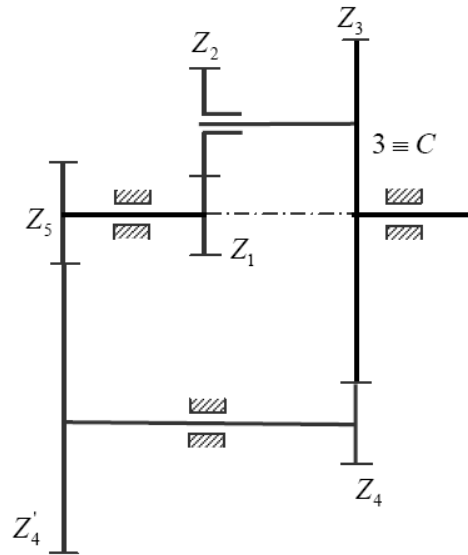


Hình 9-27: hệ bánh răng hành tinh

❖ **Hệ vi sai kín** là hệ vi sai trong đó các bánh răng trung tâm đều không cố định, nhưng hai bánh răng trung tâm hoặc một bánh răng trung tâm và cần nối với nhau bằng hệ thường.

Ví dụ trên hình 9-28 là một hệ vi sai kín. Đây là hệ hỗn hợp gồm một hệ vi sai (Z_1, Z_2 , và cần C) và một hệ thường (Z_3, Z_4, Z'_4, Z_5). Hệ thường nối bánh răng trung tâm Z_1 và cần C của hệ vi sai.

Bậc tự do của hệ vi sai kín: $W = 1$.



Hình 9-28: hệ vi sai kín

3.2. Tỷ số truyền

a) Hệ vi sai phẳng:

Xét hệ vi sai ở hình 9-26a, bánh răng trung tâm 1 và cần C quay quanh trục cố định O_1 với các vận tốc góc $\bar{\omega}_1, \bar{\omega}_c$ không phụ thuộc nhau, bánh răng vệ tinh 2 mang trên cần C có chuyển động quay kép với vận tốc góc $\bar{\omega}_2$.

Ta tìm quan hệ giữa $\bar{\omega}_1, \bar{\omega}_2$ và $\bar{\omega}_c$ bằng cách đổi giá cơ cấu, xem cần C là giá cố định hay nói cách khác là xét hệ vi sai trong chuyển động tương đối với cần C. Thì các bánh răng 1 và 2 đều có đường trục cố định và hệ trở thành hệ thường. Trong hệ này, các bánh răng 1 và 2 sẽ có vận tốc góc là:

$$\omega_1^c = \omega_1 - \omega_c; \quad \omega_2^c = \omega_2 - \omega_c$$

Gọi i_{12}^c là tỷ số truyền của bánh răng 1 và 2 trong chuyển động tương đối đối với cần C, ta có:

$$i_{12}^c = \frac{\omega_1^c}{\omega_2^c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_2 - \omega_c}$$

Thế nhưng trong chuyển động tương đối, hệ trở thành hệ thường, tỷ số truyền i_{12}^c có thể tính theo số răng:

$$i_{12}^c = -Z_2/Z_1$$

Xét hệ bánh răng vi sai ở hình 9-26b, lý luận tương tự, xét hệ vi sai trong chuyển động tương đối với cần C, ta có:

$$i_{13}^c = \frac{\omega_1^c}{\omega_3^c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c}$$

Trong đó i_{13}^c tính như trong hệ thường, $i_{13}^c = (-Z_2/Z_1).(-Z_3/Z_2)$

Một cách tổng quát, ta có thể xác định quan hệ giữa vận tốc góc giữa 2 khâu trong hệ vi sai bằng công thức sau:

$$i_{mq}^c = \frac{\omega_m^c}{\omega_q^c} = \frac{\omega_m - \omega_c}{\omega_q - \omega_c} \tag{9-60}$$

Trong đó ω_m, ω_q là vận tốc góc tuyệt đối của các bánh răng m, q cần xét nào đó trong hệ vi sai và ω_c là vận tốc góc tuyệt đối của cần. i_{mq}^c được tính như trong hệ bánh răng thường. Công thức trên gọi là công thức Willis.

b) Hệ vi sai không gian

❖ Điều kiện đồng trục trong hệ vi sai không gian: mọi bánh trung tâm và cần đều đồng trục, mọi mặt nón lăn phải có chung một đỉnh (H.9-29).

❖ Tỷ số truyền i_{12}^c :

Xét chuyển động tương đối của hệ với cần C trong hệ vi sai không gian. Trong chuyển động tương đối này, hệ trở thành hệ thường không gian, vận tốc góc của bánh răng 1 và 2: $\bar{\omega}_1^c = \bar{\omega}_1 - \bar{\omega}_c; \bar{\omega}_2^c = \bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_c$

$$\Rightarrow i_{12}^c = \frac{|\bar{\omega}_1^c|}{|\bar{\omega}_2^c|} = \frac{|\bar{\omega}_1 - \bar{\omega}_c|}{|\bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_c|} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Ta có:

+ Do $\bar{\omega}_1 // \bar{\omega}_c \Rightarrow |\bar{\omega}_1 - \bar{\omega}_c|^2 = |\omega_1 - \omega_c|^2$.

+ $|\bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_c|^2 = \omega_2^2 + \omega_c^2 - 2\bar{\omega}_2 \cdot \bar{\omega}_c$.

