



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



BÀI GIẢNG
CƠ KỸ THUẬT
(Mã số: TotNghiep-3TC - Lưu hành nội bộ)

Biên soạn: Vương thành Tiên

Tp. HCM 2013

MỤC LỤC

Chương 1: MA SÁT trong kỹ thuật cơ khí	3
1. GIỚI THIỆU	3
2. MA SÁT TRONG KHỚP TÍNH TIẾN	5
3. MA SÁT TRONG KHỚP QUAY	14
4. MA SÁT LĂN TRONG KHỚP LOẠI 4	22
5. HIỆU SUẤT.....	23
Chương 2: CÂN BẰNG MÁY	28
1. MỤC ĐÍCH và NỘI DUNG của CÂN BẰNG MÁY.....	28
2. CÂN BẰNG KHẤU QUAY:.....	28
3. CÂN BẰNG CƠ CẤU:.....	34
Chương 3: CƠ CẤU PHẪNG TOÀN KHỚP THẤP	36
1. ĐẠI CƯƠNG	36
2. CÁC BIẾN THỂ TRONG CƠ CẤU BỐN KHẤU BẢN LỀ	36
3. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU 4 KHẤU BẢN LỀ	38
4. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG HỌC CỦA CÁC BIẾN THỂ THƯỜNG GẶP	41
5. GÓC ÁP LỰC.....	43
6. MỘT SỐ ỨNG DỤNG CỦA CƠ CẤU NHIỀU THANH	44
Chương 4: CƠ CẤU BÁNH RĂNG.....	47
1. ĐẠI CƯƠNG VỀ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG	47
2. CÁC THÔNG SỐ HÌNH HỌC CƠ BẢN CỦA BÁNH RĂNG THÂN KHAI TIÊU CHUẨN	50
3. ĐƯỜNG ẪN KHỚP – CUNG ẪN KHỚP – HỆ SỐ TRÙNG KHỚP	51
4. SỰ TRƯỢT CỦA CÁC RĂNG.....	53
5. NHỮNG PHƯƠNG PHÁP CƠ BẢN CHẾ TẠO BÁNH RĂNG THÂN KHAI.	54
6. BÁNH RĂNG TRỤ TRÒN RĂNG NGHIÊNG	59
7. PHÂN TÍCH LỰC TRÊN BÁNH RĂNG TRỤ TRÒN	63
TÀI LIỆU THAM KHẢO	65

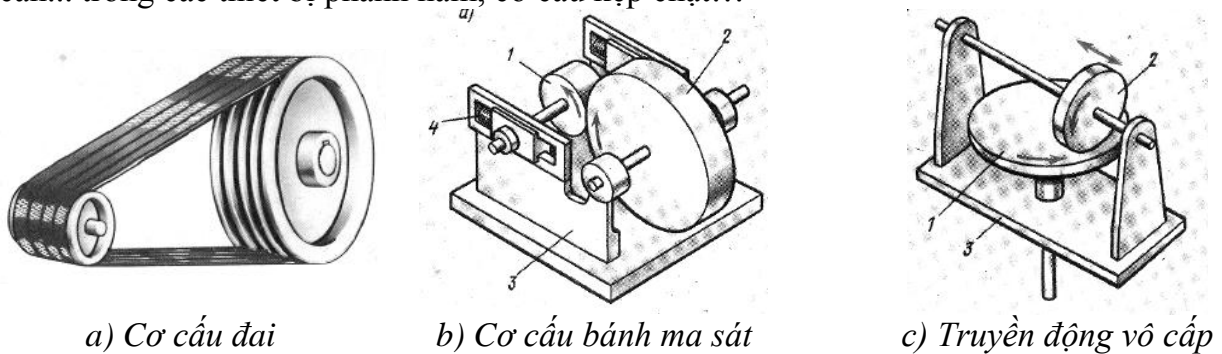
Chương 1: MA SÁT trong kỹ thuật cơ khí

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...



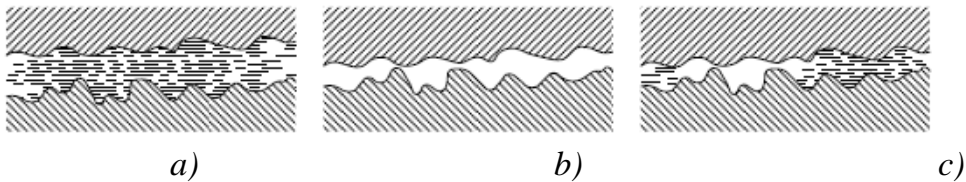
Hình 1-1: Một số ứng dụng có ích của lực ma sát

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 1-2: tiếp xúc giữa 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.

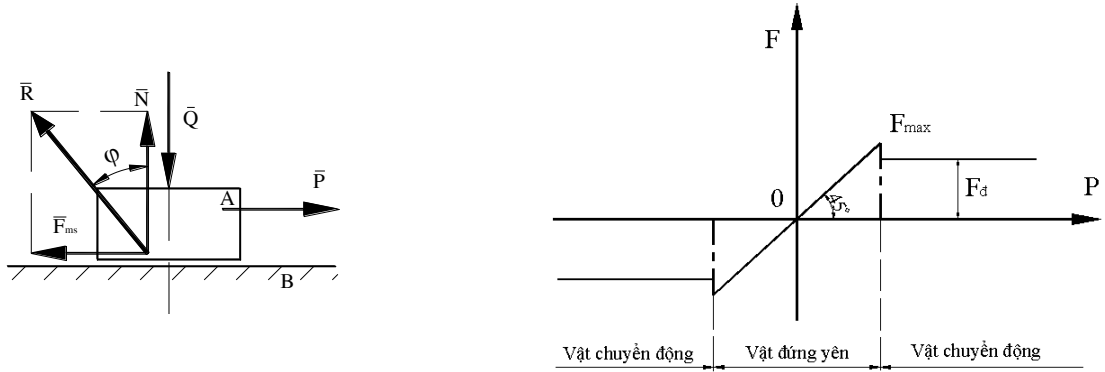
+ Ma sát lăn: xuất hiện giữa hai mặt tiếp xúc có chuyển động tương đối với nhau, nhưng trong chuyển động này, vận tốc của chúng tại các điểm tiếp xúc bằng nhau.



Hình 1-3: chuyển động tương đối giữa 2 bề mặt
+ 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.1-4).



a) phân tích lực

b) ma sát động-ma sát tĩnh

Hình 1-4: mô tả ma sát trượt

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 1-4b.

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.

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

$$\Rightarrow F = f.N$$

$$(1-1)$$

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:

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

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 \bar{P} tạo với phương pháp tuyến một góc α (Hình 1-5).

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

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

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

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

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

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

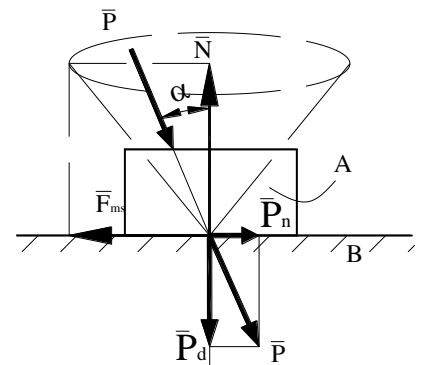
$$\alpha < \varphi \Rightarrow \operatorname{tg}\alpha < \operatorname{tg}\varphi \Rightarrow \sin\alpha/\cos\alpha < f \Rightarrow P \cdot \sin\alpha < f \cdot P \cdot \cos\alpha \Rightarrow P_n < F.$$

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

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

- Nếu lực \bar{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 \bar{P} nằm trong hình nón ma sát, sẽ là hiện tượng tự hãm.



Hình 1-5:

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:

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

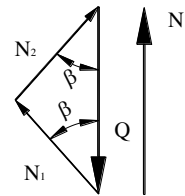
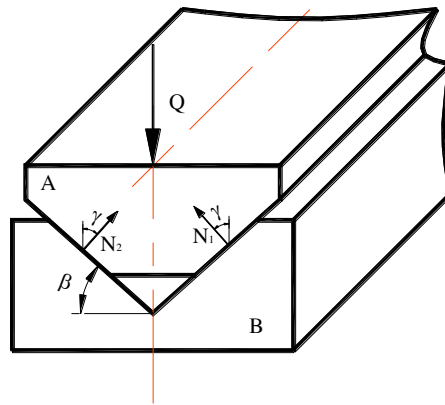
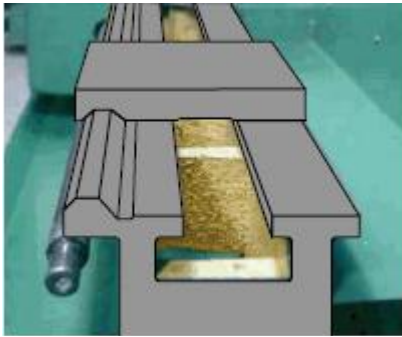
$$\Rightarrow F = f.N_1 + f.N_2 = f(N_1 + N_2)$$

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

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

$$f' = \frac{f}{\cos\beta} = \operatorname{tg}\varphi' \quad (1-2)$$

Góc φ' gọi là góc ma sát thay thế.

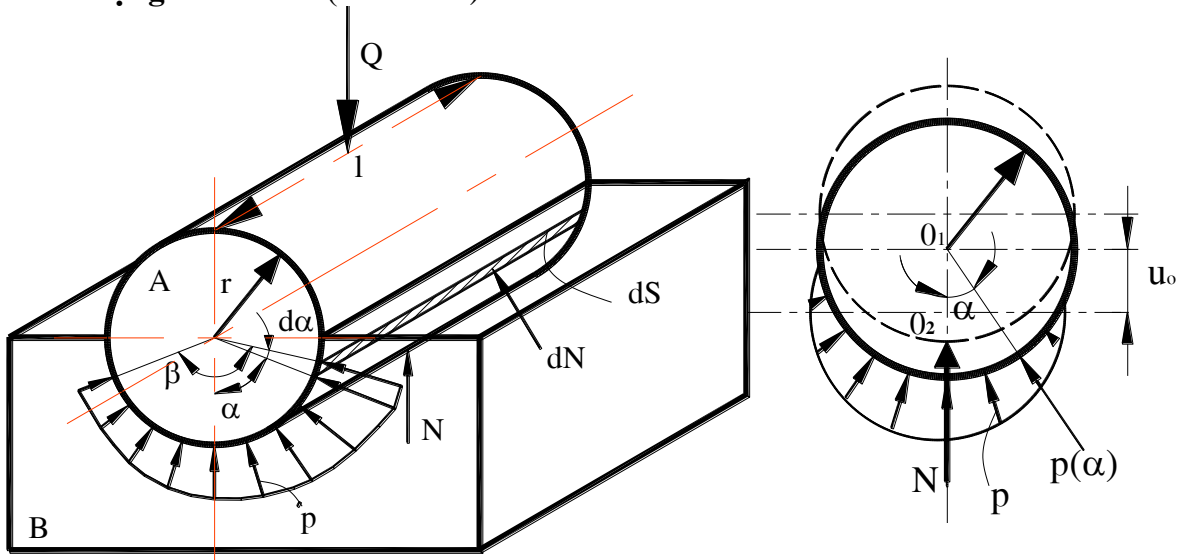


a) khớp tịnh tiến rãnh tam giác

b) lực trên khớp dạng rãnh

Hình 1-6: ma sát trong rãnh tam giác

2.3. Dạng rãnh tròn (hình 1-7a)



a) khớp tịnh tiến dạng tròn

b) lực trên khớp dạng tròn

Hình 1-7: ma sát trong rãnh tròn

❖ Vật A chịu tải trọng \bar{Q} vuông góc với phương trượt. Áp suất do rãnh B tác dụng lên A phân bố trên phần cung chắn bởi góc β . Nếu xét một diện tích vô cùng bé dS ($dS = l.r.d\alpha$).

Gọi $p(\alpha)$ là áp suất trung bình trên diện tích phân bố đó

$$\Rightarrow dN = p(\alpha).dS$$

Lực ma sát xác định bằng công thức:

$$F = \int_{\beta} dF = \int_{\beta} l.r.p(\alpha).d\alpha \quad (1-3)$$

$$\text{Phản lực } N = \int_{\beta} dN.\cos\alpha = \int_{\beta} l.r.p(\alpha).\cos\alpha.d\alpha \quad (1-4)$$

$$\text{Đặt } f' = \frac{F}{N} = f. \frac{\int_{\beta} l.r.p(\alpha).d\alpha}{\int_{\phi} l.r.p(\alpha).\cos\alpha.d\alpha} = \lambda.f$$

f' là hệ số ma sát tương đương, phụ thuộc vào quy luật phân bố áp suất $p(\alpha)$.

λ gọi là hệ số phân bố áp suất,

$$\lambda = \frac{\int_{\beta} l.r.p(\alpha).d\alpha}{\int_{\phi} l.r.p(\alpha).\cos\alpha.d\alpha} \quad (1-5)$$

Và $\text{tg}\varphi' = f'$; φ' gọi là góc ma sát thay thế.

❖ Các quy luật phân bố áp suất thường gặp:

+ Trong các khớp tịnh tiến mới, áp suất thường được coi là phân bố đều $p(\alpha) = p$; lúc này $\beta = 180^\circ$. Thay $p(\alpha)$ vào công thức (1-5) với tích phân cận từ $-\pi/2 \rightarrow \pi/2$

$$\Rightarrow \lambda = \pi/2.$$

+ Nếu trục A cứng, lót ổ B mềm, sau khi chạy mòn, thì quy luật phân bố áp suất được thể hiện ở hình 1-7b. Lúc này $p(\alpha) = p_0.\cos\alpha$, trong đó áp suất lớn nhất p_0 ứng với độ mòn hướng tâm lớn nhất ở chỗ tác dụng của lực \bar{N} . Thay $p(\alpha)$ vào công thức (1-5) với tích phân cận từ $-\pi/2 \rightarrow \pi/2$

$$\Rightarrow \lambda = \pi/4.$$

Ta có thể tính p_0 bằng cách thay $p(\alpha) = p_0.\cos\alpha$ vào công thức (1-4):

$$\Rightarrow p_0 = \frac{2N}{\pi.r.l} = \frac{2Q}{\pi.r.l} \quad (1-6)$$

2.4. Một ứng dụng của lực ma sát – Truyền động đai (bộ truyền đai)

Nguyên lý: Chuyển động được truyền từ bánh 1 sang bánh 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 F_0 giữa 2 nhánh đai.

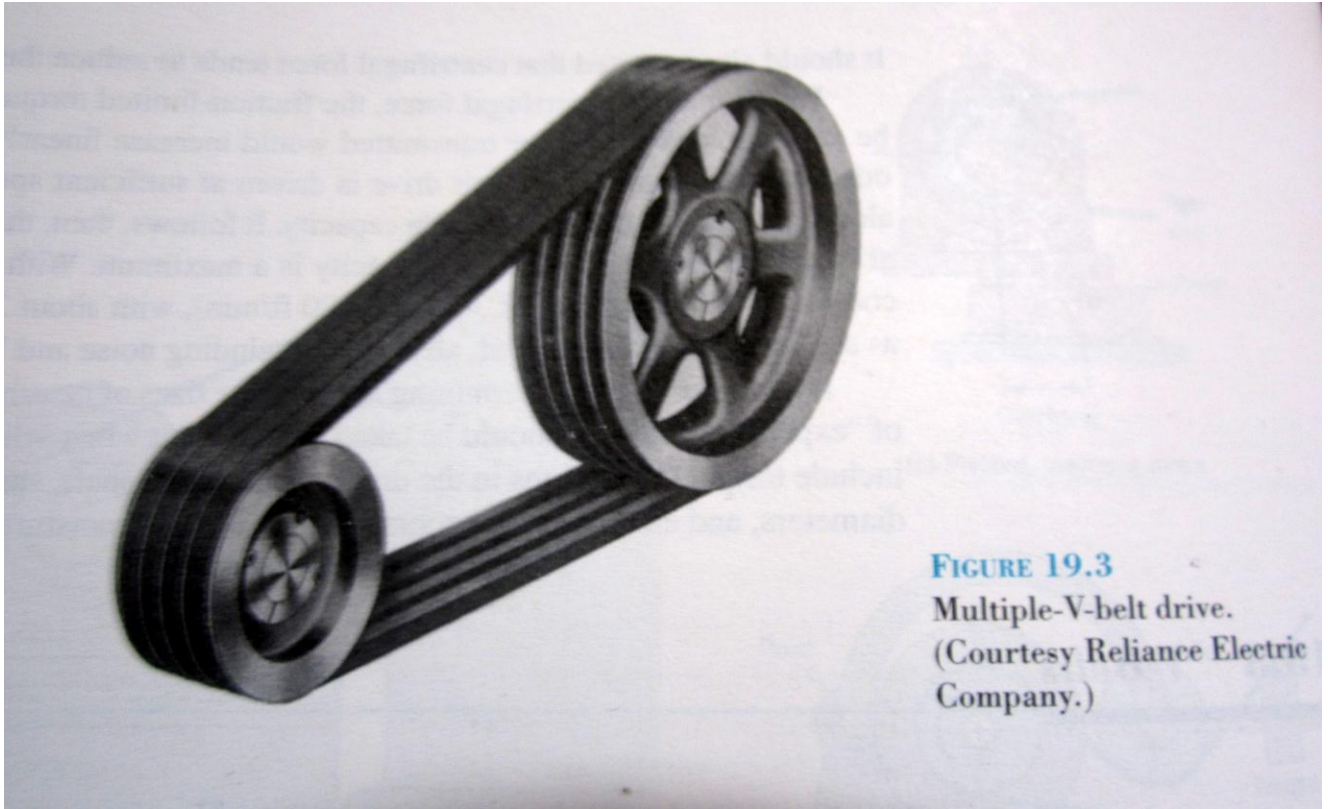
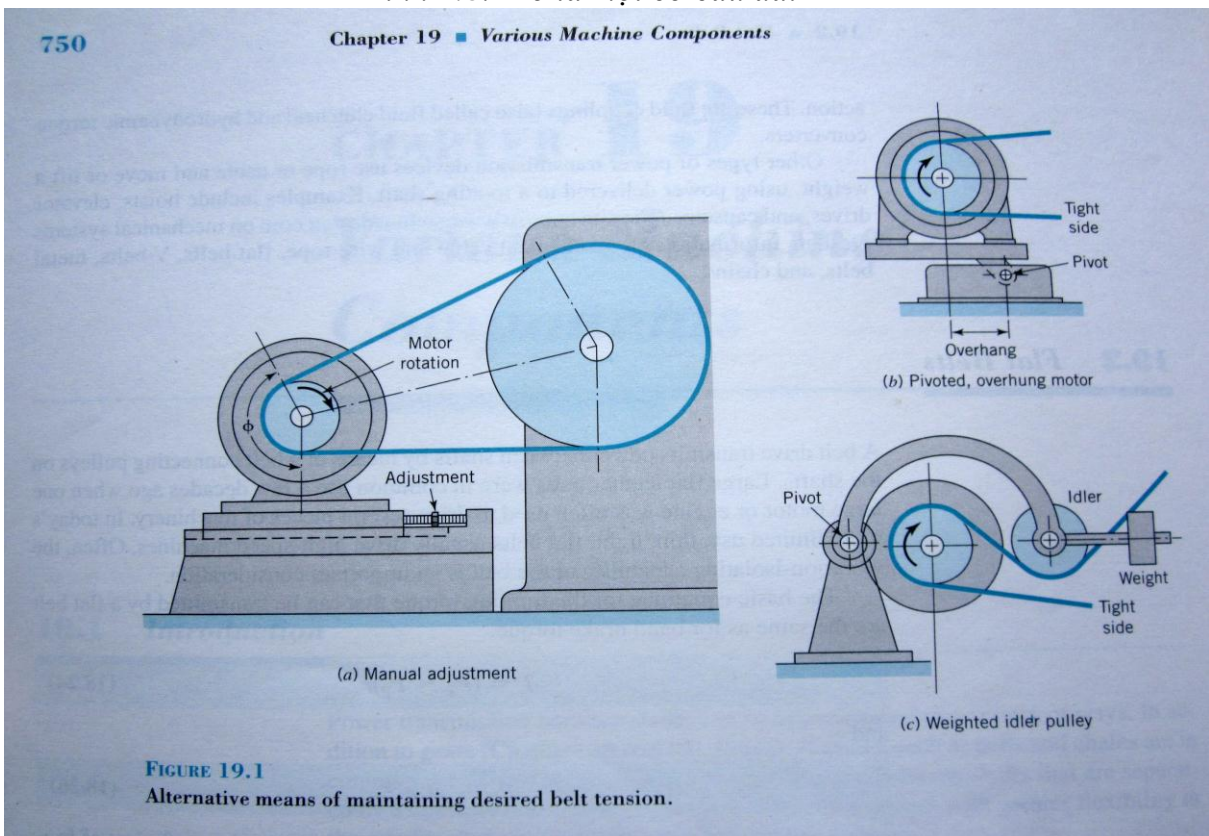


FIGURE 19.3
Multiple-V-belt drive.
(Courtesy Reliance Electric
Company.)

Hình 1.8: Mô tả một cơ cấu đai



Hình 1.9: Những cách khác nhau để tạo ra & duy trì lực căng đai

- Ma sát sinh ra giữa hai bề mặt xác định theo công thức: $F_{ms} = f \cdot N$

Như vậy, để có lực ma sát thì cần thiết phải có áp lực pháp tuyến. Trong bộ truyền đai, để tạo lực pháp tuyến thì phải tạo lực căng đai ban đầu, ký hiệu là F_0 . Một vài cách để duy trì lực căng đai cần thiết, được mô tả trong hình sau:

Phân loại

Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

Ưu điểm:

Nhược điểm

Thông số hình học bộ truyền đai:

- Thông số hình học chủ yếu: a : khoảng cách trục; Φ : góc ôm bánh đai nhỏ (bánh dẫn); $d_{1,2}$: đường kính bánh đai; L : chiều dài đai. Tất cả được mô tả trong hình 19.1a.

- Quan hệ giữa các thông số hình học:

* Góc ôm lấy gần đúng

$$\Phi = 180^\circ - 57(d_2 - d_1) / a \tag{1-7}$$

- Chiều dài đai được xác định theo công thức:

$$L = 2a + \pi \left(\frac{d_1 + d_2}{2} \right) + \frac{(d_1 - d_2)^2}{4a} \tag{1-8}$$

- Chiều dài đai được chọn lại theo tiêu chuẩn. Sau đó tính lại khoảng cách trục a :

$$a = \frac{k + \sqrt{k^2 - 8\Delta^2}}{4} \tag{1-9}$$

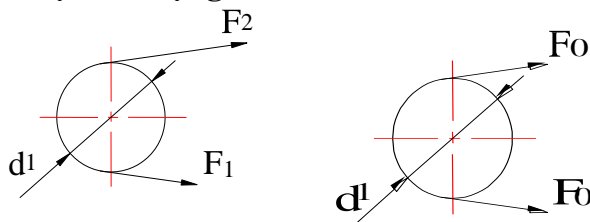
$$k = L - \pi(d_1 + d_2) / 2$$

trong đó:

$$\Delta = (d_2 - d_1) / 2$$

Lực tác dụng lên bộ truyền đai

a. Lực tác dụng lên đai



Hình 1.10: lực tác dụng lên đai

- Gọi F_0 là lực căng ban đầu; F_1 là lực căng trên nhánh căng và F_2 là lực căng trên nhánh chùng khi bộ truyền chịu tải.

- Điều kiện cân bằng lực:

$$F_1 - F_2 = F_t \tag{1-10}$$

F_t gọi là lực vòng hay tải trọng có ích

Mô-men (giới hạn) có thể truyền trên đai là:

$$T = (F_1 - F_2) \cdot (d_1 / 2)$$

Giả sử chiều dài L không thay đổi khi chịu tải trọng nên độ co và giãn trên hai nhánh bằng nhau.

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \Delta F \\ F_2 &= F_0 - \Delta F \\ \Rightarrow F_2 + F_1 &= 2F_0 \end{aligned} \quad (1-11)$$

từ (1-10) và (1-11):

$$\begin{aligned} F_1 &= F_0 + \frac{F_t}{2} \\ F_2 &= F_0 - \frac{F_t}{2} \end{aligned}$$

Mối quan hệ giữa F_1 và F_2 : (công thức Euler)

$$F_1 = F_2 e^{f\Phi} \quad (1-12)$$

Từ các công thức trên, ta có:

$$\begin{aligned} F_1 &= F_t e^{f\Phi} / (e^{f\Phi} - 1) \\ F_2 &= F_t / (e^{f\Phi} - 1) \\ F_0 &= F_t (e^{f\Phi} + 1) / 2(e^{f\Phi} - 1) \end{aligned} \quad (1-13)$$

Suy ra: $F_t = 2F_0 (e^{f\Phi} - 1) / (e^{f\Phi} + 1)$.

