

Phần II: TRUYỀN ĐỘNG CƠ KHÍ

Bài mở đầu: Những vấn đề chung về TĐCK

0.1. Sự cần thiết sử dụng Truyền động cơ khí

0.1.1 -*Khái niệm:*

- Truyền cơ năng từ động cơ đến các bộ phận
- Biến đổi vận tốc/ lực/ mô men hoặc dạng, quy luật chuyển động

0.1.2 -Nguyên nhân sử dụng TĐCK

- Tốc độ các bộ phận công tác có nhiều giá trị khác nhau
→ dùng động cơ tốc độ chuẩn + TĐCK rẻ, tiện hơn
- Dùng TĐCK cho phép từ 1 động cơ có thể truyền đến nhiều bộ phận công tác khác nhau.
- Dạng chuyển động của các bộ phận công tác thường đa dạng (quay đều, quay không đều, quay lắc, tịnh tiến khứ hồi...), không có động cơ thỏa mãn – nếu có rất đắt.
- Dùng TĐCK an toàn cho người vận hành hơn là nối trực tiếp động cơ với bộ phận công tác.

0.1.3 -Phân loại TĐCK

- Truyền động nhờ ma sát: Truyền động Đai, Truyền động bánh ma sát
- Truyền động nhờ ăn khớp: Truyền động bánh răng, Truyền động bánh vít, Truyền động xích

0.2. Các ký hiệu và thông số chính:

- Công suất: P (KW)
- Với mỗi cặp truyền động, **chỉ số 1 – trục/bánh chủ động; chỉ số 2 – bị động**. Ví dụ $P_1, P_2 \dots$
- Tốc độ quay : $n_1, n_2 \dots$ (vòng/phút)
- Tỷ số truyền : $u = n_1/n_2$ (dương, không xét chiều quay)
- Hiệu suất : $\eta = P_2/P_1$
- Mô men xoắn : $T_i = 9,55 \cdot 10^6 P_i / n_i$

Chương 6: TRUYỀN ĐỘNG BÁNH MA SÁT

6.1. *Khái niệm chung*

6.1.1 -Khái niệm

-Truyền chuyển động quay nhờ lực ma sát sinh ra trên vùng tiếp xúc chung giữa các bánh ma sát.

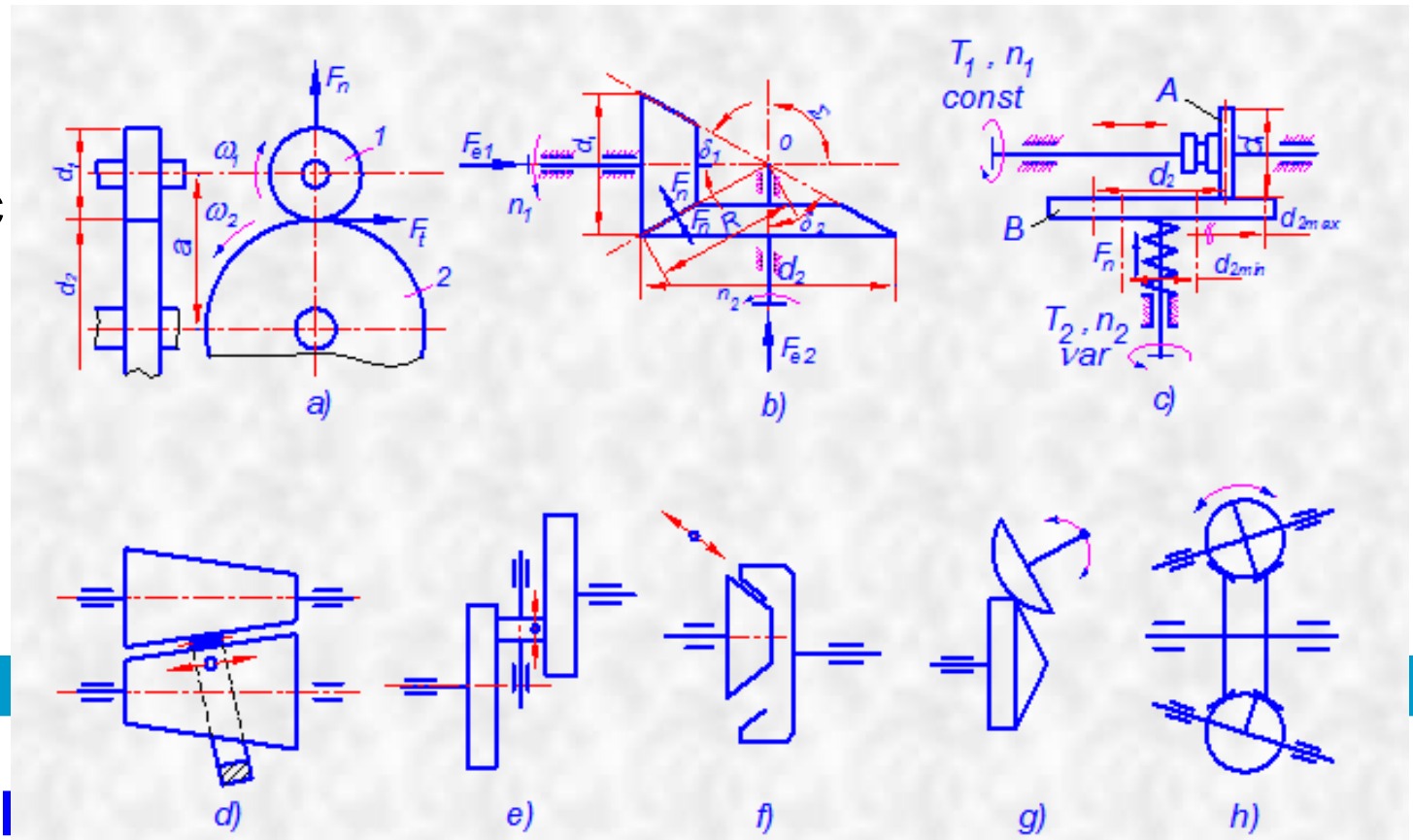
$F_{ms} = N \cdot f \rightarrow$ Muốn có lực ma sát cần tạo lực ép.

