

Chương 8

Cơ Cấu Bánh Răng

Truyền Động Bánh Răng

8.1. ĐẠI CƯƠNG VÀ PHÂN LOẠI

8.1.1. Định nghĩa: Cơ cấu bánh răng là cơ cấu có khớp loại cao để truyền chuyển động quay giữa các trục với một tỷ số vận tốc góc xác định. Tỷ số đó gọi là tỷ số truyền của cơ cấu.

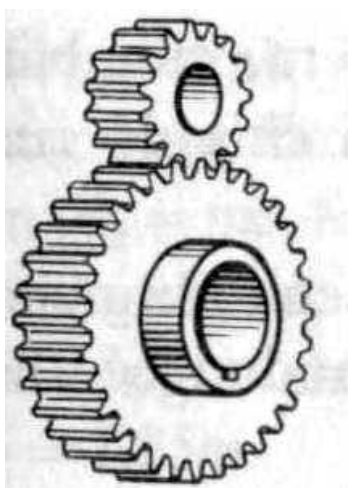
8.1.2. Phân loại: Có hai loại cơ cấu bánh răng chính.

- Cơ cấu bánh răng phẳng: dùng để truyền chuyển động giữa hai trục song song.
- Cơ cấu bánh răng không gian: dùng để truyền chuyển động giữa hai trục không song song.

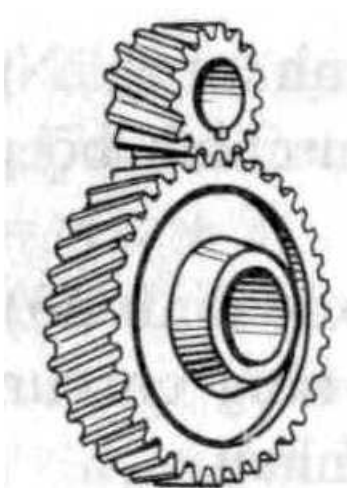
Cơ cấu bánh răng phẳng gồm các bánh răng trụ răng thẳng (hình 8.1a), răng nghiêng (hình 8.1b), răng chữ V (hình 8.1c).

Cơ cấu bánh răng không gian có các cặp bánh răng nón dùng để truyền chuyển động giữa hai trục cắt nhau (hình 8.2a,b), cặp bánh răng trụ chéo truyền động giữa hai trục chéo nhau một góc bất kỳ (hình 8.2c), cặp bánh vít, trục vít truyền chuyển động giữa hai trục chéo nhau một góc 90° (hình 8.2d).

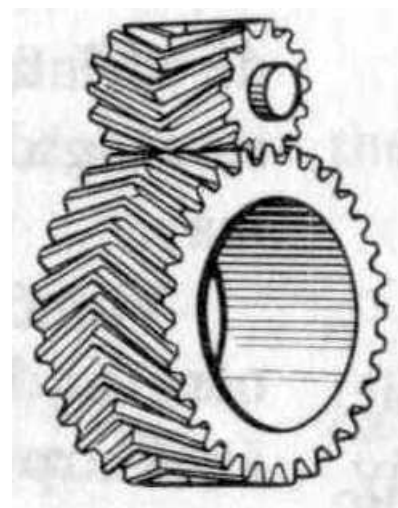
Ngoài các cơ cấu bánh răng truyền chuyển động quay còn có cơ cấu ánh răng thanh răng dùng để biến chuyển động quay thành chuyển động tịnh tiến hay ngược lại.



a)

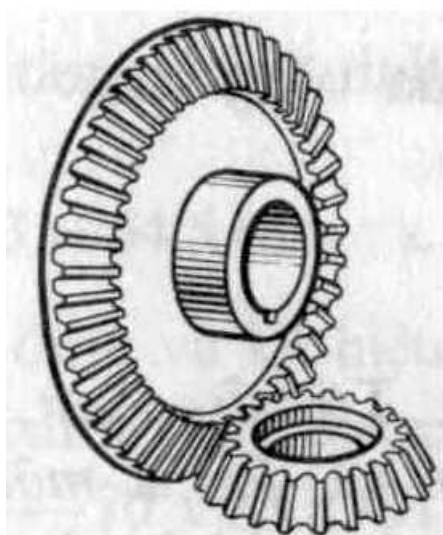


b)

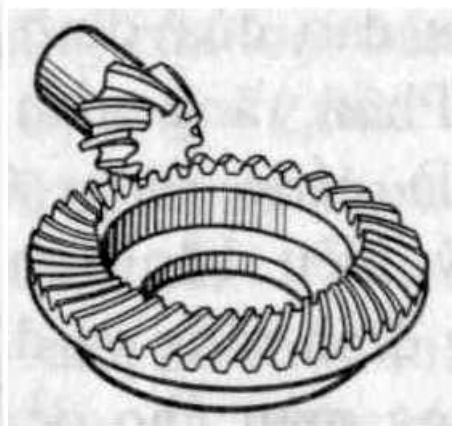


c)

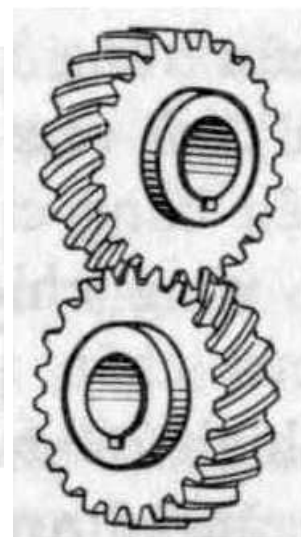
Hình 8.1



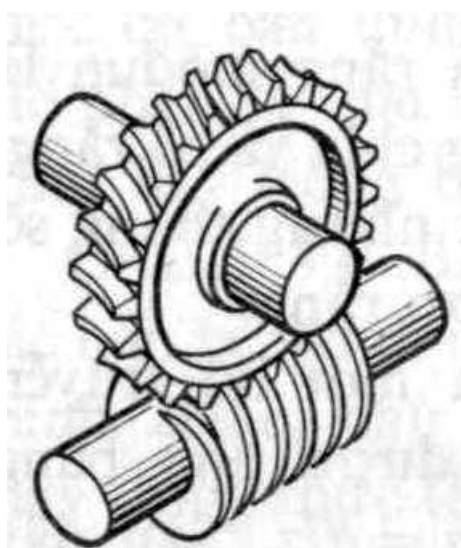
a)



b)



c)



d)

Hình 8.2

8.1.3. Công dụng:

Dùng thay đổi tốc độ giữa các trục. Một hệ thống các cặp bánh răng sẽ có tác dụng giảm vận tốc góc từ vận tốc góc của động cơ (thường cao) xuống vận tốc góc theo yêu cầu của máy làm việc.

Ký hiệu tỷ số truyền của một cặp bánh răng 1 và 2:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} \quad (8.1)$$

ở đây: $\begin{cases} \omega & : \text{Tính bằng rad/s} \\ n & : \text{Tính bằng vòng/phút} \end{cases}$

$i_{12} > 1$: hệ thống giảm tốc.

$i_{12} < 1$: hệ thống tăng tốc.