Do $\bar{\omega}_2 \perp \bar{\omega}_c \Rightarrow \bar{\omega}_2 \cdot \bar{\omega}_c = 0 \Rightarrow |\bar{\omega}_2 - \bar{\omega}_c|^2 = \omega_2^2 + \omega_c^2$

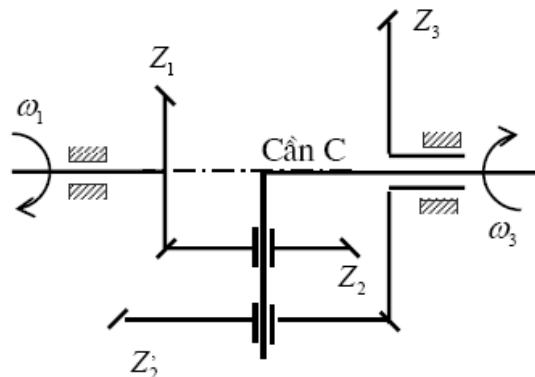
Tóm lại:

$$i_{12}^c = \frac{|\bar{\omega}_1^c|}{|\bar{\omega}_2^c|} = \frac{|\omega_1 - \omega_c|}{\sqrt{\omega_2^2 + \omega_c^2}} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

❖ Tỷ số truyền i_{13}^c :

Phân tích tương tự, ta có

$$i_{13}^c = \frac{\omega_1^c}{\omega_3^c} = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = (-Z_2/Z_1) \cdot (-Z_3/Z_2)$$



Hình 9-29: hệ vi sai không gian

c) Hệ hành tinh

Hệ hành tinh có một bậc tự do. Từ quan hệ vận tốc góc trong hệ vi sai, dễ dàng suy ra tỷ số truyền trong hệ hành tinh.

Xét hệ hành tinh trong hình 9-27a, trong đó bánh răng trung tâm Z_3 cố định: $\omega_3 = 0$

$$\Rightarrow i_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{-\omega_c} = 1 - i_{1c}$$

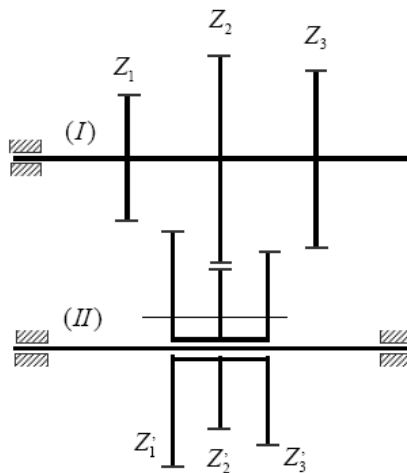
$$\text{với } i_{13}^c = \left(-\frac{Z_2}{Z_1}\right) \cdot \left(-\frac{Z_3}{Z_2}\right)$$

4. VÍ DỤ VỀ ỨNG DỤNG THỰC TẾ CỦA HỆ BÁNH RĂNG

a) Ứng dụng của hệ thường

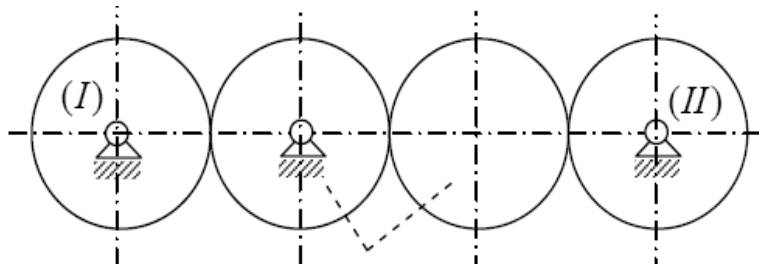
- Hệ bánh răng thường được dùng để thực hiện các tỷ số truyền lớn, mà một cặp bánh răng không thể thực hiện được (hộp giảm tốc).

- Dùng để thực hiện nhiều tỷ số truyền khác nhau (hộp số, hộp biến tốc).



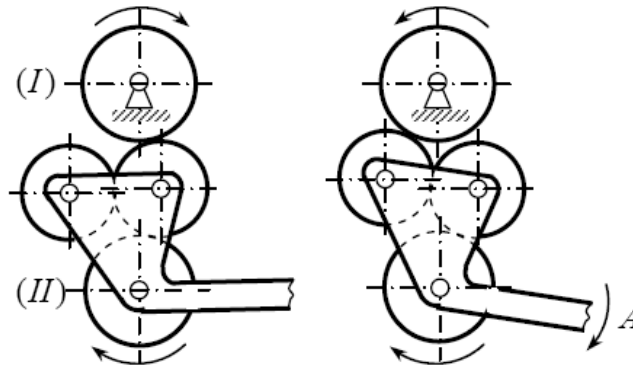
Hình 9-30: một ví dụ về hộp số

- Dùng để truyền động giữa hai trục xa nhau với một tỷ số truyền chính xác. Nếu dùng một cặp bánh răng để truyền từ trục I sang trục II dẫn đến không hợp lý về mặt kích thước và chế tạo. Nếu dùng bộ truyền đai hay xích thì tỷ số truyền không thật chính xác.



Hình 9-31: một ví dụ về truyền động giữa hai trục xa nhau

- Dùng để đảo chiều quay trục bị dẫn. Khi kéo chạc A xuống, trục II sẽ đổi chiều quay.

