

Bài 7. TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG

Mục tiêu: - Mô tả được cấu tạo, nguyên lý làm việc, phân loại, các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán bộ truyền động bánh răng.

- Xác định được các thông số hình học, các thành phần liên tác động lên bộ truyền động bánh răng và cách tính toán bộ truyền theo số cặp tiếp xúc và bền uốn.

I. Khái niệm chung

1. Nguyên lý làm việc

Bộ truyền bánh răng làm việc theo nguyên lý ăn khớp theo hình vẽ truyền chuyển động và công suất như sau ăn khớp cặp các răng trên các bánh răng.

2. Phân loại

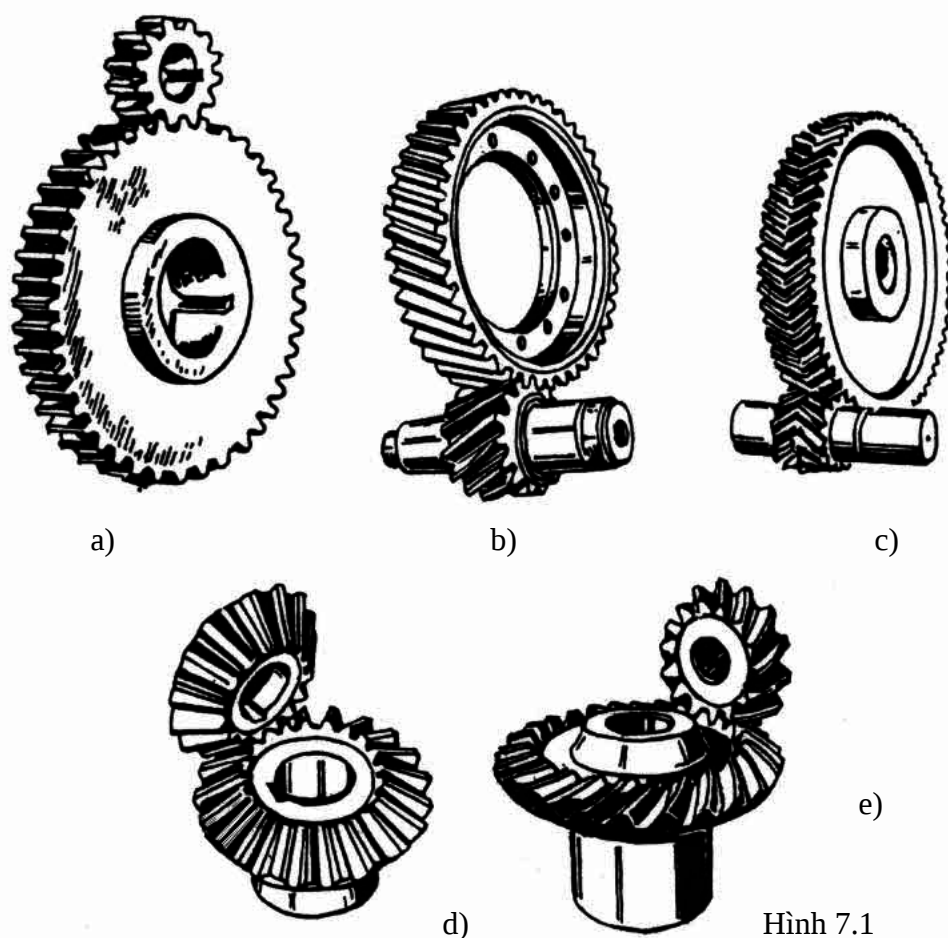
Tùy theo vị trí trục giữa giữa các trục có các loại sau:

- Hai trục song song: truyền động bánh răng trụ (răng thẳng, răng nghiêng, răng chữ V), hình 7.1a, b, c. Bánh răng trụ ăn khớp trong, hình 7.2b.

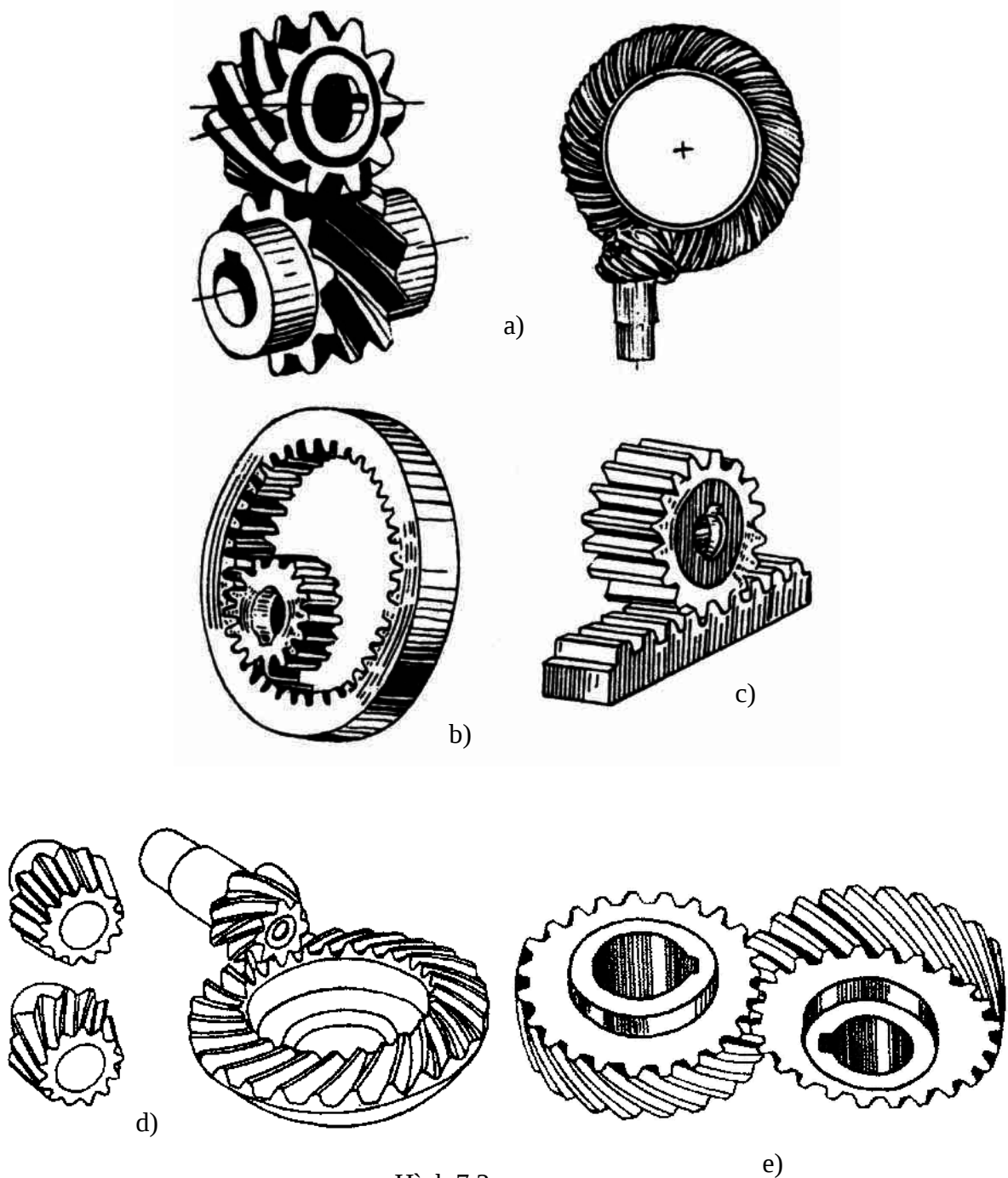
- Hai trục cắt nhau (thường là vuông góc với nhau): truyền động bánh răng nón (răng thẳng, răng nghiêng, răng cong) hình 7.1d.

- Hai trục chéo nhau: truyền động bánh răng trụ chéo hoặc bánh răng nón chéo (bánh răng hypôit), hình 7.1e, hình 7.2 a, d, e.

- Truyền động bánh răng – thanh răng: dùng để chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến và ngược lại, hình 7.2c.