Trong việc thiết kế hộp số (hộp giảm tốc) để đơn giản ta ký hiệu $i_{12} = i$ là tỷ số truyền từ bánh dẫn sang bánh bị dẫn. Tất nhiên, thường $i > 1$.

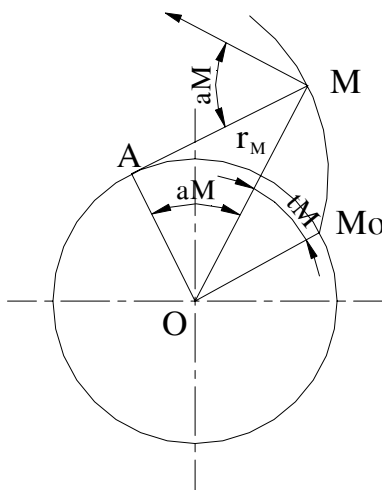
8.2. CƠ CẤU BÁNH RĂNG PHẪNG

8.2.1. Động học và hình học của bộ truyền bánh răng thân khai

8.2.1.1. Biên dạng thân khai phù hợp với định lý ăn khớp cơ bản

- *Cách hình thành đường thân khai*

Có một vòng tròn cố định tâm O (vòng cơ sở), cho một tiếp tuyến lăn không trượt trên vòng tròn đó. Điểm M bất kỳ trên tiếp tuyến đó sẽ vẽ nên một đường cong gọi là đường thân khai của vòng tròn (hình 8.3).



Hình 8.3

- **Tính chất đường thân khai:**

- Đường thân khai chỉ tồn tại phía ngoài vòng tròn cơ sở.
- Tiếp tuyến của vòng tròn cơ sở là pháp tuyến của đường thân khai.
- Tâm cong của đường thân khai nằm trên vòng tròn cơ sở, bán kính cong

$$\rho = \overline{AM} = M_o A \quad (8.2)$$

- Bán kính r_M của vòng tròn qua điểm M của đường thân khai:

$$r_M = \frac{r_o}{\cos \alpha_M}; \quad \theta_M = \text{tg} \alpha_M - \alpha_M \quad (8.3)$$

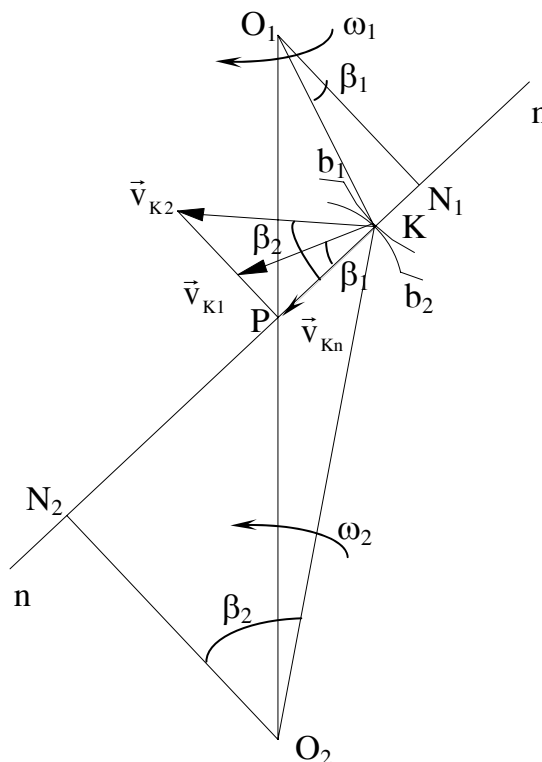
α_M : góc áp lực ở điểm M trên vòng tròn tương ứng với r_M (góc áp lực bằng góc giữa lực tác dụng và vận tốc điểm đặt lực đó).

8.2.1.2. Cấu tạo và thông số hình học của bánh răng thân khai tiêu chuẩn

Hình 8.4 là một mặt cắt vuông góc với trục quay của một bánh răng thân khai

Để b_1 và b_2 tiếp xúc liên tục (hình 8.3'), thì trên pháp tuyến chung n-n, vận tốc của hai biên dạng phải bằng nhau:

$$\vec{V}_{K_1}^n = \vec{V}_{K_2}^n$$



Hình 8.3'

hay: $v_{K1} \cdot \cos \beta_1 = v_{K2} \cdot \cos \beta_2$

$\Leftrightarrow \omega_1 \cdot O_1K \cdot \cos \beta_1 = \omega_2 \cdot O_2K \cdot \cos \beta_2$

$\omega_1 \cdot O_1N_1 = \omega_2 \cdot O_2N_2$

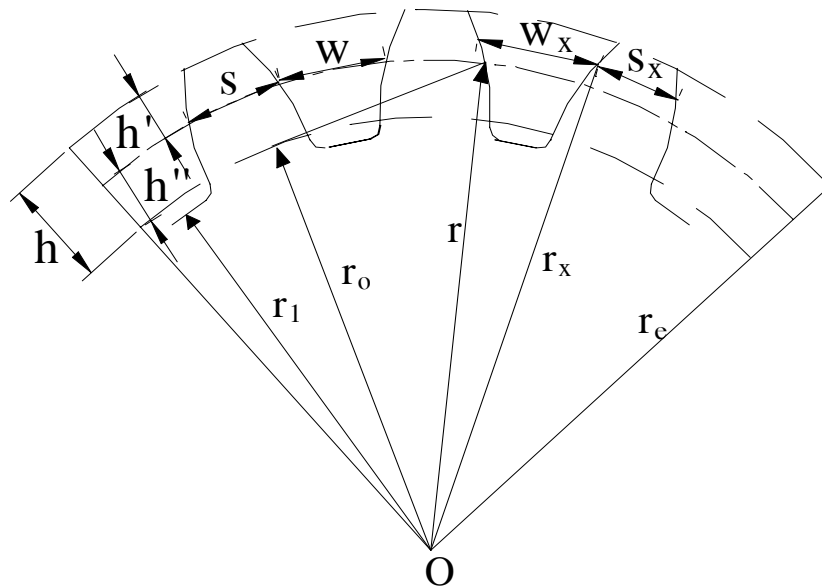
$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2N_2}{O_1N_1} = \frac{O_2P}{O_1P} = \frac{r_{12}}{r_{11}}$

• Định lý ăn khớp:

Muốn $i_{12} = const$, pháp tuyến chung n-n của cặp biên dạng đối tiếp phải luôn cắt đường nối tâm O_1O_2 tại một điểm P cố định.

Khi b_1 và b_2 là các đường thân khai, thì hai vòng tròn cơ sở đã có tâm và bán kính cố định nên tiếp tuyến chung n-n cố định $\Rightarrow P$ cố định.

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{o2}}{r_{o1}} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{\frac{1}{2} m_2 \cdot z_2 \cdot \cos \alpha_2}{\frac{1}{2} m_1 \cdot z_1 \cdot \cos \alpha_1} = i_{12} \cdot \frac{m_2 \cdot \cos \alpha_2}{m_1 \cdot \cos \alpha_1}$$



Hình 8.4

$\Leftrightarrow m_1 \cdot \cos \alpha_1 = m_2 \cdot \cos \alpha_2$

Ký hiệu:

r_c : bán kính vòng đỉnh răng.

r_i : bán kính vòng chân răng.

h: chiều cao răng, $h = r_e - r_i$.