Như vậy, nếu tăng góc ôm Φ và hệ số ma sát f lên thì sẽ tăng khả năng tải của bộ truyền.

- Khi đai chuyển động trên bánh đai, mỗi phần tử đai chịu lực ly tâm, lực ly tâm tạo nên lực căng phụ F_v trên đai:

$$F_v = \rho A v^2 = q_m v^2 \quad (1-14)$$

q_m – khối lượng trên 1m dây đai, kg/m

- Phương trình Euler có kể đến lực căng phụ

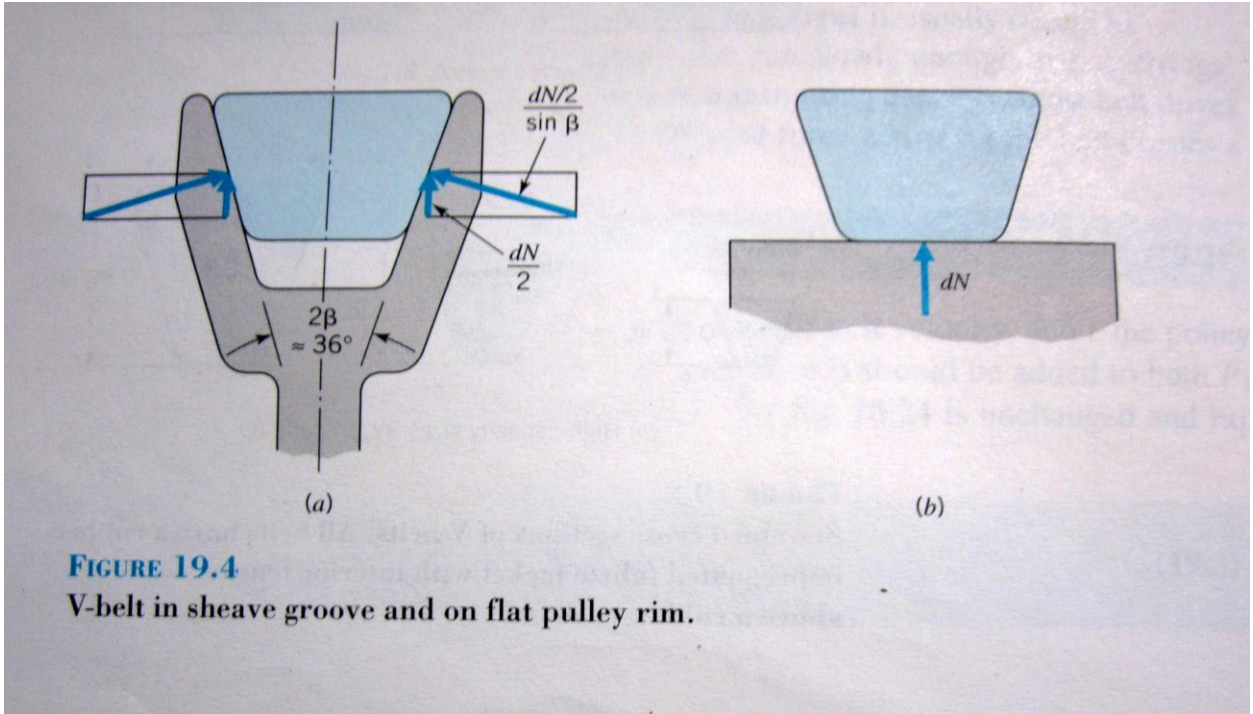
$$\frac{F_1 - F_v}{F_2 - F_v} = e^{f\Phi} \quad (1-15)$$

- Đối với đai hình thang (như hình 1.11)

Phương trình Euler là:

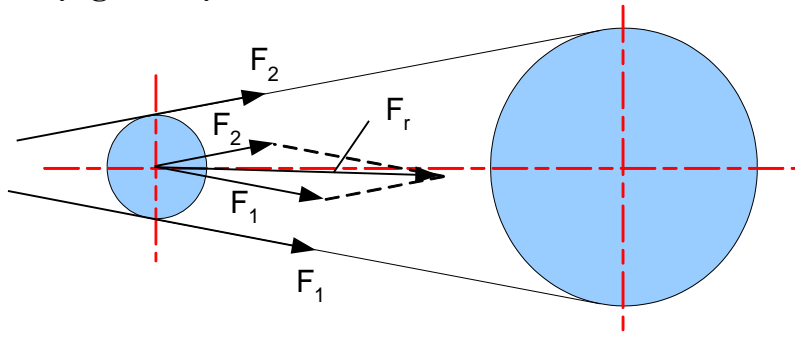
$$\frac{F_1 - F_v}{F_2 - F_v} = e^{f'\Phi} \quad (1-16)$$

Trong đó, $f' = f/\sin\beta$, với β là góc chêm của đai hình thang, mô tả trong hình vẽ.



Hình 1.11: Mô tả sự tiếp xúc của một cơ cấu đai hình thang

b. Lực tác dụng lên trục và ổ



Hình 1.12: lực tác dụng lên trục

Lực tác dụng lên trục:

$$F_r \approx 2F_0 \sin\left(\frac{\Phi}{2}\right) \quad (1.17)$$

Cấu tạo của đai & Bánh đai

Hiện tượng trượt trong bộ truyền đai

Bao gồm: trượt hình học, trượt đàn hồi, trượt trơn

- **Trượt hình học**: xảy ra khi bộ truyền chưa làm việc, dưới tác dụng của tải trọng F_0 , đai bị giãn \rightarrow hiện tượng trượt trơn

- **Trượt đàn hồi**: do lực F_1 trên nhánh căng $>$ F_2 trên nhánh chùng, nên độ biến dạng đai λ_1 khi vào đai sẽ $>$ độ biến dạng đai khi ra đai. Do đó, khi đai vào tiếp xúc với bánh dẫn đai sẽ bị co lại gây nên hiện tượng trượt đàn hồi

Trên bánh bị dẫn xảy ra hiện tượng trượt đàn hồi khi ra đai.

- **Trượt trơn**: xảy ra khi moment truyền lớn hơn moment ma sát

Đường cong trượt và hiệu suất của bộ truyền đai
Vận tốc và tỉ số truyền

- Vận tốc vòng trên các bánh đai:

+ Trên bánh dẫn: $v_1 = \pi d_1 n_1 / 60000$

+ Trên bánh bị dẫn: $v_2 = \pi d_2 n_2 / 60000$

(1-18)

- Giữa vận tốc vòng hai bánh đai có sự liên hệ:

$$\xi = (v_1 - v_2) / v_1 = 1 - \frac{v_2}{v_1} = 1 - \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1}$$

$$v_2 = v_1 (1 - \xi)$$

(1-19)

với: ξ - hệ số trượt tương đối. $\xi = 0,01 \dots 0,02$

- Tỉ số truyền của bộ truyền đai:

$$u = \frac{d_2}{d_1 (1 - \xi)} \approx \frac{d_2}{d_1}$$

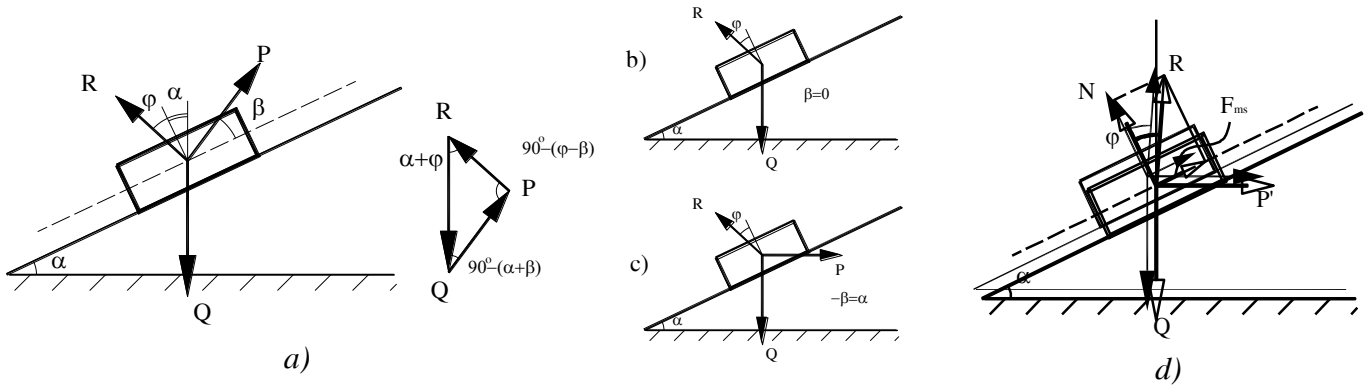
(1-20)

Tính toán thiết kế bộ truyền đai

(Tham khảo Tập 1, tài liệu [2], trang 50 – 76)

2.5. Ma sát trên mặt phẳng nghiêng

- Xét vật chuyển động đều lên trên nhờ lực đẩy P (h 1.13)



Hình 1.13: phân tích lực đối với chuyển động tịnh tiến trên mặt phẳng nghiêng
 Từ họa đồ lực (h 1.13b) vẽ cho vật chuyển động đều:

$$\Rightarrow \frac{P}{Q} = \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\sin[90^\circ - (\varphi - \beta)]}$$

$$\Rightarrow P = Q \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos(\beta - \varphi)}$$

* Nếu P // mặt phẳng nghiêng (h1.13c)

$$\beta = 0 \Rightarrow P = Q \cdot \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\cos \varphi}$$

* Nếu P có phương nằm ngang (h1.13d)

$$\beta = -\alpha \Rightarrow P = Q \cdot \text{tg}(\alpha + \varphi)$$

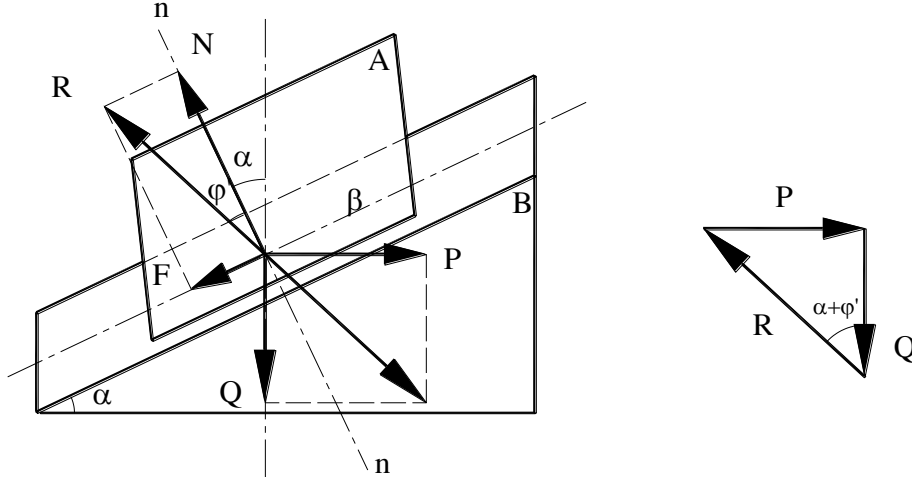
- Nếu lực P' được dùng để giữ cho vật không bị tụt dốc

$$\Rightarrow (\bar{R}, \bar{N}) = -\varphi$$

Trong các công thức trên φ sẽ đổi dấu.

$$\Rightarrow \text{khi } P' \text{ có phương nằm ngang} \Rightarrow P' = Q.tg(\alpha - \varphi)$$

Khi xét ma sát trên **dạng rãnh nghiêng** (h1.14)



Hình 1.14: phân tích lực trên rãnh nghiêng

+ Nếu vật có xu hướng chuyển động lên trên thì:

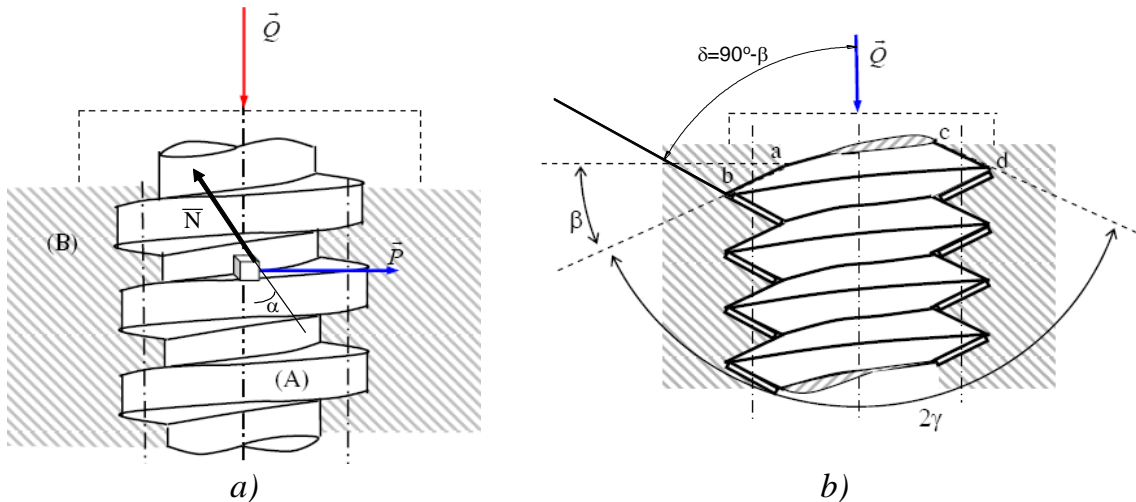
$$P = Q.tg(\alpha + \varphi') \quad (1.21)$$

+ Nếu vật có xu hướng chuyển động xuống dưới thì:

$$P = Q.tg(\alpha - \varphi') \quad (1.22)$$

Trong đó: φ' là góc ma sát thay thế ở dạng rãnh.

2.6. Ma sát trong khớp ren vít



Hình 1.15: mô phỏng đai ốc trong khớp vít & vật nặng trên mặt phẳng nghiêng

+ Có thể xem mặt vít như 1 trường hợp riêng của mặt phẳng nghiêng cuốn trên mặt trụ. Khai triển mặt trụ, ta sẽ có 1 đường thẳng nghiêng thay cho đường xoắn ốc. Đai ốc chịu lực thẳng đứng \bar{Q} sẽ dịch chuyển lên dốc dưới tác dụng của lực ngang \bar{P} .

+ Lực \bar{P} cần thiết để vận chuyển đai ốc được tính theo (1.21), với $(\alpha + \varphi') < 90^\circ$.

Đối với ren tam giác hay ren hình thang thì φ' được tính theo: $\text{tg}\varphi' = f/\cos\beta$. Lực \bar{P} cần thiết sẽ lớn hơn so với khi dùng ren vuông hay ren hình chữ nhật ($\beta = 0 \Rightarrow \varphi' = \varphi$). Vì thế trong các chi tiết truyền động (vít-me, vít kích) thường là ren vuông.

+ Đai ốc khi làm việc có thể bị tháo lỏng, để tránh hiện tượng này, theo (1-22):

$$P' \geq Q \cdot \text{tg}(\alpha - \varphi') \quad \text{hoặc} \quad (\alpha - \varphi') \leq 0 \quad (\text{hiện tượng tự hãm})$$

Vì thế trong các chi tiết ghép (bu lông – đai ốc) nên dùng ren bước ngắn, ren tam giác hay ren hình thang có β càng lớn càng tốt.

MỐI GHÉP REN

(Sinh viên tự ôn phần lý thuyết từ file “*Moi_ghep_ren.pdf*” và giải tất cả những bài tập, file “*Bai_tap_chuong_moi_ghep_ren.pdf*”; Bài giảng chi tiết máy-Bùi Trọng Hiếu)

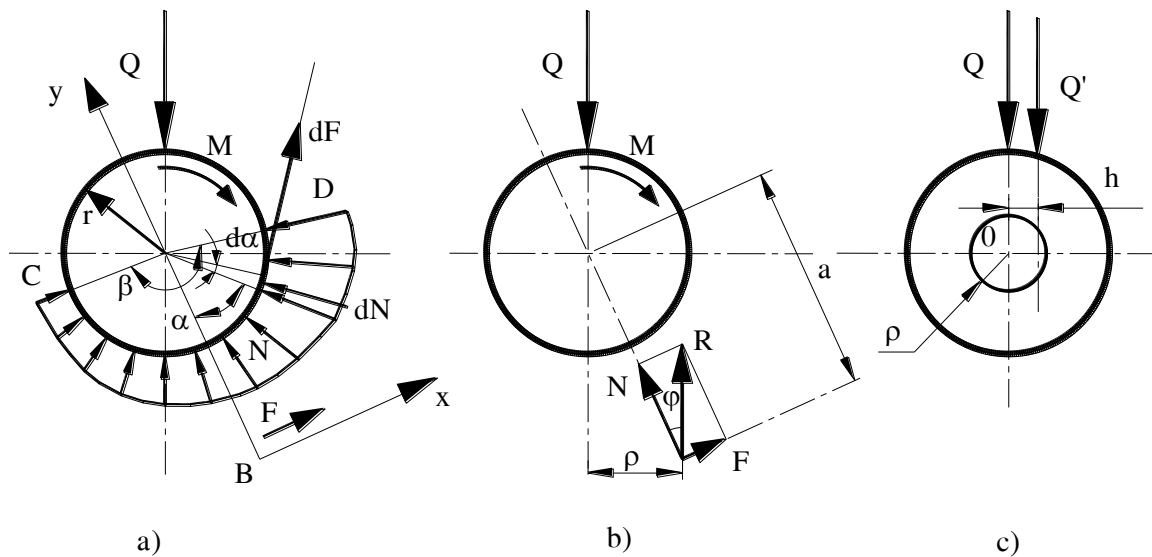
3. MA SÁT TRONG KHỚP QUAY

Trong các cơ cấu thường gặp, khớp quay là chỗ tiếp xúc giữa chốt và bản lề, hoặc ngỗng trục và lót ổ – Trước tiên ta xem ma sát trong khớp quay là **ma sát trượt khô**.

MA SÁT KHÔ

3.1. Phân tích lực tác động trong khớp quay

Xét trường hợp tổng quát, trục và ngỗng trục tiếp xúc trên 1 cung ôm $CD = \beta$. Trục quay đều dưới tải trọng \bar{Q} (tác động qua tâm O) và mô men \bar{M} (h1-16a).



Hình 1-16: ma sát trong khớp quay

❖ Xét phản lực \bar{N} : áp suất phân bố theo 1 quy luật $p(\alpha)$ nào đó trên cung ô-m. Các áp suất qua tâm. Nên \bar{N} cũng sẽ qua tâm O.

+ Phương của \bar{N} được xác định sao cho $\int dN \sin \alpha = 0$.

+ Giá trị \bar{N} xác định theo: $N = \int_{\beta} dN \cdot \cos \alpha$

$$\text{Với: } dN = p(\alpha) \cdot l \cdot r \cdot d\alpha \quad (1-23)$$

Trog đó: l: chiều dài ngỗng trục, r: bán kính trục, $d\alpha$: góc chắn cung ds.

❖ Xét lực ma sát: $F = \int_{\beta} f \cdot dN \cdot \cos \alpha = f \cdot N$, theo phương x.

❖ Phản lực toàn phần (H.4-11b):

$$\bar{R} = \bar{N} + \bar{F}$$

Từ điều kiện cân bằng lực $\Rightarrow \bar{R} = -\bar{Q}$ và $\text{tg} \varphi = f = F/N$

$$R = Q = \sqrt{N^2 + F^2} = \sqrt{N^2 + f^2 \cdot N^2} = N \cdot \sqrt{1 + f^2}$$

$$\Rightarrow N = Q / \sqrt{1 + f^2} \quad (1-24)$$

Nhận xét:

+ \bar{N} chỉ phụ thuộc vào Q và f, không phụ thuộc vào mô men M và quy luật phân bố áp suất.

+ \bar{N} lệch với tải trọng \bar{Q} một góc bằng góc ma sát.

❖ Mô men ma sát:

Từ điều kiện quay đều, nên mômen M phải cân bằng với mômen ma sát $M_{ms} (= F \cdot a)$.

$$\Rightarrow M_{ms} = F \cdot a = R \cdot \rho = Q \cdot \rho$$

Trong đó $F = f \cdot N = f \cdot Q / \sqrt{1 + f^2} = f^* \cdot Q$; với $f^* = \frac{f}{\sqrt{1 + f^2}}$ là hệ số ma sát

thay thế.

Cánh tay đòn a được tính như sau, vì \bar{F} là hợp của tất cả các lực ma sát của các phần tử có diện tích dS nên:

$$F \cdot a = \int_{\beta} r \cdot dF = r \cdot \int_{\beta} f \cdot dN; \quad \text{vì } F = f \cdot N \Rightarrow a = (r \cdot \int_{\beta} dN) / N.$$

Thay N và dN đã tính ở phần rãnh tròn, ta có

$$a = \frac{\int p(\alpha) d\alpha}{\int p(\alpha) \cdot \cos \alpha \cdot d\alpha} \dots r = \lambda \cdot r \quad (1-25)$$

Với λ : hệ số phân bố áp suất.

$$\Rightarrow M_{ms} = F \cdot a = Q \cdot f^* \cdot \lambda \cdot r \quad (1-26)$$

❖ Vòng tròn ma sát: vòng tròn tâm O, bán kính ρ được gọi là vòng tròn ma sát.

Giả sử ngoại lực \bar{Q} tác động lên trục, cách trục đối xứng 1 đoạn bằng h, chuyển \bar{Q} về mặt phẳng đối xứng, được \bar{Q} và mô men $Q \cdot h$. Mô men này làm quay trục (H.4-11c). Xét 3 trường hợp sau:

- Lực \bar{Q} ' cắt vòng tròn ma sát

Ta có:

$$h < \rho \Rightarrow Q.h < Q.\rho;$$

Với
$$\rho = a.\sin\varphi = a.\frac{\text{tg}\varphi}{\sqrt{1+\text{tg}^2\varphi}} = a.f' = \lambda.r.f'$$

$\Leftrightarrow Q.\rho = Q.f'.\lambda.r$: đây chính là mô men của lực ma sát.

Nghĩa là khi \bar{Q} ' cắt vòng tròn ma sát thì $Q.h < M_{ms}$, trục đứng yên

Khi \bar{Q} ' tăng thì M_{ms} cũng tăng theo, bất đẳng thức trên vẫn không thay đổi, trục vẫn đứng yên, dù lực \bar{Q} ' lớn bao nhiêu tùy ý. Đó là hiện tượng tự hãm trong khớp quay.

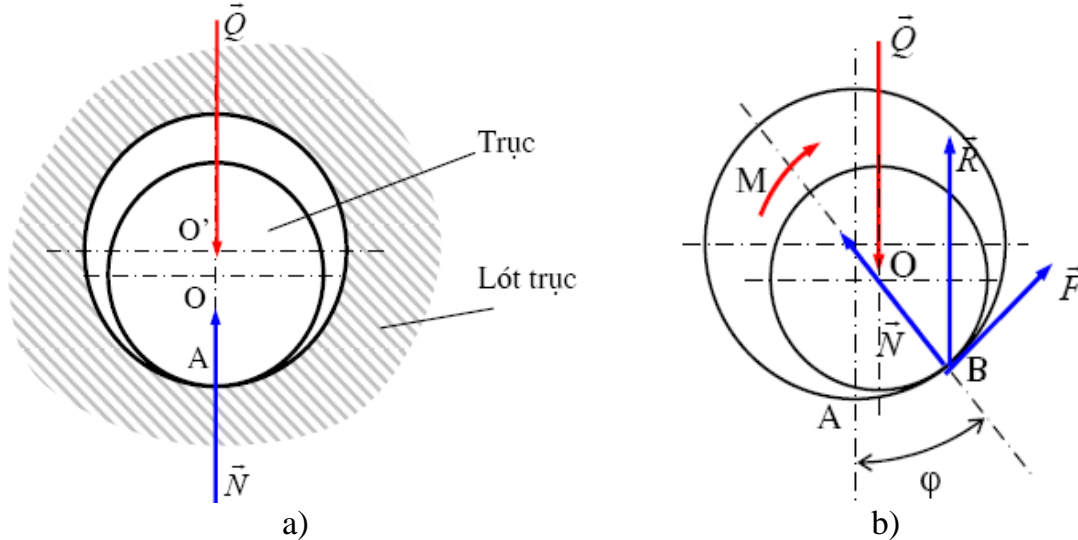
- Lực \bar{Q} ' tiếp xúc với vòng ma sát: $h = \rho$
 $\Leftrightarrow Qh = M_{ms}$: trục có thể quay đều được.
- Lực \bar{Q} ' không cắt vòng ma sát: trục sẽ quay nhanh dần.