Hình 7.1



Hình 7.2

3. Ưu nhược điểm

a. Ưu điểm

So với các truyền động cơ khí khác, truyền động bánh răng có nhiều ưu điểm nổi bật:

- Kích thước nhỏ gọn, khả năng tải lớn;
- Hiệu suất cao có thể đạt $0,97 \div 0,99$;
- Tuổi thọ cao, làm việc chắc chắn;
- Tốc độ truyền cố định;
- Làm việc tốt trong phạm vi công suất, tốc độ và tốc độ truyền khá rộng.

b. Nhược điểm

- Đòi hỏi chất liệu có độ chính xác cao;
- Có nhiều tiếng ồn khi làm việc với vận tốc lớn;
- Chi phí lắp đặt kém;
- Số động không có lợi khi khoảng cách hai trục lớn.

c. Phạm vi sử dụng

Truyền động bánh răng đôi có sử dụng phổ biến trong các thiết bị và máy móc, truyền động cho các máy bơm nước, có thể truyền công suất từ nhỏ đến lớn (300MW), vận tốc có thể từ thấp đến cao (200m/s).

4. Các thông số hình học chủ yếu của bộ truyền bánh răng trục răng thẳng

* Số răng: $Z_1; Z_2$ ($Z_1 \geq 17$)

* Tỷ số truyền: $i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$

* Bước răng trên vòng chia: t (mm), hình 7.3

* Bước răng trên vòng cơ sở: $t_0 = t \cdot \cos \alpha_0$

* Góc phân răng: $\alpha_0 = 20^\circ$ (đây là thông số cơ bản và dùng răng).

* Modul ăn khớp: $m = \frac{t}{\pi}$ (là thông số cơ bản và kích thước của răng, để tiêu chuẩn hóa)

* Đường kính vòng chia: $d_c = m \cdot Z$

* Đường kính vòng cơ sở: $d_0 = d_c \cdot \cos \alpha_0$

* Đường kính vòng lăn: $d_1 = \frac{2 \cdot A}{i \pm 1}$; $d_2 = d_1 \cdot i$

* Để tránh cặp bánh răng không dịch chỉnh hoặc dịch chỉnh đều:

$$d_1 = d_{c1} = m \cdot Z_1; \quad d_2 = d_{c2} = m \cdot Z_2$$

* Hệ số dịch dao: ξ (tra sổ tay thiết kế)

* Khoảng cách trục A: $A = \frac{d_2 \pm d_1}{2}$

* Để tránh cặp bánh răng không dịch chỉnh hoặc dịch chỉnh đều: $A = \frac{1}{2} m (Z_2 \pm Z_1)$

+ Dấu (+) _ ăn khớp ngoài.

+ Dấu (-) _ ăn khớp trong.

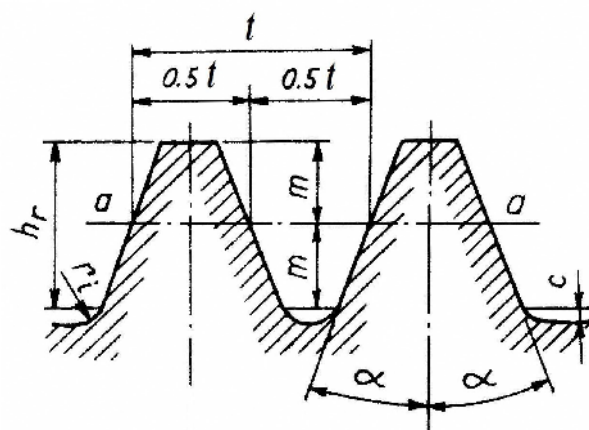
* Chiều cao răng: $h = 2,25m$ (không dịch chỉnh).

* Đường kính vòng đỉnh răng: $D_e = d_c + 2m$ (không dịch chỉnh)

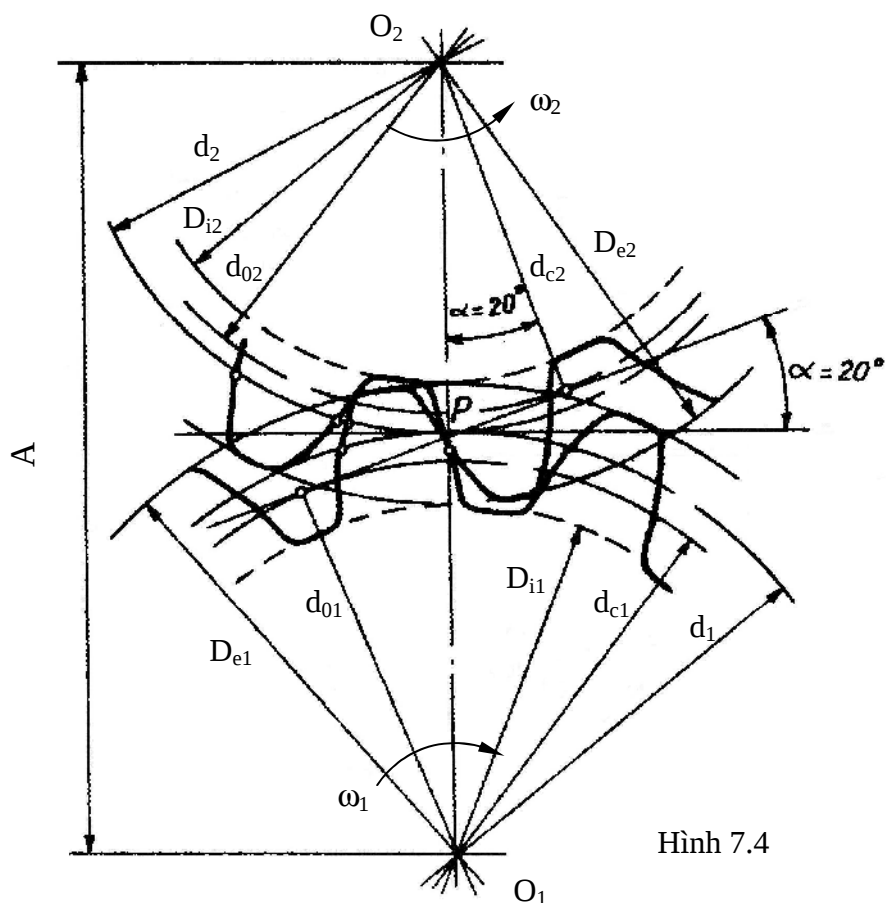
* Đường kính vòng chân răng: $D_i = d_c - 2,5m$ (không dịch chỉnh)

* Góc ăn khớp α để xác định theo biểu thức: $\cos \alpha = \frac{(Z_2 \pm Z_1) \cdot m \cdot \cos \alpha_0}{2 \cdot A}$

Để tránh cặp bánh răng không dịch chỉnh hoặc dịch chỉnh đều thì $\alpha = \alpha_0$.



Hình 7.3



Hình 7.4

Đồ chính xác ăn khớp

Đồ chính xác ăn khớp của bộ truyền bánh răng phải thuộc vào đồ chính xác chế tạo bánh răng và các chi tiết máy đồ chúng (vật liệu, gia công) và đồ biên dạng của chúng. Như hình ảnh của các sai số về chế tạo bánh răng như: sai số về bề mặt răng và dạng răng sẽ ảnh hưởng đến sai số động học gây ra tiếng ồn, va đập và tiêu hao năng lượng; sai số về hình dạng của răng gây ra sự phân bố không đều của tải trọng trên chiều dài của răng. Để tránh kết quả khi ăn khớp phải bỏ ra thêm công sức chế tạo.

Khi chế tạo bánh răng không tránh khỏi các sai số: sai số bề mặt răng, sai số biên dạng răng, đồ không song song, đồ lệch, sai số khoảng cách trục v.v... Các sai số này dẫn đến hiện tượng tăng tiếng ồn khi làm việc và gây nên các dạng hỏng của bộ truyền. Theo tiêu

chuẩn có 12 cặp chính xác với độ chính xác giảm khi cặp càng tăng. Thông thường sẽ dùng các cặp chính xác 6, 7, 8, 9.