Trên vòng tròn bất kỳ bán kính r_x , bước răng là t_x .

$$t_x = S_x + w_x$$

với: S_x : bề dày răng.

w_x : bề rộng rãnh răng.

$$\text{Vì: } 2\pi r_x = t_x \cdot Z \Rightarrow t_x = 2\pi r_x / Z \quad (8.4)$$

r_x , Z là số hữu tỷ, π là số vô tỷ nên t_x cũng là số vô tỷ.

- Các kích thước chủ yếu của răng (t , w , s ,...) thay đổi theo các bán kính r_x khác nhau. Để tiện ký hiệu, so sánh, tính toán các bánh răng thường quy định một vòng tròn trên bánh răng để đo các thông số của bánh răng gọi là vòng chia (bán kính r).
- Vị trí vòng chia do điều kiện chế tạo quy định, cũng do điều kiện chế tạo trên vòng chia bước răng t chỉ có những trị số nhất định tính bằng:

$$t = \pi \cdot m \quad (8.5)$$

Trong đó m gọi là môđun có trị số quy định theo tiêu chuẩn (tính bằng mm). Từ môđun m có thể tính được các thông số hình học của bánh răng:

$$t = \pi \cdot m = \frac{2 \cdot \pi \cdot r}{Z} \Rightarrow$$

- Bán kính vòng chia:

$$r = \frac{m \cdot Z}{2} \quad (8.6)$$

- Góc áp lực trên vòng chia cũng được quy định, thường $\alpha = 20^\circ$.
- Bán kính vòng cơ sở:

$$r_o = r \cdot \cos \alpha = \frac{m \cdot Z}{2} \cdot \cos 20^\circ \quad (8.7)$$

- Hai thông số m và α là hai thông số cơ bản đặc trưng cho kích thước, hình dáng của răng và bánh răng. Vòng chia còn gọi là vòng có môđun và góc áp lực tiêu chuẩn.

Các thông số hình học khác:

- Trên vòng chia:

$$S_0 = W_0 = \frac{t}{2} = \frac{\pi.m}{2} \quad (8.8)$$

- Vòng đỉnh:

$$r_e = r + h' = r + f' . m \quad (8.9)$$

h' : chiều cao đỉnh răng, $h' = f' . m$

f' : hệ số chiều cao đỉnh răng, $f' = 1$

- Vòng chân răng:

$$r_i = r - h'' = r - f'' . m \quad (8.10)$$

h'' : chiều cao chân răng.

f'' : hệ số chiều cao chân răng, $f'' = 1,25$.

- Chiều cao răng:

$$h = r_e - r_i = (f' + f'') . m = 2,25.m$$

- Tỷ số truyền của cặp bánh răng:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = \frac{d_2}{d_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (8.11)$$

- Khoảng cách tâm:

$$A = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{d_1(1+i)}{2} = \frac{m.Z_c}{2} \quad (8.12)$$

với $Z_c = Z_1 + Z_2$

8.2.1.3. Các điều kiện ăn khớp của bánh răng thân khai:

• **Điều kiện ăn khớp chính xác:**

$$\frac{r_{01}}{r_{02}} = \frac{r_1 \cdot \cos \alpha_1}{r_2 \cdot \cos \alpha_2} = \frac{\frac{1}{2} m_1 \cdot Z_1 \cdot \cos \alpha_1}{\frac{1}{2} m_2 \cdot Z_2 \cdot \cos \alpha_2}$$

$$m_1 \cdot Z_1 \cdot \cos \alpha_1 = m_2 \cdot Z_2 \cdot \cos \alpha_2 \Rightarrow \begin{cases} \alpha_1 = \alpha_2 = \alpha \\ m_1 = m_2 = m \end{cases} \quad (8.13)$$

Vậy hai bánh răng ăn khớp chính xác khi cùng môđun và cùng góc áp lực trên vòng chia.

- **Điều kiện trùng khớp:** (điều kiện đủ để ăn khớp liên tục)

Để truyền động liên tục, không có hiện tượng va đập giữa các răng khi ăn khớp thì số đôi răng cùng ăn khớp phải càng nhiều càng tốt. Nghĩa là phải có hệ số trùng khớp cao, (hình 8.5)

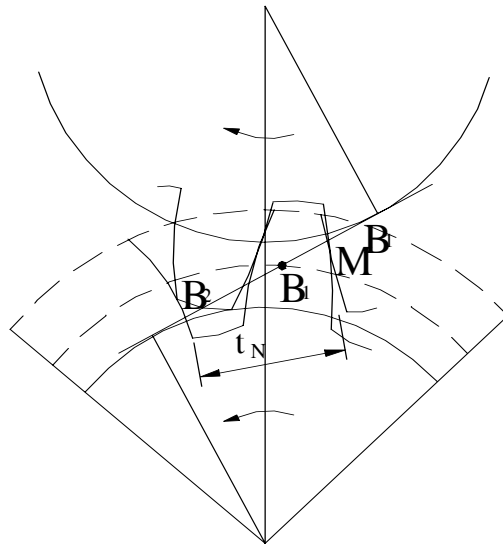
Tỷ số:

$$\varepsilon = \frac{B_1 \cdot B_2}{t_N} > 1 \quad (8.14)$$

$\varepsilon = 1,25$ thì:

- 25% thời gian tiếp xúc có hai đôi răng ăn khớp.
- 75% thời gian tiếp xúc có một đôi răng ăn khớp.

- **Điều kiện ăn khớp khít:**



Hình 9.5

Để đảm bảo khi đổi chiều quay thì hai răng đã sẵn sàng tiếp xúc nhau. Muốn vậy thì bước răng trên vòng lăn phải bằng nhau:

$$t_{L1} = t_{L2} \quad (8.15)$$

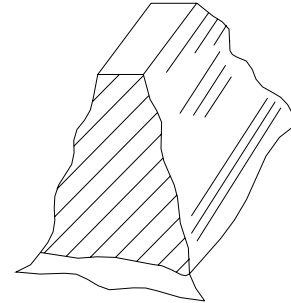
8.2.2. Các dạng phá hủy của bánh răng – vật liệu và ứng suất cho phép

8.2.2.1. Các dạng hỏng:

Tải trọng và ứng suất thay đổi theo chu kỳ là nguyên nhân gây ra gãy răng và tróc bề mặt tiếp xúc vì mỏi. Còn ma sát tại các điểm ăn khớp gây mòn và dính răng.

8.2.2.1.1. Gãy răng:

Nguyên nhân gãy răng do mỏi vì ứng suất uốn lặp lại nhiều lần. Những vết nứt do mỏi sinh ra ở tiết diện chân răng và tại vị trí có ứng suất kéo lớn nhất. Ở bánh răng thẳng vết gãy nằm trên tiết diện chân răng. Ở bánh răng nghiêng, theo một tiết diện xiên (hình 8.10). Để phòng gãy răng bằng cách tính toán độ bền theo ứng suất uốn $[\sigma]_u$, ứng dụng cặp bánh răng dịch chỉnh, tăng độ chính xác chế tạo và lắp ghép bộ truyền.