Ý nghĩa: khi thiết kế tay quay trục máy, bán kính tay quay phải lớn hơn bán kính vòng ma sát.

3.2. Ma sát ở ổ đỡ

Ứng dụng các công thức trên để tính M_{ms} và bán kính vòng tròn ma sát của các loại khớp quay thường gặp trong thực tế.

a) Khớp quay hở



Hình 1-17

- Đặc điểm: bán kính trục nhỏ hơn bán kính ổ, khi quay, trục và ổ tiếp xúc theo 1 đường sinh, trên mặt cắt ngang, tiếp xúc nhau tại 1 điểm B (h1-17a)

- Các yếu tố lực :

$$\left. \begin{array}{l} + \text{Cánh tay đòn ma sát } a = r \\ + \text{Hệ số phân bố áp suất : } \lambda = 1 \end{array} \right\} \Rightarrow \rho = r.f'$$

$$+ \text{Mômen ma sát : } M_{ms} = Q.\rho = Q.r.f' \quad (1-27)$$

- Nhận xét: xem ổ là mặt phẳng nghiêng, có góc nghiêng tăng dần. Đầu trục và ổ tiếp xúc tại A. Khi trục quay lăn trên thành ổ (H.4-12b). Từ A đến B, góc nghiêng α nhỏ, nhưng vì hiện tượng tự hãm, trục không tụt xuống ($\alpha < \varphi$). Đến B, góc nghiêng bằng góc ma sát φ , nên điểm B là miền giới hạn tự hãm. Quá điểm B, trục sẽ không lăn lên được, nên trục và ổ sẽ tiếp xúc tại B và quay tại đó.

b) Khớp quay khít mới (hình 1-18a)

- Đặc điểm: bán kính trục và ổ bằng nhau, áp lực phân bố đều trên cung tiếp xúc CC': $p(\alpha) = p$.

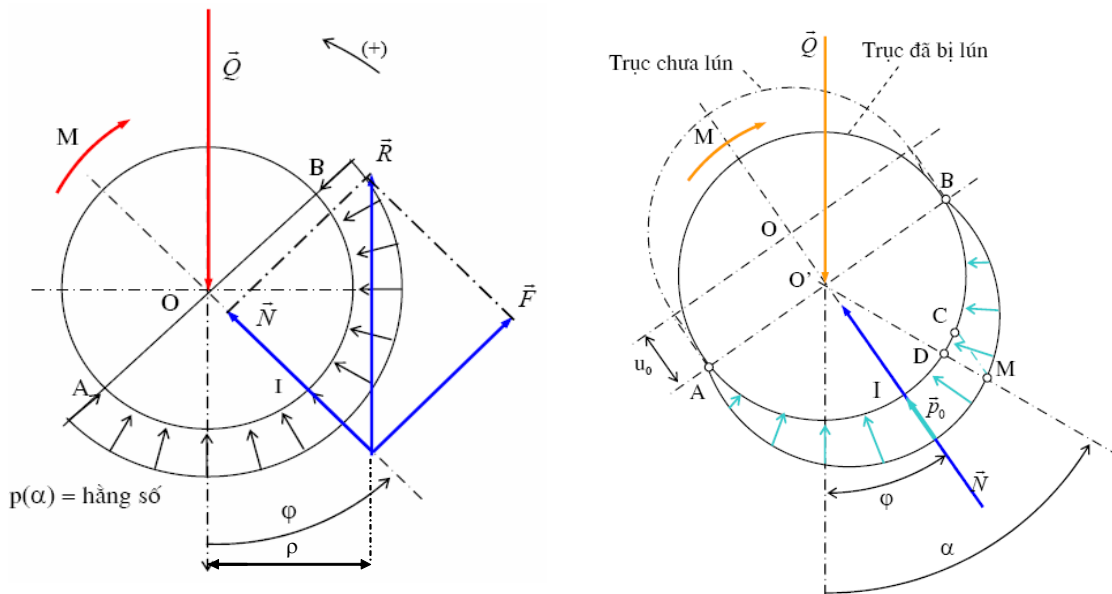
- Các yếu tố lực :

+ \bar{N} nằm ở giữa chia cung CC' thành 2 phần đối xứng, góc α thay đổi từ $-\pi/2 \rightarrow \pi/2$

$$+ \lambda = \pi/2 ; a = (\pi/2).r ; \rho = (\pi/2).r.f'$$

$$+ M_{ms} = (\pi/2).r.f'.Q \quad (1-28)$$

$$+ \text{Áp suất } p = \frac{Q}{2r.l.\sqrt{1+f^2}}$$



a) phân tích lực trên khớp quay mới b) phân tích lực trên khớp quay đã mòn

Hình 1-18: ma sát trong khớp quay

c) Khớp quay khít, đã mòn (hình 1-18b)

- Áp suất phân bố theo quy luật cosin trên suốt cung tiếp xúc làm việc: $p(\alpha) = p.\cos\alpha$ với α thay đổi từ $-\pi/2 \rightarrow \pi/2$.

$$- \text{Tính được : } + \lambda = 4/\pi \Rightarrow a = \lambda.r = (4/\pi).r$$

$$\text{Và } \rho = \lambda.r.f' = (4/\pi).r.f'$$

$$+ M_{ms} = Q \cdot \rho = (4/\pi) \cdot r \cdot f' \cdot Q \quad (4-15)$$

- Các chứng minh tương tự như ở ổ khít mới, ta có: $p = \frac{2Q \cdot \cos \alpha}{\pi \cdot r \cdot l \cdot \sqrt{1 + f^2}}$

- So sánh ta nhận thấy : M_{ms} (ổ hở) < M_{ms} (ổ khít mòn) < M_{ms} (ổ khít mới)

3.3. Ma sát ở ổ chặn

- Ổ chặn dùng để đỡ trục theo chiều trục. Mặt tiếp xúc giữa trục và ổ là một hình vành khăn, bán kính trong r_1 và bán kính ngoài r_2 .

- Mô men ma sát: xét 1 phân tố diện tích dS hình vành khăn, bán kính r và chiều dày dr . Diện tích của phân tố này là: $dS = 2\pi r \cdot dr$

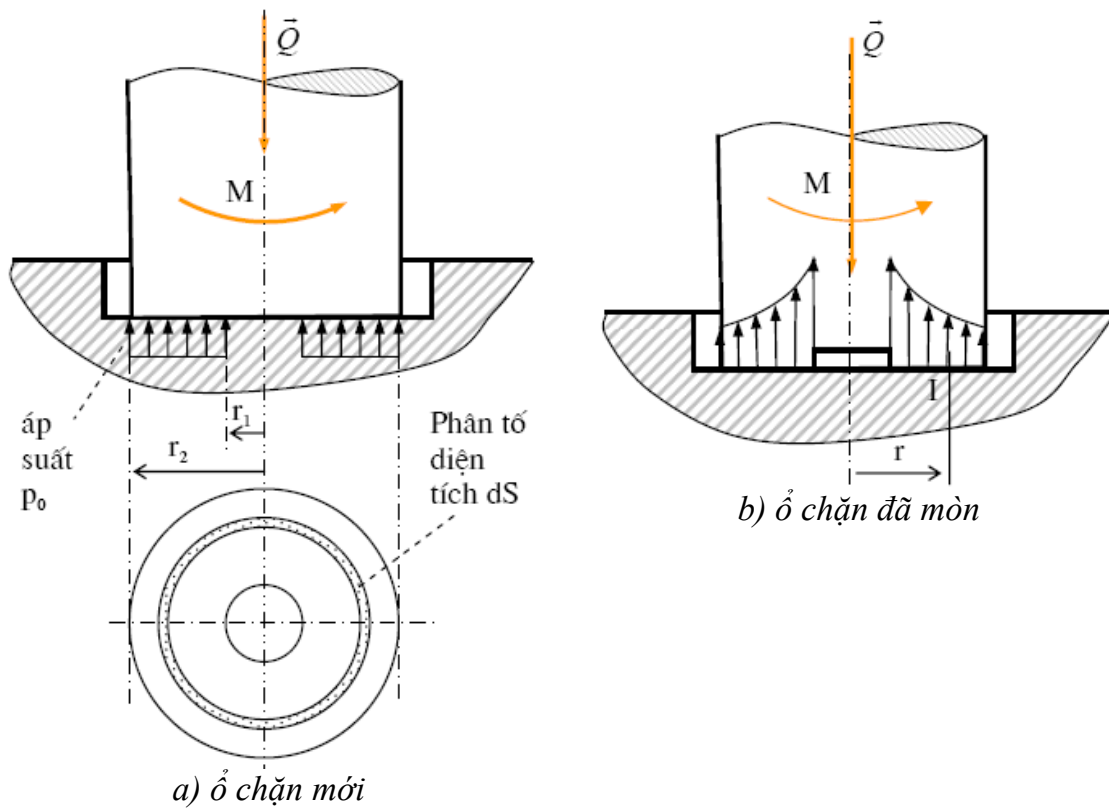
Áp lực tác động lên phân tố: $dN = p \cdot dS$

\Rightarrow Lực ma sát: $dF = f \cdot dN$

Mô men ma sát của phân tố là : $dM_{ms} = r \cdot dF$

Mô men ma sát của lót ổ tác dụng lên trục là:

$$M_{ms} = \int_{r_1}^{r_2} 2\pi \cdot f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr \quad (1-29)$$



a) Ổ chặn còn mới
 Hình 1-19: ma sát trong ổ chặn
 a) Ổ chặn còn mới (Hình 1-19a)

Áp suất phân bố đều trên diện tích tiếp xúc giữa trục và ổ: $p = \frac{Q}{\pi(r_2^2 - r_1^2)}$

$$\Rightarrow M_{ms} = \frac{2f \cdot Q(r_2^3 - r_1^3)}{3(r_2^2 - r_1^2)} \quad (1-30)$$

Nếu $r_1 = 0$; $r_2 = r \Rightarrow M_{ms} = \frac{2}{3} f \cdot Q \cdot r$

b) Ổ chặn đã chạy mòn

Thấy rằng áp suất phân bố theo đường hyperbol (hình 1-19b) xác định bởi :

$$p = \frac{Q}{2\pi(r_2 - r_1) \cdot r}$$

$$\Rightarrow M_{ms} = \int 2\pi \cdot f \cdot p \cdot r^2 \cdot dr = f \cdot Q \cdot \frac{r_2 + r_1}{2} \quad (1-31)$$

Khi $r_2 = r$ và $r_1 = 0 \Rightarrow M_{ms} = \frac{1}{2} (f \cdot Q \cdot r)$

Nhưng nếu: $r = r_1 = 0$, áp suất ở tâm trục sẽ lớn vô cùng. Nên để tránh, người ta thường khoan lỗ $r = r_1$ ở giữa.

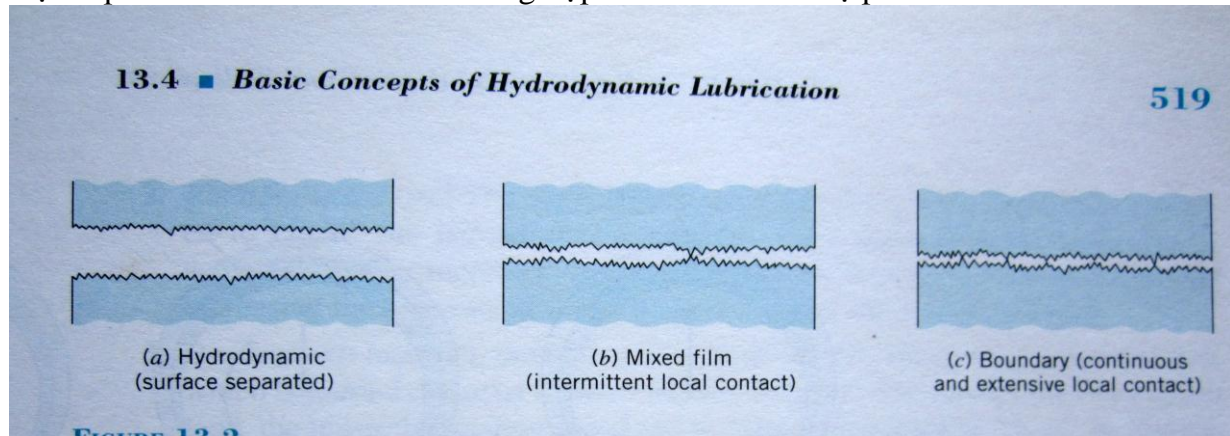
MA SÁT ƯỚT

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.

3.4. Các dạng bôi trơn

Các dạng bôi trơn

Bôi trơn thường được phân loại dựa vào mức độ mà chất bôi trơn phân cách 2 bề mặt tiếp xúc. Hình sau mô tả 3 trường hợp cơ bản về mức độ phân cách.



Hình 1-20: Mô tả 3 mức độ phân cách giữa 2 bề mặt

Trong bôi trơn thủy động (hình a), bề mặt được phân cách hoàn toàn bởi lớp (dầu) bôi trơn. Tải trọng, có khuynh hướng ép 2 bề mặt tiếp xúc nhau, được đỡ hoàn toàn bởi áp suất của chất lỏng được tạo ra bởi chuyển động tương đối của 2 bề mặt (vd, chuyển động quay của ổ trục). Mòn bề mặt không xảy ra. Chiều dày đặc trưng của lớp chất lỏng tại điểm mỏng nhất khoảng từ 0.008 – 0.020 (mm). Giá trị

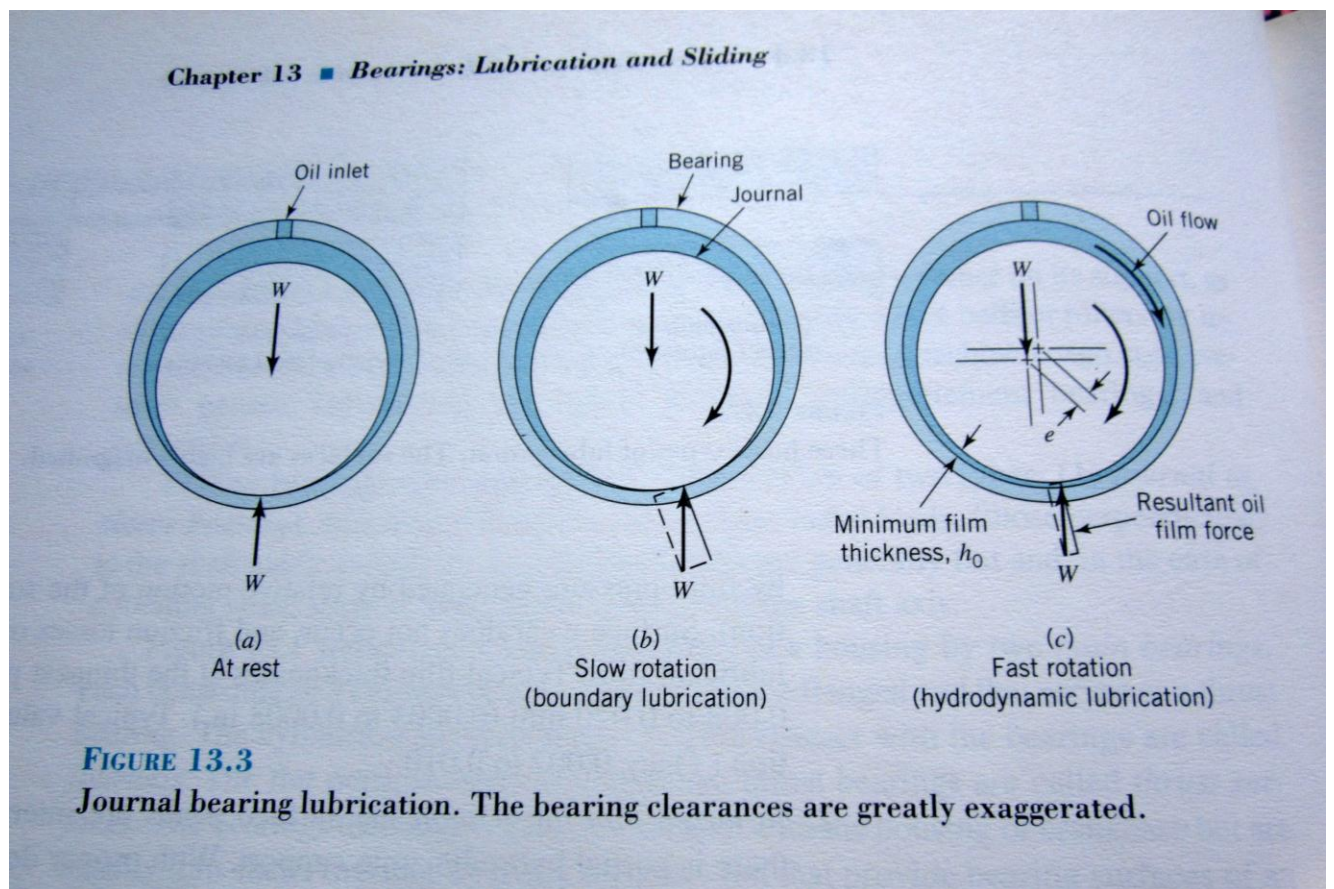
đặc trưng của hệ số ma sát trong trường hợp này nằm trong khoảng 0.002 đến 0.010.

Trong bôi trơn màng hỗn hợp (ma sát nửa ướt, hình b), các đỉnh của bề mặt không liên tục trong tiếp xúc và tồn tại lực đỡ (thủy động) từng phần. Nếu thiết kế đúng, bề mặt sẽ mòn nhẹ.

Giá trị đặc trưng của hệ số ma sát trong trường hợp này nằm trong khoảng 0.004 đến 0.1.

Trong bôi trơn biên (ma sát nửa khô, hình c), tiếp xúc giữa các bề mặt liên tục và có phạm vi rộng, tuy nhiên, chất bôi trơn được “bôi” 1 cách liên tục qua những bề mặt và cung cấp những lớp bề mặt (dầu) bám vào, được làm mới liên tục. Giá trị đặc trưng của hệ số ma sát trong trường hợp này nằm trong khoảng 0.05 đến 0.2.

Khái niệm cơ bản về bôi trơn thủy động

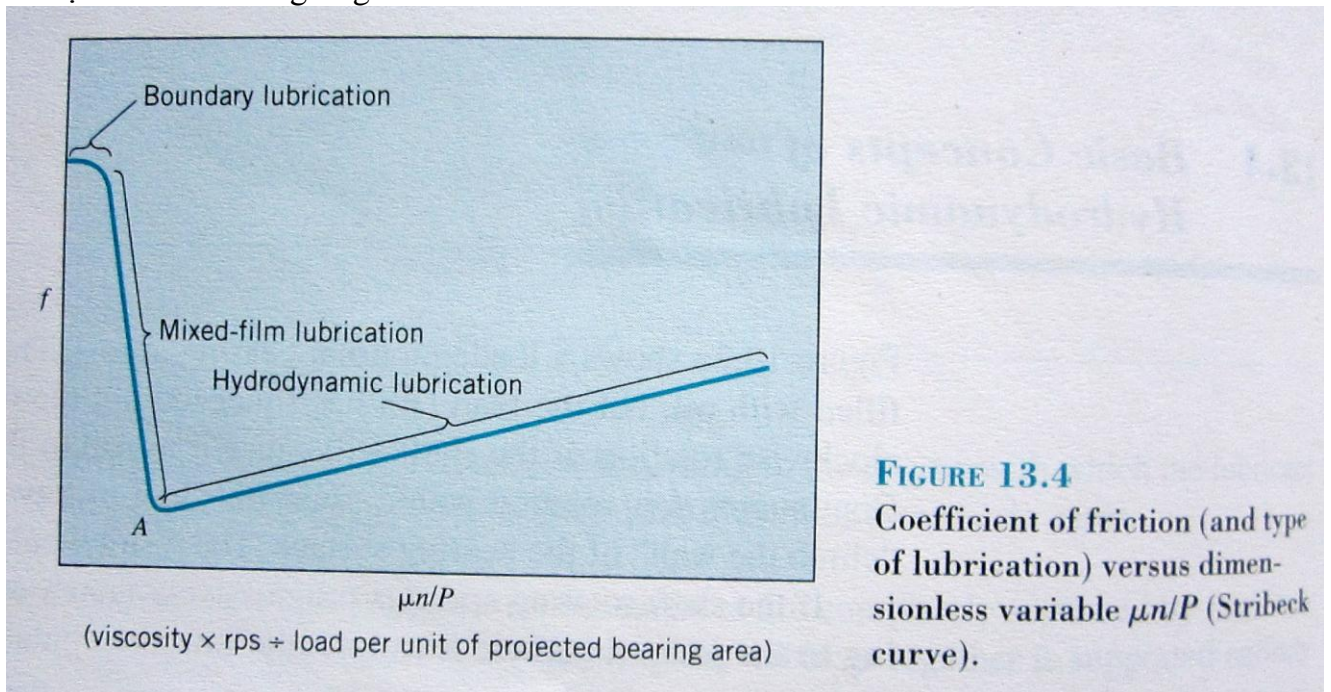


Hình 1.21: Mô tả (khe hở) sự hình thành bôi trơn thủy động

Hình 1.21a thể hiện 1 ổ trượt (đỡ) ở trạng thái tĩnh. Khoảng hở giữa trục và ổ chứa đầy dầu, tuy nhiên, tải (W) đã ‘bít chặt’ lớp dầu tại đáy. Khi trục quay (chậm, theo chiều kim đồng hồ), làm cho nó lăn về bên phải, hình 1.21b. Quay (chậm) 1 cách liên tục dẫn cho trục ở 1 vị trí giống như ‘đang leo lên tường’ của bề mặt ổ, tạo ra bôi trơn biên.

Khi tốc độ quay của trục tăng dần, càng nhiều lớp dầu (đang dính trên bề mặt trục) đi vào vùng tiếp xúc cho đến khi đủ áp suất ở phía trước của vùng tiếp xúc để “nâng” trục, hình c. Khi điều này xảy ra, áp suất cao của dòng dầu tích tụ phía bên phải của vị trí có độ dày lớp dầu nhỏ nhất (h_0) làm di chuyển trục 1 cách nhẹ nhàng về phía bên trái của tâm quay. Dưới những điều kiện thích hợp, sự cân bằng được thiết lập và bề mặt của trục và ổ được tách ra hoàn toàn. Bôi trơn thủy động (còn được gọi là bôi trơn full-film hay thick-film) được thiết lập. Độ lệch tâm cân bằng (e) của trục và ổ được thể hiện trong hình 1.21c.

Hình 1.22 sau đây cho thấy ảnh hưởng của 3 thông số cơ bản lên các dạng bôi trơn và hệ số ma sát tương ứng của nó.



Hình 1.22: Đường cong Stribeck về các dạng bôi trơn

Trong đó, μ ($N.s/m^2$, hay, $Pa.s$) là độ nhớt (động lực học và độ nhớt tuyệt đối); n (vòng/giây) là tốc độ quay của ngõng trục, và P (N/m^2) là tải đơn vị của ổ đỡ, $P = W/d.l$, với d, l là đường kính và chiều dài ngõng trục.

Giá trị số trên đường cong trong hình vẽ phụ thuộc vào những chi tiết của 1 ổ trượt cụ thể, ví dụ, khi những bề mặt càng nhẵn, màng dầu cần thiết để tách hoàn toàn (những nhấp nhô của) 2 bề mặt càng mỏng, vì thế, giá trị của $\mu n/P$ (tương ứng với điểm A) càng thấp. Khe hở hay độ khít của ngõng trục trong ổ trục có ảnh hưởng quan trọng, bởi vì cơ chế tạo ra áp suất chất lỏng thủy động để đỡ trục yêu cầu trục quay lệch tâm trong ổ.