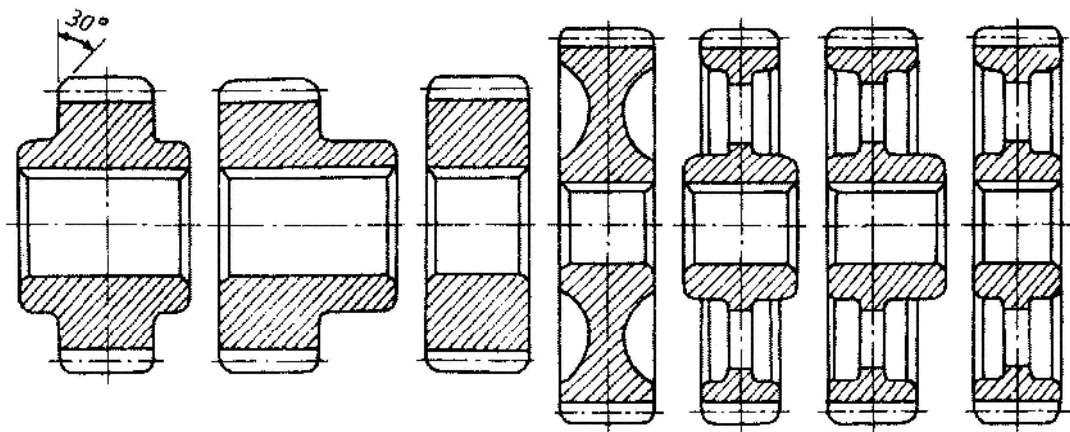
Cặp chính xác 6 thường dùng với bộ truyền có vận tốc lớn; cặp chính xác 7, cặp chính xác 8 thường dùng với bộ truyền có vận tốc trung bình và cặp chính xác 9 cho bộ truyền cặp chậm.

Kết cấu bánh răng

- Trường hợp hộp động kính đáy răng chên lệch ít so với động kính d của trục thì nên chế tạo bánh răng liền trục (khoảng cách từ đáy răng đến rãnh then $\leq 2,5$ modul đối với bánh trục và $\leq 1,6$ modul đối với bánh răng nón). Các trường hợp khác nên chế tạo bánh răng riêng rời lắp lên trục.

- Bánh răng có động kính nhỏ hơn 500mm thường chế tạo bằng phôi rèn hoặc phôi dập, trường hợp hộp không quan trọng có thể đúc hoặc chế tạo bằng phôi cán.

- Khi bánh răng có động kính trên 500mm thường chế tạo riêng vành răng rời ghép vào phần moayơ.



Hình 7.5

II. Tải trọng và ứng suất

1. Tải trọng và ứng suất

* Tải trọng

a. Tính toán tải trọng

Công suất tính toán trong bộ truyền được xác định: $N_t = K \cdot N$

với K – hệ số tải trọng ($K > 1$)

N – công suất danh nghĩa.

Hệ số tải trọng K được xác định như sau: $K = K_{tt} \cdot K_d$;

với K_{tt} – hệ số tải trọng trung tâm

K_d – hệ số tải trọng động.

b. Hệ số tải trọng trung tâm

- Nguyên nhân gây ra sự phân bố không đều của tải trọng là do sai số chế tạo, biến dạng đàn hồi của trục, chuyển vị đàn hồi và mòn của răng gây ra tiếp xúc lệch của các răng khi ăn khớp, làm tải trọng phân bố không đều.

$$\text{- H\ddot{u} s\ddot{u} : } K_{tt} = \frac{q_{\max}}{q}$$

v\ddot{u} i $q_{\max}$ _ t\ddot{u} i tr\ddot{u} ng ri\ddot{e} ng c\ddot{u} c đ\ddot{u} i;

q _ t\ddot{u} i tr\ddot{u} ng ri\ddot{e} ng trung b\ddot{u} nh (g\ddot{u} i s\ddot{u} t\ddot{u} i tr\ddot{u} ng ph\ddot{a} n b\ddot{u} đ\ddot{u} u);
H\ddot{u} s\ddot{u} t\ddot{u} p trung t\ddot{u} i tr\ddot{u} ng ph\ddot{u} thu\ddot{u} c ch\ddot{u} y\ddot{u}: v\ddot{u} tr\ddot{u} b\ddot{a} nh r\ddot{a} ng so v\ddot{u} i ψ_d ,
ch\ddot{u} u r\ddot{u} ng t\ddot{u} i đ\ddot{u} i ($\psi_d = \frac{b}{d_1}$) c\ddot{u} a v\ddot{a} nh r\ddot{a} ng, đ\ddot{u} c\ddot{u} ng c\ddot{u} a tr\ddot{u} c, t\ddot{u} ng đ\ddot{u}

c\ddot{u} ng c\ddot{u} a đ\ddot{u} i r\ddot{a} ng t\ddot{u} i ch\ddot{u} \ddot{a} n kh\ddot{u} p, kh\ddot{u} n\ddot{a} ng ch\ddot{u} y m\ddot{u} n c\ddot{u} a r\ddot{a} ng.

+ Đ\ddot{u} i v\ddot{u} i b\ddot{u} truy\ddot{u} n kh\ddot{u} ng ch\ddot{u} y m\ddot{u} n, c\ddot{u} th\ddot{u} l\ddot{u} y K_{tt} theo c\ddot{a} c tr\ddot{u} s\ddot{u} b\ddot{u} ng 3-12 TKCTM.

+ Đ\ddot{u} i v\ddot{u} i c\ddot{a} c b\ddot{u} truy\ddot{u} n c\ddot{u} kh\ddot{u} n\ddot{a} ng ch\ddot{u} y m\ddot{u} n, n\ddot{u} u t\ddot{u} i tr\ddot{u} ng kh\ddot{u} ng đ\ddot{u} i l\ddot{u} y $K_{tt} = 1$, n\ddot{u} u b\ddot{u} truy\ddot{u} n c\ddot{u} kh\ddot{u} n\ddot{a} ng ch\ddot{u} y m\ddot{u} n nh\ddot{u} ng t\ddot{u} i tr\ddot{u} ng thay

$$\text{đ\ddot{u} i đ\ddot{u} c t\ddot{u} nh theo c\ddot{u} ng th\ddot{u} c g\ddot{u} n đ\ddot{u} ng: } K_{tt} = \frac{K_{tt\text{bang}} + 1}{2}$$

c. H\ddot{u} s\ddot{u} t\ddot{u} i tr\ddot{u} ng đ\ddot{u} ng

- Nguyên nh\ddot{a} n g\ddot{a} y ra t\ddot{u} i tr\ddot{u} ng đ\ddot{u} ng l\ddot{a} do c\ddot{a} c sai s\ddot{u} ch\ddot{u} t\ddot{u} o, l\ddot{u} p gh\ddot{e} p c\ddot{u} ng nh\ddot{u} bi\ddot{e} n đ\ddot{u} ng c\ddot{u} a r\ddot{a} ng khi ch\ddot{u} u t\ddot{u} i l\ddot{a} m t\ddot{u} s\ddot{u} truy\ddot{u} n t\ddot{u} c th\ddot{u} i $i_{tt} = \frac{\omega_1}{\omega_2}$ thay đ\ddot{u} i, m\ddot{u} c đ\ddot{u}

$\omega_1 = \text{const}$ ho\ddot{c} $\omega_2 = \text{const}$ nh\ddot{u} ng $\frac{d\omega_2}{dt} \neq 0$ g\ddot{a} y t\ddot{u} i đ\ddot{u} ng ph\ddot{u} tr\ddot{u} n r\ddot{a} ng.

$$\text{- H\ddot{u} s\ddot{u} : } K_d = \frac{P + P_d}{P} = 1 + \frac{P_d}{P}$$

v\ddot{u} i P _ l\ddot{u} c v\ddot{u} ng

P_d _ t\ddot{u} i tr\ddot{u} ng đ\ddot{u} ng.