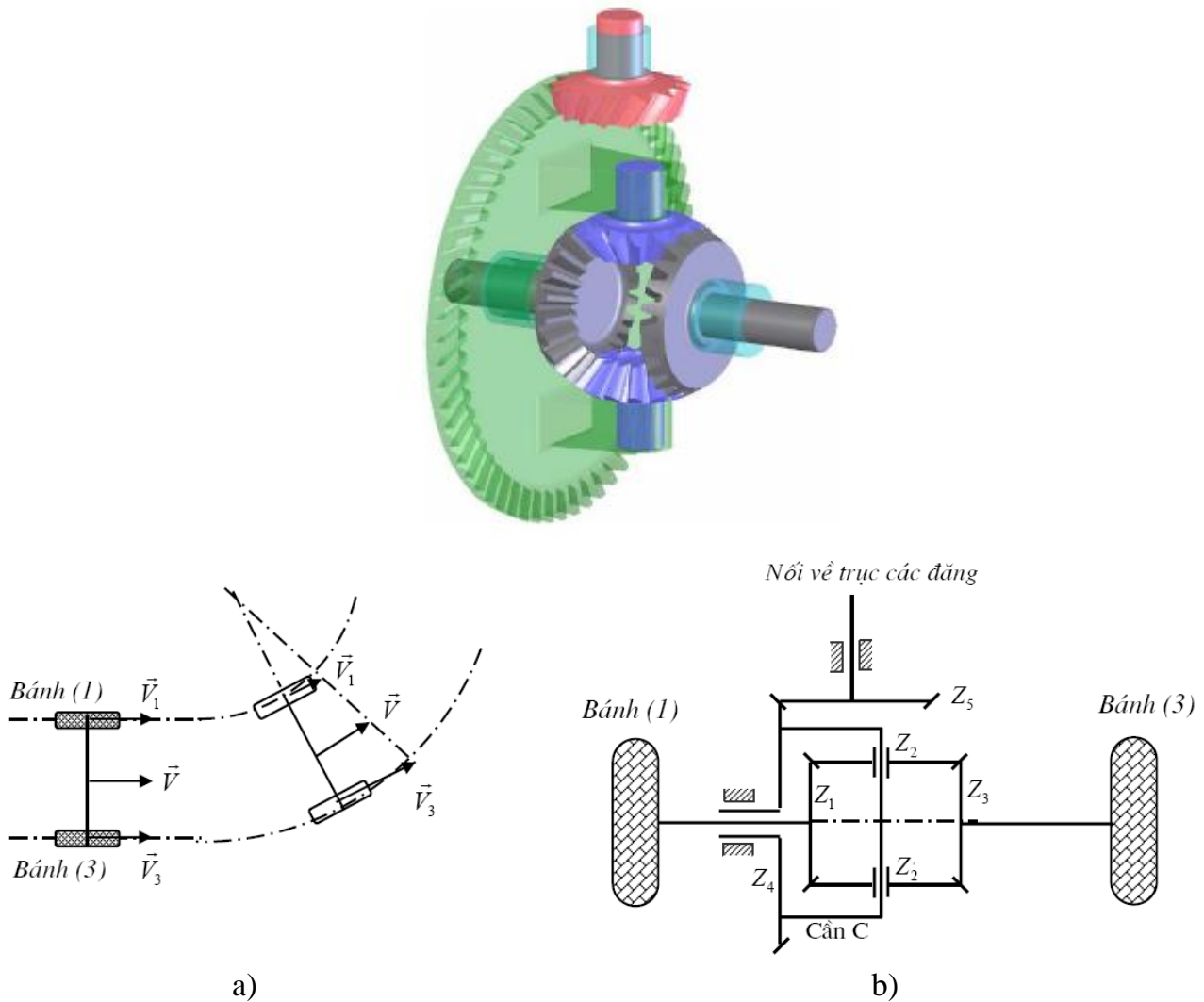


Hình 9-32: một ví dụ về đối chiều quay

b) Ứng dụng của hệ vi sai

Hệ vi sai có hai bậc tự do, do đó nó được sử dụng trong các trường hợp cần tổng hợp hai chuyển động quay độc lập thành một chuyển động quay, hay phân tích một chuyển động quay thành hai chuyển động quay độc lập.

Hộp vi sai trong ô tô: (hình 9-33)



Hình 9-33: hộp vi sai trong ô tô

- Gọi \bar{V} , \bar{V}_1 , \bar{V}_3 lần lượt là vận tốc ô tô và vận tốc của tâm bánh xe sau 1 và 3; và ω_1 , ω_3 lần lượt là vận tốc góc của bánh 1 và 3 (hình 9-331a).

- Khi xe chạy trên đường thẳng, ta có: $\bar{V}_1 = \bar{V}_3 = \bar{V} \Rightarrow \omega_1 = \omega_3$

- Khi xe chạy trên đường vòng, ta có $V_1 < V_3$, do đó để xe đi vòng dễ dàng, không bị trượt trên mặt đường, phải có $\omega_1 < \omega_3$.

- Thế mà, bánh 1 và 3 cùng nhận chuyển động từ trục động cơ (thông qua trục các-đăng) lại phải có hai vận tốc góc khác nhau. Do đó cần phải sử dụng hệ vi sai để phân tích thành 2 chuyển động này.

Xét chuyển động của cơ cấu vi sai trong ô tô như hình 9-33b.

+ Cơ cấu gồm một hệ thường không gian $Z_4 - Z_5$ và một hệ vi sai không gian gồm Z_1, Z_2, Z_3 và cần C. Hai bánh răng có số răng bằng nhau Z_1 và Z_3 dẫn động cho hai hánh xe và cùng ăn khớp với bánh răng Z_2 (có thể quay quanh cần C).