Chú ý rằng, để đạt được bôi trơn thủy động, cần 3 yếu tố:

- Chuyển động tương đối của các bề mặt được phân cách.
- Sự hình thành ‘chêm dầu’.
- Sự hiện diện của chất lỏng phù hợp.

Ma sát ướt trong ổ trượt

Với r : bán kính ngồng trục;
 ω : vận tốc góc của trục;
 h_0 : chiều dày khe hở giữa trục và ổ;
 $\psi = h_0 / r$: độ hở tương đối.

Tính được :

$$M_{ms} = \frac{\pi \cdot d^2 \cdot l}{2} \cdot \frac{\mu \cdot \omega}{\psi} \quad (1-32)$$

Trong đó: l : là chiều dài ngồng trục;
 d : là đường kính ngồng trục;
 μ : độ nhớt động lực;

Tính toán – chọn ổ trượt

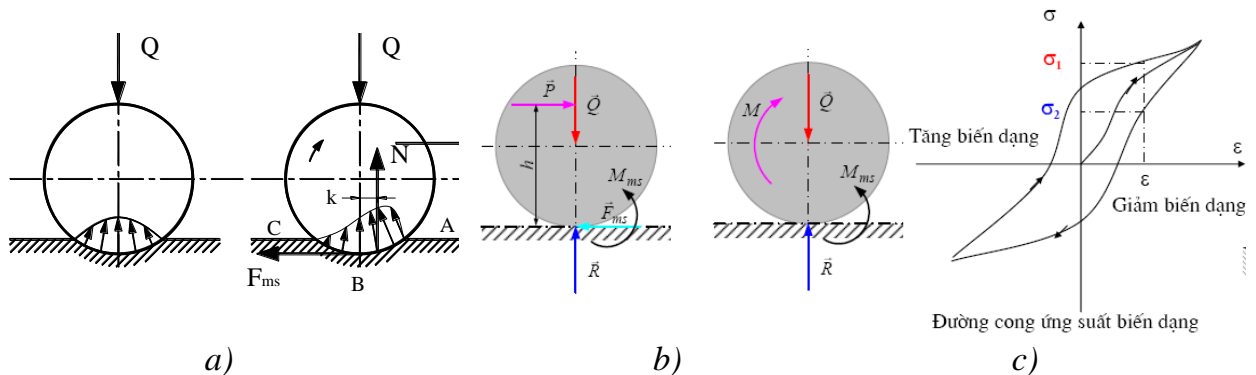
(Tham khảo Tập 1, tài liệu 2, trang 227 -233)

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 AB mặt tiếp xúc bị biến dạng, trên phần cung BC mặt tiếp xúc đang phục hồi về hình dạng cũ.



Hình 1-23: mô tả 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.

$$M_{msl} = k.Q \quad (1.33)$$

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)

$$f.Q > P > \frac{Q.k}{y} \quad (1.34)$$

- 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. 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.

$$\eta = A_{ci} / A_d \quad (1.35)$$

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

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

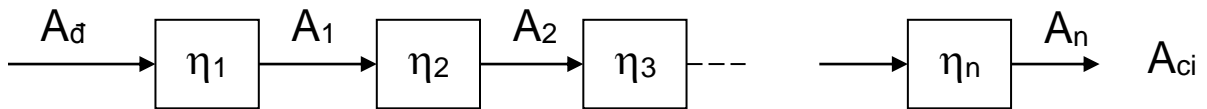
Như vậy $\eta = A_{ci} / A_d = (A_d - A_{ms}) / A_d = 1 - A_{ms} / A_d$

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.

5.1. 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 1.24: hệ thống nối tiếp

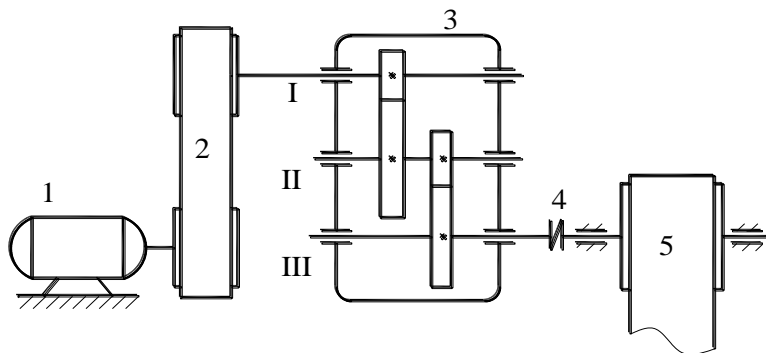
Năng lượng đưa vào hệ thống là A_d . Sau khi ra khỏi hệ thống, để khắc phục lực có ích, năng lượng còn lại là A_{ci} . Hiệu suất của hệ thống là:

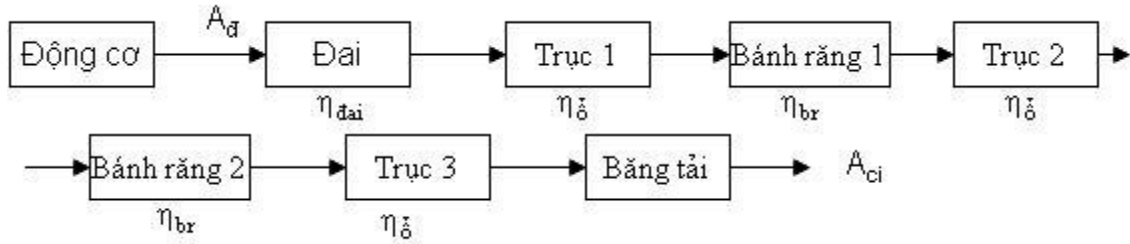
$$\eta = A_{ci} / A_d = A_n / A_d = (A_n / A_{n-1}) \times (A_{n-1} / A_{n-2}) \times \dots \times (A_2 / A_1) \times (A_1 / A_d)$$

$$\text{Hay } \eta = \eta_1 \times \eta_2 \times \dots \times \eta_n \quad (1.36)$$

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:





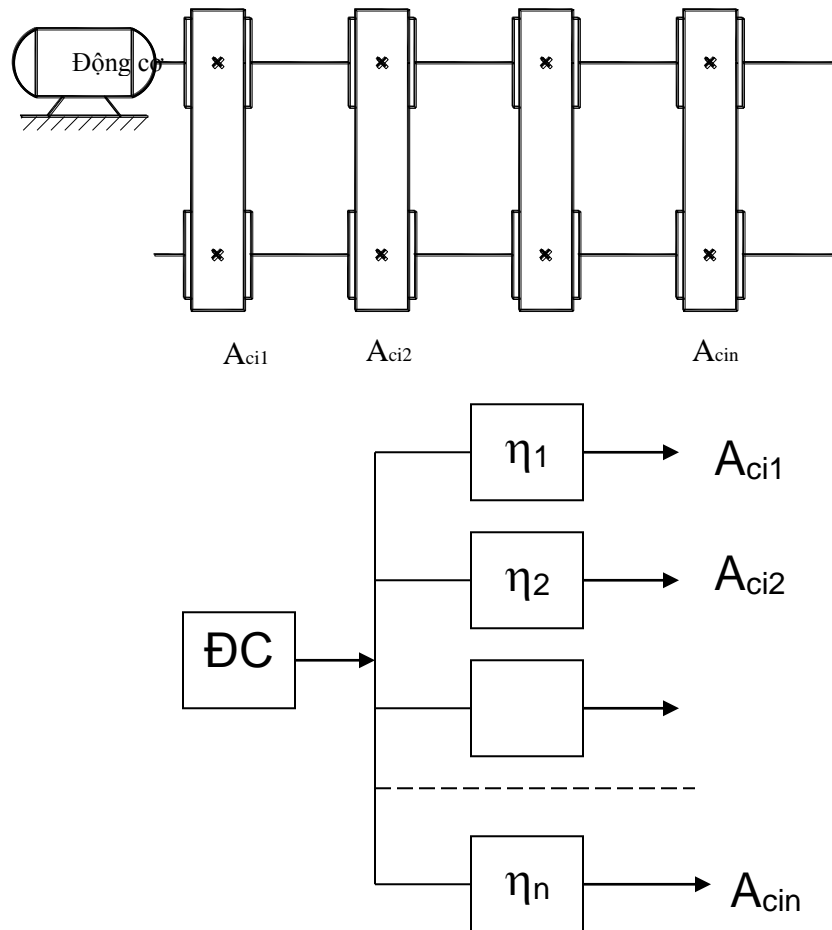
Hình 1.25: sơ đồ động

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

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

5.2. Hệ thống lắp song song.

Xét n khớp động, cơ cấu được lắp song song, với sơ đồ truyền năng lượng như H.1-26.



Hình 1.26: hệ thống song song

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:

$$\eta = A_{ci} / A_d = \frac{\sum_{i=1}^n A_{cii}}{\sum_{i=1}^n \frac{A_{cii}}{\eta_i}} \quad (1.37)$$

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

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

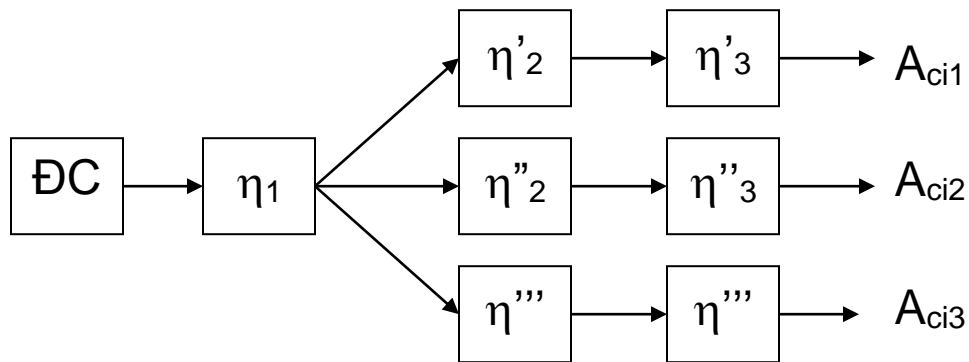
Thì hiệu suất của hệ thống sẽ bằng:

$$\eta = \frac{\sum_{i=1}^n A_{ci}}{\sum_{i=1}^n \frac{A_{ci}}{\eta_c}} = \frac{\sum_{i=1}^n A_{ci}}{\frac{1}{\eta_c} \cdot \sum_{i=1}^n A_{ci}} = \eta_c \quad (1.38)$$

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.

5.3. 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 (1-36) và (1-37) để tính hiệu suất của hệ thống, ví dụ hình vẽ trên là 1 hệ thống lắp hỗn hợp.



Hình 1.27: hệ thống 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.

Bài tập của chương 1:

1. Tất cả những bài tập về bộ truyền đai sẽ cho ghi chép tại lớp và sẽ có những bài giải mẫu tại lớp.
2. Tự đọc những bài tập (đã có lời giải sẵn) sau đây: 161, 162, 163, 164, 165 và 166 (sách “bài tập NLM” – Tạ ngọc hải – 2005). Tất cả những thắc mắc sẽ được giải đáp tại lớp.
3. Tự giải các bài tập 168, 169, 171

Chương 2: CÂN BẰNG MÁY

1. MỤC ĐÍCH và NỘI DUNG của CÂN BẰNG MÁY

1.1. Tác hại của lực quán tính

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.

Ví dụ: vật có khối lượng $m = 10$ kg, quay với tốc độ $n = 6000$ vg/ph, chỉ cần khối tâm của vật lệch khỏi tâm quay 1mm, thì lực quán tính ly tâm cũng đã là 4000N, lớn gấp gần 40 lần trọng lượng bản thân!

Những tác dụng xấu sẽ rất nghiêm trọng khi xảy ra hiện tượng cộng hưởng.

1.2. Nội dung cân bằng 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. Muốn vậy phải tìm cách phân bố hoặc đặt thêm, tháo bớt khối lượng của các khâu chuyển động, sao cho có thể, các lực quán tính cân bằng lẫn nhau. Đó là nội dung của cân bằng máy. Cân bằng máy là vấn đề khá phức tạp cho nên trong chương này chỉ xét một cách nguyên lý hai vấn đề cơ bản:

- Cân bằng lực quán tính và mômen lực quán tính của các vật quay quanh 1 đường tâm cố định, gọi là **cân bằng vật quay**.
- Cân bằng lực quán tính và mômen lực quán tính trên cơ cấu để khử áp lực do chúng gây ra trên móng máy. Vấn đề này được gọi là **cân bằng cơ cấu** hay **cân bằng trên móng (trên nền)**.

2. 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, tuốc bin cùng với trục, lưỡi cưa lắp trên trục quay, rô to của động cơ...

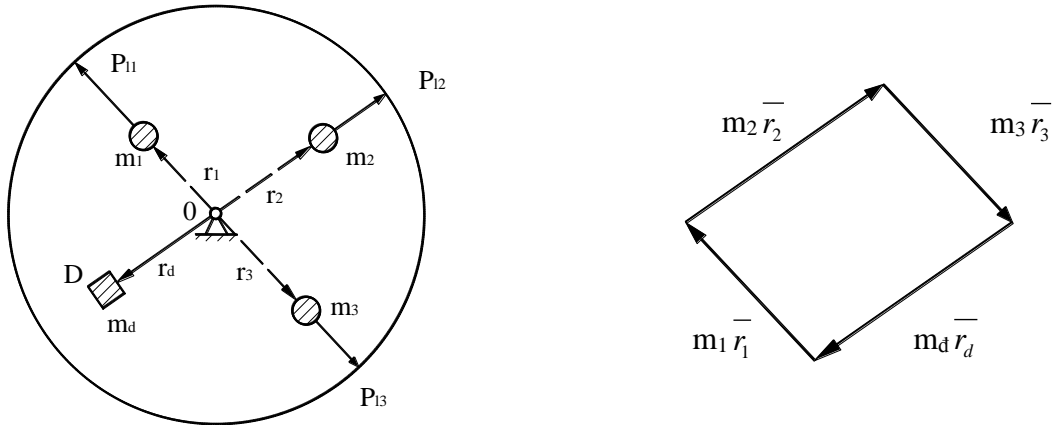
Ta sẽ nghiên cứu 2 kiểu khâu quay :

2.1. Khâu quay mỏng (đĩa mỏng)-Cân bằng tĩnh

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 2.1: cân bằng đĩa 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 \vec{P}_d phải triệt tiêu các lực quán tính trên:

Nghĩa là:

$$\vec{P}_{11} + \vec{P}_{12} + \vec{P}_{13} + \vec{P}_d = 0$$

$$\Leftrightarrow m_1 \vec{r}_1 + m_2 \vec{r}_2 + m_3 \vec{r}_3 + m_d \vec{r}_d = 0 \quad (2-1)$$

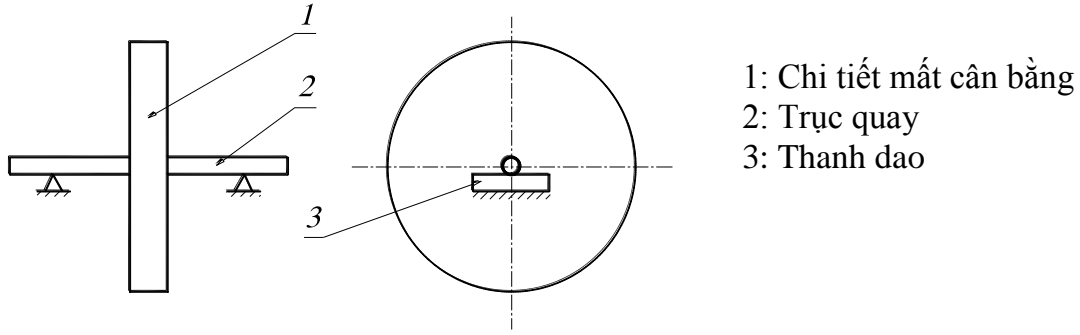
Trong đó m_d, \vec{r}_d là khối lượng, bán kính véc tơ khối tâm của đối trọng.

+ Dùng họa đồ véc tơ ta xác định được $m_d \cdot \vec{r}_d$.

Cho trị số của \vec{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 $m_i \vec{r}_i$

a. Phương pháp **dò trực tiếp** (H.2.2)



- 1: Chi tiết mát cân bằng
- 2: Trục quay
- 3: Thanh dao

Hình 2.2: phương pháp dò trực tiếp

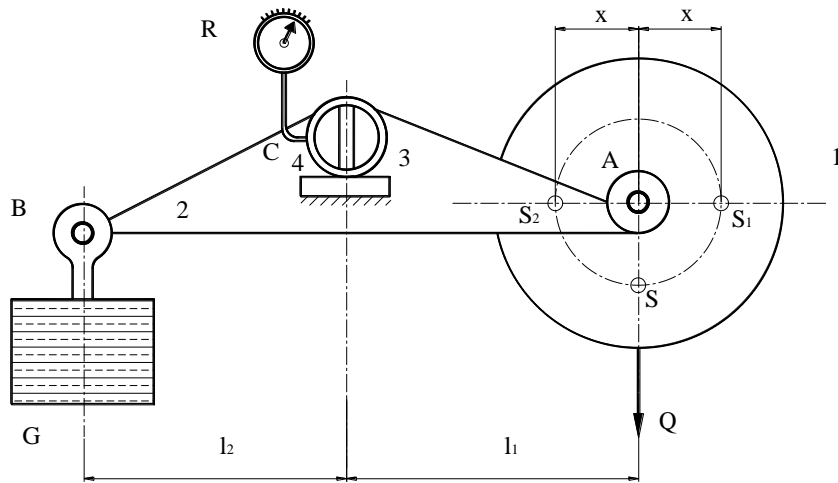
Đặt trục chi tiết lên 2 lưỡi dao nằm ngang song song. Nếu không cân bằng, chi tiết sẽ tự lặn trên dao cho đến khi trọng tâm ở vị trí thấp nhất trên đường thẳng đứng xuyên tâm. Đắp mát-tít (hoặc đất sét) vào 1 điểm nào đó trên bán kính thẳng phía trên tâm quay. Thêm hoặc bớt mát-tít cho đến khi vật quay 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.
- Thiếu chính xác do ảnh hưởng ma sát lăn giữa trục quay và dao.

b. Phương pháp **đòn cân**:



Hình 2.3: Cân bằng khâu quay mỏng dùng phương pháp đòn cân.

1: Chi tiết mát cân bằng, 2: Đòn cân, 3: Bệ đỡ, 4: Lưỡi dao.

Chi tiết không cân bằng 1 có trọng lượng $Q = m \cdot g$ được đặt vào ổ trục A ở đầu đòn cân 2. Đòn cân tựa lên bệ 3 bằng lưỡi dao 4. Treo trọng lượng G ở đầu B và đặt lực kế R ở điểm C của đòn để cân bằng trọng lượng Q của vật không cân bằng. Quay từ từ vật không cân bằng, trọng tâm S của nó sẽ quay quanh A. khi S đến vị trí S_1 xa điểm tựa O nhất thì lực kế chỉ lực cực đại R_{max} . Giả sử x là

khoảng cách từ trọng tâm S đến trục quay A và M_{msl} là mômen ma sát ở điểm tựa O ta có :

$$Q(l_1 + x) = G.l_2 + R_{max}.l + M_{msl} \quad (2-2)$$

Tiếp tục quay vật không cân bằng 1 cho đến khi lực kế chỉ lực cực tiểu R_{min} . Khi đó trọng tâm S ở vị trí S_2 gần điểm tựa O nhất ta có:

$$Q(l_1 - x) = G.l_2 + R_{min}.l + M_{msl} \quad (2-3)$$

Từ (6-12) và (6-13)

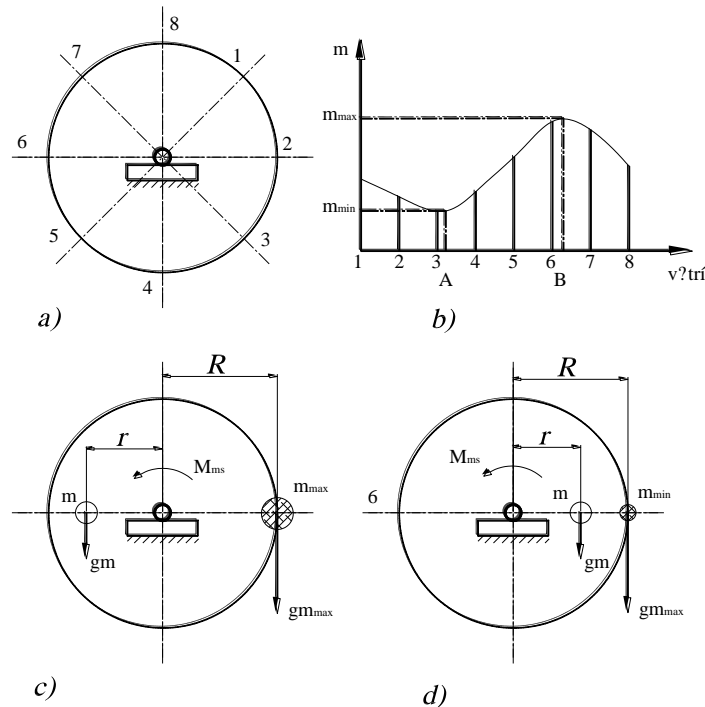
$$\Rightarrow Q \cdot x = \frac{1}{2} (R_{max} - R_{min}) \cdot l \quad (2-4)$$

Công thức này cho ta lượng mất cân bằng $Q.x$. còn vị trí cân bằng thì xác định bằng cách đánh dấu đường kính nằm ngang khi lực kế chỉ cực trị.

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

Để tránh ảnh hưởng của ma sát lăn, với thiết bị đơn giản như phương pháp dò trực tiếp, ta có thể tiến hành như sau:

- Chia mặt đầu của khâu quay làm nhiều phần bằng nhau và đánh dấu bằng các bán kính O_i (với $i = 1, 2, \dots$) như trên H.2.4a. Lần lượt xoay các bán kính O_i về vị trí nằm ngang và ứng với mỗi vị trí, trên bán kính R như nhau ta đặt khối lượng m_i sao cho vật bắt đầu quay. Rõ ràng khối lượng m_i thay đổi theo vị trí i và ta vẽ được đồ thị như H.2.4b. Trên đồ thị ta xác định được m_{max} , m_{min} ứng với vị trí A, B.



Hình 2.4: Cân bằng khâu quay mỏng dùng phương pháp đồ thị

- Gọi $\bar{m}r$ là khối lượng mất cân bằng của vật quay thì vị trí của $\bar{m}r$ ứng với khối lượng m_{max} , m_{min} như H.2.4c. Tại hai vị trí này ta có hai phương trình cân bằng lực:

$$\begin{aligned} m_{\max}gR &= mgr + M_{ms} \\ m_{\min}gR + mgr &= M_{ms} \end{aligned} \quad (2-5)$$

trong đó M_{ms} là mômen ma sát lăn của trục của vật quay và dao.

Từ hai phương trình trên suy ra:

$$mr = \frac{1}{2}R(m_{\max} - m_{\min}) \quad (2-6)$$

Như vậy phải bù lượng $m\bar{r}$ tính theo (2-6) vào vị trí A hay bớt ở vị trí B thì vật được cân bằng.

2.2. Khâu quay dày – Cân bằng động

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 ($\bar{P}_{qt} \neq 0$) và 1 véc tơ mômen lực quán tính ($\bar{M}_{qt} \neq 0$).

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 tâm 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 (mất cân bằng) tập trung m_1, m_2, m_3 trong mặt phẳng 1,2,3 được xác định bằng bán kính véc tơ $\bar{r}_1, \bar{r}_2, \bar{r}_3$.