6.1.2 -Phân loại

+) Theo khả năng điều chỉnh tỷ số truyền

- TST ko đ/c được (m/s)
- TST đ/c được (biến tốc)

+) Theo hình thức tiếp xúc



6.1.3 -Ưu nhược điểm và phạm vi sử dụng

a. Ưu điểm

- Cấu tạo đơn giản
- Làm việc êm, không ồn
- Có khả năng điều chỉnh vô cấp tốc độ

b. Nhược điểm

- Lực tác dụng lên trục và ổ lớn
- Tỷ số truyền không ổn định do trượt
- Khả năng tải tương đối thấp

c. Phạm vi sử dụng

- Truyền công suất nhỏ và trung bình (dưới 20 kW)
- $v \leq 15... \text{ (m/s)}$
- Tỷ số truyền nhỏ hơn 7
- Dùng nhiều trong thiết bị rèn, ép, các bộ biến tốc...

6.2. Cơ sở tính toán truyền động bánh ma sát

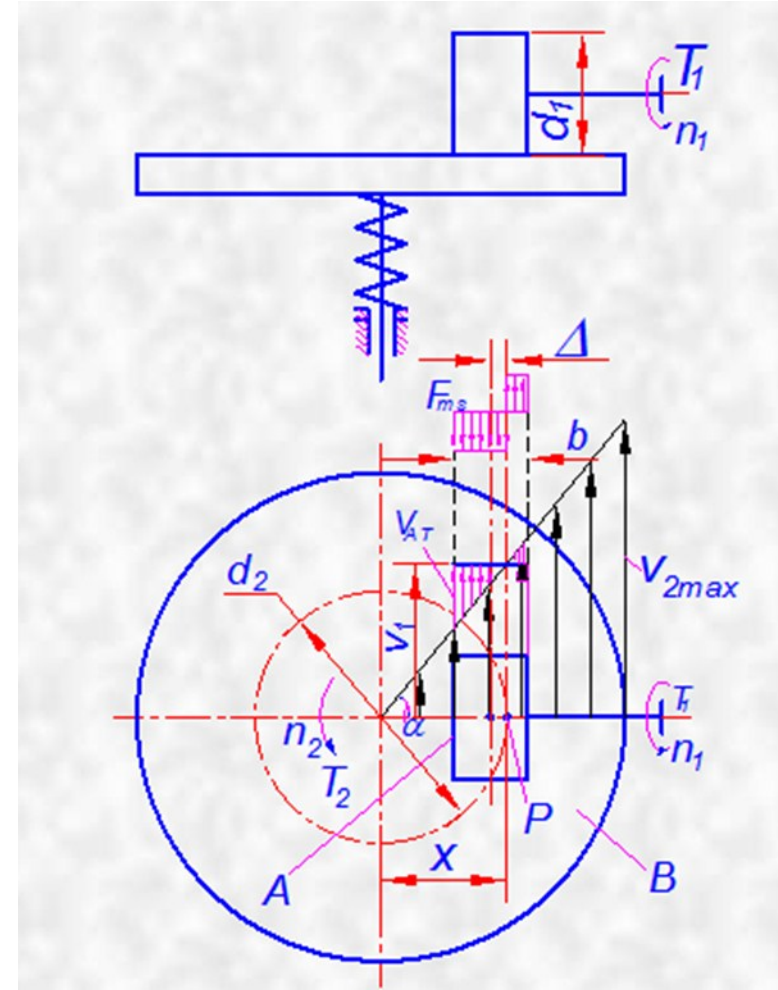
- **Sự trượt**
 - + Trượt hình học
 - + Trượt đàn hồi
 - + Trượt trơn
- **Tỷ số truyền**
 - + TST trong truyền động thường
 - + TST trong Biến tốc ma sát
- **Lực ép**