+ Quan hệ vận tốc góc trong hệ vi sai trên là:

$$i_{13}^c = \frac{\omega_1 - \omega_c}{\omega_3 - \omega_c} = \frac{n_1 - n_c}{n_3 - n_c} = -\frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z_2} = -1$$

$$\Rightarrow (n_1 - n_c) / (n_3 - n_c) = -1$$

$$\Rightarrow n_1 + n_3 = 2n_c$$

+ Cần C gắn liền với bánh răng Z_4 nên $n_c = n_4 = \text{const}$. Nhờ vậy khi ô tô đi qua đường vòng, một bánh xe quay nhanh lên, bánh xe kia tự động quay chậm lại.

+ Thực tế ở cơ cấu vi sai trên, để tải trọng phân bố đều ở các bánh răng, các trục, người ta lắp thêm bánh răng Z'_2 . Thực chất chuyển động của bánh răng Z'_2 hoàn toàn giống bánh răng Z_2 , nên về nguyên lý không cần đề ý đến Z'_2 .

c) Ứng dụng của hệ hành tinh

- Hệ hành tinh cho phép thực hiện một tỷ số truyền lớn, có thể rất lớn. ví dụ hệ hành tinh trên hình 9-27a.

Ta có:

$$i_{1c} = \omega_1 / \omega_c = 1 - i_{13}^c = 1 - \frac{Z_2}{Z_1} \cdot \frac{Z_3}{Z'_2}$$

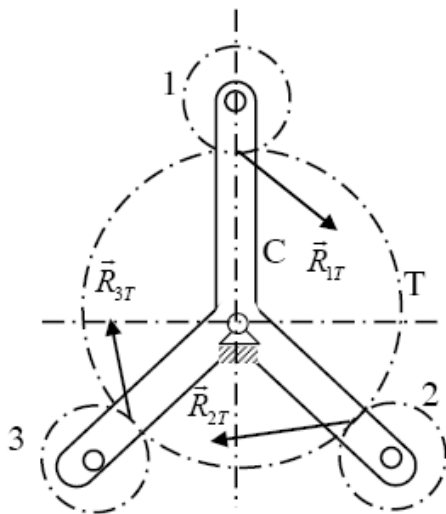
Nếu chọn hợp lý số răng của các bánh răng, ví dụ chọn: $Z_2 = 99$; $Z_3 = 101$; $Z_1 = Z'_2 = 100$ thì $i_{1c} = 1/10000$.

Tuy nhiên, khi chọn tỷ số truyền và khâu dẫn cần chú ý sao cho hiệu suất của hệ không quá thấp và đặc biệt phải tránh hiện tượng tự hãm.

- Ngay cả khi tỷ số truyền nhỏ và vừa, người ta cũng dùng hệ hành tinh vì nó có một số ưu điểm về kết cấu và tải trọng:

+ Cần C thường có nhiều chạc phân bố đều, trên đó lắp các khối bánh răng vệ tinh giống nhau, vì vậy phân lực trên trục của cần C và trên các bánh răng trung tâm gần như bằng 0 (H.9-34). Mỗi bánh răng chỉ chịu một phần tải trọng nên có thể làm nhỏ, nhờ đó kích thước khuôn khổ nhỏ gọn.

+ Mặc khác, trong hệ hành tinh, có thể dùng các cặp bánh răng nội tiếp có nhiều ưu điểm về mặt sức bền so với cặp bánh răng ngoại tiếp.

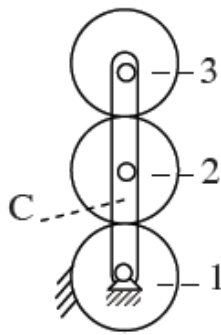
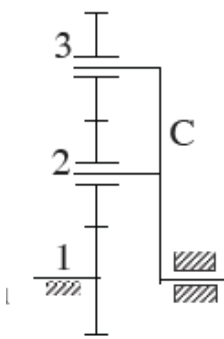


$$\bar{R}_{1T} + \bar{R}_{2T} + \bar{R}_{3T} \approx 0$$

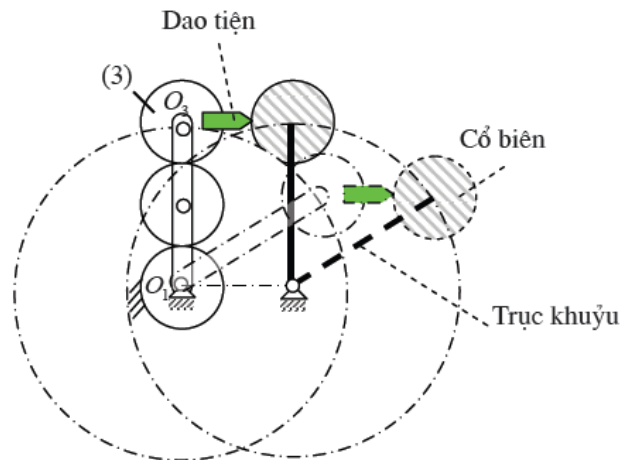
Hình 9-34: ưu điểm về sự phân bố lực

- Hệ hành tinh được dùng để tạo những chuyển động đặc biệt, cần thiết cho một số quá trình công nghệ.

Ví dụ xét hệ hành tinh trên hình 9-35a



a)



b) Cơ cấu máy tiện trục khuỷu

Hình 9-35: một số ứng dụng đặc biệt

+ Bánh răng 1 là bánh trung tâm cố định.