Hình 8.10

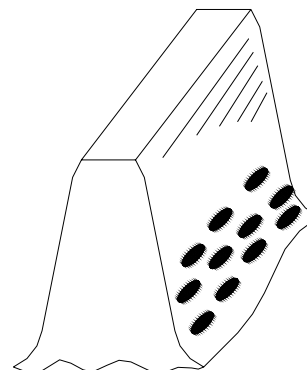
8.2.2.1.2. Tróc do mỏi bề mặt làm việc của răng:

Là dạng hỏng cơ bản của bộ truyền kín. Sinh ra do ứng suất thay đổi lặp đi lặp lại nhiều lần. Quá trình hỏng bắt đầu ở vùng gần cực ăn khớp phía chân răng (hình 8.11), ở đây $[\sigma]$ max và lực ma sát là lớn nhất, tạo ra biến dạng dẻo và các vết nứt tế vi trên bề mặt răng phát triển thành tróc rỗ bề mặt răng.

Khi tróc, các điều kiện tạo thành lớp dầu bôi trơn bị phá vỡ (dầu dồn mạnh vào các vết nứt) dẫn đến sự mòn và xây xát nhanh bề mặt răng.

Để phòng tróc rỗ bề mặt răng bằng cách tính toán độ bền theo ứng suất tiếp xúc, nâng cao độ chính xác, chọn đúng loại dầu bôi trơn.

Ở các bộ truyền hở, hiện tượng tróc không cần xét tới vì quá trình mòn bề mặt răng xảy ra trước khi xuất hiện các vết nứt do mỏi.



Hình 8.11

8.2.2.1.3. Mòn răng:

Là dạng hỏng cơ bản của bộ truyền bánh răng hở. Mòn làm giảm bề dày răng, do đó làm yếu chân răng, tăng khe hở, gây va đập, ồn khi ăn khớp và tất nhiên dẫn đến gãy răng. Để phòng mòn răng bằng cách tránh bụi bẩn, tăng độ cứng và độ bóng bề mặt răng, giảm trượt bằng cách dùng bánh răng dịch chỉnh (để tăng đường kính chân răng).

8.2.2.1.4. Dính răng:

Đó là hiện tượng đôi răng bị đánh vào nhau khi chuyển động tương đối, những mảnh kim loại nhỏ bị đứt từ bánh răng này và bám chặt lên bề mặt bánh răng kia. Nguyên nhân do áp suất và nhiệt độ chỗ ăn khớp cao, màng dầu bị phá vỡ làm răng trực tiếp tiếp xúc nhau. Đánh răng làm răng bị xước nhiều, dạng răng bị phá hủy. Xảy ra ở các bộ truyền chịu tải lớn, vận tốc cao.

Chống đánh răng như chống mòn, ngoài ra còn chọn cặp vật liệu của bánh dẫn và bánh bị dẫn thích hợp, làm nguội dầu bôi trơn, vát đỉnh răng và hiệu quả nhất dùng dầu chống đánh răng.

8.2.2.2. Vật liệu chế tạo bánh răng:

Chọn vật liệu chế tạo bánh răng phụ thuộc vào nhiệm vụ bộ truyền, điều kiện làm việc, loại phơi và phương pháp gia công răng. Hiện nay, người ta dùng phổ biến: thép, gang, chất dẻo làm vật liệu bánh răng.

8.2.2.2.1. Thép:

Thép nhiệt luyện là vật liệu cơ bản để chế tạo bánh răng. Người ta nhiệt luyện để tăng độ cứng bề mặt, do đó tăng độ bền tiếp xúc, tăng tính chống mòn, chống đánh răng. Phụ thuộc độ rắn của vật liệu, người ta chia nó thành hai nhóm:

- Nhóm thứ nhất: có độ cứng $\leq 350\text{HB}$

Được sử dụng trong các bộ truyền tải nhẹ và trung bình. Trong nhóm này gồm thép cacbon 35, 40, 45, 50, 50Γ, thép hợp kim 40X, 45X, 40XH,... Bánh răng thuộc nhóm này được gia công chính xác sau khi nhiệt luyện, do đó có thể đạt độ chính xác cao mà không cần thêm các nguyên công tu sửa đắt tiền.

Trong quá trình sử dụng, chạy mòn tốt, không bị gãy vì dòn khi chịu tải trọng động. Để đảm bảo chạy mòn tốt hơn, độ cứng bánh nhỏ cần cứng hơn độ cứng bánh lớn khoảng $(25 \div 50)\text{HB}$.

- Nhóm thứ hai: có độ cứng $> 350\text{HB}$.

Được sử dụng trong các bộ truyền tải nặng. Độ cứng cao đạt được bằng cách tôi bề mặt, tôi thể tích, xêmentit hoá, thấm N_2 , ... Bánh răng loại này được gia công răng trước lúc nhiệt luyện. Sửa tinh tiến hành sau khi nhiệt luyện.

Với các bộ truyền công dụng chung, để đảm bảo tính kinh tế nên dùng bánh răng có độ cứng bề mặt $\leq 350\text{HB}$.

Ngoài các loại thép trên còn dùng thép 35A đến 55A. Vì độ bền của nó thấp nên chỉ dùng cho các bánh răng có kích thước lớn.

Phối hợp vật liệu thép bánh nhỏ và bánh lớn cho trong bảng 8.1 (để bộ truyền có khả năng chạy mòn tốt):

Bảng 8.1

Độ cứng	Mã hiệu thép						
$\leq 350\text{HB}$	Bánh nhỏ	45	50	55	50	35X, 40X	40XY
	Bánh lớn	35, 40A	35, 45A	45, 55A	45, 50	50, 55	35X, 40X

8.2.2.2.2. Gang:

Dùng trong các bánh răng có kích thước lớn, truyền động hở, vận tốc thấp. Nhược điểm chính là độ bền uốn thấp nên kích thước và môđun bánh răng gang lớn hơn nhiều so với bánh răng thép. Tuy nhiên gang chống dính tốt, làm việc được ở những bộ truyền bôi trơn kém, dễ đúc hơn thép, do đó rẻ hơn. Thường dùng gang từ C??18-36 đến C??35-56.

8.2.2.2.3. Chất dẻo:

Thường dùng cho các bánh răng nhỏ, tốc độ cao, tải nhẹ, ăn khớp với các bánh răng lớn bằng kim loại.

Ưu điểm: truyền động êm, giảm tải trọng động.

8.2.2.3. Ứng suất cho phép:

Đối với các bộ truyền kín tính toán theo độ bền tiếp xúc là cơ bản trong thiết kế còn tính về uốn là để kiểm tra. Trong các bộ truyền hở, chỉ cần tính về theo độ bền uốn.

Khi chịu tải trọng quá tải ngắn hạn khá lớn, ví dụ thời kỳ khởi động, hãm, ... có thể gây ra biến dạng dẻo bề mặt của răng, nếu độ rắn của nó $\leq 350\text{HB}$ hay bị dòn gãy khi độ cứng lớn hơn.

Kiểm tra quá tải độ bền của răng bằng ứng suất cho phép quá tải.