6.2.1 -Sự trượt trong truyền động bánh ma sát

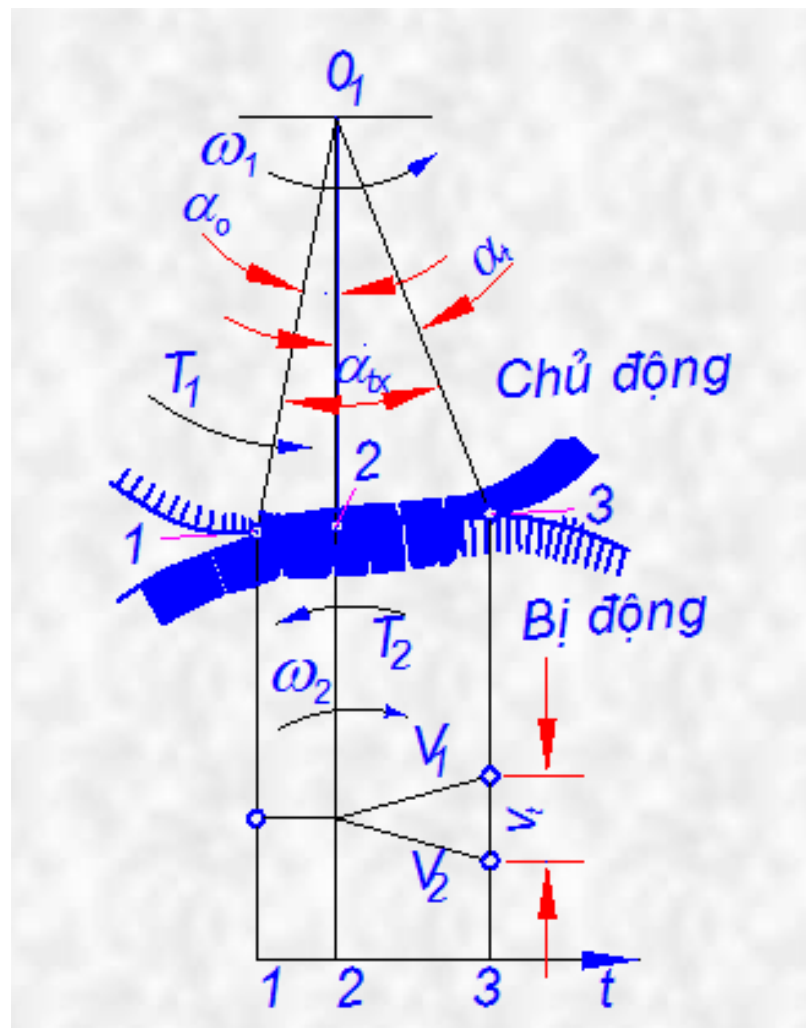
- Hiện tượng: sự chênh lệch vận tốc vòng giữa các bánh ma sát.
- Hậu quả: Gây mòn, xước, phát sinh nhiệt, giảm hiệu suất truyền dẫn.
- Có 3 dạng trượt trong TĐBMS: Trượt hình học, trượt đàn hồi, trượt trơn. Trượt đàn hồi là bản chất của TĐMS, không thể khắc phục được.

a. Trượt hình học

- Nguyên nhân: Do hình dáng hình học không hợp lý
- Hiện tượng: Xảy ra dọc đường tiếp xúc chung
- Khắc phục/ giảm:
 - + Ma sát đĩa: bánh MS trụ dạng trống
 - + Truyền chuyển động giữa các trục // phải đảm bảo đường t/xúc // với trục
 - + Truyền chuyển động giữa các trục cắt nhau: đường t/xúc kéo dài phải đi qua giao điểm trên 2 trục



b. Trượt đàn hồi



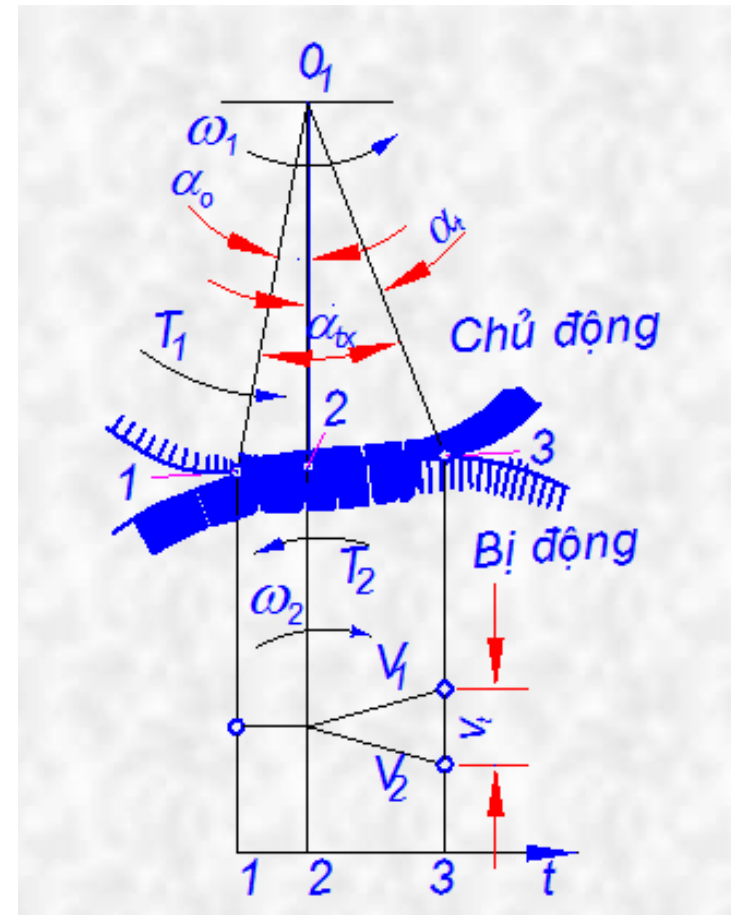
- Nguyên nhân: Do biến dạng đàn hồi không giống nhau theo phương tiếp tuyến giữa các phần tử 2 bánh ma sát trong vùng tiếp xúc chung.
- Hiện tượng: Chênh lệch vận tốc tế vi giữa các điểm trong vùng tiếp xúc.
- Vật liệu luôn có tính đàn hồi nên không thể khắc phục triệt để trượt đàn hồi.

c. Trượt trơn

-Nguyên nhân: quá tải. Lực vòng cần truyền lớn hơn lực ma sát có thể sinh ra.

-Khi $F_t \approx F_{ms}$
trượt trơn từng phần.