+ Ta có: $i_{3c} = \frac{\omega_3}{\omega_c} = 1 - i_{31}^c = 1 - \frac{Z_1}{Z_2} \frac{Z_2}{Z_3} = 1 - \frac{Z_1}{Z_3}$

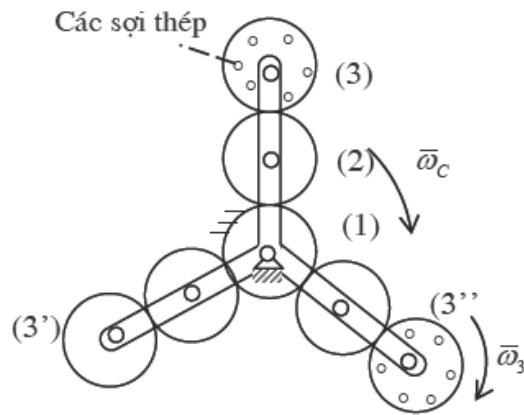
+ Nếu lấy $Z_1 = Z_3$ thì $i_{3c} = 0 \Rightarrow \omega_3 = 0$: bánh răng 3 chuyển động tịnh tiến tròn. Trong trường hợp này, hệ hành tinh được sử dụng trong cơ cấu máy tiện trục khuỷu, dùng để tiện cổ biên của trục khuỷu (H.9-35b).

+ Nếu lấy $Z_1 \neq Z_3$, hệ hành tinh này được sử dụng trong các cơ cấu máy bện cáp hay cơ cấu máy bện xơ dừa (H.9-36). Các dây cáp được bện lại từ các nhánh cáp, các nhánh cáp lại được bện từ các sợi thép. Nếu chiều bện các nhánh cáp trong cùng một dây cùng chiều bện các sợi thép trong cùng một nhánh, ta gọi là cáp bện xuôi. Ngược lại, ta có cáp bện ngược.

Trong cơ cấu máy bện cáp, các sợi thép được mắc trên các bánh răng 3, 3' và 3''. Khi cần C quay thì các bánh răng 3, 3' và 3'' cũng quay theo, các sợi cáp được bện thành các nhánh. Đồng thời các nhánh cũng được bện thành dây cáp.

Khi chọn $Z_1 < Z_3 \Rightarrow i_{3c} > 0 \Rightarrow \omega_3$ cùng chiều ω_c : ta được cáp bện xuôi.

Khi chọn $Z_1 > Z_3 \Rightarrow i_{3c} < 0 \Rightarrow \omega_3$ ngược chiều ω_c : ta được cấp bện ngược.



Hình 9-36: cơ cấu máy bện cáp

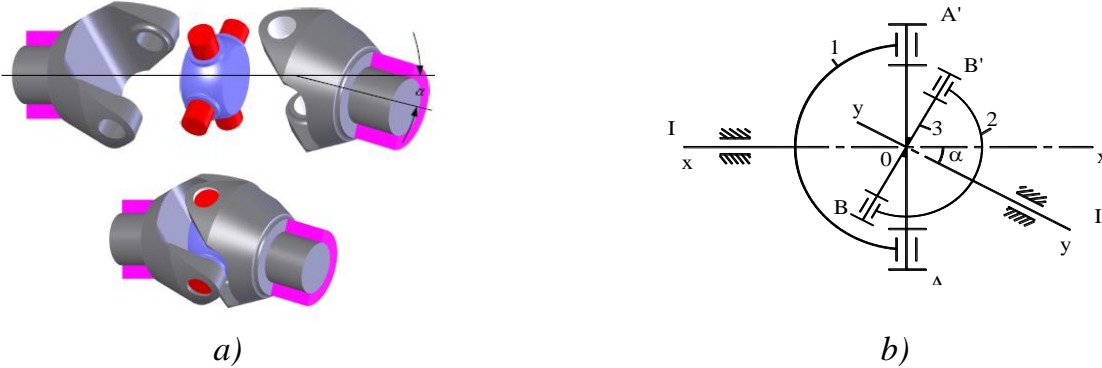
Chương 10: Một số cơ cấu khác

1. CƠ CẤU CÁC-ĐĂNG (Cardan, Universal Joint)

Cơ cấu các-đăng hay khớp nối trục các-đăng dùng để truyền chuyển động quay giữa 2 trục giao nhau một góc α không lớn lắm, nhưng có thể thay đổi được trong khi cơ cấu đang hoạt động.

1.1. Nguyên lý cấu tạo

- Hình 10-1a thể hiện cơ cấu thực, hình 10-1b là lược đồ động của cơ cấu các-đăng.



Hình 10-1: cơ cấu Cardan & lược đồ động

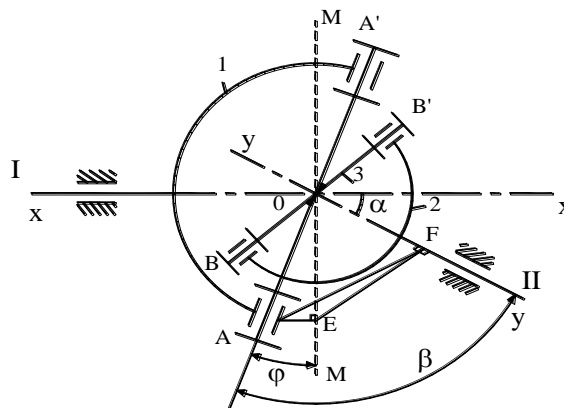
- Cơ cấu các-đăng gồm trục I và II có thể quay quanh tâm x-x, y-y giao nhau một góc α . Trục I mang chạc 1, trục II mang chạc 2. Hai chạc 1 và 2 cùng nối với khâu chữ thập 3 bằng hai khớp bản lề ở A-A' và B-B' với các điều kiện A-A' \perp x-x, B-B' \perp y-y, A-A' \perp B-B'; x-x và y-y giao nhau ở O cũng chính là điểm giao nhau giữa A-A' và B-B'. Các kích thước OA = OA' = OB = OB' = R.