H\ddot{u} s\ddot{u} K_d đ\ddot{u} c x\ddot{a} c đ\ddot{u} nh theo b\ddot{u} ng 3-13 TKCTM

Khi t\ddot{u} nh to\ddot{a} n s\ddot{u} b\ddot{u} c\ddot{u} th\ddot{u} l\ddot{u} y $K = 1,3 \div 1,5$. Sau khi x\ddot{a} c đ\ddot{u} nh k\ddot{u} ch th\ddot{u} c b\ddot{u} truy\ddot{u} n c\ddot{u} th\ddot{u} ch\ddot{u} n ch\ddot{u} nh x\ddot{a} c K v\ddot{a} n\ddot{u} u c\ddot{u} n ph\ddot{u} i t\ddot{u} nh to\ddot{a} n đ\ddot{u} u ch\ddot{u} nh l\ddot{u} i k\ddot{u} ch th\ddot{u} c.

* $\ddot{u}$ ng su\ddot{u} t

- Khi truy\ddot{u} n m\ddot{u} men xo\ddot{u} n t\ddot{u} i ch\ddot{u} c\ddot{a} c r\ddot{a} ng t\ddot{u} p x\ddot{u} c nh\ddot{a} u sinh ra l\ddot{u} c ph\ddot{a} p tuy\ddot{u} n

$$P_n = \frac{2M_1}{d_{01}}$$

d_{01} _ đ\ddot{u} c\ddot{u} ng k\ddot{u} ch v\ddot{u} ng c\ddot{u} s\ddot{u} b\ddot{a} nh r\ddot{a} ng.

- Ngo\ddot{a} i ra v\ddot{u} i khi \ddot{a} n kh\ddot{u} p c\ddot{a} c r\ddot{a} ng tr\ddot{u} t l\ddot{e} n nh\ddot{a} u n\ddot{e} n c\ddot{u} l\ddot{u} c ma s\ddot{a} t: $F_{ms} = f \cdot P_n$

f _ h\ddot{u} s\ddot{u} ma s\ddot{a} t.

- Đ\ddot{u} i t\ddot{a} c đ\ddot{u} ng c\ddot{u} a c\ddot{a} c l\ddot{u} c n\ddot{a} y r\ddot{a} ng ch\ddot{u} u tr\ddot{u} ng th\ddot{a} i \ddot{u} ng su\ddot{u} t ph\ddot{u} c t\ddot{u} p, ch\ddot{u} y\ddot{u} l\ddot{a} \ddot{u} ng su\ddot{u} t t\ddot{u} p x\ddot{u} c σ_{tx} v\ddot{a} \ddot{u} ng su\ddot{u} t u\ddot{u} n σ_u . Đ\ddot{u} i v\ddot{u} i m\ddot{u} i r\ddot{a} ng, c\ddot{a} c \ddot{u} ng su\ddot{u} t n\ddot{a} y thay đ\ddot{u} i theo chu kỳ m\ddot{u} ch đ\ddot{u} ng gi\ddot{a} n đ\ddot{u} n

- \ddot{u} ng su\ddot{u} t thay đ\ddot{u} i l\ddot{a} nguyên nh\ddot{a} n l\ddot{a} m r\ddot{a} ng h\ddot{u} ng do m\ddot{u} i; g\ddot{a} y r\ddot{a} ng do \ddot{u} ng su\ddot{u} t u\ddot{u} n v\ddot{a} tr\ddot{u} c r\ddot{u} b\ddot{u} m\ddot{u} t do \ddot{u} ng su\ddot{u} t t\ddot{u} p x\ddot{u} c. Ngo\ddot{a} i ra do ma s\ddot{a} t n\ddot{e} n b\ddot{u} m\ddot{u} t r\ddot{a} ng c\ddot{u} th\ddot{u} b\ddot{u} m\ddot{u} n ho\ddot{c} đ\ddot{u} nh.

a. *Định suất tải cho phép*

$$[\sigma]_{tx} = [\sigma]_{N0tx} \cdot K'_N$$

Trong đó: $[\sigma]_{N0tx}$ – định suất tải cho phép (N/mm^2) khi bánh răng làm việc lâu dài, phụ thuộc vào độ rắn HB hoặc độ rắn HRC theo bảng 3-9 TKCTM

$$K'_N \text{ – hệ số chu kỳ định suất tải, tính theo công thức: } K'_N = 6 \sqrt{\frac{N_0}{N_{td}}}$$

N_0 – số chu kỳ cơ sở của đường cong mỏi định suất tải, thường chọn $N_0 = 10^7$

N_{td} – số chu kỳ tải động.

1. Trường hợp bánh răng chịu tải trọng không thay đổi

$$N_{td} = N = 60 \cdot u \cdot n \cdot T$$

Trong đó: n – số vòng quay trong một phút của bánh răng.

T – thời gian sử dụng làm việc.

u – số lần ăn khớp của một răng khi bánh răng quay 1 vòng.

2. Trường hợp bánh răng chịu tải trọng thay đổi

$$N_{td} = 60 \cdot u \cdot \sum \left(\frac{M_i}{M_{\max}} \right)^{m/2} n_i T_i$$

Trong đó: M_i ; n_i ; T_i – mômen xoắn, số vòng quay trong 1 phút và thời gian sử dụng bánh răng làm việc ở chế độ i ; $M_{\max}$ – mômen xoắn lớn nhất tác động lên bánh răng (ở đây không tính mômen xoắn do quá tải trong thời gian ngắn); Nếu $N_{td} \geq N_0$ thì lấy $K'_N = 1$.

b. *Định suất tải uốn cho phép*

- Khi răng làm việc một mặt (răng chịu tải định suất tải một chiều)

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_0 \cdot K'' \cdot N}{n \cdot K} \approx \frac{(1,4 \div 1,6) \cdot \sigma_{-1} \cdot K''}{n \cdot K}$$

- Khi răng làm việc hai mặt (răng chịu tải định suất tải hai chiều)

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{-1}}{n \cdot K} K''$$

Trong đó:

* σ_0 ; σ_{-1} – giới hạn mỏi uốn trong chu kỳ một chiều và trong chu kỳ đối xứng, có thể tra trong sổ tay hoặc lấy gần đúng:

+ Đối với thép $\sigma_{-1} = (0,4 \div 0,45) \sigma_{bk}$;

+ Đối với gang $\sigma_{-1} = 0,25 \sigma_{bk}$;

giới hạn bền kéo tra bảng 3-8 TKCTM

* n – hệ số an toàn

+ Đối với bánh răng làm bằng thép rèn hoặc thép cán, thường hóa hoặc tôi thì $n = 1,5$; tôi $n = 1,8 \div 2$

+ Đối với bánh răng bằng thép đúc hoặc gang: $n = 1,8$ (khi thường hóa hoặc tôi thì n).

$n = 2$ khi không nhiệt luyện; Trùng hợp rằng đường thẳng than hoặc tôi bột, lấy σ_{bk} của lõi răng.

* K_{h} số tập trung ứng suất ở chân răng

+ Đối với bánh răng bằng thép: $K \approx 1,8$ khi nhiệt hóa hoặc tôi cấp tiến; $K \approx 2$ khi tôi thấm; $K \approx 1,2$ khi tôi bột.

+ Đối với bánh răng bằng gang hoặc chất dẻo chọn $K_{\sigma} = 1$

* K''_N hệ số chu kỳ ứng suất uốn, tính theo công thức:

$$K''_N = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{td}}}$$

với N_{td} - chu kỳ tập ứng đường

N_0 - số chu kỳ cấp của đường cong mỏi uốn,

có thể lấy $N_0 = 5 \cdot 10^6$

1. Nếu tải trọng không thay đổi, $N_{td} = 60 \cdot n \cdot T$

2. Nếu tải trọng thay đổi, $N_{td} = 60 \cdot n \cdot \sum \left(\frac{M_i}{M_{\max}} \right)^m n_i \cdot T_i$

Trong đó: m - bậc đường cong mỏi uốn, có thể lấy $m = 6$ đối với thép nhiệt hóa hoặc tôi cấp tiến; $m = 9$ đối với thép tôi.

Nếu $N_{td} \geq N_0$ thì lấy $K''_N = 1$

2. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

1. Gãy răng

Gãy răng do ứng suất uốn, có thể do quá tải hoặc mỏi. Vật gãy thường bắt đầu từ đáy răng, chế góc lớn, nếu bánh răng quay một chiều, vết nứt xuất hiện ở các thanh kéo. Các bánh răng nghiêng và chế V răng thường gãy theo tiết diện xiên. Đây là dạng hỏng chủ yếu của bộ truyền không bôi trơn tốt.