-Khi $F_t > F_{ms} \Rightarrow \alpha_t = \alpha_{tx}$
trượt trơn toàn phần.



6.2.2. Hệ số kéo, đường cong trượt và đường cong hiệu suất:

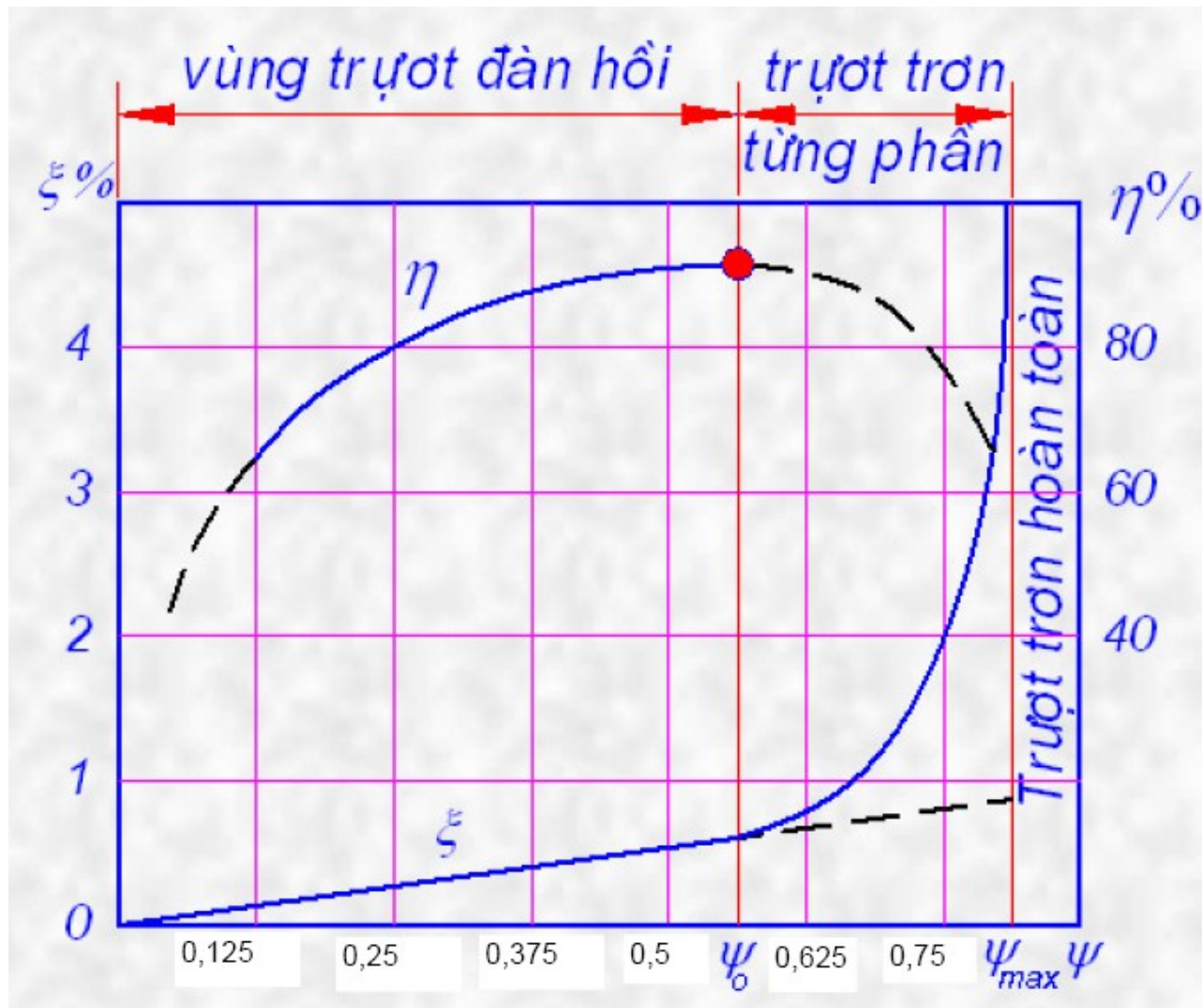
- Hệ số kéo:

$$\psi = \frac{F_t}{F_n \cdot f}$$

- $F_n \cdot f$ càng lớn $\Rightarrow F_t$ càng lớn.

-Giá trị hợp lý của $F_n \cdot f$ được xác định qua quan hệ giữa hệ số kéo ψ với hệ số trượt .

-Thí nghiệm với các giá trị khác nhau của ψ vẽ được đường cong trượt và hiệu suất