- Ứng suất tiếp xúc cho phép**

Thực nghiệm cho biết rằng độ bền tiếp xúc của các bề mặt làm việc của răng được xác định tùy thuộc độ cứng của các bề mặt đó.

Đối với các thanh răng bằng thép, độ cứng $\leq 350\text{HB}$, giới hạn mỏi ngắn hạn:

$$[\sigma]_{\text{tx}} = 2,75 \cdot (\text{HB}_{\min}) \cdot K_{\text{Nt}} \text{ N/mm}^2. \quad (8.16)$$

Đối với các bánh răng thép được tôi bề mặt, độ cứng $> 350\text{HB}$:

$$[\sigma]_{\text{tx}} = 24,1 \cdot (\text{HRC}_{\min}) \cdot K_{\text{Nt}} \quad (8.17)$$

Ở đây $\text{HB}_{\min}$ và $\text{HRC}_{\min}$: trị số nhỏ nhất của độ cứng vật liệu (bảng 8.2).

K_{Nt} : hệ số chế độ tải trọng khi tính toán răng theo sức bền tiếp xúc, xét đến ảnh hưởng của số chu kỳ tải trọng N trong thời gian làm việc đến $[\sigma]_{tx}$.

$$K_{Nt} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{CK}}} \quad (8.18)$$

Số chu kỳ tải trọng của răng trong toàn thời gian phục vụ:

$$N_{CK} = 572,4 \cdot \omega \cdot T \cdot u = 60 \cdot n \cdot T \cdot u \quad (8.19)$$

Ở đây:

ω : vận tốc góc, [rad/s].

T : thời gian phục vụ của bộ truyền tính bằng giờ.

Đối với bánh răng thép có độ cứng $> 350HB$ và bằng gang:

$$K_{Nmin} = 0,585$$

Tính toán bộ truyền bánh răng thẳng theo trị số nhỏ nhất $[\sigma]_{tx}$ từ các trị số nhận được cho bánh nhỏ và bánh lớn.

Ở bộ truyền bánh răng nghiêng với $HB_{b.lớn} - HB_{b.nhỏ} > 50$ ta tính theo công thức:

$$[\sigma]_{tx} = \frac{1}{2}([\sigma]_{tx1} + [\sigma]_{tx2}) \quad (8.20)$$

$[\sigma]_{tx1}$ và $[\sigma]_{tx2}$ là ứng suất tiếp xúc cho phép đối với bánh nhỏ và bánh lớn.

• **ứng suất tiếp xúc quá tải cho phép:** $[\sigma]_{txq}$

Đối với thép:

$$\text{- Độ rắn} \leq 350HB: [\sigma]_{txq} = 2,5[\sigma]_{tx}. \quad (8.21)$$

$$\text{- Độ rắn} > 350HB: [\sigma]_{txq} = 2[\sigma]_{tx}. \quad (8.22)$$

• **Ứng suất uốn cho phép:** $[\sigma]_u$

- Khi mặt răng làm việc một mặt (chu kỳ ứng suất mạch động):

$$[\sigma]_u = \frac{(1,4 \div 1,6) \cdot \sigma_{-1} \cdot K_{Nu}}{K_\sigma \cdot [n]} \quad (8.23)$$

- Khi răng làm việc cả hai mặt (chu kỳ ứng suất đối xứng):

$$[\sigma]_u = \frac{\sigma_{-1}}{K_\sigma \cdot [n]} \cdot K_{Nu} \quad (8.24)$$

với : σ_{-1} là giới hạn mỗi chu kỳ đối xứng (bảng 8.2).

Bảng 8.2

Đặc tính cơ học của một số loại thép dùng chế tạo bánh răng

Mã hiệu thép	Dạng phôi	Nhiệt luyện	Đường kính phôi, mm	Đặc tính cơ học N/mm ²			Độ rắn		Phạm vi ứng dụng
				σ_B	σ_C	σ_{-1}	HB	HRC	
40A	Đúc	Thường hóa	Bất kỳ	520	294	224	147	-	Bánh lớn bị truyền tải nhẹ
45	Rèn	Thường hóa	≤ 100	503	294	253	167-217	-	Bánh lớn các bộ truyền
			100-300	569	284	245			
			300-500	608	304	262			
55	Rèn	Thường hóa	≤ 100	647	324	278	186-229	-	Bánh nhỏ với $v \leq 8$ m/s
			100-300	628	314	270			
			300-500	608	304	262			
50Γ	Rèn	Thường hóa	≤ 150	637	363	274	190-229	-	Bánh nhỏ và bánh lớn với $v \leq 8$ m/s
			150-400	608	314	262			
40X	Rèn	Thường hóa	≤ 60	981	785	437	200-230	-	Bánh nhỏ và bánh lớn $v \leq 100$ m/s
			100-200	765	490	362			
			200-300	736	490	352			
40X	Rèn	Tôi cải thiện	≤ 120	948	656	450	257-255	-	Nt
40X	Rèn	Tôi cải thiện	Bất kỳ	736	490	351	500-550	51-55	Nt

K_σ là hệ số tập trung ứng suất ở chân răng. Đối với bánh răng kép thường hóa: $K_\sigma=1,8$, tôi bề mặt $K_\sigma = 1,2$; với bánh răng gang $K_\sigma = 1,2$.

$[n]$ là hệ số an toàn cho phép. Đối với bánh răng rèn thường hoá $[n] = 1,5$; rèn tôi $[n] = 2,2$; bánh răng đúc thường hóa $[n] = 1,8$.

K_{Nu} là hệ số chế độ tải trọng khi tính toán răng theo uốn.

$$K_{Nu} = \sqrt[3]{\frac{5 \cdot 10^6}{N_{CK}}} \quad (8.25)$$

Ở đây N_{CK} xác định theo (8.19), trị số nhỏ nhất $K_{N_{min}} = 1$, lớn nhất $K_{N_{max}} = 1,65$.

• **Ứng suất quá tải cho phép:**

- Với bánh răng thép:

+ Độ cứng $\leq 350HB$: $[\sigma]_{uq} = 0,8 \cdot \sigma_c$ (8.26)

+ Độ cứng $> 350HB$: $[\sigma]_{uq} = 0,36 \cdot \sigma_b / K_\sigma$ (8.27)

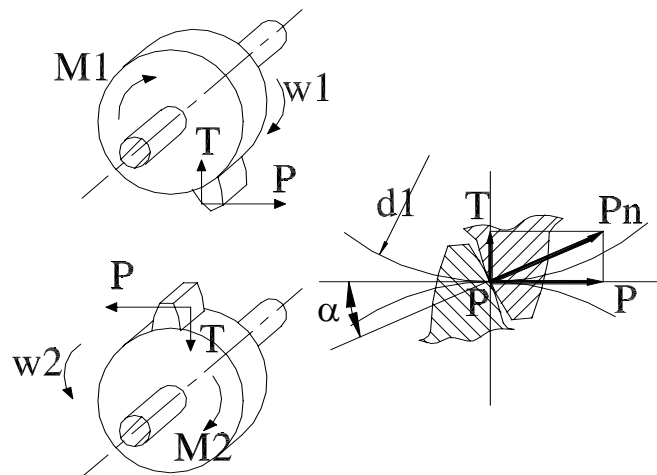
- Với bánh răng gang: $[\sigma]_{uq} = 0,6 \cdot \sigma_{BK}$ (8.28)

8.2.3. Tính toán bộ truyền bánh răng

8.2.3.1. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ

Lực tác dụng tại điểm ăn khớp luôn trùng với pháp tuyến của bề mặt răng tại điểm đó (bỏ qua lực ma sát khi ăn khớp vì nhỏ).