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

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

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

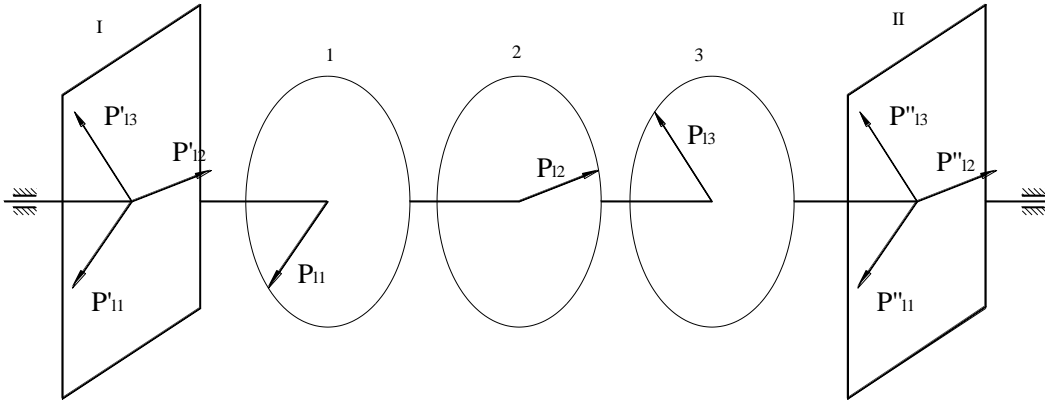
$$\bar{P}'_{11} + \bar{P}'_{12} + \bar{P}'_{13} + \bar{P}_{d1} = 0 \quad (2-7)$$

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

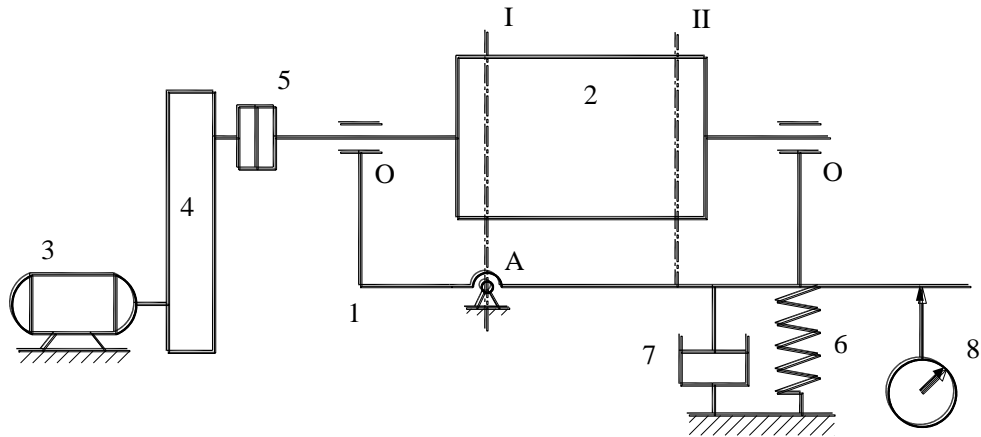
bằng được chọn tùy ý trên trục, tùy theo điều kiện cấu tạo của khâu quay. Cũng có thể chọn mặt phẳng cân bằng trùng với mặt phẳng 1,2,3. Để xác định vị trí, cũng như khối lượng của đối trọng khi cân bằng 1 chi tiết đã được chế tạo phải dùng các máy cân bằng động.



Hình 2.5: 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 2.6.



Hình 2.6: 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. 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.

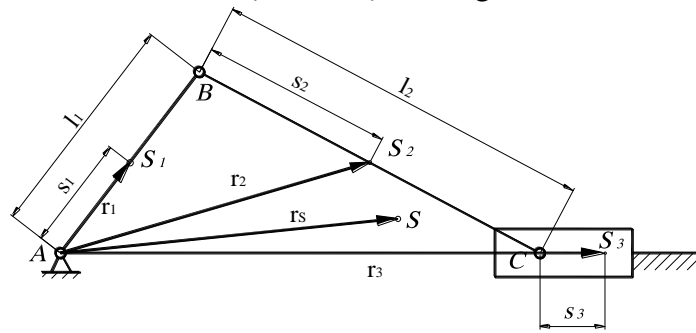
$$\bar{P} = -m \cdot \bar{a}_s \quad \text{với} \quad m : \text{khối lượng của cơ cấu.}$$

\bar{a}_s : 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 :



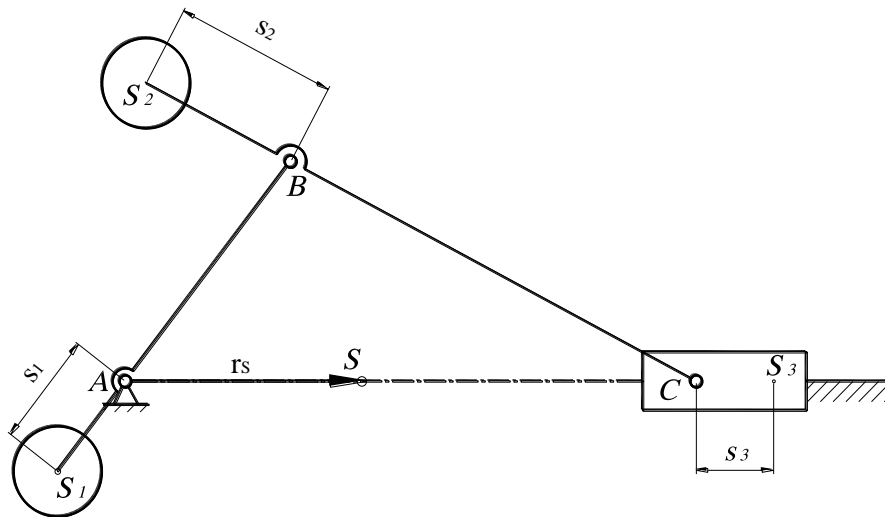
Hình 2.7: véc tơ xác định vị trí cơ cấu

$$\begin{aligned}
m\bar{r} &= m_1\bar{r}_1 + m_2\bar{r}_2 + m_3\bar{r}_3 \\
m\bar{r} &= m_1\bar{S}_1 + m_2\bar{l}_1 + m_2\bar{S}_2 + m_3\bar{l}_1 + m_3\bar{l}_2 + m_3\bar{S}_3 \\
\Rightarrow \bar{r} &= \frac{m_1\bar{S}_1 + (m_2 + m_3)\bar{l}_1}{m} + \frac{m_2\bar{S}_2 + m_3\bar{l}_2}{m} + \frac{m_3\bar{S}_3}{m} \quad (2-8)
\end{aligned}$$

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 :

$$\begin{cases} m_1\bar{S}_1 + (m_2 + m_3)\bar{l}_1 = 0 \\ m_2\bar{S}_2 + m_3\bar{l}_2 = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \bar{S}_1 = -\frac{(m_2 + m_3)}{m_1}\bar{l}_1 \\ \bar{S}_2 = -\frac{m_3}{m_2}\bar{l}_2 \end{cases} \quad (2-9)$$

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 2.8: cân bằng trên móng

Về lý thuyết ta hoàn toàn có thể thực hiện điều kiện (2-9), nhưng trên thực tế việc cân bằng trên móng có những phiền phức nhất định.

Bài tập chương 2:

1. Tự đọc tất cả những bài tập (có lời giải sẵn), 177, 178 và 179. Sẽ giải đáp tất cả những thắc mắc tại lớp.
2. Tự giải các bài 182, 183 và 184.

Chương 3: CƠ CẤU PHẪNG TOÀN KHỚP THẤP

1. ĐẠI CƯƠNG

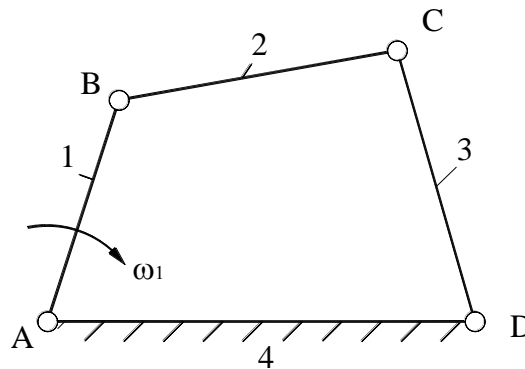
1.1. Ôn tập về cấu tạo-động học-động lực học của cơ cấu thanh

1.2. Cơ cấu 4 khâu bản lề

- 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 3-1.



Hình 3-1: 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.

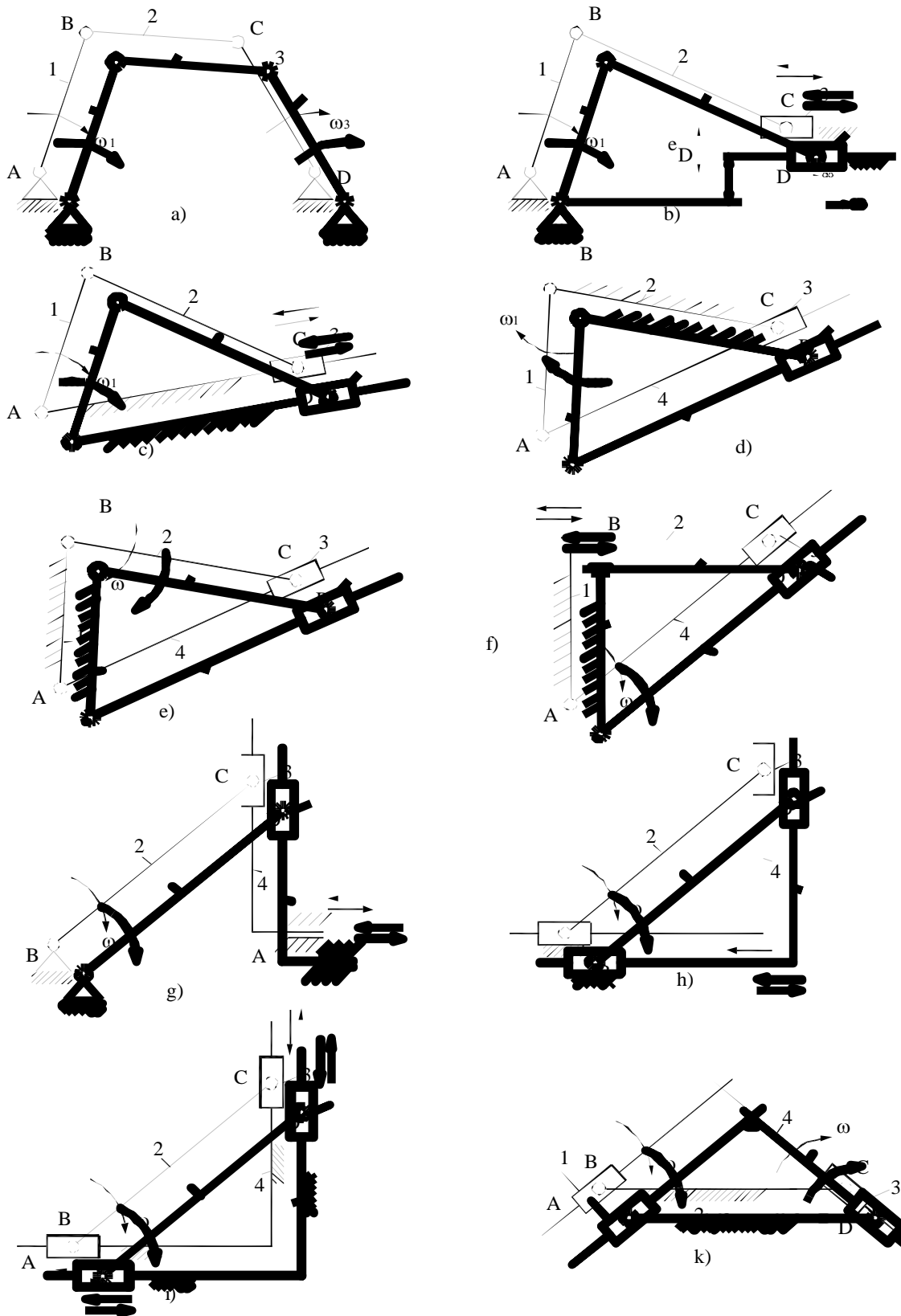
- + Hai khâu còn lại, nếu quay được toàn vòng gọi là tay quay, nếu không quay được toàn vòng gọi là cần lắc.

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

2.1. Thay đổi kích thước động của khâu

Hình 3-2a 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.3-2b), nếu xx đi qua tâm A, ta có cơ cấu tay quay – con trượt đúng tâm (H.3-2c).

2.2. Thay đổi khâu cố định



Hình 3-2: các biến thể của cơ cấu 4 khâu bản lề

+ 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.3-2d) và nếu lấy khâu 1 làm giá, ta có *cơ cấu cu-lít* như H.3-2e.

+ 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 gần, ta nhận được *cơ cấu tính tang* (H.3-2f). Cũng từ cơ cấu cu-lít, nếu ta dịch tâm A ra xa vô cùng, ta có *cơ cấu tính sin* (H.3-2g), cơ cấu tính sin này cũng có thể biểu diễn bằng lược đồ như H.3-2h.

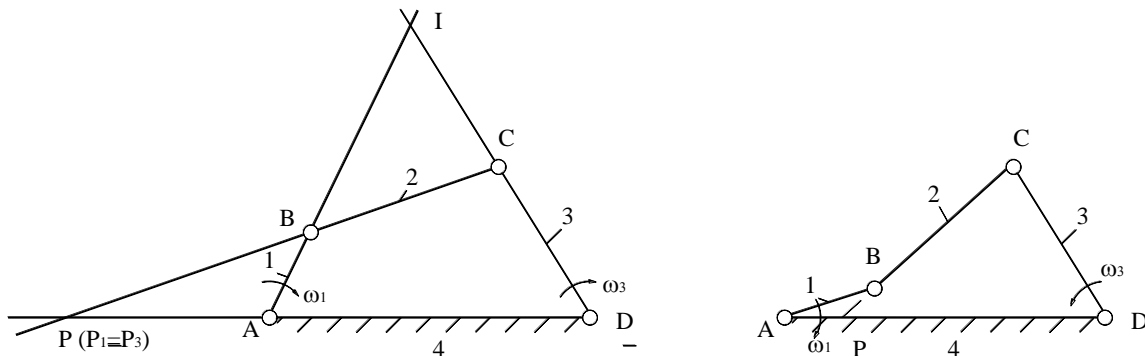
+ Từ hình 4-2h, nếu lấy khâu 4 làm giá, ta có *cơ cấu Ellip* (H.3-2i); nếu lấy khâu 2 làm giá, ta có *cơ cấu Ondam* (H.3-2k).

3. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG HỌC CỦA CƠ CẤU 4 KHẤU BẢN LỀ

3.1. Tỷ số truyền

Cơ cấu 4 khâu bản lề ABCD trên hình 3-3a, 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:

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} \quad (3-1)$$



Hình 3-3: mô tả tỷ số truyền trên cơ cấu 4 khâu

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.3-3a). 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 P_1 thuộc khâu 1 và điểm P_3 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 $\Rightarrow V_{P_3} = \omega_3 \cdot l_{PD}$

$$\omega_1 \cdot l_{PA} = \omega_3 \cdot l_{PD} \quad \Rightarrow \quad i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{l_{PD}}{l_{PA}} = \frac{PD}{PA} \quad (3-2)$$

+ *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 $i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{PD}{PA} =$

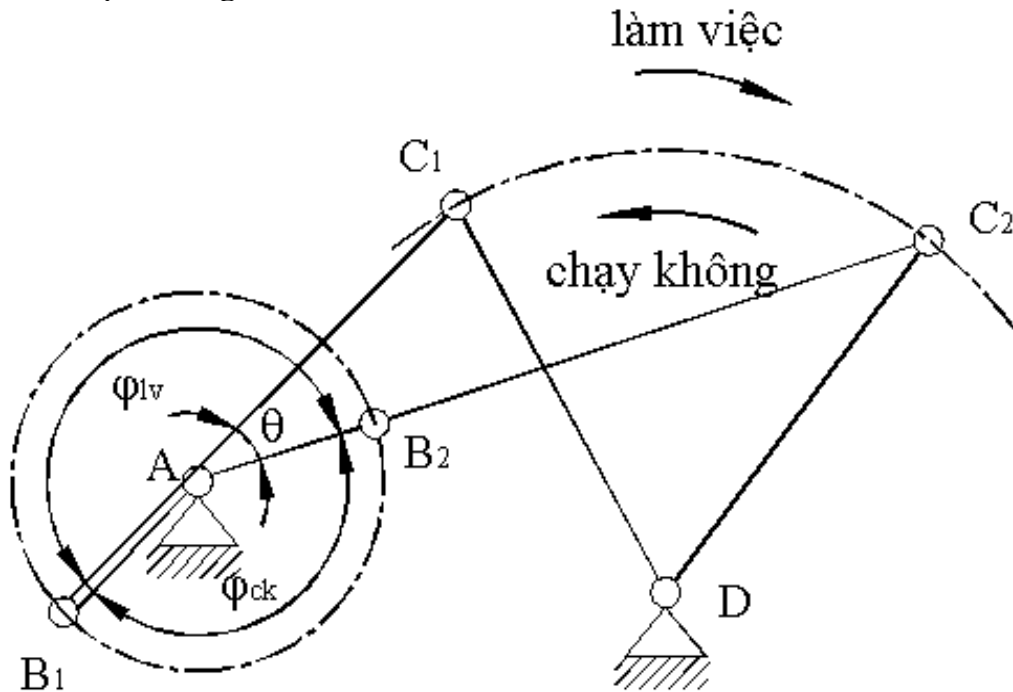
1) biến 1 chuyển động quay đều thành 1 chuyển động quay đều.

➤ 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.4-3b) 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



Hình 3-4: mô tả hệ số năng suất

Trong những cơ cấu mà khâu bị dẫn có chuyển động 2 chiều đi và về như trên hình 3-4, 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.

$$k = t_{lv}/t_{ck} \quad (3-3)$$

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} .

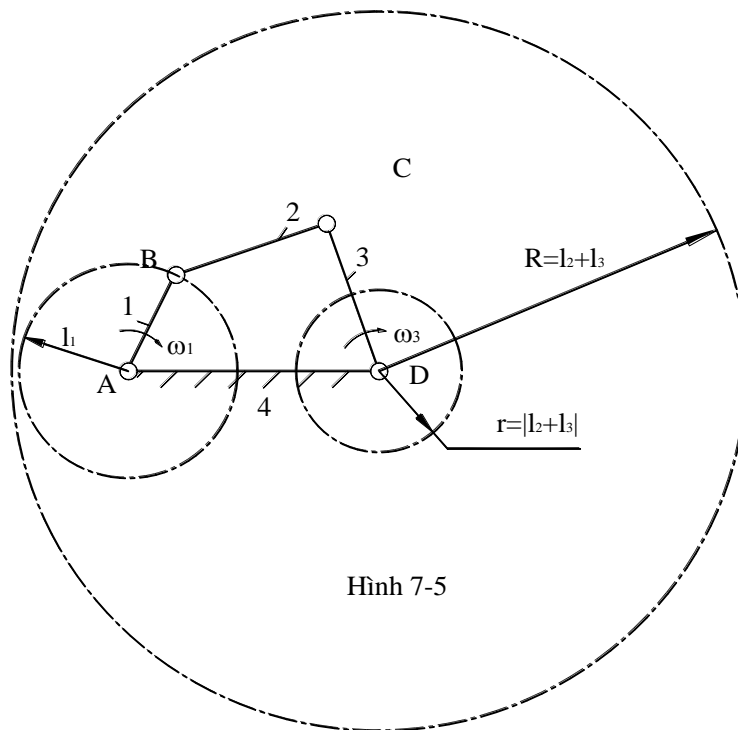
$$k = \frac{t_{lv}}{t_{ck}} = \frac{\varphi_{lv} / \omega_1}{\varphi_{ck} / \omega_1} = \frac{\varphi_{lv}}{\varphi_{ck}}$$

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

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

$$\Rightarrow k = \frac{180^\circ + \theta}{180^\circ - \theta} \quad (3-4)$$

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 (B_1) và điểm B trên khâu 2 (B_2), như vậy điểm B trên cơ cấu đến vị trí nào thì điểm B_1 và B_2 phải đến được vị trí đó.

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

+ Quỹ đạo điểm B_1 là vòng tròn tâm A, bán kính l_1 .

+ Quỹ đạo điểm B_2 quay quanh D và cách D xa nhất với bán kính $(l_2 + l_3)$, gần D nhất với bán kính $(l_2 - l_3)$, như vậy ta có thể nói rằng điểm B_2 chuyển động trong miền vành khăn tâm D với bán kính lớn $R = (l_2 + l_3)$, bán kính nhỏ $r = (l_2 - l_3)$, miền này gọi là miền với tới của điểm B_2 .

- Vậy để khâu 1 quay toàn vòng thì quỹ tích của điểm B_1 phải nằm trong miền với tới của điểm B_2 . Kích thước các khâu phải thoả mãn:

$$\begin{cases} l_1 + l_4 \leq l_2 + l_3 \\ l_4 - l_1 \geq |l_2 - l_3| \end{cases} \quad (3-5)$$

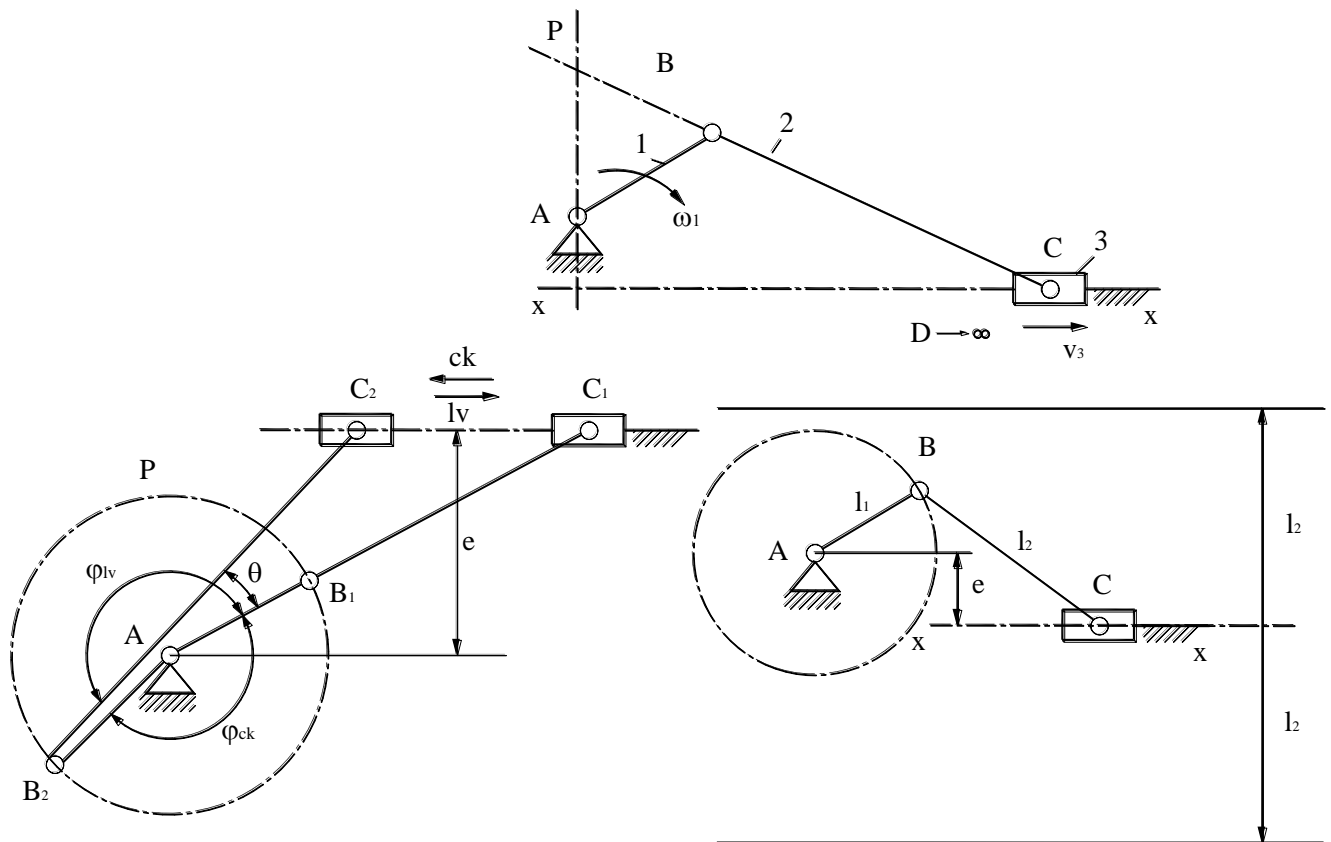
Lập luận tương tự như trên, ta có thể tưởng tượng tháo khớp C để tìm điều kiện quay toàn vòng của khâu 3.

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. ĐẶC ĐIỂM ĐỘNG HỌC CỦA CÁC BIẾN THỂ THƯỜNG GẶP

4.1. Cơ cấu tay quay – con trượt



Hình 3-6: mô tả động học cơ cấu tay quay-con trượt

- Quan hệ động học: (H.3-6a)

+ Đặc điểm cấu tạo: tâm quay D ở xa vô tận nên đường giá AD là đường thẳng đi qua A và vuông góc với phương trượt xx của khâu 3. Tâm vận tốc tức thời là P.