1.2. Tỷ số truyền

- Trong quá trình chuyển động, quỹ đạo của A-A' là vòng tròn tâm O, bán kính R, nằm trong mặt phẳng vuông góc với x-x và đi qua tâm O. Tương tự, quỹ đạo của B-B' là vòng tròn tâm O, bán kính R, nằm trong mặt phẳng vuông góc với y-y và đi qua tâm O.

- Trong quá trình chuyển động, vị trí của A-A' thay đổi, được đặc trưng bằng thông số φ là góc giữa A-A' và M-M; trong đó M-M là giao tuyến của mặt phẳng chứa các đường tâm quay x-x, y-y và mặt phẳng chứa quỹ tích của A-A' (Hình 10-2).

$$\varphi = \text{AOM}$$



Hình 10-2: mô tả các thông số

- Tỷ số truyền được tính theo công thức sau:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{1 - \sin^2 \alpha \cdot \cos^2 \varphi}{\cos \alpha} \quad (10-1)$$

1. . Nhận xét:

+ Khi cơ cấu chuyển động, góc φ thay đổi từ 0 đến 2π ; $\cos^2 \varphi$ thay đổi từ 0 đến 1 nên tỉ số truyền i_{12} sẽ thay đổi từ $1/\cos \alpha$ đến $\cos \alpha$. Như vậy khi $\omega_1 = \text{const}$ thì ω_2 thay đổi từ $\omega_{2\min} = \omega_1 \cdot \cos \alpha$ đến $\omega_{2\max} = \omega_1 / \cos \alpha$.

+ Độ không đều của trục bị dẫn được đánh giá qua hệ số δ :

$$\delta = \frac{\omega_{2\max} - \omega_{2\min}}{\omega_1} = \text{tg} \alpha \cdot \sin \alpha \quad (10-2)$$

Rõ ràng góc giao nhau α giữa 2 trục càng lớn thì độ không đồng đều càng lớn, nghĩa là trục bị dẫn động càng bị dao động xoắn trong quá trình chuyển động dẫn đến khả năng bền của trục bị giảm nhiều. Đây là lý do góc giao nhau α trong cơ cấu các-đăng không được lớn.

1.3. Cơ cấu Các-đăng kép

(Tham khảo PL 10.1)

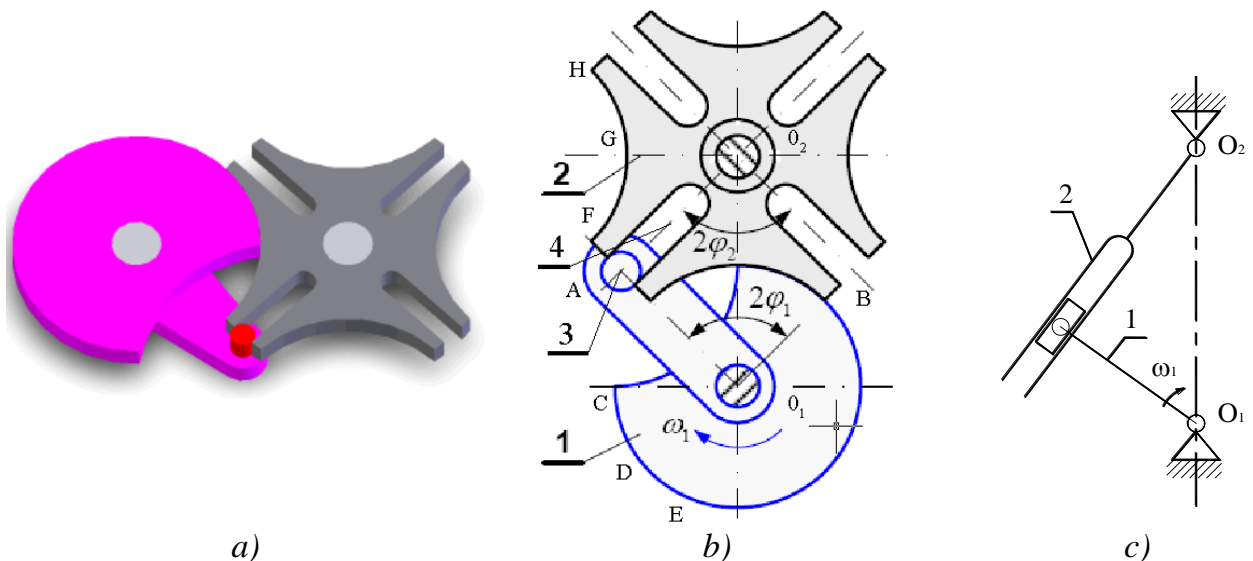
2. CƠ CẤU MAN (Malte, Geneva Mechanism)

Cơ cấu man là cơ cấu biến chuyển động quay liên tục thành chuyển động quay gián đoạn nhờ trên khâu dẫn có chốt và trên khâu bị dẫn có những rãnh tiếp xúc không liên tục với nhau.

Ví dụ ứng dụng: cơ cấu ăn dao của máy bào, cơ cấu thay ụ dao của máy tiện tự động, cơ cấu đưa phim của máy chiếu phim,...