6.2.3. Tỷ số truyền

a. Truyền động bánh ma sát trụ

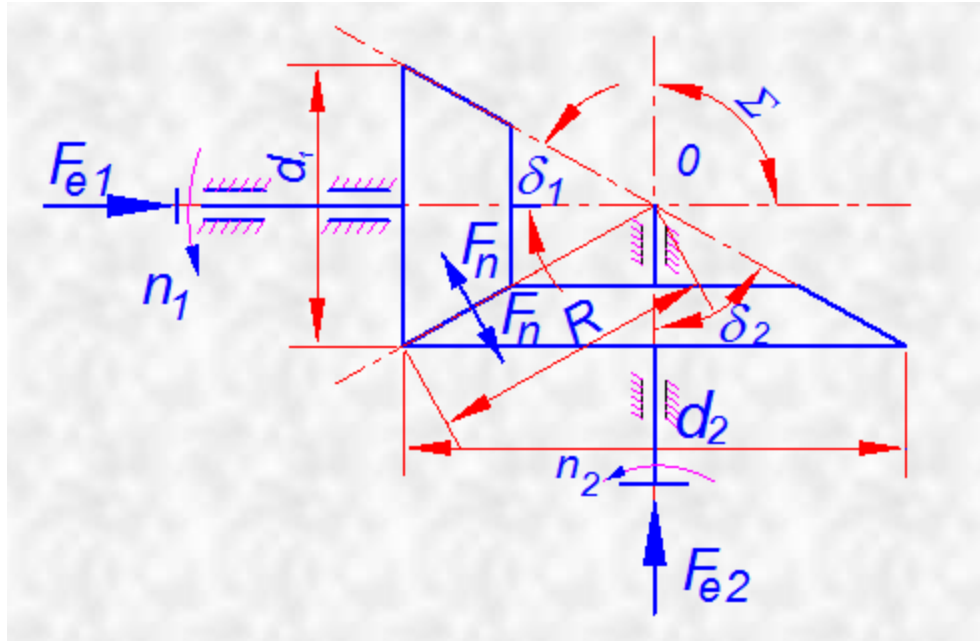
- Không trượt ($v_1 = v_2$): $u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$

- Có trượt $v_1 \neq v_2$ $\frac{n_1}{n_2} = ?$

$$\xi = \frac{v_t}{v_1} = \frac{v_1 - v_2}{v_1} = 1 - \frac{v_2}{v_1} = 1 - \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1}$$

$$\Rightarrow 1 - \xi = \frac{d_2 n_2}{d_1 n_1} \Rightarrow \frac{n_1}{n_2} = u = \frac{d_2}{d_1(1 - \xi)}$$

b. Truyền động bánh ma sát côn



$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)} = \frac{\operatorname{tg} \delta_2}{(1-\xi)} \approx \operatorname{tg} \delta_2$$

d_1, d_2 - đường kính trung bình của các bánh dẫn và bị dẫn

c. Biến tốc ma sát trực tiếp

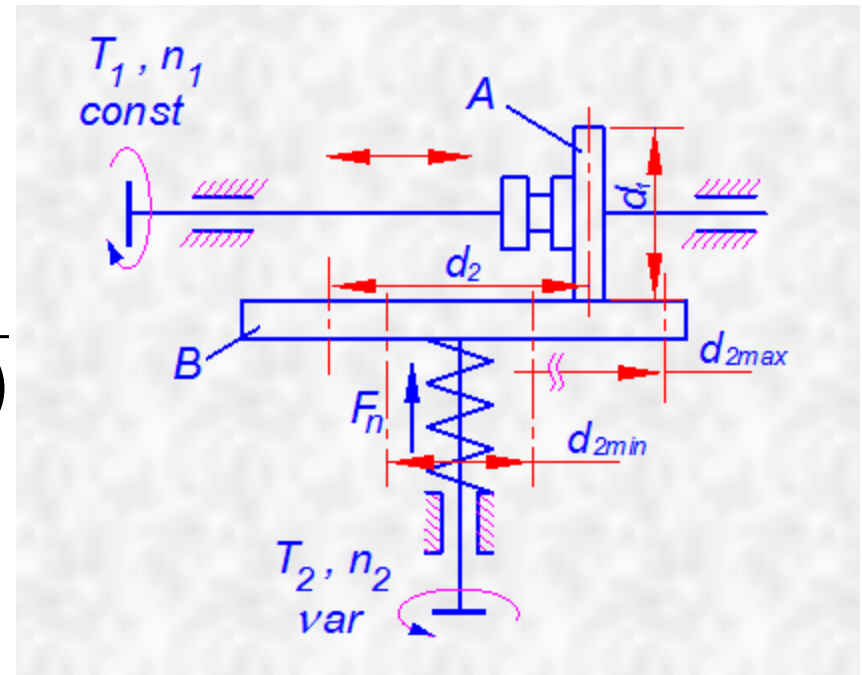
$$d_1 = \text{const};$$

$$d_2 = [d_{2\min} \div d_{2\max}]$$

$$u_{\min} = \frac{d_{2\min}}{d_1(1-\xi)} \quad u_{\max} = \frac{d_{2\max}}{d_1(1-\xi)}$$