+ Quan hệ động học: $\omega_1 \cdot l_{PA} = V_C$ (3-6)

- Hệ số năng suất: (H.3-6b)

+ Hành trình làm việc của khâu 3 là: $H_C = l_{C1C2}$; nếu là cơ cấu tay quay – con trượt chính tâm thì $H_C = 2 \cdot l_{AB}$.

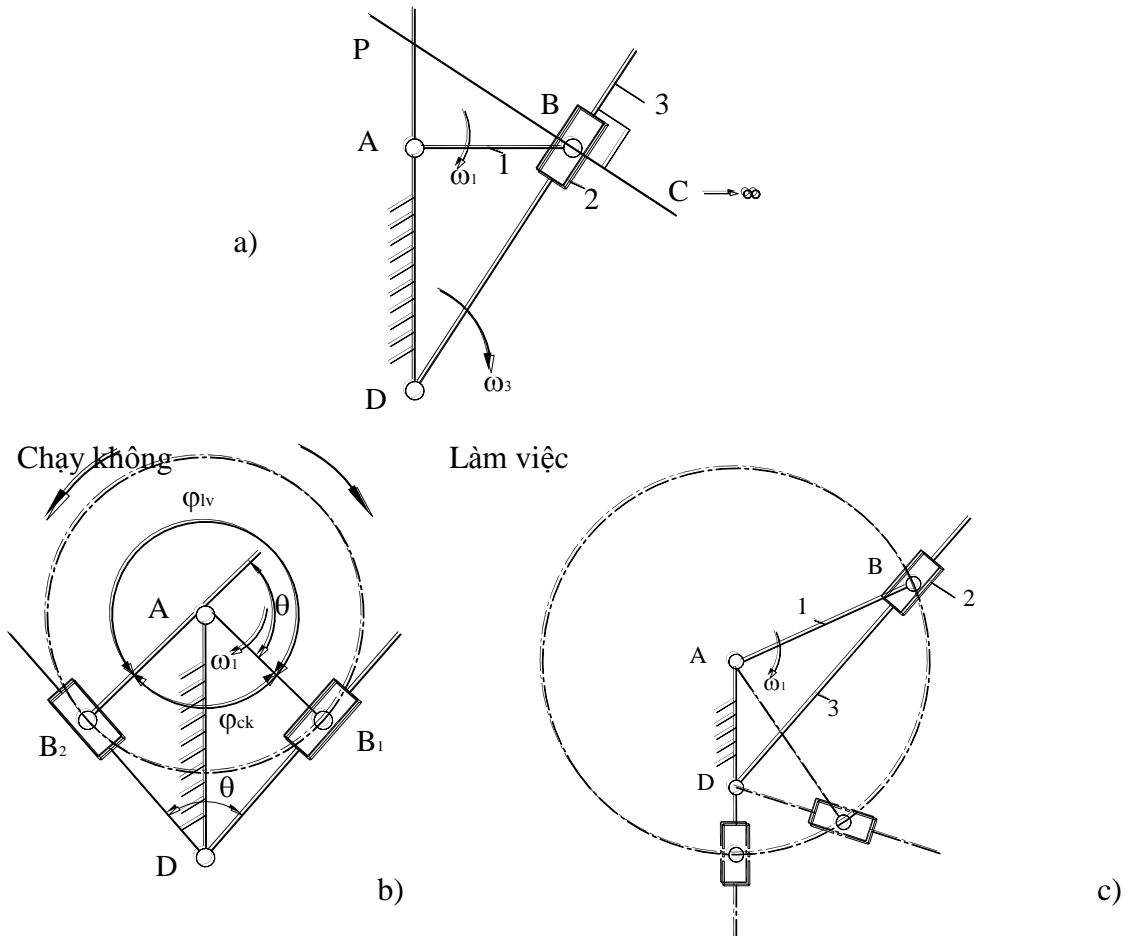
+ Các góc làm việc và chạy không được thể hiện ở hình vẽ.

- Điều kiện quay toàn vòng: (H.3-6c)

+ Đặc điểm: l_{CD} lớn vô cùng nên miền vành khăn của cơ cấu 4 khâu bản lề trở thành một dãy của mặt phẳng giới hạn bởi hai đường thẳng song song và cách phương trượt xx một đoạn bằng l_2 .

+ Điều kiện quay toàn vòng: $l_1 + e \leq l_2$. (3-7)

4.2. Cơ cấu cu-lít



Hình 3-7: mô tả động học cơ cấu cu-lít

- Quan hệ động học: (H.3-7a)

+ 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: $\omega_1 \cdot l_{PA} = \omega_3 \cdot l_{PD}$ (3-8)

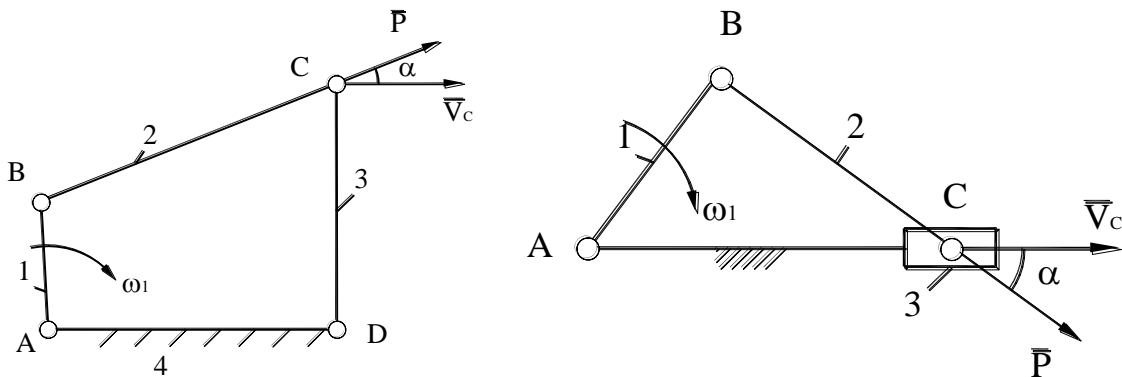
- Hệ số năng suất: (H.3-7b)
 - + Hai vị trí biên của cơ cấu là vị trí tay quay OA vuông góc với cu-lít 3 vì thế góc lắc của cu-lít bằng với góc θ .
 - + Các góc làm việc và chạy không được thể hiện ở hình vẽ.
- Điều kiện quay toàn vòng: (H.3-7c)
 - + Đặc điểm: Trường tượng tháo khớp B, miền với của B2 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:

$$l_{AB} \geq l_{AD} \quad (3-9)$$

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 \bar{P} truyền từ khâu dẫn sang khâu bị dẫn nằm dọc theo thanh truyền (H.3-8). Góc α được gọi là góc áp lực.



Hình 3-8: mô tả góc áp lực trên cơ cấu 4 khâu bản lề & tay quay-con trượt
Ý nghĩa của góc áp lực:

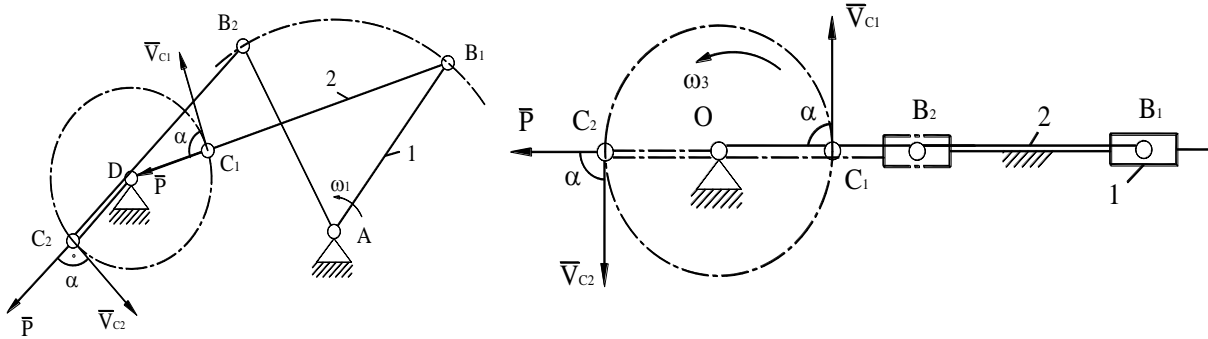
- + Ta biết công suất của lực tác dụng \bar{P} là:

$$N_P = \bar{P} \cdot \bar{V} = P \cdot V_C \cdot \cos \alpha \quad (3-10)$$

Như vậy góc α phản ánh tác dụng gây ra chuyển động của lực \bar{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.3-9a), cơ cấu tay quay con trượt (H.3-9b), với khâu 1 là khâu dẫn ở vị trí tay quay duỗi thẳng ra hay gấp 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.

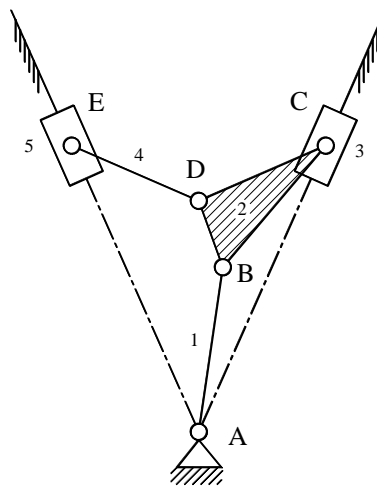


Hình 3-9: góc áp lực tại những vị trí đặc biệt

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.3-10)**, 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.



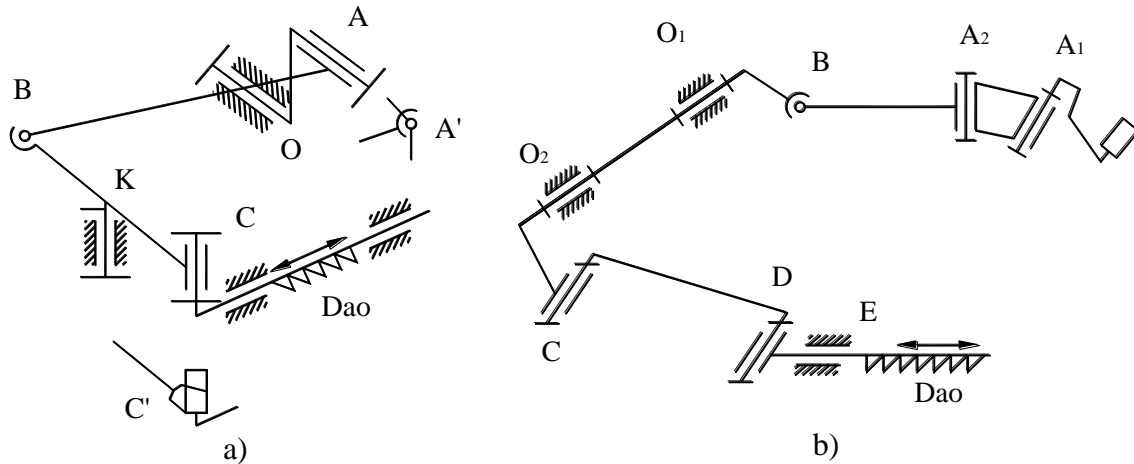
Hình 3-10: lược đồ động cơ 2 xy-lanh kiểu chữ V

- 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 3-11a 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'.

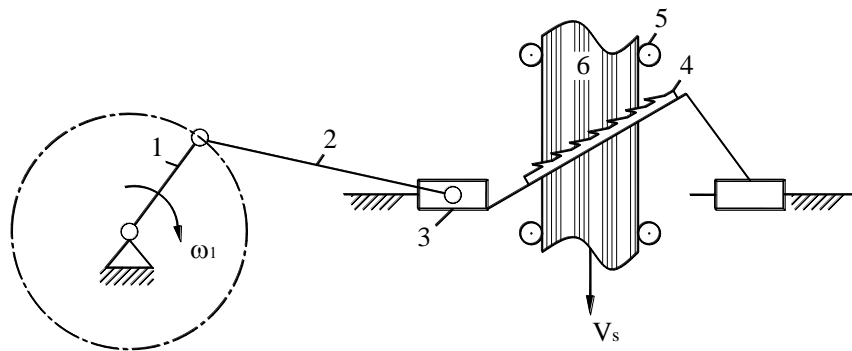
Hình 3-11b là sơ đồ động của cơ cấu thanh không gian OA₁A₂BO₁O₂CDE có trục lắc BO₁O₂C để dẫn động cho dao trong máy cắt cỏ KH.1.4.



Hình 3-11: các cơ cấu dẫn động dao cắt

- Cơ cấu máy cửa sọc (H.3-12)

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 cửa và lưỡi cửa 4. Cây gỗ cần cửa 6 được con lăn 5 đẩy vào. Hành trình làm việc là hành trình lưỡi cửa chuyển động từ trên xuống.



Hình 3-12: một lược đồ cơ cấu máy cửa sọc

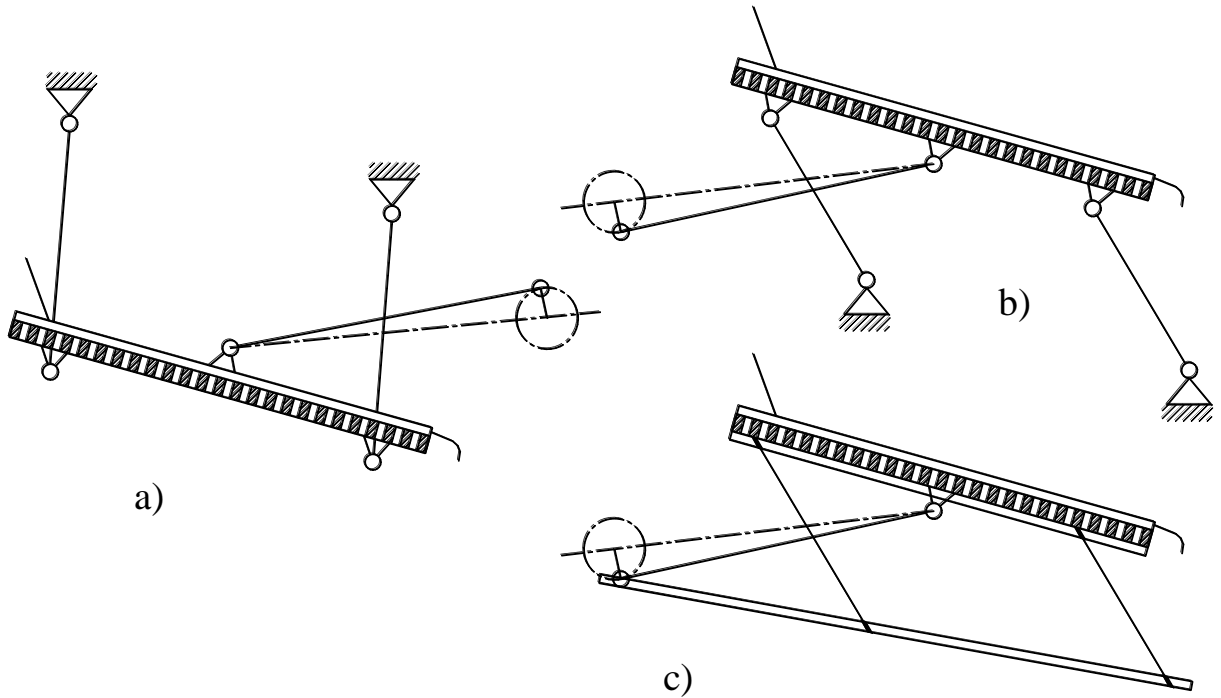
- Cơ cấu máy sàng lắc phẳng (H.3-13)

Đây là dạng cơ cấu 4 khâu bản lề phẳng.

+ Hình 3-13a là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên các thanh đỡ treo.

+ Hình 3-13b là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt nghiêng trên các thanh đỡ đứng.

+ Hình 3-13c là sơ đồ máy sàng lắc phẳng có khung sàng đặt ngang trên các thanh đỡ đàn hồi.



Hình 3-13: một số lược đồ cơ cấu sàng

Bài tập chương 3

1. Đọc để hiểu bài tập (giải sẵn) 188. Tất cả những thắc mắc sẽ được giải thích tại lớp.
2. Tương tự bài tập 188, hãy tự giải các bài tập 191 và 192.

Chương 4: CƠ CẤU BÁNH RĂNG

Chú ý:

- Trong chương này, tất cả những mục có ghi chú “tự ôn tập”, đó là những nội dung mà sinh viên đã được học trong các môn học trước đó. Sinh viên phải tự đọc những nội dung trong các mục đó. Nếu thắc mắc, sẽ được giải đáp tại lớp.
- Thời lượng chính của chương này sẽ tập trung vào việc hướng dẫn **giải những bài tập đã cho**.

1. ĐẠI CƯƠNG VỀ TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

(SV tự ôn tập)

- 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.

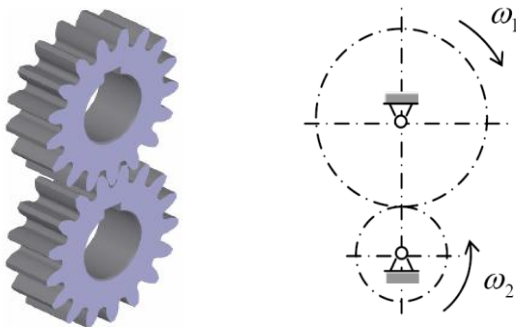
- Phân loại:

+ Theo vị trí tương đối giữa hai trục quay: bánh răng nội tiếp và bánh răng ngoại tiếp.

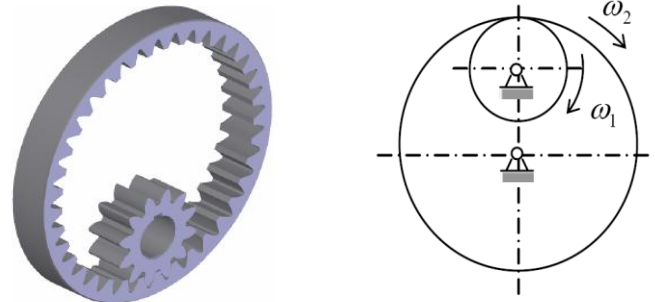
+ Theo sự phân bố của răng trên bánh răng: bánh răng thẳng, bánh răng xoắn (nghiêng), bánh răng chữ V.

+ Theo biên dạng răng: bánh răng thân khai, bánh răng xyclôit, bánh răng Nô-vi-cốp.

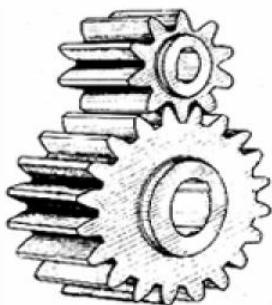
+ Theo tính chất chuyển động: cặp bánh răng phẳng, cặp bánh răng không gian.



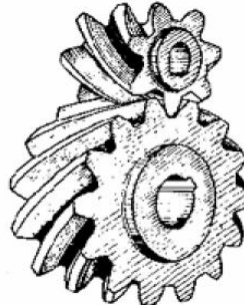
a) Ăn khớp ngoại tiếp



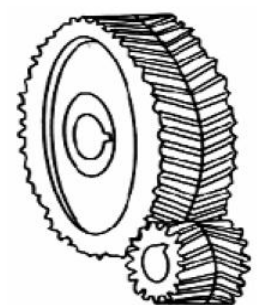
b) Ăn khớp nội tiếp



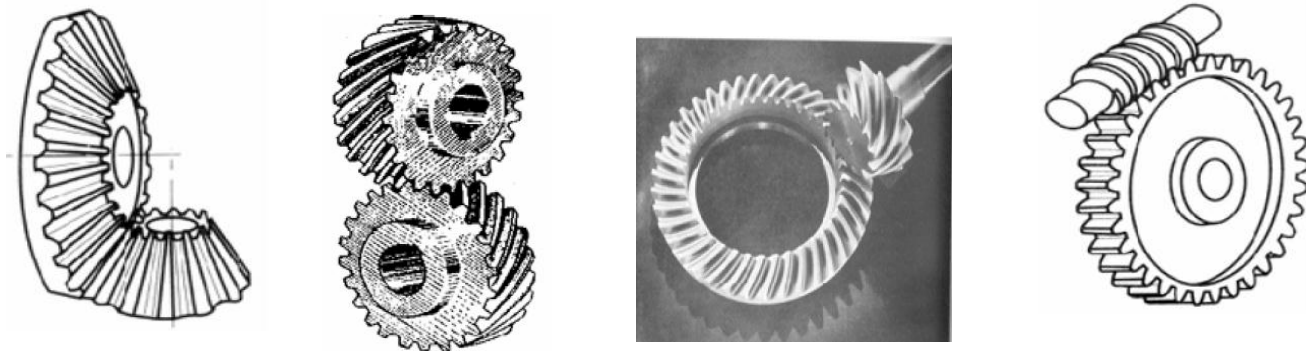
c) Bánh răng thẳng



d) Bánh răng xoắn (nghiêng)



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 4-1: sự phân loại

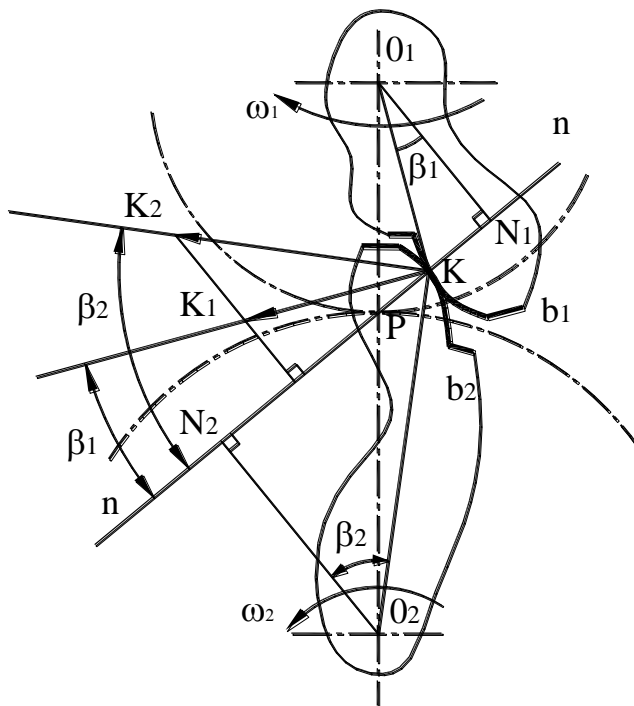
1.1. Định lý ăn khớp

- 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 4-2: mô tả sự ăn khớp

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

Nghĩa là:

$$V_{K1} \cdot \cos \beta_1 = V_{K2} \cdot \cos \beta_2 \quad \Rightarrow \quad \omega_1 \cdot O_1 N_1 = \omega_2 \cdot O_2 N_2$$

$$- \text{Tỷ số truyền: } |i_{12}| = \left| \frac{\omega_1}{\omega_2} \right| = \frac{O_2 N_2}{O_1 N_1} \quad (= \frac{O_2 P}{O_1 P}) \quad (4-1)$$

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*.

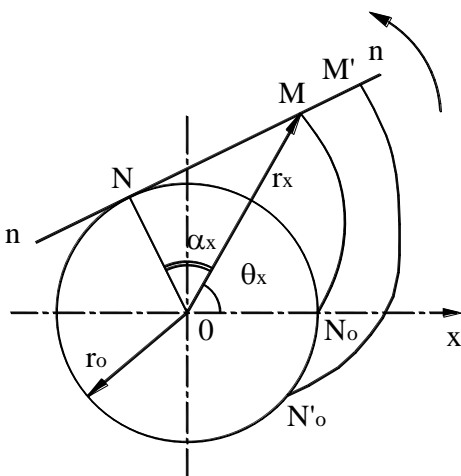
- Định lý ăn khớp cơ bản: Pháp tuyến chung của 2 biên hình tại điểm ăn khớp (điểm tiếp xúc giữa 2 biên hình) **chia đường nối tâm thành những đoạn thẳng tỷ lệ nghịch với tỷ số truyền.**

- 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 (ê-pi-xyclôit và hypô-xyclôit) đều thoả 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), H.4.3.



Hình 4-3: biên hình thân khai

- 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 .