2.1. Nguyên lý cấu tạo

Hình 10-5a và 10-5b thể hiện cơ cấu Man, trong đó khâu dẫn 1 mang chốt 3 quay quanh tâm O_1 ; khâu bị dẫn 2 là đĩa mang những rãnh 4 có thể quay quanh tâm O_2 . Khi khâu 1 quay liên tục, sẽ có lúc chốt 3 lọt vào rãnh 4 của đĩa 2 ở vị trí A và gạt đĩa này quay quanh O_2 một góc đến khi chốt ra khỏi rãnh ở vị trí B thì đĩa 2 sẽ ngừng quay nhờ cung tròn CDE trên đĩa 1 tiếp xúc với cung tròn FGH trên đĩa 2. Lúc này rãnh kế tiếp trên đĩa 2 ở vị trí chờ chốt trên đĩa 1 vào để truyền động và quá trình truyền động xảy ra liên tục.



Hình 10-5: cơ cấu Malte – các thông số - lược đồ động

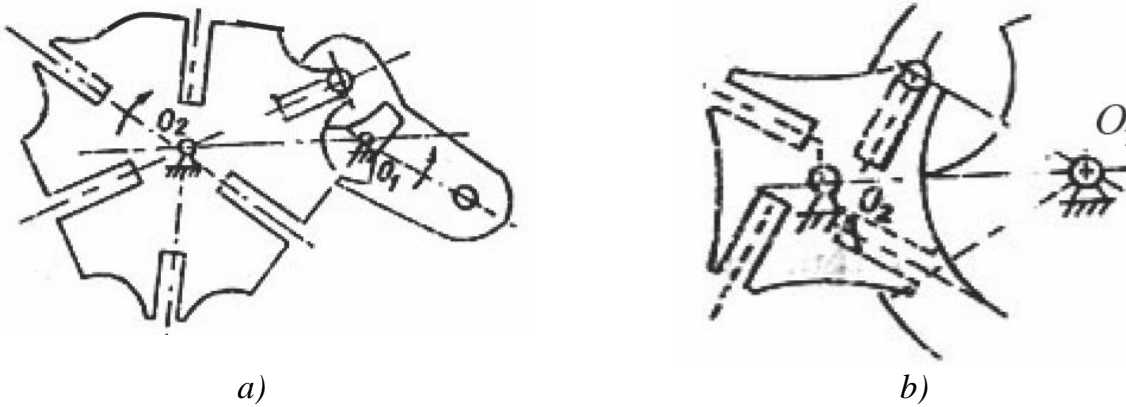
Số chốt trên đĩa 1 có thể bằng 1 hay lớn hơn 1. Số rãnh trên đĩa 2 thường là 4, 6, 8,...

Chú ý:

+ Để không xảy ra va đập khi chốt vào và ra khỏi rãnh, ở vị trí này chốt phải chuyển động theo phương của rãnh nghĩa là rãnh phải nằm theo phương tiếp tuyến quỹ đạo của chốt (H.10-5). Muốn vậy phải thỏa mãn:

$$O_2AO_1 = O_2BO_1$$

+ Các chốt và các rãnh trên cơ cấu Man có thể phân bố bất kỳ (khoảng cách từ tâm các chốt đến tâm O_2 có thể không bằng nhau như trên hình 10-6a, các rãnh của đĩa 2 có thể không hướng tâm như trên hình 10-6b), miễn là chúng phối hợp được với nhau.



Hình 10-6: sự phân bố các rãnh

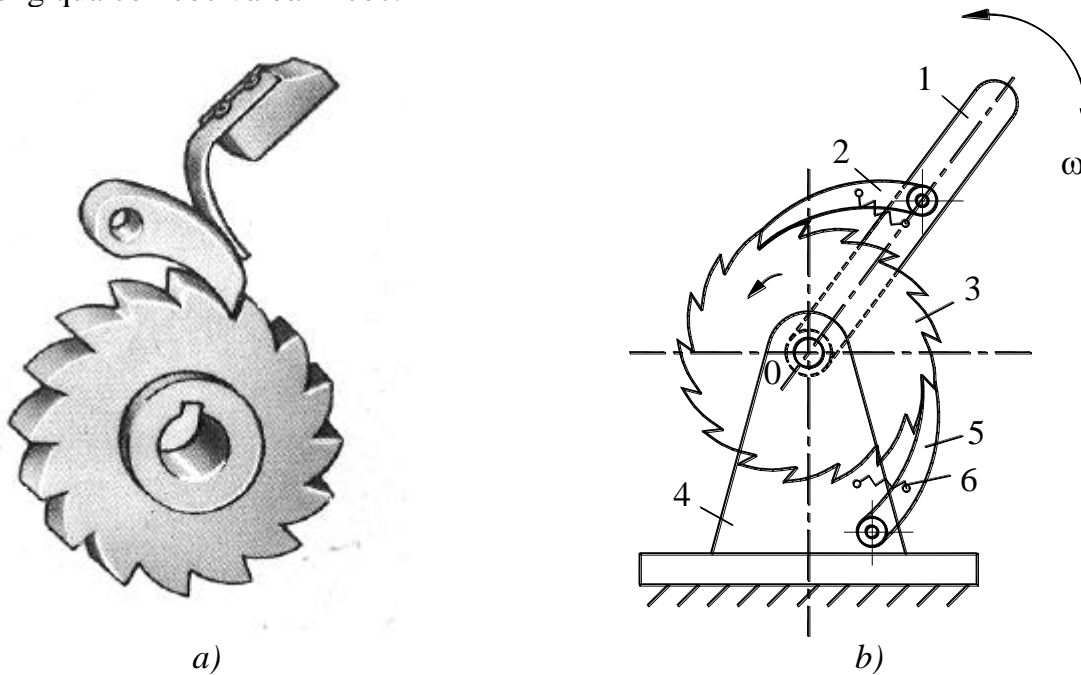
2.2. Số chốt và số rãnh trên cơ cấu Man

2.3. Động học cơ cấu Man

(Tham khảo PL 10.2)