Khoảng điều chỉnh tốc độ

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{d_{2\max}}{d_{2\min}}$$



d. Biến tốc ma sát gián tiếp

$$d_1 = [d_{1\min} \div d_{1\max}]$$

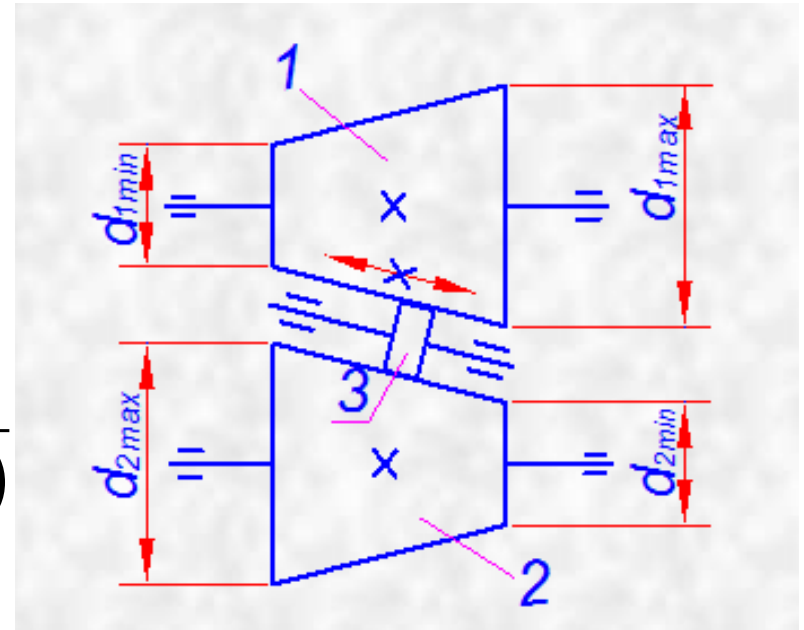
$$d_2 = [d_{2\min} \div d_{2\max}]$$

$$u_{\min} = \frac{d_{2\min}}{d_{1\max} (1 - \xi)} \quad u_{\max} = \frac{d_{2\max}}{d_{1\min} (1 - \xi)}$$

Khoảng điều chỉnh tốc độ

$$D = \frac{n_{2\max}}{n_{2\min}} = \frac{u_{\max}}{u_{\min}} = \frac{d_{2\max} \cdot d_{1\max}}{d_{2\min} \cdot d_{1\min}}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Nếu: } d_{1\min} = d_{2\min} = d_{\min} \\ d_{1\max} = d_{2\max} = d_{\max} \end{array} \right\} \Rightarrow D = \left(\frac{d_{2\max}}{d_{2\min}} \right)^2$$



6.2.4. Lực ép

a. Cơ sở để xác định lực ép

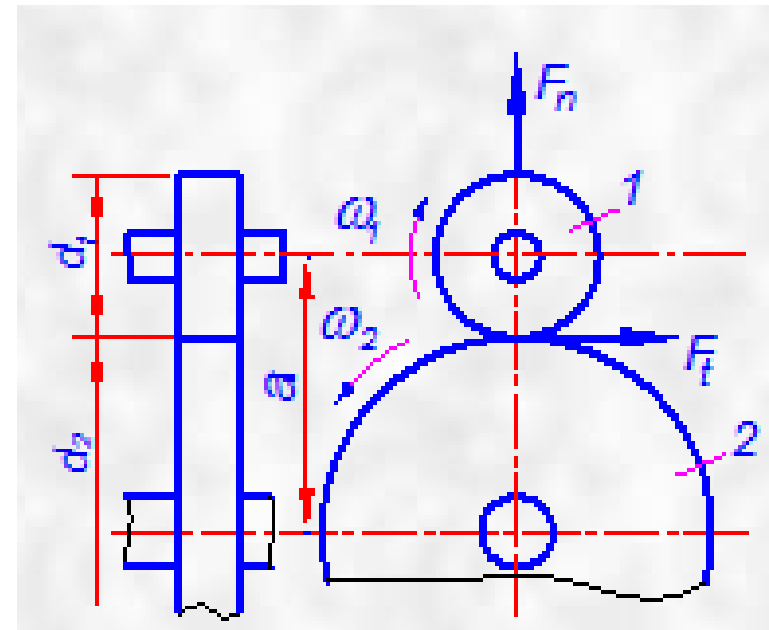
-Lực ma sát :

$$F_{ms} = f.F_n$$

-Điều kiện cần để truyền lực vòng :

$$F_{ms} \geq F_t$$

$$\Rightarrow f.F_n \geq F_t$$



Khi thiết kế chọn hệ số kéo là hệ số kéo tới hạn:

$$\psi_0 = \frac{F_t}{F_n \cdot f}$$

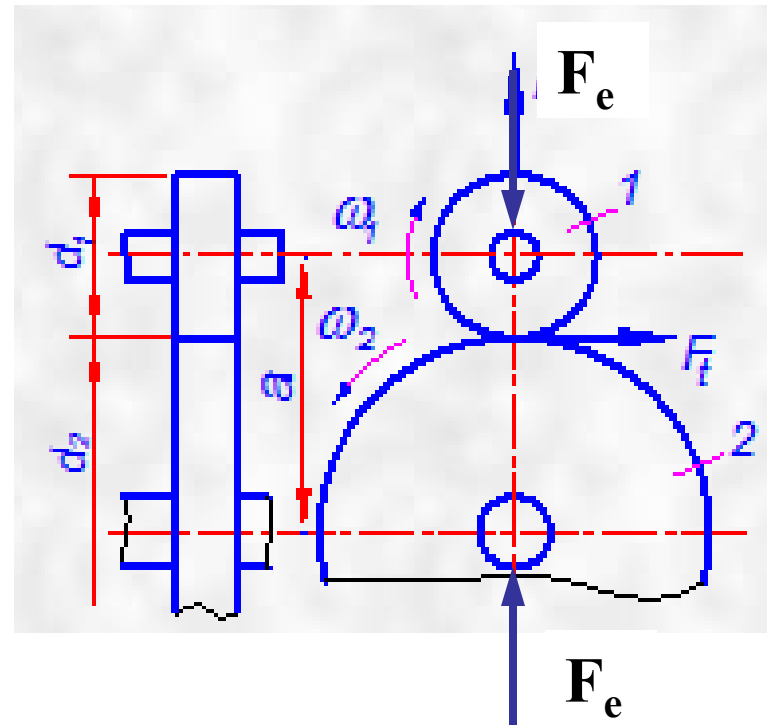
$$\Rightarrow F_n = \frac{F_t}{\psi_0 \cdot f}$$