2. Tróc vì mỏi bề mặt răng

Tróc vì mỏi bề mặt răng do ứng suất tiếp xúc gây nên, đây là dạng hỏng chủ yếu của bộ truyền được bôi trơn tốt. Tróc thường bắt đầu ở vùng tâm ăn khớp (phía chân răng). Trong quá trình làm việc, các vết tróc phát triển và số vết tróc tăng dần, cuối cùng toàn bộ bề mặt răng phía đối diện đường tâm ăn khớp bị phá hỏng. Hiện tượng tróc nhất thời xảy ra khi đường rãnh mặt răng thấp ($HB < 350$), khi răng có đường rãnh bề mặt cao ($HB > 350$) thường xảy ra tróc lan rộng.

3. Mòn răng

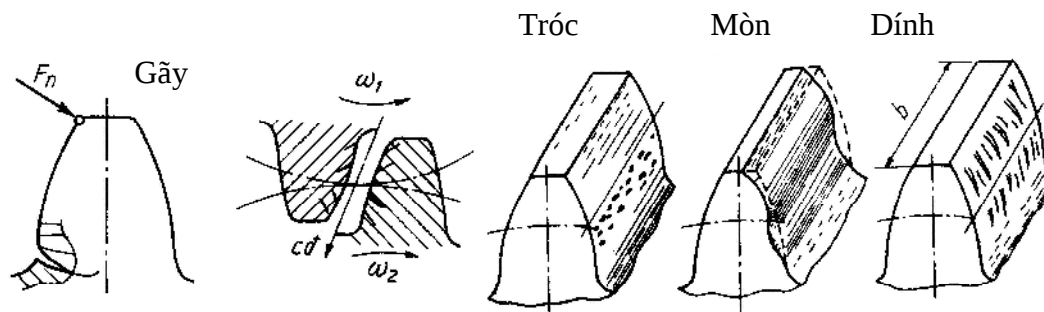
Mòn răng là dạng hỏng của bộ truyền được bôi trơn tốt, răng mòn nhiều ở đỉnh và chân răng. Mòn nhiều làm dạng răng thay đổi, tải trọng tăng lên, tiết diện của răng giảm và cuối cùng làm răng bị gãy.

4. Dính răng

Dính răng xảy ra nhiều nhất ở các bộ truyền churning tải trọng lớn và có vận tốc cao, nhất là đối với cặp bánh răng làm cùng vật liệu và không tôi bột răng.

5. Biến dạng dẻo bề mặt răng

Biến dạng dẻo bề mặt răng do tác động của lực ma sát, thường xảy ra với các bộ truyền bằng thép có độ rắn thấp, chịu tải trọng lớn.



Hình 7.6

6. Bong bề mặt răng

Bong bề mặt răng xảy ra khi các răng được chế tạo từ thép, thép than hoặc thép tôi bề mặt, trong trường hợp nhiệt luyện không đúng và răng chịu tải trọng lớn.

Chỉ tiêu tính toán bánh răng: hiện nay người ta thường thiết kế bộ truyền bánh răng theo số bền tiếp xúc và tính kiểm nghiệm số bền uốn.

Vật liệu và nhiệt luyện bánh răng

- Vật liệu làm bánh răng phải thỏa mãn các điều kiện về độ bền tiếp xúc (tránh tróc rỗ, mài mòn, dính v.v...) và độ bền uốn. Trong thực tế sản xuất và nghiên cứu để cải thiện ứng suất tiếp xúc cho phép phải thu hẹp vào độ rắn vật liệu. Để chế tạo bánh răng, ta chủ yếu sử dụng thép, gang và ngoài ra còn sử dụng các vật liệu không kim loại khác.

- Tùy thuộc vào độ rắn, vật liệu bằng thép được chia ra hai nhóm:

+ Độ rắn $HB \leq 350$ – bánh răng được tôi hóa hoặc tôi casei thấm.

+ Độ rắn $HB \geq 350$ – bánh răng tôi thấm, tôi cao tần, thép cacbon, thép nitơ.

- Bánh răng có độ rắn vật liệu $HB \leq 350$ có khả năng cắt gọt chính xác sau khi nhiệt luyện. Bánh răng nhóm vật liệu này có khả năng chống mòn tốt và không bị phá hủy khi chịu tải trọng động, truyền công suất nhỏ và vừa. Thường dùng chế tạo bánh răng có đường kính lớn vì nhiệt luyện khó khăn.

- Bánh răng có độ rắn vật liệu $HB > 350$ được biểu thị bằng HRC ($1 \text{ HRC} \approx 10 \text{ HB}$). Các dạng nhiệt luyện cho phép đạt độ rắn $50 \div 60 \text{ HRC}$, khi đó ứng suất tiếp xúc cho phép tăng lên hai lần và khả năng tải tăng lên bốn lần so với thép tôi hóa và thép tôi casei thấm; tăng độ cứng làm tăng khả năng tải, tuy nhiên cũng gây ra nhiễu động lớn khi chế tạo phải chính xác, độ cứng của trục và ổ tăng lên, cắt răng trở nên khó khăn khi nhiệt luyện, khó cắt đứt công khi nhiệt luyện.

- Gang dùng cho bánh răng có kích thước lớn, bánh răng cặp chậm, bộ truyền hở, có nhu cầu giảm tải độ bền theo ứng suất uốn thấp.

- Chất dẻo: tectoli, lignofon, poliamid dạng capron, gỗ ép tấm v.v... được sử dụng trong bộ truyền có tải trọng thấp.

III. B₁ truy₁n bánh răng tr₁ răng th₁ng

1. L₁ c tác d₁ng

- B₁ qua tác d₁ng c₁ a l₁ c ma sát F_{ms} , tr₁ t l₁ c pháp tuy₁n P_n v₁ tâm ăn kh₁p và phân tích thành các thành ph₁n:

+ $\bar{P}$ l₁ c vòng

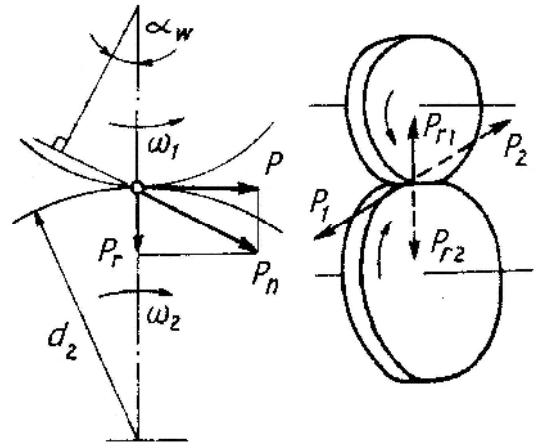
+ $\bar{P}_r$ l₁ c h₁ng tâm

+ $\bar{P}_n$ l₁ c pháp tuy₁n

L₁ c vòng P ng₁ c chi₁u v₁ i v_1 , cùng chi₁u v₁ i v_2 .

$$- \text{V₁ đ₁ l₁ n: } P = \frac{2.M_1}{d_1} = \frac{2.M_2}{d_2}$$

$$P_r = P.tg \alpha ; P_n = \frac{P}{\cos \alpha}$$



Hình 7.7

2. Tính toán bánh răng theo s₁ c b₁n ti₁p xúc

- M₁ c đích tính theo s₁ c b₁n ti₁p xúc (gi₁ i h₁ng su₁t ti₁p xúc) đ₁ tránh d₁ng h₁ng tróc r₁ b₁ m₁t răng. Tính t₁i tâm ăn kh₁p và tính theo công th₁ c Hec.

* Ta có công th₁ c ki₁m nghi₁m:

$$\sigma_{tx} = \frac{1,05.10^6}{A.i} \sqrt{\frac{(i \pm 1)^3 . K . N}{b . n_2}} \leq [\sigma]_{tx}$$

Đ₁ thi₁t l₁p công th₁ c thi₁t k₁, đ₁t $\psi_A = \frac{b}{A} \Rightarrow b = \psi_A . A$ (g₁ i ψ_A là h₁ s₁

chi₁u r₁ng bánh răng; thông th₁ng ch₁n $\psi_A = 0,15 \div 0,45$), n₁u ch₁n ψ_A l₁ n thì A gi₁m nh₁ng b tăng.