8.2.3.1.1. Đối với bánh răng trụ răng thẳng



Hình 8.12

a) Lực tác dụng tại điểm ăn khớp:

Tại cực ăn khớp P: $\vec{P}_n$ là hợp lực của các lực tác dụng khi răng ăn khớp nhau trên đường ăn khớp. Để tính toán răng, trục và ổ trục, P_n được phân thành hai thành phần:

$$\text{- Lực vòng: } P = P_n \cdot \cos \alpha = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{M_1(1+i)}{A} \quad (8.29)$$

$$\text{- Lực hướng tâm: } T = P \cdot \tan \alpha \quad (8.30)$$

ở đây M_1 là moment quay trên bánh nhỏ.

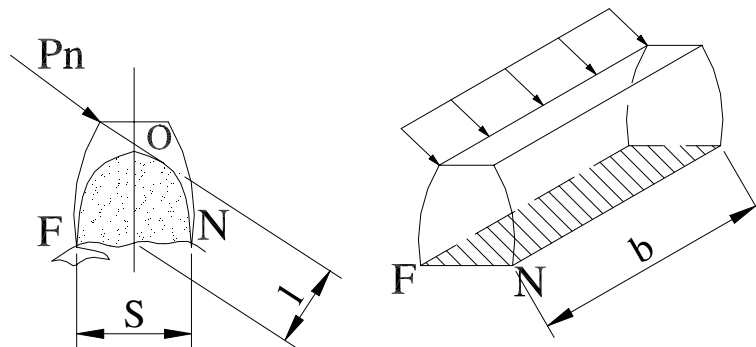
Trên bánh bị dẫn, chiều lực P trùng với chiều quay, còn trên bánh dẫn ngược với chiều quay.

b) Tính toán độ bền bộ truyền hở bánh răng bánh răng trụ răng thẳng:

Bộ truyền bánh răng hở được tính theo độ bền uốn, vì gãy răng do bị mỏi vì uốn là nguyên nhân cơ bản phá hỏng bộ truyền. Khi tính ta thừa nhận các giả thiết sau:

1. Toàn bộ tải trọng P_n khi ăn khớp truyền vào một đôi răng.
2. Răng được khảo sát như một dầm công xôn, chịu lực tập trung P_n đặt vào đỉnh răng. Lực P_n trượt trên đường ăn khớp cắt trục đối xứng của răng tại O, đó là đỉnh của hình parabol xác định hình dáng của dầm bền đều của răng khi bị uốn. Điểm F và N là vị trí nguy hiểm nhất của tiết diện chân răng.
3. Lực ma sát và lực nén gây ra bởi tác dụng của P_n ảnh hưởng ít đến giá trị ứng suất, vì thế không tính đến.

Với những giả thiết đó ứng suất uốn trong tiết diện nguy hiểm FN của răng (hình 8.13)



Hình 8.13

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_u} = \frac{P_n.l}{W_u} = \frac{P.l}{\frac{b.s^2}{6} \cdot \cos \alpha}$$

trong đó $W_u = \frac{b.s^2}{6}$ là moment chống uốn của tiết diện nguy hiểm ở chân răng.

Cánh tay đòn l của lực và bề dày chân răng s được biểu thị qua mô đun ăn khớp: $l = \mu.m$ và $s = v.m$

Ở đây μ và v là các hệ số tính đến hình dáng răng, khi đó:

$$\sigma_u = \frac{P.\mu.m}{\frac{b.v^2.m^2}{6} \cdot \cos \alpha} = \frac{P}{m.b.y}$$

Với $y = \frac{v^2}{6\mu} \cdot \cos \alpha$: hệ số hình dạng răng. Là trị số không thứ nguyên phụ thuộc vào số răng z , hệ số dịch chuyển ξ , góc ăn khớp α , hệ số chiều cao đầu răng $f' = h'/m$ (bảng 8.3).

So sánh hệ số dạng răng bánh nhỏ (y_1) và bánh lớn (y_2) ta có $y_1 < y_2$.

Giá trị hệ số dạng y đối với bộ truyền ăn khớp ngoài, không dịch chỉnh, $\alpha = 20^\circ$, $f=1$.

Bảng 8.3

Z hay Z_{td}	18	20	22	24	26	28	30	35	40
y hay y_{td}	0,354	0,372	0,388	0,395	0,404	0,411	0,416	0,431	0,442
Z hay Z_{td}	45	50	65	80	100	150	300	Thanh răng	
y hay y_{td}	0,451	0,457	0,472	0,478	0,481	0,490	0,486	0,523	

Để đảm bảo độ bền đồng đều răng bánh nhỏ và bánh lớn ta chọn phối hợp vật liệu hai bánh theo bảng 8.1. Răng bánh nhỏ và bánh lớn sẽ có độ bền uốn như nhau nếu thỏa điều kiện:

$$y_1.[\sigma]_{u1} = y_2.[\sigma]_{u2} \quad (8.31)$$

Sau khi thay $P = \frac{2.M_1}{d_1} = \frac{2.M_1}{m.z_1}$ vào công thức σ_u :

$$\sigma_u = \frac{2M_1}{b.m^2.z_1.y}; M_1 = \frac{9,55.10^6.N}{n_2.i}$$

N: kw; n_2 : vòng/phút; M_1 : N.mm

Nếu tính đến tác dụng của tải trọng động và sự phân phối tải trọng không đều trên chiều răng ta thêm vào hệ số tải trọng K. Còn xét đến sự mòn răng, thêm vào hệ số γ ta nhận được công thức kiểm tra sức bền uốn bộ truyền hở răng thẳng:

$$\sigma_u = \frac{2M_1.K.\gamma}{b.m^2.z_1.y} = \frac{P.K.\gamma}{b.m.y} \leq [\sigma]_u \quad (8.32)$$

Ở đây $b = b_2$: bề rộng bánh răng lớn.

Biểu diễn trị số b_2 qua m, nghĩa là $b_2 = \Psi_m.m$ ta nhận được công thức tính toán thiết kế bộ truyền hở răng thẳng:

$$m \geq \sqrt[3]{\frac{2M_1.K.\gamma}{\Psi_m.z_1.y.[\sigma]_u}} = \sqrt[3]{\frac{19,1.10^6.KN}{y.z.\Psi_m.[\sigma]_u.n}} \quad (8.33)$$

Trong đó:

M_1 : moment quay trên bánh nhỏ.

K: hệ số tải trọng. Khi bộ truyền làm việc do chế tạo và lắp ghép có thể không chính xác sẽ sinh ra tải trọng động phụ. Ngoài ra do biến dạng của trục, ổ, của bản thân bánh răng dẫn đến sự phân bố không đồng đều tải trọng theo chiều dài răng, gây ra sự tập trung tải trọng.