3. CƠ CẤU BÁNH CỐC (Ratchet Mechanism)

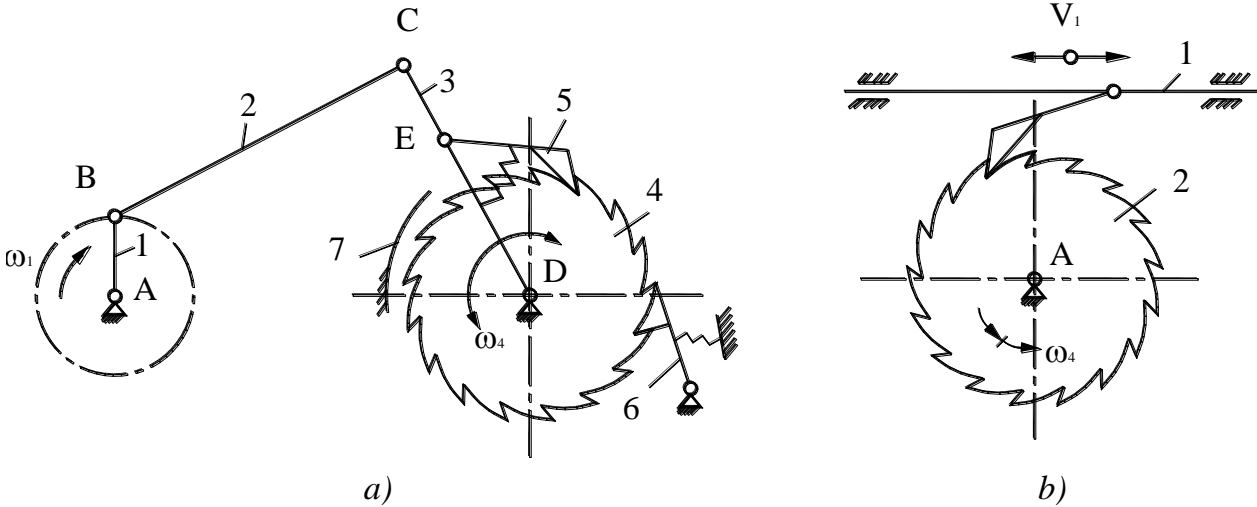
Cơ cấu bánh cóc là cơ cấu biến chuyển động qua lại thành chuyển động 1 chiều gián đoạn thông qua con cóc và bánh cóc.



Hình 10-8: mô tả cơ cấu bánh cóc

Hình 10-8b mô tả cơ cấu bánh cóc gồm: thanh lắc 1 lắc qua lại quanh tâm O, con cóc 2 có thể trượt trên răng của bánh cóc 3 khi chiều lắc cùng chiều kim đồng hồ và đẩy con cóc quay quanh tâm O khi chiều lắc ngược chiều kim đồng hồ. Như vậy bánh cóc chuyển động quay gián đoạn 1 chiều. Để hãm chuyển động của bánh cóc theo chiều ngược lại (khi không nhận truyền động của con cóc 2) ta dùng con cóc 5 được bắt trên giá 4 và được giữ bằng lò xo xoắn ốc 6.

Chuyển động qua lại có thể là chuyển động lắc quanh tâm bánh cóc (hoặc chuyển động tịnh tiến qua lại) nhận được từ cơ cấu 4 khâu bản lề ABCD (hình 10-9a) hoặc từ chuyển động tịnh tiến nhờ cơ cấu tay quay – con trượt (hình 10-9b) hoặc nhờ những cơ cấu khác.



Hình 10-9: các dạng thay đổi chuyển động

Một số dạng của cơ cấu bánh cóc:

(Tham khảo PL 10.3)

Phụ lục

Tài liệu tham khảo

- + Giáo trình Nguyên lý máy – Vương Thành Tiên – ĐH Nông Lâm Tp.HCM.
- + Giáo trình Nguyên lý máy – Đặng Thế Huy, Nguyễn Khắc Thường – NXB Nông nghiệp – 1982.
- + Giáo trình Nguyên lý máy – Lê Cung – ĐH Đà Nẵng – 2006.
- + Giáo trình Nguyên lý máy – Nguyễn Tấn Tiến – ĐH Bách Khoa Tp.HCM.
- + Giáo trình Cơ học máy – Lại Khắc Liễm – NXB Đại học Quốc gia Tp.HCM – 2001
- + Bài tập Nguyên lý máy – Tạ Ngọc Hải – NXB Khoa học & Kỹ thuật – 2003.
- + Nguyên lý máy – Đinh Gia Tường, Nguyễn Xuân Lạc, Trần Doãn Tiến – NXB ĐH & THCN – 1970.
- + Nguyên lý máy – Bùi Xuân Liêm – NXB Giáo dục.
- + Introduction to Mechanisms – Yi Zhang, Susan Finger, Stephannie Behrens – Carnegie Mellon University Press – 2006.
- + Kinematics and Dynamics of Machines – George H. Martin – McGraw-Hill – 1982.
- + Mechanism Design: Enumeration of Kinematic Structures According to Function – Frank Kreith – CRC Press – 2001.
- + Machinery's Handbook 26th edition – Erik Oberg, Franklin D. Jones, Holbrook L. Horton, and Henry H. Ryffel – Inductriak Press – 2000.