* Thay vào công th₁ c trên ta có công th₁ c thi₁t k₁ theo đ₁u ki₁n s₁ c b₁n ti₁p xúc:

$$A \geq (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05.10^6}{i.[\sigma]_{tx}} \right)^2 \cdot \frac{K.N}{\psi_A . n_2}}$$

Trong đó: N _ công su₁t (kw)

n_2 _ s₁ vòng quay trong 1 phút c₁ a tr₁ c b₁ d₁n (vòng/phút)

A _ kho₁ng cách tr₁ c (mm)

b _ chi₁u r₁ng bánh răng (mm)

$[\sigma]_{tx}$ _ σ ng su₁t ti₁p xúc cho phép của v₁t li₁u (N/mm^2)

3. Tính toán bánh răng theo số c bền uốn

- Mục đích tính theo giới hạn ứng suất uốn để tiết diện nguy hiểm nhất tránh dòng hỏng gãy răng. Tính số c bền khi răng ăn khớp tại đỉnh (cánh tay đòn mômen uốn tại đỉnh là lớn nhất). Coi như có một đôi răng ăn khớp, bỏ qua tác động của lực ma sát để vẽ ứng suất uốn, tiết diện nguy hiểm tại chân răng (hình chữ nhật b.s), tính số c bền ở phía răng chịu kéo (vì các vật liệu thép và hợp kim gang gãy răng bắt đầu từ vị trí này).

- Trượt tải pháp tuyến (toàn phần) P_n vẽ dòng để xác định răng và phân tích thành hai thành phần:

- + Thành phần $P_n \cdot \sin \alpha'$ gây nén
- + Thành phần $P_n \cdot \cos \alpha'$ gây uốn

* Ta có công thức kiểm nghiệm:

$$\sigma_u = \frac{19,1 \cdot 10^6}{m^2 \cdot y \cdot Z \cdot b} \cdot \frac{K \cdot N}{n} \leq [\sigma]_u$$

$$\text{Đặt } \psi_m = \frac{b}{m} \Rightarrow b = m \cdot \psi_m$$

Thay vào công thức trên ta có công thức thiết kế:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{19,1 \cdot 10^6}{\psi_m \cdot Z \cdot y \cdot [\sigma]_u} \cdot \frac{K \cdot N}{n}}$$

- Trượt modul m phải chọn theo tiêu chuẩn.

- Trượt hai bánh răng cùng vật liệu, tính cho bánh nhỏ ($Z_1 \leq Z_2 \Rightarrow y_1 \leq y_2$).

- Trượt hai bánh răng khác vật liệu, tính cho bánh nào có tích $y \cdot [\sigma]_u$ nhỏ hơn. Hợp lý nhất là chọn sao cho $y_1 \cdot [\sigma]_{u1} \approx y_2 \cdot [\sigma]_{u2}$

y _ hệ số dòng răng (tra bảng 3.18 TKCTM)

Z _ số răng

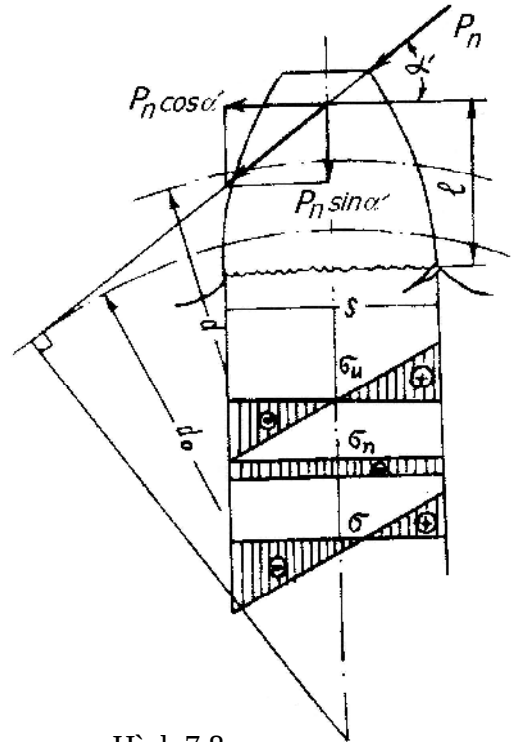
IV. Bè trượt bánh răng trục răng nghiêng

1. Các thông số hình học chủ yếu

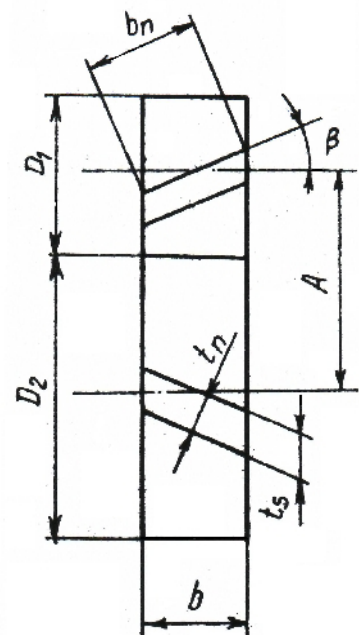
- Bánh răng nghiêng có trục răng nghiêng với trục sinh mặt trục chia mặt góc β (gọi là góc nghiêng của răng). Các thông số của răng để xét trong hai tiết diện: tiết diện pháp tuyến và tiết diện ngang s-s,

$$\text{ta có: } t_s = \frac{t_n}{\cos \beta}; m_s = \frac{m_n}{\cos \beta}; d_c = m_s \cdot Z = \frac{m_n}{\cos \beta} Z$$

- Các kích thước chiều cao răng, đường kính vòng đỉnh, vòng chân răng để xác định theo công thức như của bánh trục răng thẳng nhưng thay môđun m bằng môđun pháp m_n .



Hình 7.8



Hình 7.8

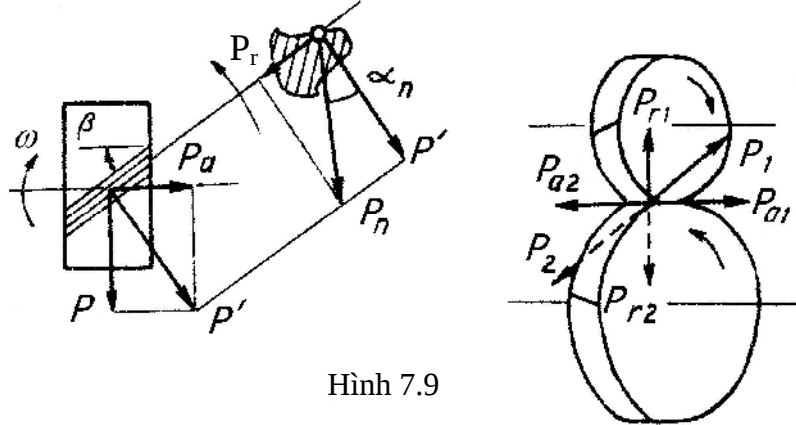
* Khoảng cách trục A (trục răng không dịch chỉnh):

$$A = \frac{1}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot (Z_2 \pm Z_1)$$

Trong đó: m_n ; Z_1 ; Z_2 cho trục, có thể thay đổi A bằng cách thay đổi β .

2. Lực tác động khi hai bánh răng ăn khớp

Lực pháp tuyến P_n tác động trong mặt phẳng vuông góc với răng dọc theo trục ăn khớp và phân tích:



Hình 7.9

+ $P_n \rightarrow P'$ và P_r

+ $P' \rightarrow P$ và P_a

- P' : lực vòng theo hướng pháp tuyến với phương răng

- P : lực tiếp tuyến với vòng lăn

- P_a : lực dọc trục

- P_r : lực hướng tâm

* Để tìm các lực

+ Lực vòng: $P = \frac{2.M_1}{d_1} = \frac{2.M_2}{d_2}$

+ Lực dọc trục: $P_a = P \cdot \tan \beta$ (có chiều hướng vào mặt răng ăn khớp)

+ Lực hướng tâm: $P_r = P \cdot \tan \alpha_n = P \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = P \cdot \tan \alpha$

+ Lực toàn phần (lực pháp tuyến): $P_n = \frac{P}{\cos \alpha_n} = \frac{P}{\cos \alpha_n \cdot \cos \beta}$

* Lực dọc trục P_a tỉ lệ với $\tan \beta$, do đó để hạn chế lực này thông thường chọn $\beta = (8^\circ \div 20^\circ)$. Để khắc phục nhược điểm trên có thể dùng bánh răng chụ V (các lực dọc trục tác động lên cân bằng nhau).