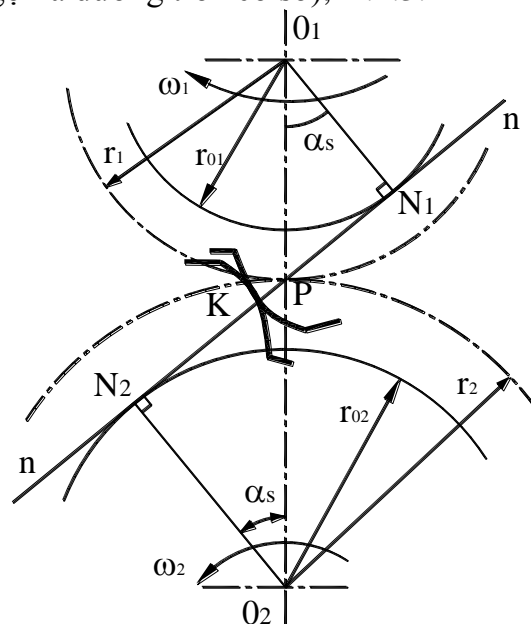
+ Phương trình của đường thân khai:

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

$$\Rightarrow r_o \cdot \text{tg} \alpha_x = r_o (\alpha_x + \theta_x) \quad \text{hay}$$

$$\theta_x = \text{tg} \alpha_x - \alpha_x = \text{inv} \alpha_x \quad (4-2)$$

$$\text{Mặc khác: } r_x = OM = r_o / \cos \alpha_x \quad (4-3)$$



Hình 4-4: ăn khớp thân khai

Phương trình (4-2) và (4-3) là phương trình đường thân khai trong hệ tọa độ cực.

- Tính chất của ăn khớp thân khai (H.4.4):

+ 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 .

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

(SV tự ôn tập)

2.1. Giới thiệu

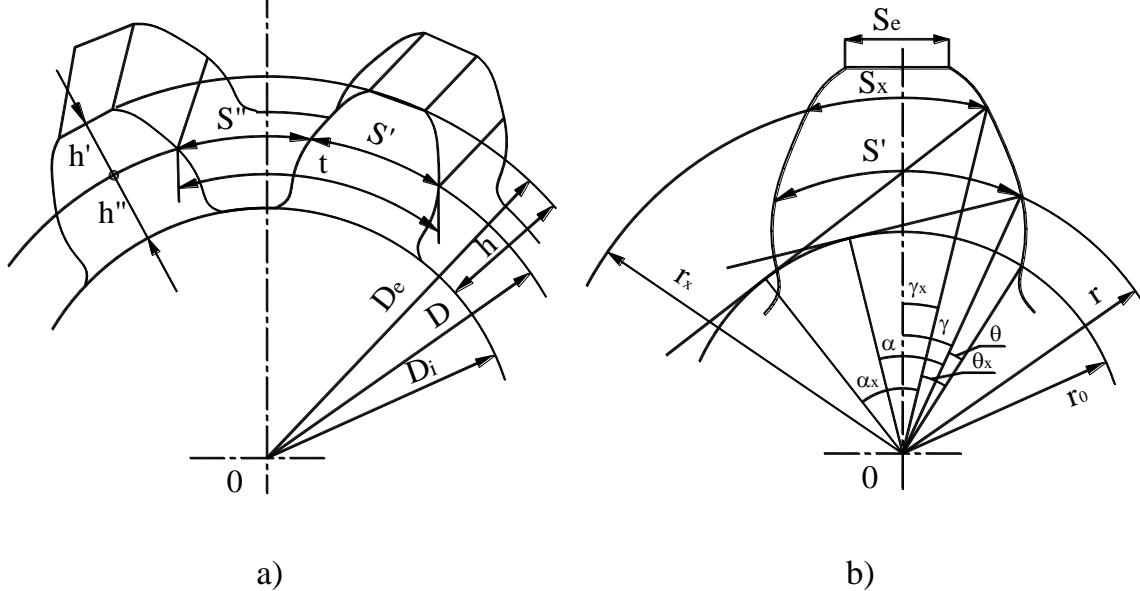
- Các đường tròn tâm O_1 và O_2 , bán kính O_1P và O_2P (H.4-4) nếu được gắn liền với 2 bánh răng đang ăn khớp sẽ luôn tiếp xúc với nhau và lăn không trượt lên nhau, và được gọi là các *vòng tròn ban đầu* (còn gọi là vòng tròn lăn).

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

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

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

2.2. Các thông số hình học cơ bản



Hình 4-5: các thông số hình học

- 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

$$m = t/\pi$$

(4-5)

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 $f' = 1$) (4-6)

+ Chiều cao chân răng: $h'' = f'' \cdot m$ (với $f'' = 1,25$) (4-7)

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

+ Chiều cao của răng: $h = h' + h''$ (4-8)

- Đường kính vòng tròn ban đầu: D

Gọi Z là số răng của bánh răng $\Rightarrow Z \cdot t = \pi \cdot D \Rightarrow D = m \cdot Z$ (4-9)

- Đường kính vòng tròn đỉnh răng: $D_e = D + 2h'$ (4-10)

- Đường kính vòng tròn chân răng: $D_i = D - 2h''$ (4-11)

- Chiều rộng của răng S' ; chiều rộng kẽ răng S''

$S' = S'' = t/2$ (4-12)

$S_x = 2r_x \cdot [(S'/2r) + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_x]$ (4-13)

$\Rightarrow S_e = 2r_e [(S'/2r) + \text{inv}\alpha - \text{inv}\alpha_e]$ (4-14)

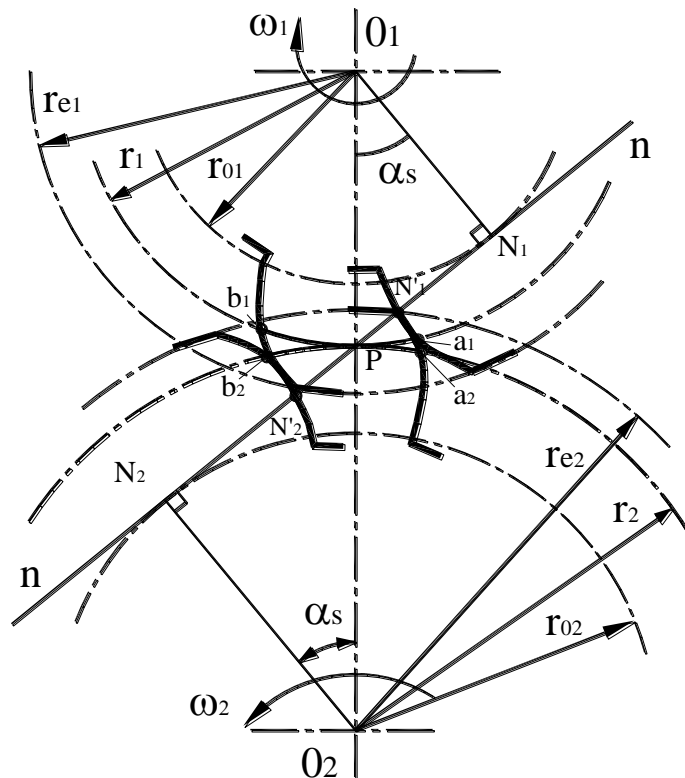
- Khi 2 bánh răng ăn khớp nhau thì tỷ số truyền $|i_{12}| = r_{02}/r_{01} = r_2/r_1 = mZ_2/mZ_1$

$\Rightarrow |i_{12}| = Z_2/Z_1$ (4-15)

- Khoảng cách giữa 2 trục quay: $A = O_1O_2 = \frac{1}{2} m(Z_1 \pm Z_2)$ (4-16)

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

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



Hình 4-6: đường ăn khớp-cung ăn 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 4-6 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*.

$$a_1b_1 = a_2b_2$$

- *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:

$$\varepsilon = a_1b_1/t = a_2b_2/t \quad (4-17)$$

Nhận thấy: $a_1b_1/m_1n_1 = r_1/r_{01} = 1/\cos\alpha$; $m_1n_1 = N'_1N'_2$

$$\varepsilon = \frac{N'_1 N'_2}{t \cdot \cos \alpha} \quad (4-18)$$

\Rightarrow Độ dịch tâm ảnh hưởng đến ε .

Biến đổi công thức (4-18) ta được:

$$\varepsilon = \frac{\sqrt{(Z_1 + 2.f'_1)^2 - Z_1^2 \cos^2 \alpha} + \sqrt{(Z_2 + 2.f'_2)^2 + Z_2^2 \cos^2 \alpha} - (Z_1 + Z_2) \cdot \sin \alpha}{2\pi \cdot \cos \alpha} \quad (4-19)$$

Qua công thức (4-19), 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 thoả mãn điều kiện $\varepsilon \geq 1$. 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 $\varepsilon \geq 1,05$.

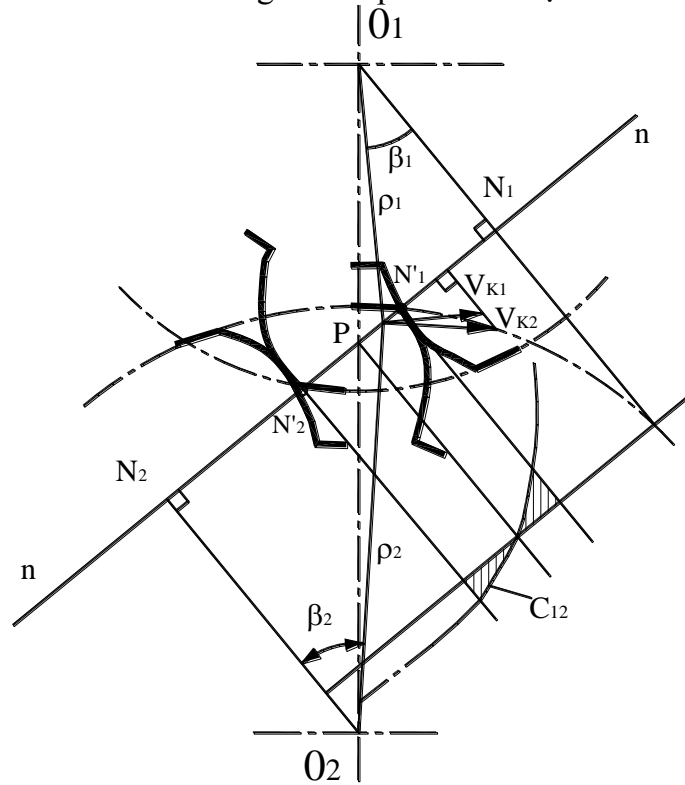
Chú ý: **hệ số trùng khớp (ε)**, hay **hệ số tiếp xúc (CR)** chính là số (cặp) răng trung bình trong tiếp xúc, khi một cặp BR ăn khớp, còn có thể được tính bởi công

$$\text{thức sau: } CR = \frac{\sqrt{r_{e1}^2 - r_{o1}^2} + \sqrt{r_{e2}^2 - r_{o2}^2} - A \sin \alpha}{t_0}$$

Trong đó t_0 là bước răng trên vòng tròn cơ sở ($t_{01} = t_{02} = t_0$)

4. SỰ TRƯỢT CỦA CÁC RĂNG

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



Hình 4-7: sự trượt trên bề mặt răng

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

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

Và $\bar{V}_{K1} - \bar{V}_{K2} = \bar{V}_{21}$ chính là vận tốc trượt giữa biên hình thứ 2 và biên hình thứ 1. 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:

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

$$\Rightarrow C_{12} = 1 - i_{21} \cdot \frac{N_{2K}}{N_{1K}}; \quad C_{21} = 1 - i_{12} \cdot \frac{N_{1K}}{N_{2K}} \quad (4-20)$$

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 4-7.

+ Đối với bánh răng nhỏ:

$$\text{Tại } N_2 \text{ (xem như đầu răng quy ước): } R_2 = 0$$

$$\Rightarrow C_{12} = 1.$$

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

Tại N₁ (chân răng quy ước): $R_1 = 0 \Rightarrow C_{12} = \infty.$

+ Đối với bánh răng lớn (trương tự)

- Nhận xét:

+ Thực tế chỉ ăn khớp trong đoạn L'₁L'₂ ⇒ đồ thị ở đoạn đó.

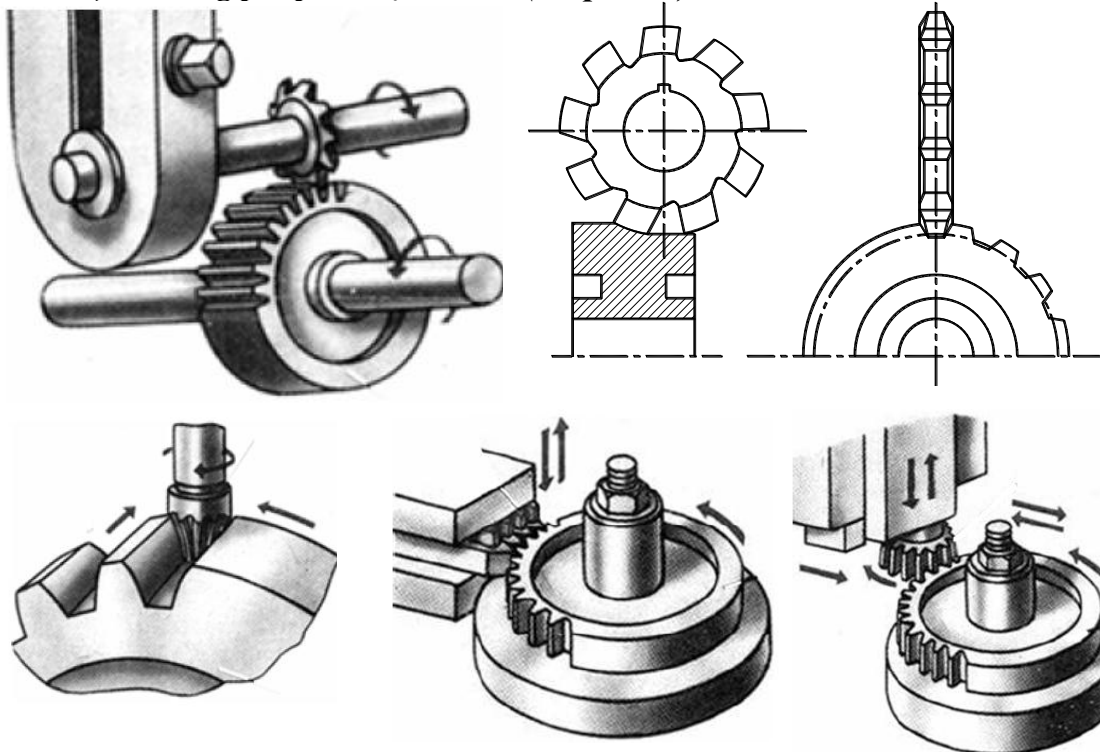
+ Chân răng mòn nhiều hơn đầu răng, đặc biệt là chân răng của bánh răng nhỏ.

+ 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 4-8: các phương pháp cắt răng

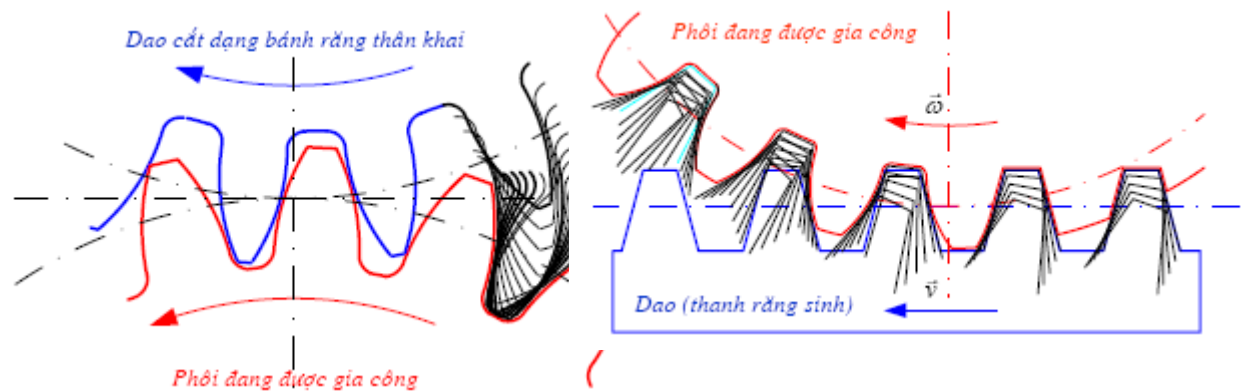
- Lưỡi cắt có hình dạng tiết diện ngang giống như hình dạng rãnh răng.
- Dùng đầu phân độ để quay phôi 1 góc $2\pi/Z$, để cắt bánh răng có Z răng.
- Cắt bánh răng có môđun lớn ta dùng dao phay ngón (do dùng dao phay đĩa bị rung động).
- Về lý thuyết, muốn chế tạo 1 bánh răng có số răng Z phải dùng lưỡi 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.

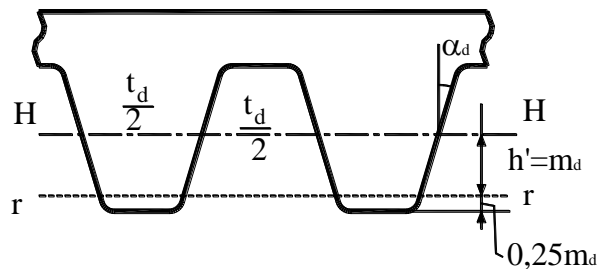
b) Phương pháp cắt bao hình.

- Phương pháp cắt bao hình với các dao cắt loại thanh răng, bánh răng hay trục vít trên các máy phay. 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.



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 4-9: phương pháp cắt bao hình

- 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.4-9a).

+ Khi dao cắt có số răng lớn vô hạn ta được loại dao thanh răng (H.4-9c). 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.

5.2 Bánh răng tiêu chuẩn và bánh răng có dịch dao

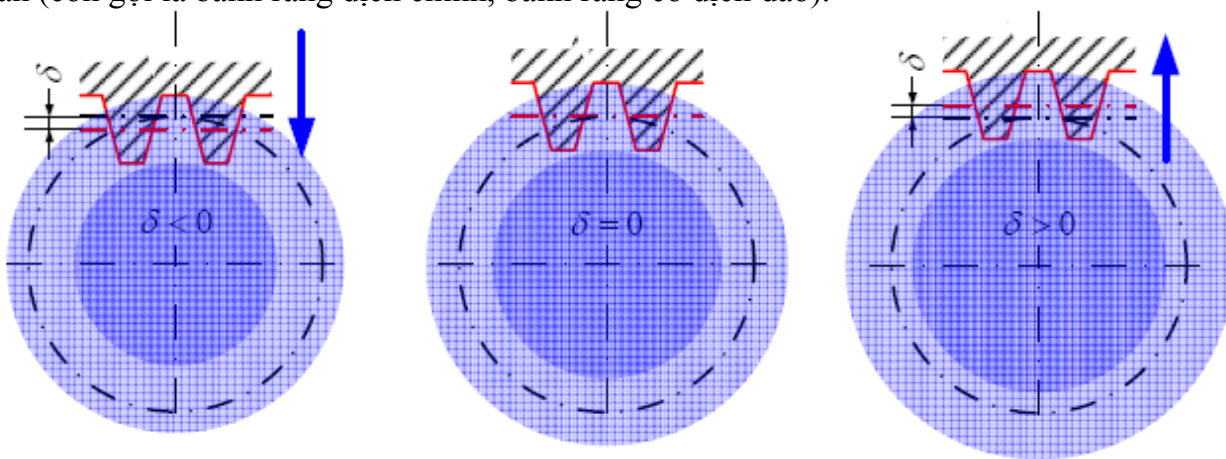
a) Bánh răng tiêu chuẩn và bánh răng có dịch dao

- Dao thanh răng: biên hình của dao thanh răng (hay tiết diện dao trục vít nói trên) có kích thước tiêu chuẩn hoá (H.4-9c). Ta thấy rằng bước của thanh răng (t_d) xét trên tất cả các đường nằm ngang đều bằng nhau. Song riêng trên đường thẳng H-H, bề dày của răng bằng bề rộng của kẽ răng. Đường H-H gọi là đường trung bình của thanh răng. Bước của dao thanh răng là:

$$t_d = m_d \cdot \pi \quad (4-21)$$

Trong đó, môđun của thanh răng m_d được lấy trong số môđun tiêu chuẩn. Từ đường trung bình H-H ta tính được chiều cao lý thuyết đầu răng của thanh răng ($h' = m_d$), chiều cao thực tế đầu răng thanh răng lớn hơn chiều cao lý thuyết $0,25m_d$. Cần phải tăng lên như thế để chân răng của bánh răng được chế tạo có chiều cao bằng $1,25m_d$. Biên hình răng thanh răng là đường thẳng nghiêng 1 góc $\alpha_d = 20^\circ$. Đầu răng thanh răng được lượn tròn.

- Bánh răng có dịch chỉnh: trong quá trình chế tạo bánh răng thân khai bằng dao thanh răng, chế độ chuyển động (tức là tỷ số V/ω) quyết định bán kính vòng chia. Nói cách khác: ta cố định đường chia trên dao thanh răng bằng cách định chế độ chuyển động trong quá trình chế tạo (H-4-10). Nếu ta đặt dao thanh răng sao cho đường trung bình của nó trùng với đường chia, tức là tiếp xúc với vòng tròn chia trên phôi thì bánh răng được chế tạo ra là bánh răng tiêu chuẩn; nếu đường trung bình không trùng với đường chia thì ta nhận được bánh răng không tiêu chuẩn (còn gọi là bánh răng dịch chỉnh, bánh răng có dịch dao).



— · — · — · — đường trung bình; — · — · — · — đường chia, vòng chia

Hình 4-10: mô tả bánh răng tiêu chuẩn & dịch dao

- Khoảng cách giữa đường trung bình và đường chia gọi là độ dịch dao, ký hiệu: δ . Độ dịch dao δ được tính theo công thức:

$$\delta = \xi \cdot m_d \quad (4-22)$$

Qui ước độ dịch dao và hệ số dịch dao ξ là âm khi đường trung bình nằm trong đường chia (H.4-10a) và là dương khi đường trung bình nằm ngoài đường chia (H.4-10c).

- Khi dịch dao, vòng cơ sở của đường thân khai là không đổi. Chỉ khác nhau ở chỗ: dùng đoạn nào của đường thân khai làm biên dạng làm việc của răng.

- Đặc điểm cơ bản của các bộ truyền dịch chỉnh:

+ Bộ truyền dịch chỉnh đều ($\xi_1 + \xi_2 = 0$) còn gọi là bộ truyền dịch chỉnh cao, chiều cao đầu răng và chân răng thay đổi, chiều dày răng của thay đổi.

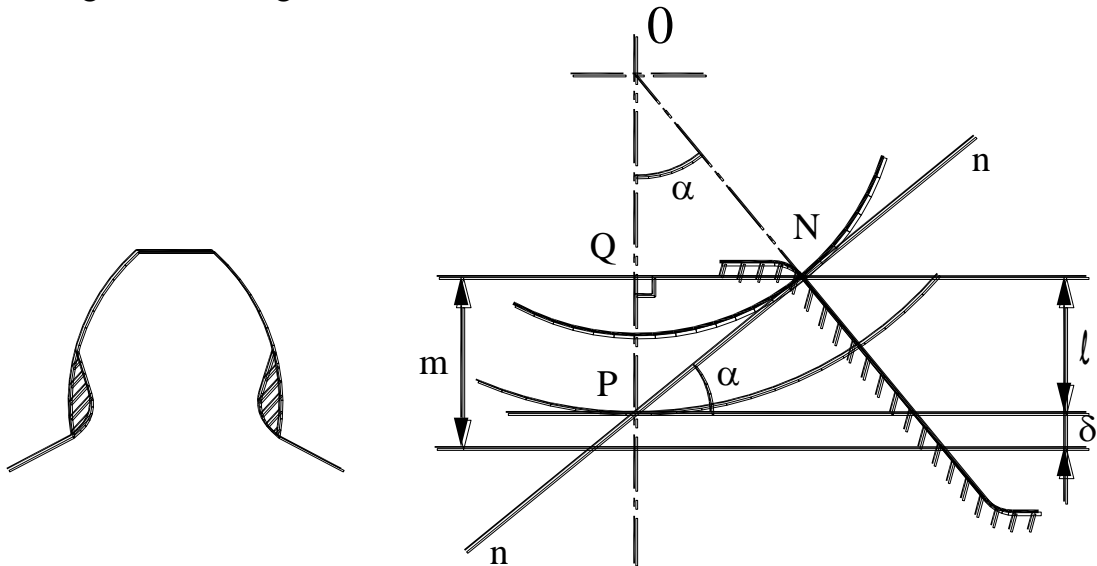
+ Bộ truyền dịch chỉnh dương hoặc âm ($\xi_1 + \xi_2 \neq 0$) còn gọi là bộ truyền dịch chỉnh góc, góc ăn khớp thay đổi, khoảng cách tâm thay đổi, hệ số f' và f'' thay đổi, chiều dày và chiều rộng rãnh răng thay đổi.

b) Hiện tượng cắt chân răng và số răng tối thiểu

- **Hiện tượng cắt chân răng:**

Trong quá trình chế tạo bánh răng bằng dao thanh răng, có thể thay đổi vị trí của dao thanh răng đối với phôi, song không thể đặt dao thanh răng gần phôi quá một vị trí giới hạn, vì như vậy sẽ xảy ra hiện tượng chân răng bị cắt lẹm (H.4-11a).