Khi tính toán thiết kế, K được chọn sơ bộ:

$K = 1,3$ khi lắp đặt đối xứng bánh răng với các ổ đỡ.

$K = 1,4 \div 1,6$ khi lắp đặt bánh răng không đối xứng hay lắp ở đầu console.

Khi tính toán kiểm tra hệ số tải trọng được chính xác hoá bằng công thức.:

$$K = K_d.K_{tt} \quad (8.34)$$

Với K_d : hệ số tải trọng động (bảng 8.4)

K_{tt} : hệ số tập trung tải trọng (bảng 8.5)

Bảng 8.4**Trị số gần đúng của K_d**

Bộ truyền	Cấp chính xác	Vận tốc vòng của bánh				
		1-3	3-8	8-12	12-18	18-23
Răng thẳng	6	1	1,2	1,3	-	-
	7	1,2	1,4	1,5	-	-
	8	1,3	1,5	-	-	-
	9	1,4	-	-	-	-
Răng nghiêng	6	1	1	1,05	1,15	1,3
	7	1	1,1	1,15	1,25	1,4
	8	1,1	1,25	1,35	-	-

Chú ý: Với bánh răng nhỏ trị số K_d nhận theo V_{tb} và tăng lên 10%.

Bảng 8.5**Trị số gần đúng K_{tt} đối với bánh răng có độ cứng $> 350HB$**

Vị trí bánh răng đối với ổ	Cấp chính xác	Tỷ số b_2/d_1 (đối với bánh răng côn: b/d_{bk1})				
		0,4	0,8	1	1,2	1,6
Đối xứng	7	1,05	1,1	1,15	1,25	1,3
	8	1,15	1,2	1,25	1,3	1,4
	9	1,25	1,3	1,35	1,45	1,5
Không đối xứng hay console	7	1,2	1,3	1,35	1,35	1,4
	8	1,3	1,4	1,5	1,5	1,55
	9	1,4	1,53	1,6	1,6	1,65

Đối với bánh răng có độ cứng < 350HB, khi tải trọng thay đổi:

$$K_u = \frac{K'_u + 1}{2} \quad (8.35)$$

Ở đây:

K'_u : lấy từ bảng 8.5 khi tải trọng gần như không đổi: $K_u = 1$.

γ : hệ số mòn, phụ thuộc vào độ mòn cho phép của răng 10÷30% ta nhận thấy $\gamma = 1,25 \div 2$.

$\Psi_m = \frac{b_2}{m}$: hệ số chiều rộng răng. Đối với bộ truyền răng thẳng nhận $\Psi_m = 10 \div 20$, tuân theo điều kiện $b_2 \leq d_1$. Chiều rộng bánh nhỏ b_1 lấy lớn hơn khoảng 5÷10 mm so với tính toán.

Kiểm tra độ bền uốn của răng khi bị quá tải đột xuất, tránh gây biến dạng dẻo hay gãy theo $[\sigma]_{uq}$.

$$[\sigma]_{uq} \geq \sigma_u \cdot \frac{M_{1q}}{M_1} = \sigma_{uq} \quad (8.36)$$

Trong đó:

σ_{uq} : ứng suất quá tải do M_{1q} tác dụng trên bánh nhỏ trong thời kỳ khởi động, hãm, ...

σ_u : ứng suất uốn, tính theo (8.32) do moment định mức M_1 tác dụng trên bánh nhỏ.

c) Tính toán độ bền bộ truyền kín bánh răng trụ răng thẳng:

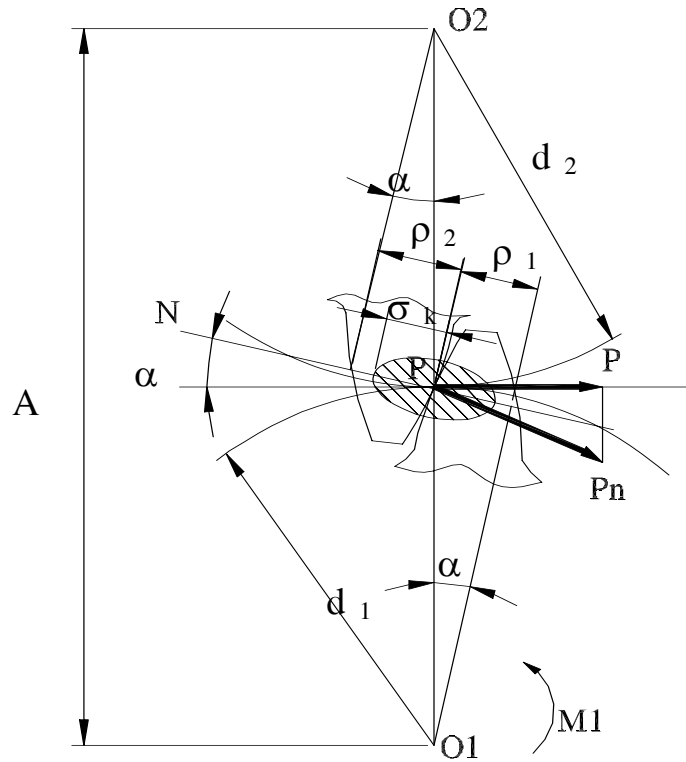
Bộ truyền bánh răng kín được tính toán bền theo độ bền tiếp xúc vì dạng hư hỏng chủ yếu: tróc bề mặt làm việc do ứng suất tiếp xúc gây ra.

Kích thước bộ truyền được xác định từ tính toán ứng suất tiếp xúc, sau đó kiểm tra theo ứng suất uốn.

Khi tính toán độ bền tiếp xúc, người ta khảo sát tại cực P, tại đó chỉ có một đôi răng ăn khớp và sự tiếp xúc của đôi răng được xét như sự tiếp xúc của hai vật hình trụ (hình 8.14). Việc tính toán được tiến hành cho bánh răng nào mà vật liệu của nó có độ bền nhỏ hơn.

Ứng suất tiếp xúc lớn nhất trong vùng ăn khớp được xác định theo công thức Hec:

$$\sigma_{tx} = 0,418 \sqrt{q \cdot \frac{E}{\rho}}$$



Hình 8.14

Với:

q : tải trọng riêng - áp lực trên một đơn vị chiều dài tiếp xúc của răng. Đối với bánh răng thẳng, chiều dài đường tiếp xúc bằng bề rộng bánh xe lớn b_2 .

$$q = \frac{P_n \cdot K}{b_2} = \frac{P \cdot K}{b_2 \cdot \cos \alpha} = \frac{M_1 \cdot K \cdot (1 + i)}{b_2 \cdot A \cdot \cos \alpha} = \frac{9,55 \cdot 10^6 \cdot K \cdot N \cdot (1 + i)}{n_2 \cdot A \cdot i \cdot b_2 \cdot \cos \alpha} \quad (8.36')$$

Trong đó:

K : hệ số tải trọng.

N : công suất truyền, Kw.