* Để giảm tải răng nghiêng là ăn khớp êm, thời tiếp xúc giảm, chiều dài tiếp xúc lớn, vì các răng vào hoặc ra khớp dần dần, chiều dài tiếp xúc không thay đổi đột ngột như răng thẳng.

* Trong mặt phẳng pháp tuyến, dùng rằng có bánh răng nghiêng thì ng thì nh có a mặt bánh răng thì ng có các đc đm nh sau:

+ Môđun: m_n

+ Đđ ng kính vòng chia: $d_{td} = \frac{d}{\cos^2 \beta}$

+ Sđ răng thì ng đđ ng: Z_{td} ;

Theo đđnh nghĩa: $d_{td} = m_n \cdot Z_{td} \Rightarrow d_{td} = \frac{d}{\cos^2 \beta} = m_n \cdot \frac{Z_{td}}{\cos^2 \beta} \Rightarrow Z_{td} = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$

* Tđi trđng riêng phân bđ không đđu vì đđ ng thì p xúc nđm chđch trên mặt răng nên tăng đđ cđ ng có đđi răng trên đđ ng thì p xúc không nhđ nhau nên tđi trđng riêng phân bđ không đđu, tđi trđng lđ n nhđt q_{max} tđi vđ trí tâm ăn khđp.

3. Tính toán bánh răng theo sđ c bđn thì p xúc

- Đđ tính đđng suđt thì p xúc dùng công thđ c Héc: $\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{\frac{q \cdot E}{\rho}}$

- Tính tđ đđ ng thì nhđ trđ đđ ng hđ p bánh răng thì ng, tính cho bánh răng tđ đđ ng đđ đđ ng, bđ sung các đđc đđm bán kính cong có a răng nghiêng lđ n hđ n so vđi răng thì ng; Tđi trđng riêng trung bình đđ bánh răng nghiêng nhđ hđ n so vđi răng thì ng.

* Công thđ c kiđm nghiđm sđ c bđn thì p xúc có a bánh răng nghiêng:

$$\sigma_{tx} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(i \pm 1)^3}{b} \cdot \frac{K \cdot N}{\theta'' \cdot n_2}} \leq [\sigma]_{tx}$$

* Công thđ c thì đt kđ theo đđđu kiđn sđ c bđn thì p xúc:

$$A \geq (i \pm 1) \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{[\sigma]_{tx} \cdot i} \right) \frac{K \cdot N}{\psi_A \cdot \theta'' \cdot n_2}}$$

Trong đó: θ'' _ hđ sđ tăng sđ c bđn thì p xúc (thđ đđ ng chđ n $\theta'' = 1,4-1,6$)

4. Tính toán bánh răng theo sđ c bđn uđn

- Tính tđ đđ ng thì bánh trđ răng thì ng, tính cho bánh răng tđ đđ ng đđ đđ ng có bđ sung các đđc đđm, hđ sđ đđng răng lđ n hđ n, tđi trđng riêng tác đđng lên răng nghiêng nhđ hđ n so vđi răng thì ng, thì đđ đđn nguy hiđm vđ uđn là thì đđ đđn chđo, nghiêng mđt góc μ so vđi đđy răng, đđng suđt uđn trong thì đđ đđn này chđ bđng khođng $\cos^2 \beta$ lđ n đđng suđt sinh ra trong thì đđ đđn nguy hiđm có a răng thì ng.

* Công thđ c kiđm nghiđm sđ c bđn uđn có a bánh răng nghiêng:

$$\sigma_u = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot K \cdot N \cdot \cos^3 \beta}{m_n^2 \cdot b \cdot Z \cdot n \cdot y_{td}} \cdot \xi \cdot \varepsilon_s$$

$$\text{Đđt } \theta'' = \frac{\xi \cdot \varepsilon_s}{\cos^3 \beta}$$

chđ n $\theta'' \approx 1,4 \div 1,6$; hđ sđ tăng sđ c bđn uđn có a răng nghiêng.

* Công thức thiết kế theo điều kiện sức bền uốn:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{19,1 \cdot 10^6}{\psi_{mn} \cdot y_{td} \cdot Z \cdot [\sigma]_u} \cdot \frac{K \cdot N}{\theta'' \cdot n}}$$

Sau khi tính được m_n phải chọn m_n theo tiêu chuẩn.

V. Bê tông cốt thép bánh răng nón răng thẳng

1. Các thông số hình học chủ yếu

- Để chế tạo bánh răng nón chủ yếu dùng để truyền động giữa hai trục vuông góc với nhau. Bánh răng thẳng dùng chủ yếu và lắp ghép được giữa hai trục các loại bánh răng nón khác, thẳng dùng dùng khi vận tốc thấp ($v \geq 2 \div 3$ m/s).

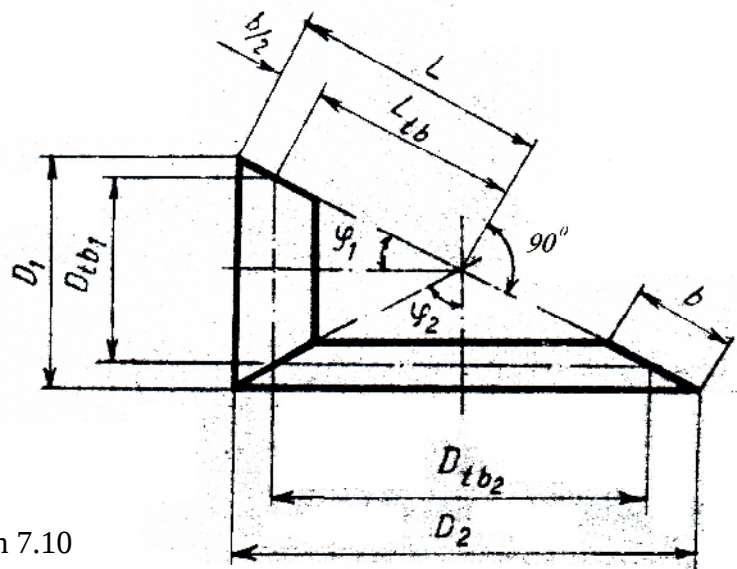
- So với bánh răng trụ thì bánh nón chủ yếu và lắp ghép phức tạp hơn, các trục lắp với nhau nên khó bố trí trục, vì các cặp bánh răng cũng phức tạp vì có trục đôi trục.

- Các thông số hình học chủ yếu:

+ φ_1 ; φ_2 – góc mặt nón lăn (trùng với mặt nón chia) của bánh dẫn và bánh bị dẫn.

+ Góc giữa hai trục $\varphi = \varphi_1 + \varphi_2 = 90^\circ$

+ Tỷ số truyền $i = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{1}{\tan \varphi_2} = \frac{1}{\tan \varphi}$;



Hình 7.10

- Các thông số hình học của bánh răng nón được xét ở hai tiết diện: tiết diện đáy lòn và tiết diện trung bình.

* Các thông số hình học ở đáy lòn:

+ môđun: m_s

+ đường kính vòng lăn (vòng chia): $d_1 = m_s \cdot Z_1$; $d_2 = m_s \cdot Z_2$.

+ chiều dài đường sinh mặt nón lăn: $L = 0,5 m_s \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$.

+ chiều cao răng: $h = 2,25 m_s$.