- Người ta chứng minh được rằng, trong quá trình chế tạo, nếu đường đỉnh của dao thanh răng cắt đường ăn khớp ở ngoài đoạn ăn khớp lý thuyết thì sẽ xảy ra hiện tượng cắt chân răng.



Hình 4-11: hiện tượng cắt chân răng khi chế tạo

- Điều kiện không cắt chân răng (H.4-11b)

Gọi l là khoảng cách từ đường đỉnh răng lý thuyết (chỉ phần tham gia cắt) của dao thanh răng tới đường chia; Q là hình chiếu của N lên phương OP . Để không xảy ra hiện tượng cắt chân răng thì:

$$l \leq PQ$$

$$\text{Mà } PQ = PN \cdot \sin \alpha = OP \cdot \sin^2 \alpha = r \cdot \sin^2 \alpha = (m \cdot Z/2) \cdot \sin^2 \alpha$$

Giả sử bánh răng được chế tạo với hệ số dịch dao là ξ , ta có:

$$l = m - \delta = m - \xi \cdot m = m \cdot (1 - \xi)$$

$$\Rightarrow m \cdot (1 - \xi) \leq (m \cdot Z/2) \cdot \sin^2 \alpha$$

Thông thường $\alpha = 20^\circ$, nên điều kiện không cắt chân răng sẽ là:

$$1 - \xi \leq Z/17 \quad (4-23)$$

- Nhận xét:

+ Nếu hệ số dịch dao đã chọn thì số răng phải bảo đảm:

$$Z \geq Z_{\min} = 17(1 - \xi) \quad (4-24)$$

Đối với bánh răng tiêu chuẩn ($\xi = 0$) thì $Z_{\min} = 17$. Có thể dịch dao để số răng nhỏ hơn (khi có yêu cầu bánh răng nhỏ gọn).

+ Nếu số răng Z đã được quyết định thì hệ số dịch dao phải bảo đảm:

$$\xi \geq \xi_{\min} = (17 - Z)/17 \quad (4-25)$$

+ Z_{\min} , ξ_{\min} là số răng tối thiểu và hệ số dịch dao tối thiểu để không xảy ra hiện tượng cắt chân răng.

Trong thực tế, khi cắt bằng dao thanh răng hay cắt bao hình; một số tài liệu (*Fundamentals of Machine Component Design*) đề nghị rằng, nếu BR là tiêu chuẩn thì số răng không nhỏ hơn 18 (với góc áp lực 20°) và không nhỏ hơn 12 (với góc áp lực 25°) để không xảy ra hiện tượng cắt chân răng.

-Hiện tượng chèn răng

Khi 1 cặp BR ăn khớp, có thể xảy ra hiện tượng chèn răng (khi điểm ăn khớp nằm ngoài đoạn ăn khớp lý thuyết). Chèn răng làm cản trở chuyển động của cặp BR. Hiệu chuẩn thích hợp là cắt bỏ phần đầu răng bị chèn, tuy nhiên, việc này có thể làm răng yếu đi và làm giảm hệ số tiếp xúc (CR).

Phương trình về bán kính vòng đỉnh tối đa để không xảy ra hiện tượng chèn răng (khi ăn khớp) là:

$$r_{e(\max)} = \sqrt{r_0^2 + A^2 \sin^2 \alpha}$$

Trong đó A là khoảng cách trục

Phương trình này cho thấy rằng :

+ Chèn răng dường như chỉ liên quan đến phần đỉnh răng của BR lớn hơn là đỉnh của BR nhỏ (bánh dẫn).

+ Chèn răng có khả năng xảy ra khi số răng của BR nhỏ quá nhỏ hay số răng của bánh răng lớn quá lớn, hay góc áp lực quá nhỏ.

5.3. Các kích thước của bánh răng dịch chỉnh

Giả sử có 2 bánh răng có số răng Z_1 và Z_2 , cùng môđun m , được chế tạo cùng 1 dao thanh răng với các hệ số dịch dao là ξ_1 và ξ_2 đang ăn khớp với nhau không có khe hở.

- Bề dày của răng S :

+ Bề dày của răng trên đường tròn chia của 2 bánh răng (S_{d1} và S_{d2}):

$$S_{d1} = (\pi.m_d/2) + 2.m_d.\xi_1.tg\alpha_d \quad (4-26)$$

$$S_{d2} = (\pi.m_d/2) + 2.m_d.\xi_2.tg\alpha_d \quad (4-27)$$

+ Bề dày của răng trên đường tròn ban đầu (S_1 và S_2)

Từ công thức S_x ở phần trước, ta chứng minh được:

$$S_1 = S_{d1}.(m/m_d) + mZ_1.(inv\alpha_d - inv\alpha) \quad (4-28)$$

$$S_2 = S_{d2}.(m/m_d) + mZ_2.(inv\alpha_d - inv\alpha) \quad (4-29)$$

Trong đó, m là môđun ứng với vòng tròn ban đầu.

- Bán kính các vòng tròn ban đầu (r_1, r_2)

$$r_1 = m.Z_1/2; \quad r_2 = m.Z_2/2 \quad (4-30)$$

- Góc ăn khớp giữa 2 bánh răng là $\alpha = \alpha_L$, được xác định bởi:

$$inv\alpha = [2(\xi_1 + \xi_2)tg\alpha_d/(Z_1 + Z_2) + inv\alpha_d] \quad (4-31)$$

- Khoảng cách trục A :

+ Đối với cặp bánh răng tiêu chuẩn, ăn khớp không có khe hở, khoảng cách giữa các trục là:

$$A_o = (r_{01} + r_{02})/\cos\alpha = [m_d(Z_1 + Z_2)/2] \quad (4-32)$$

+ Đối với cặp bánh răng dịch chỉnh thì:

$$A = (r_{01} + r_{02})/\cos\alpha_d = A_o.(cos\alpha_d/cos\alpha) = [m_d(Z_1 + Z_2)/2].(cos\alpha_d/cos\alpha) \quad (4-33)$$

- Bước ăn khớp: $t = \pi.m$

- Chiều cao chân răng:

$$h''_1 = 1,25.m_d - m_d.\xi_1 + r_1 - r_{d1} \quad (4-35)$$

$$h''_2 = 1,25.m_d - m_d.\xi_2 + r_2 - r_{d2} \quad (4-36)$$

với $r_{d1,2} = 1/2 m_d.Z_{1,2}$

- Chiều cao đầu răng:

$$h'_1 = h''_2 - 0,25.m_d \quad (4-37)$$

$$h'_2 = h''_1 - 0,25.m_d \quad (4-38)$$

- Đường kính của phôi:

$$D_{e1} = 2.r_1 + 2.h'_1 \quad (4-39)$$

$$D_{e2} = 2.r_2 + 2.h'_2 \quad (4-40)$$

- Hệ số trùng khớp:

$$\varepsilon = \frac{1}{t.\cos\alpha} (\sqrt{R_{e1}^2 - r_{01}^2} + \sqrt{R_{e2}^2 - r_{02}^2} - A_o.\sin\alpha) \quad (4-41)$$

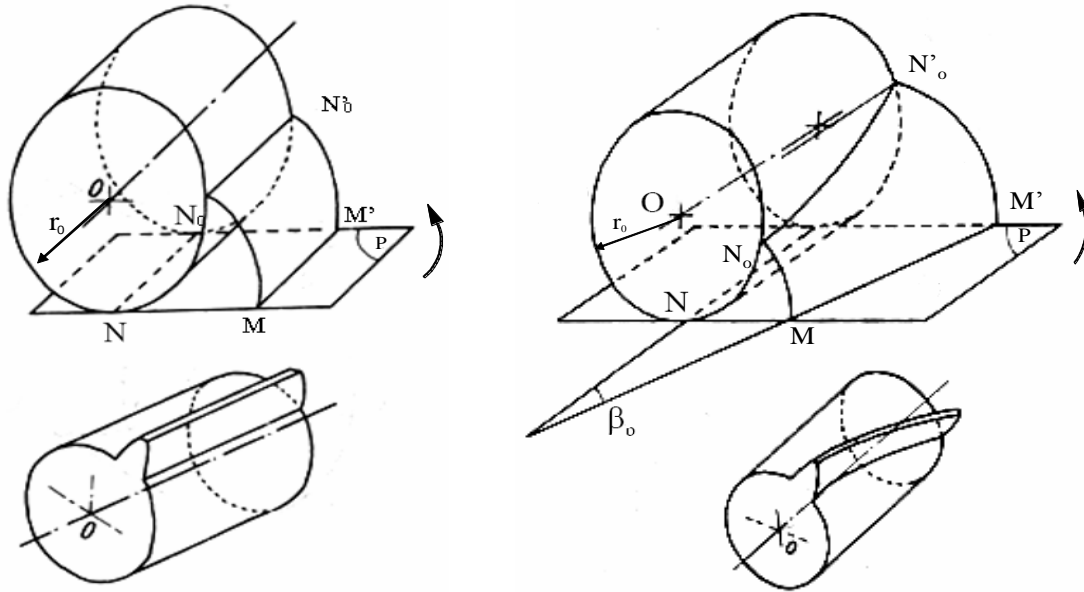
- Dùng công thức tính S_e ở phần trước để kiểm tra độ nhọn của đầu răng.

6. BÁNH RĂNG TRỤ TRÒN RĂNG NGHIÊNG

(SV tự ôn tập)

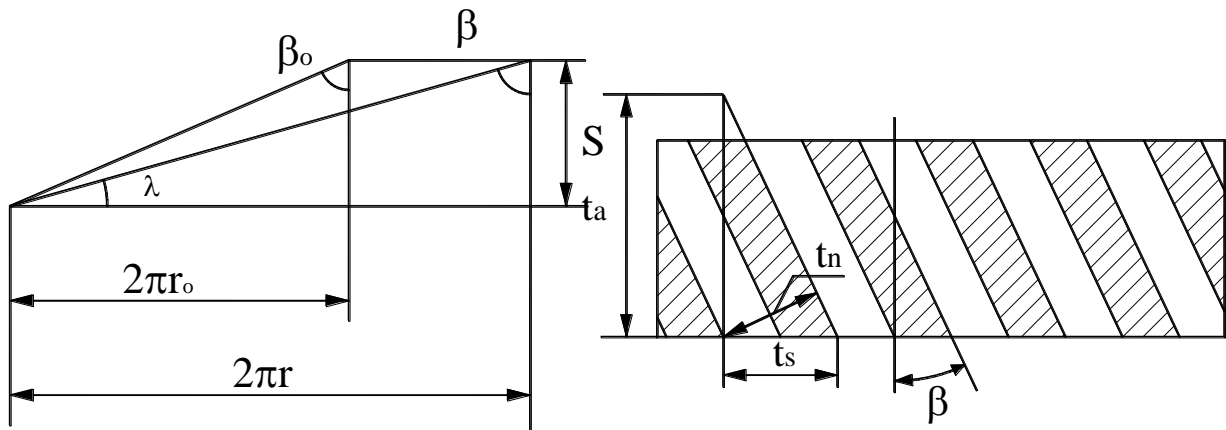
6.1. Cấu tạo mặt răng

- 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.



a)

b)



c)

d)

Hình 4 -12: cấu tạo & thông số hình học của bánh răng nghiêng

- Một số đặc điểm của mặt xoắn ốc thân khai (H.4-12b)

+ 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 trải 1 đường xoắn ốc lên mặt phẳng, ta sẽ được đường nằm nghiêng (H.4-12c).

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

$$\text{Ta có: } S = 2\pi r \cdot \cotg\beta = 2\pi r_0 \cdot \cotg\beta_0 \quad (4-42)$$

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_0 , trên mặt trụ chia là β .

Từ công thức (4-42):

$$\Rightarrow tg\beta = (r/r_0) \cdot tg\beta_0 = tg\beta_0 / \cos\alpha \quad (4-43)$$

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.4-12d). 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:

$$t_n = t_s \cdot \cos\beta = t_a \cdot \sin\beta \quad (4-44)$$

$$m_n = m_s \cdot \cos\beta = m_a \cdot \sin\beta \quad (4-45)$$

- Các thông số khác:

$$r = \frac{1}{2} m_s \cdot Z = \frac{1}{2} (m_n / \cos\beta) \cdot Z \quad (4-46)$$

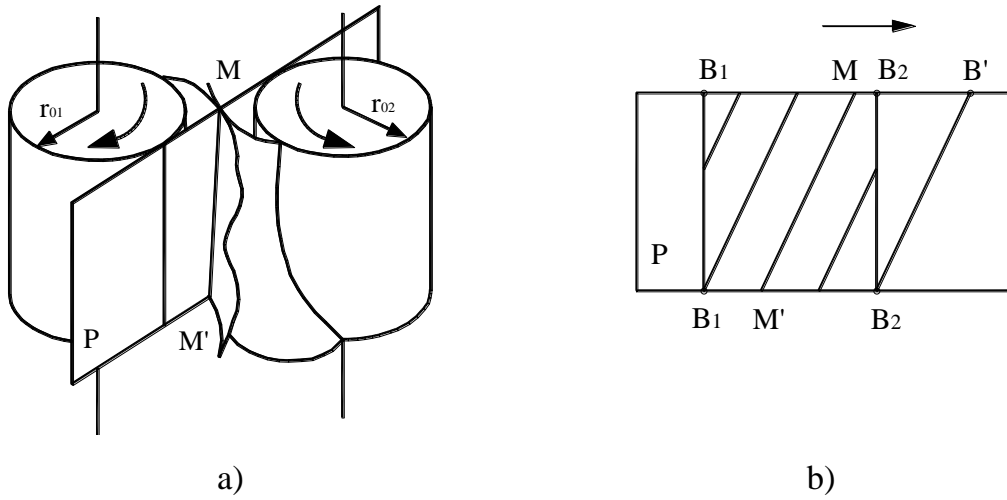
$$r_e = r + f' \cdot m_n \quad (4-47)$$

$$r_i = r - f'' \cdot m_n \quad (4-48)$$

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

- Hình 4-13 thể hiện quá trình tiếp xúc của 2 mặt răng của bánh răng nghiêng (với (P) là mặt phẳng ăn khớp). Trên hình 4-13b, 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 B_2 trước khi thôi tiếp xúc, vì thế trong thời gian tiếp xúc, xem như điểm tiếp xúc M di chuyển từ B_1 đến B' .

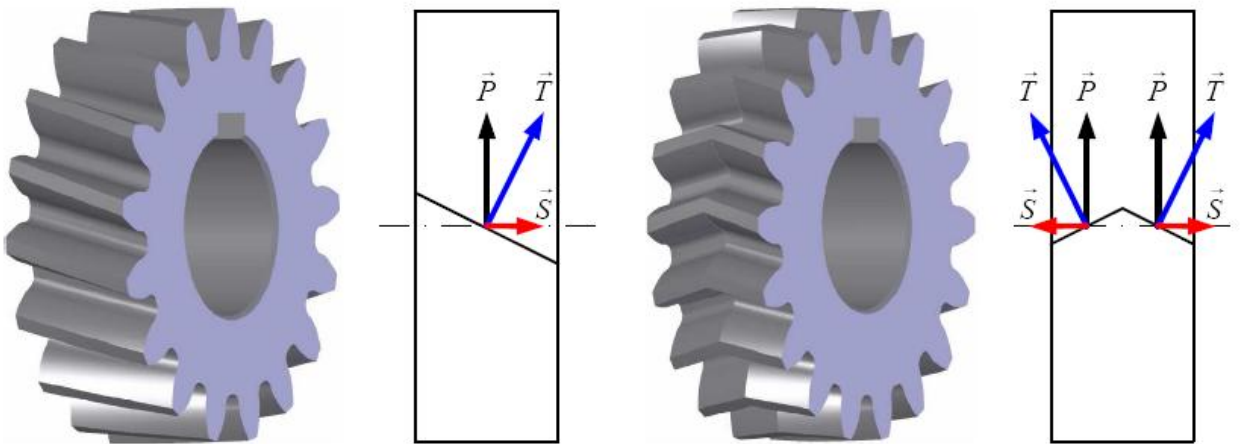


Hình 4-13: mô tả sự chuyển động

- 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:

$$\epsilon = \epsilon_0 + (B_2B'/t_n) \quad (4-49)$$

- 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 4-14: lực dọc trục & bánh răng hình chữ V

7. PHÂN TÍCH LỰC TRÊN BÁNH RĂNG TRỤ TRÒN

(SV tự ôn tập)

4.4.1. Phân tích lực tác dụng

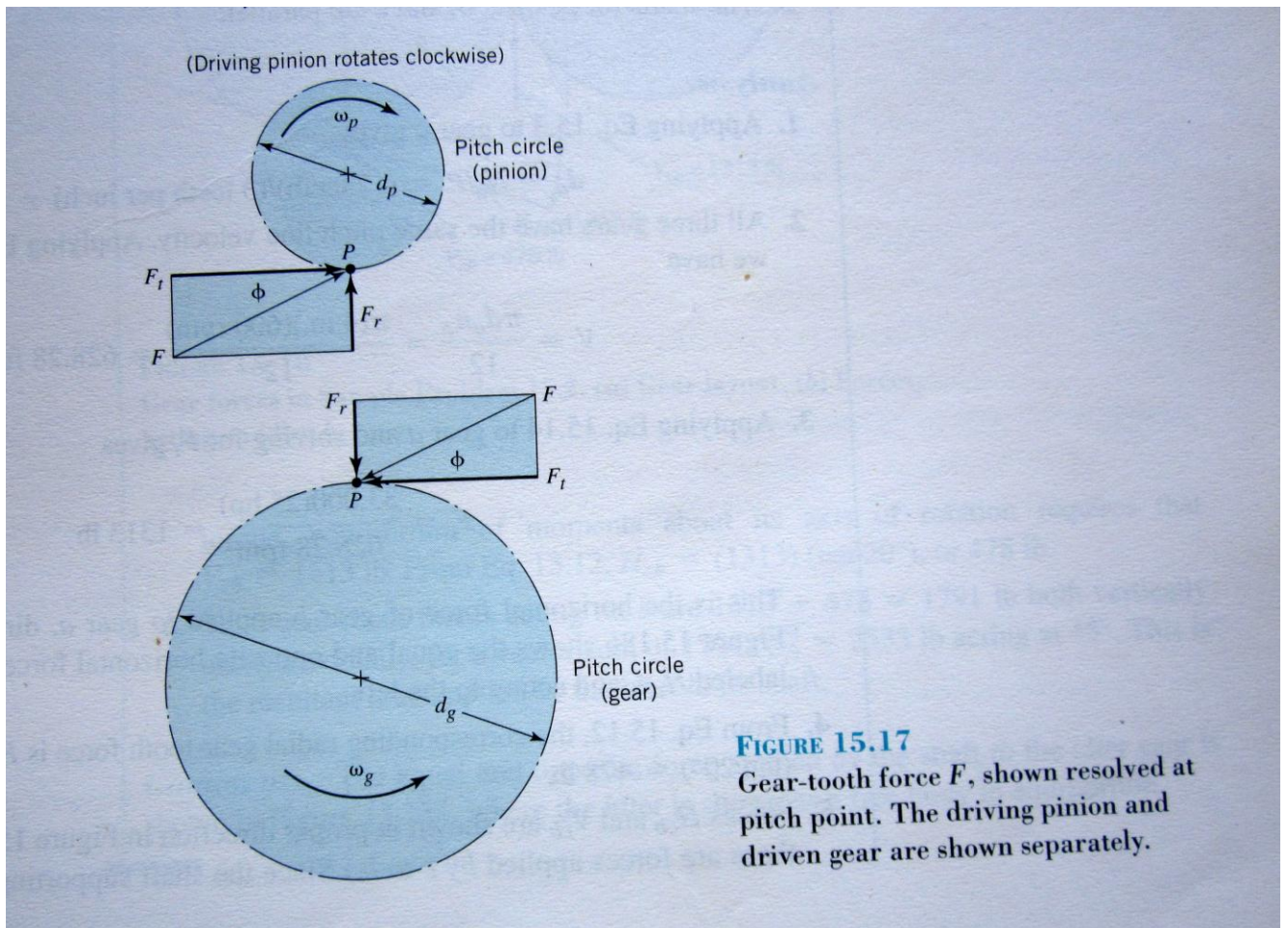
Khi tính toán có thể xem như lực ma sát sinh ra trên bề mặt răng không đáng kể.

a. Bánh răng trụ răng thẳng

+ Lực vòng: $F_{t1} = 2T_1 / d_{w1} = F_{t2}$ (4-50)

+ Lực hướng tâm: $F_{r1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha_w = F_{r2}$ (4-51)

+ Lực pháp tuyến: $F_{n1} = F_{n2} = F_{t1} / \cos \alpha_w$ (4-52)



Hình 4.15: Lực tác dụng lên răng của bánh răng thẳng

b. Bánh răng trụ răng nghiêng:

+ Lực vòng: $F_{t1} = 2T_1 / d_{w1} = F_{t2}$

+ Lực hướng tâm: $F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_w / \cos \beta_w = F_{r2}$ (4-53)

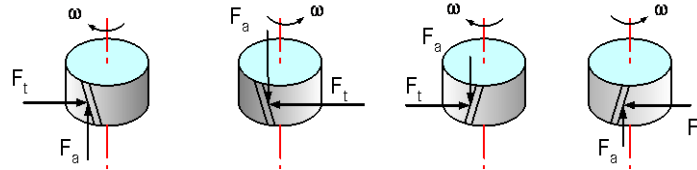
+ Lực dọc trục: $F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta_w = F_{a2}$ (4-54)

+ Lực pháp tuyến: $F_{n1} = F_{n2} = F_{t1} / \cos\alpha_{nw} \cos\beta_w$ (4-55)

α_{nw} : góc ăn khớp trong mặt phẳng pháp

Lưu ý

- Chiều lực vòng F_t trên bánh dẫn luôn ngược chiều quay, trên bánh bị dẫn cùng chiều quay.
- Phương lực dọc trục phụ thuộc vào chiều nghiêng răng và chiều quay:



Hình 4.16: Chiều tác dụng của lực lên bánh răng

- Chiều F_r luôn hướng vào tâm.

4.4.2. Tự ôn tập thêm dựa vào những tài liệu sau

* file “Bo_truyen_banh_rang.pdf”

* file “Bai_tap_chuong_bo_truyen_banh_rang.pdf”

(Bài giảng Chi Tiết Máy, TS. Bùi Trọng Hiếu)

TÀI LIỆU THAM KHẢO

1. *Bài giảng Nguyên Lý Máy*; Vương Thành Tiên-Trương Quang Trường, ĐHNL Thủ Đức, TpHCM.
2. *Bài giảng Nguyên Lý-Chi Tiết Máy*; Vương Thành Tiên, ĐHNL Thủ Đức, TpHCM.
3. *Bài giảng Chi Tiết Máy*; Bùi Trọng Hiếu; ĐHBK Đà Nẵng.
4. *Bài Tập Nguyên Lý Máy*; Tạ Ngọc Hải, NXBKHK, tái bản lần thứ 7 (2005).
5. *Fundamentals of Machine Component Design*; R.C. Junival – K.M. Marshek; Fourth edition; John Wiley & Sons, INC.
6. *Giáo trình Cơ Học Máy*; Lại Khắc Liễn; ĐHBK tpHCM.
7. *Cơ sở Thiết Kế Máy-Phần 1*; Nguyễn Hữu Lộc; ĐHBK tpHCM.