$$\Rightarrow F_n = \frac{s \cdot F_t}{f}$$

Trong đó:
$$s = \frac{1}{\psi_0}$$

b. Lực ép trong truyền động bánh ma sát trụ

$$F_e = F_n \Rightarrow F_e = \frac{s.F_t}{f}$$



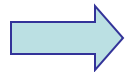
b. Lực ép trong truyền động bánh ma sát côn

$$F_{e1} = F_n \cdot \sin \delta_1$$

$$F_{e2} = F_n \cdot \sin \delta_2$$

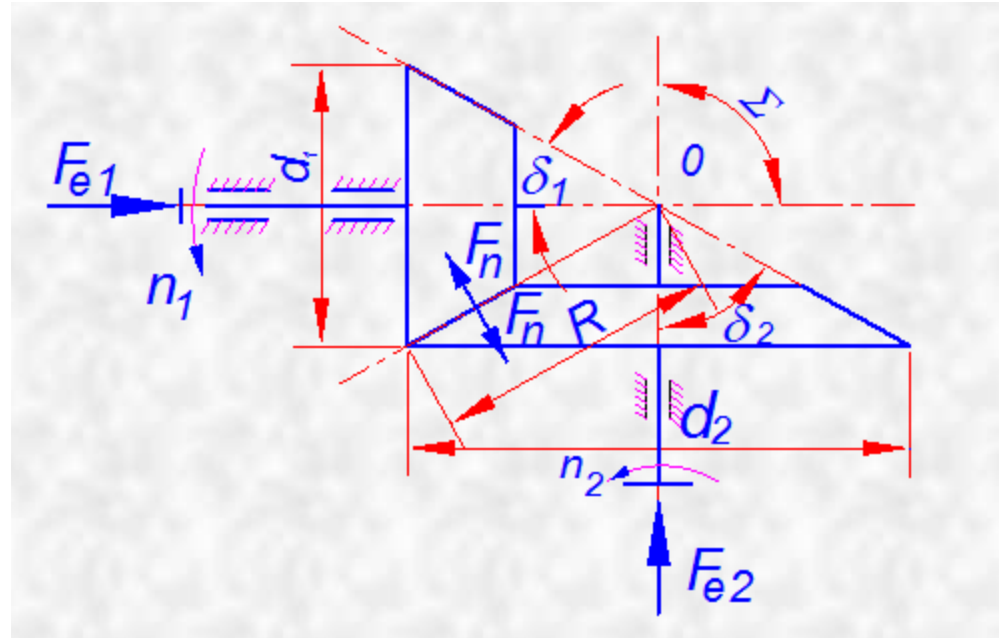
Đã có

$$F_n = \frac{s.F_t}{f}$$



$$F_{e1} = \frac{s.F_t \cdot \sin \delta_1}{f}$$

$$F_{e2} = \frac{s.F_t \cdot \sin \delta_2}{f}$$



6.3. Vật liệu và ứng suất cho phép

6.3.1. Vật liệu

Yêu cầu đối với vật liệu:

- Vật liệu phải có độ bền tiếp xúc và độ bền mỏi cao
- Hệ số ma sát lớn

Các loại vật liệu thường dùng:

- ШХ15, 65Г tôi thể tích
- 18ХГТ, 12ХН3А, 18Х2Н2БА vv... thấm than và tôi
- Gang CЧ 15-32, CЧ 18-36, CЧ 24-44... với bộ truyền hở, làm việc khô hoặc có dầu;
- Thép hoặc gang với tểchtôlít hoặc phíp
- Tải nhỏ có thể dùng gỗ hoặc bọc da, vải cao su...

6.3.2. Ứng suất cho phép

-Thép với thép có dầu bôi trơn

$$[\sigma_H] = (2,5 \dots$$

-Thép với thép không có dầu bôi trơn

$$[\sigma_H] = (1,5 \dots \quad B$$

-Gang với gang hoặc thép không có dầu bôi trơn

$$[\sigma_H] = 1,5 \cdot HB$$

-Tếch tô lít với thép hoặc gang: $[q_n] = 50 \dots \quad \text{N/mm}^2$

-Phíp với thép hoặc gang: $[q_n] = 30 \dots \quad \text{N/mm}^2$

6.4. Tính toán độ bền truyền động bánh ma sát

6.4.1. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

a. Các dạng hỏng

- Tróc vì mỗi bề mặt làm việc: bộ truyền kín, bôi trơn đầy đủ;
- Mòn: khi không bôi trơn hoặc bôi trơn không đầy đủ;
- Dính: khi vận tốc cao, tải trọng lớn, bôi trơn không đầy đủ.

b. Chỉ tiêu tính Tính theo sức bền tiếp xúc:

-Với vật liệu kim loại: $\sigma_H \leq [\sigma_H]$

-Với vật liệu phi kim loại: $q_n \leq [q_n]$

6.4.2. Tính toán độ bền truyền động bánh ma sát trụ

a. Với vật liệu kim loại

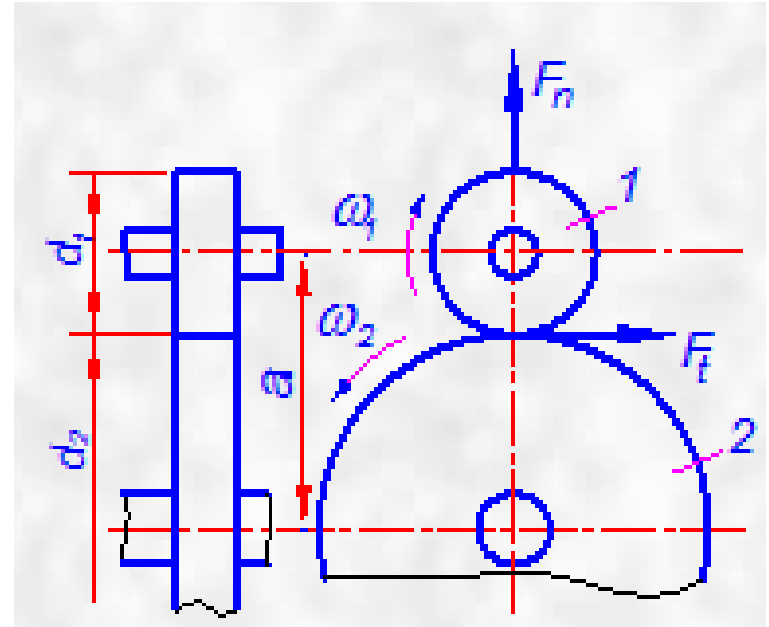
$$\sigma_H = 0,418 \cdot \sqrt{\frac{q_n \cdot E}{\rho}} \leq [\sigma_H]$$

q_n - tải trọng phân bố

$$q_n = \frac{F_n}{b}$$

F_n - áp lực pháp tuyến

$$F_n = \frac{s \cdot F_t}{f} = \frac{s \cdot 2 \cdot T_1}{f \cdot d_1}$$

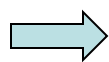


ρ – Bán kính cong tương đương tại chỗ tiếp xúc

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_2 \pm \rho_1}$$

Vì:

$$\left. \begin{aligned} \rho_1 &= \frac{d_1}{2} \\ \rho_2 &= \frac{d_2}{2} \end{aligned} \right\}$$



$$\rho = \frac{d_1 \cdot d_2}{d_2 \pm d_1}$$

Lại có:

$$d_2 = u \cdot d_1$$

$$a = \frac{d_2 \pm d_1}{2} \Rightarrow d_1 = \frac{2 \cdot a}{u \pm 1}$$



$$\rho = \frac{a \cdot u}{(u \pm 1)^2}$$

E – Mô đun đàn hồi tương đương

$$E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$$

Thay q_n , E và p vào công thức tính ứng suất tiếp xúc ta có:

$$\sigma_H = \frac{0,418}{a} \cdot \sqrt{\frac{s \cdot T_1 \cdot (u \pm 1)^3 \cdot E}{f \cdot u \cdot b}} \leq [\sigma_H]$$

**Công thức
kiểm nghiệm**

Khi thiết kế đặt $\psi_{ba} = b/a = 0,2 \div 0,4$ và biến đổi công thức trên được:

$$a \geq (u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{0,418}{[\sigma_H]}\right)^2 \cdot \frac{s \cdot T_1 \cdot E}{f \cdot u \cdot \psi_{ba}}}$$

**Công thức
thiết kế**

b. Với vật liệu phi kim loại

Tính toán đảm bảo điều kiện: $q_n \leq [q_n]$

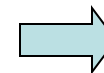
$$\Rightarrow q_n = \frac{F_n}{b} = \frac{s \cdot F_t}{f} = \frac{s \cdot T_1 \cdot (u + 1)}{b \cdot f \cdot a} \leq [q_n]$$



**Công thức
kiểm nghiệm**

Khi thiết kế đặt $\psi_{ba} = b/a = 0,2 \div 0,4$ và biến đổi công thức trên được:

$$a \geq \sqrt{\frac{s \cdot T_1 \cdot (u + 1)}{[q_n] \cdot f \cdot \psi_{ba}}}$$



**Công thức
thiết kế**

* Một số công thức thiết kế

Hệ số tuổi thọ:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

$$N_{HO} = 30HB^{2,4}$$

$$N_{HE} = 60n_2L_h$$

$$L_h = 24K_nK_{nam}365L \quad N_{HE} > N_{HO} \text{ nên } K_{HL} = 1$$

thời gian phục vụ L , hệ số làm việc trong ngày K_{ng} ; hệ số làm việc trong năm K_n .

*** Một số công thức tính bộ biến tốc ma sát đĩa**

Hệ số tuổi thọ:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

$$N_{HO} = 30HB^{2,4}$$

$$N_{HE} = 60n_2L_h$$

$$L_h = 24K_nK_{nam}365L \quad N_{HE} > N_{HO} \text{ nên } K_{HL} = 1$$

thời gian phục vụ L , hệ số làm việc trong ngày K_{ng} ; hệ số làm việc trong năm K_n .

Đường kính con lăn dẫn

$$D_1 = 4371 \sqrt{\frac{K}{\psi_{bdf}} \frac{P_1}{n_2} \frac{1}{u[q]}}$$

Chiều rộng con lăn dẫn:

$$b = \psi_{bq} D_1$$

Đường kính lớn nhất của con lăn bị dẫn:

$$D_{2\max} = u_{\max} D_1 (1 - \xi)$$

* Một số công thức tính Bộ truyền bánh ma sát trụ hình chêm

Khoảng cách trục $a = 0,648(u + 1) \sqrt[3]{\frac{KT_1 E}{zfu[\sigma_H]^2}} (u + 1)$

Đường kính con lăn bị dẫn $D_2 = D_1 u \epsilon$

Chiều cao chêm:

$$h = \frac{0,08 a}{u + 1}$$

Chiều rộng đĩa ma sát hình chêm $B = 2z (\operatorname{tg} \alpha + \delta)$

Lực nén xác định theo công thức $F_n = \frac{KF_t \sin \alpha}{zf}$