* Các thông số tính toán trung bình:

+ môđun: m_{tb}

+ đường kính trung bình: $d_{tb1} = m_{tb} \cdot Z_1 = 2(L - 0,5b)\sin\varphi_1$;

$d_{tb2} = m_{tb} \cdot Z_2 = 2(L - 0,5b)\sin\varphi_2$;

Do kích thước của trục nên cần phải tính toán khoảng cách đến đỉnh các mặt nón nên ta có: $\frac{m_{tb}}{m_s} = \frac{L - 0,5b}{L}$

2. Lực tác động khi hai bánh răng ăn khớp

* Phân tích lực pháp tuyến P_n đặt tại mặt tiếp xúc trên vòng tròn chia trung bình.

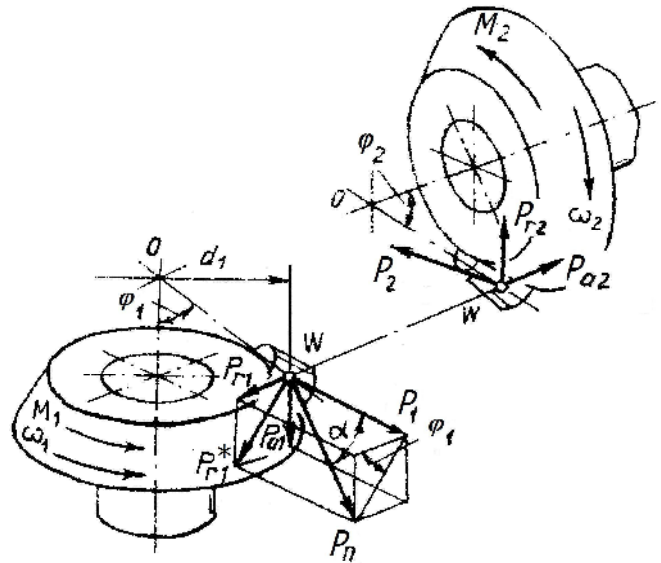
- $P_n \rightarrow P$ và P_r^*

- $P_r^* \rightarrow P_r$ và P_a

P : lực vòng

P_r : lực hướng tâm

P_a : lực dọc trục



Hình 7.11

* Để tính các lực:

+ Lực vòng

$$P_1 = \frac{2M_1}{d_{tb1}} = P_2 = \frac{2M_2}{d_{tb2}}$$

+ Lực hướng tâm: $P_{r1} = P \cdot \tan\alpha \cdot \cos\varphi_1$;

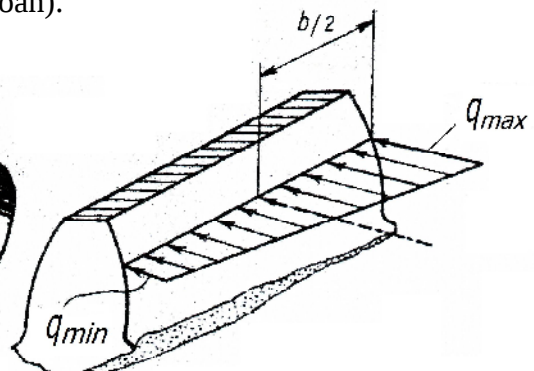
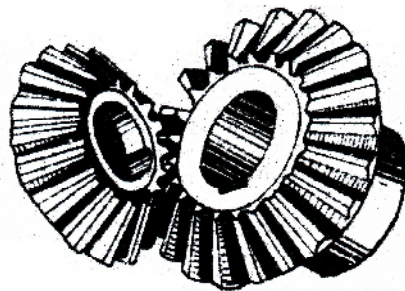
+ Lực dọc trục: $P_{a1} = P \cdot \tan\alpha \cdot \sin\varphi_1$;

* Với bánh dẫn, lực tác động có hướng ngược lại, do đó: $P_{a2} = P_{r1}$; $P_{r2} = P_{a1}$;

* Lực toàn phần: $P_{tp} = \frac{P}{\cos\alpha}$; Chiều dọc trục: hướng từ đáy nhô đến đáy lõm.

Để dễ tính số cặp bánh răng nón

- Tỷ lệ truyền phân bố theo quy luật hình thang (do tăng dần công suất đôi răng thay đổi trên đường tiếp xúc), hợp lực đặt tại gần đáy lõm. Để đơn giản, ta coi hợp lực đặt tại tiết diện trung bình (điều này tăng an toàn cho tính toán).



Hình 7.12

- Ứng suất tiếp xúc và ứng suất uốn không thay đổi dọc theo chiều dài răng nháy có thể tính sơ bộ tại bất kỳ tiết diện nào, nhưng để dễ dàng tính toán ta tính tại tiết diện trung bình.

+ môđun: m_{tb} ;

+ đường kính tiết diện đường răng: $d_{td} = \frac{d_{tb}}{\cos \varphi}$

Vậy:

+ $d_{td} = \frac{2(L - 0,5b) \cdot \sin \varphi}{\cos \varphi} = 2(L - 0,5b) \operatorname{tg} \varphi$

+ Số răng tiết diện đường răng: $Z_{td} = \frac{Z}{\cos \varphi}$

3. Tính toán bánh răng theo sơ bộ tiếp xúc

Sơ đồ công thức Héc tính cho bánh trụ tiếp diện đường răng. Ta có công thức kiểm nghiệm sơ bộ tiếp xúc của bánh răng nón thông (khả năng tải bánh nón chuẩn 0,85 lần so với bánh trụ tiếp diện đường răng):

$$\sigma_{tx} = \frac{1,05 \cdot 10^6}{(L - 0,5b) \cdot i} \sqrt{\frac{(i^2 + 1)^{3/2}}{b} \cdot \frac{K \cdot N}{0,85 \cdot n_2}} \leq [\sigma]_{tx}$$

$$\text{Đặt } \psi_L = \frac{b}{L} \Rightarrow b = \psi_L \cdot L; \psi_L = (0,25 \div 0,35)$$

Thay b vào công thức trên ta có công thức thiết kế:

$$L \geq \sqrt{i^2 + 1} \sqrt[3]{\left(\frac{1,05 \cdot 10^6}{(1 - 0,5\psi_L) \cdot i \cdot [\sigma]_{tx}} \right)^2 \cdot \frac{K \cdot N}{0,85 \cdot n_2 \cdot \psi_L}}$$

$$\text{mà: } L = 0,5m_s \cdot \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$$

$$m_s = \left(\frac{1}{50} \div \frac{1}{30} \right) \cdot L \quad (\text{chọn } m_s \text{ theo tiêu chuẩn) và } Z_2 = i \cdot Z_1$$

4. Tính toán bánh răng theo sơ bộ uốn

Ta tính toán kiểm nghiệm đường uốn tại nháy bề trụ bánh răng trụ răng thẳng.

$$\sigma_u = \frac{19,1 \cdot 10^6 \cdot K \cdot N}{0,85 \cdot n \cdot m_{tb}^2 \cdot b \cdot y_{td}} \leq [\sigma]_u$$

$$\text{Đặt } \psi_{mtb} = \frac{b}{m_{tb}} \Rightarrow b = m_{tb} \cdot \psi_{mtb}$$

Thay b vào công thức trên ta được công thức thiết kế:

$$m_{tb} \geq \sqrt[3]{\frac{19,1 \cdot 10^6}{\psi_{mtb} \cdot Z \cdot y_{td} \cdot [\sigma]_u} \cdot \frac{K \cdot N}{0,85 \cdot n}}$$

Từ m_{tb} ta xác định được $m_s = m_{tb} \cdot \frac{L}{L - 0,5b} = m_{tb} \cdot \frac{1}{1 - 0,5\psi_L}$ (chọn m_s theo tiêu chuẩn).

CÂU HỎI ÔN TẬP

1. Nêu cấu tạo, nguyên lý làm việc và phân loại trục bánh răng.
2. Nêu các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán bền trục bánh răng.
3. Phân tích sơ đồ trục và lựa chọn các điểm cần trục bánh răng.
4. Trình bày khái niệm và tải trọng và ứng suất trong trục bánh răng.
5. Trình bày các thông số hình học, các thành phần lực tác động lên bền trục bánh răng thẳng, bánh răng trục răng nghiêng và bánh răng nón răng thẳng.
6. Trình bày cách tính toán bền trục bánh răng thẳng thẳng, bánh răng trục răng nghiêng và bánh răng nón răng thẳng theo sơ bộ tính sơ và bền uốn.