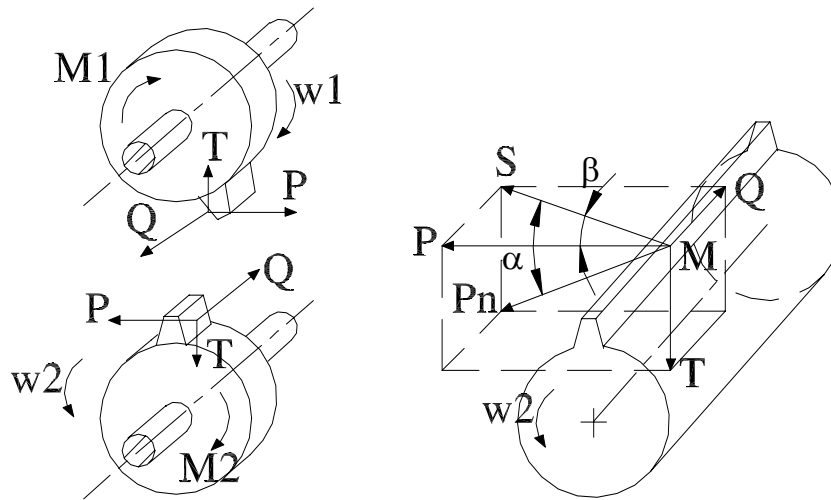
$$E = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2} : \text{môđun đàn hồi tương.}$$

Trong đó: E_1, E_2 mô đun đàn hồi của vật liệu bánh nhỏ và bánh lớn. Đối với thép $E_1 = E_2 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$.

$$\rho = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{\rho_1 + \rho_2} : \text{bán kính cong tương đương.}$$

ρ_1, ρ_2 : bán kính cong bánh nhỏ và bánh lớn tại cực ăn khớp (hình 8.15).

$$\rho_1 = \frac{d_1}{2} \cdot \sin \alpha \quad ; \quad \rho_2 = \frac{d_2}{2} \cdot \sin \alpha$$



Hình 8.15

$$\rho_1 = \frac{A}{i+1} \cdot \sin \alpha \quad \rho_2 = \frac{A \cdot i}{i+1} \cdot \sin \alpha$$

$$\Rightarrow \begin{aligned} \rho_1 + \rho_2 &= A \cdot \sin \alpha \\ \rho_1 \cdot \rho_2 &= \frac{A^2 \cdot i \cdot \sin^2 \alpha}{(1+i)^2} \end{aligned}$$

$$\Rightarrow \rho = \frac{A \cdot i \cdot \sin \alpha}{(1+i)^2}, \alpha = 20^\circ$$

Sau khi thay ρ và q vào công thức Héc:

$$\sigma_{tx} = \frac{1.050.00}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(1+i)^3}{b_2} \cdot \frac{KN}{n_2}} \leq [\sigma]_{tx} \quad (8.37)$$

Nếu gọi $\Psi_A = b_2/A$: hệ số chiều rộng bánh răng, có thể lấy các trị số sau:

- Đối với đai bộ truyền tải nhỏ: $\Psi_A = 0,15 \div 0,3$
- Đối với đai bộ truyền tải trung bình: $\Psi_A = 0,3 \div 0,45$
- Đối với đai bộ truyền tải nặng: $\Psi_A = 0,45 \div 1,6$
- Đối với bánh răng di động trong hộp số: $\Psi_A = 0,12 \div 0,15$
- Đối với bộ truyền bánh răng chữ V: $\Psi_A = 0,8 \div 1,0$

Từ (8.37) ta thay $b_2 = \Psi_A \cdot A$

$$A \geq (1+i)^3 \sqrt{\left(\frac{1050000}{[\sigma]_{tx} \cdot i} \right)^2 \cdot \frac{KN}{\Psi_A \cdot n_2}} \quad (8.38)$$

Như vậy từ điều kiện bền tiếp xúc ta định được A, mô đun ăn khớp và số răng có thể có các trị số khác nhau chỉ cần thoả mãn:

$$\frac{m(z_1 + z_2)}{2} = A \quad \text{và} \quad i = \frac{z_2}{z_1}$$

Kiểm tra bề mặt răng bị quá tải đột xuất theo $[\sigma]_{txq}$:

$$\sigma_{txq} = \sigma_{tx} \cdot \sqrt{\frac{M_{1q}}{M_1}} \leq [\sigma]_{txq} \quad (8.39)$$

8.2.3.1.2. Đối với bánh răng trụ răng nghiêng

a) Lực tác dụng tại vị trí ăn khớp:

Ở bộ truyền bánh răng nghiêng lực pháp tuyến P_n tạo với mặt đầu mút một góc β . Phân tích P_n ra thành các thành phần:

$$\vec{P}_n = \vec{P} + \vec{T} + \vec{Q}$$

- Lực vòng $\vec{P}$:

$$\begin{cases} P = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2M_2}{d_2} \\ \vec{P} \perp (\text{trục quay và } \vec{r}) \end{cases} \quad (8.40)$$

- Lực hướng tâm $\vec{T}$:

$$\begin{cases} T = S \cdot \tan \alpha = \frac{P}{\cos \beta} \cdot \tan \alpha \\ \vec{T} \text{ hướng tâm} \end{cases} \quad (8.41)$$

- Lực dọc $\vec{Q}$:

$$\begin{cases} Q = P \cdot \tan \beta \\ \vec{Q} // \text{trục} \end{cases} \quad (8.42)$$

Khi xác định chiều các lực phải chú ý đến chiều quay của bánh răng và chiều nghiêng của răng (phải hay trái).

Lực dọc tác dụng thêm tải trọng vào ổ, Q tăng cùng với góc β . Vì vậy, đối với bánh răng nghiêng thường $\beta = 8 \div 15^\circ$. Tồn tại lực trục là một nhược điểm của bánh răng nghiêng.

b) Những thông số hình học chủ yếu của bánh răng:

- Mặt pháp – tiết diện pháp – là mặt phẳng chứa $\vec{S}$ và $\vec{T}$.
- Tiết diện ngang là mặt phẳng vuông góc với trục.
- Gọi t_n, m_n : bước răng, mô đun trong tiết diện pháp.

t_s, m_s : bước răng, mô đun trong tiết diện ngang.

Ta có quan hệ:

$$t_s = \frac{t_n}{\cos\beta} \quad ; \quad m_s = \frac{m_n}{\cos\beta}$$

- Đường kính vòng chia: $d_c = m_s \cdot z = \frac{m_n z}{\cos\beta}$ (8.43)
- Các kích thước chiều cao răng, đường kính vòng đỉnh và vòng đáy răng xác định theo các công thức như của bánh răng thẳng, với chú ý là thay m bằng m_n .
- Khoảng cách trục trong bộ truyền bánh răng nghiêng tiêu chuẩn hay dịch chỉnh đều:

$$A = \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot \frac{m_n}{\cos\beta} \quad (8.44)$$

- c) Tính toán bộ truyền hỷ bánh răng trụ răng nghiêng có một số cặp răng đồng thời vào ăn khớp, nên làm giảm tải trọng trên một răng, do đó nâng cao độ bền của nó. Các răng nghiêng làm tăng độ cứng của nó khi uốn, giảm bớt tải trọng động,... Xét đến độ bền của bánh răng nghiêng tiến hành theo các công thức của *bộ truyền bánh răng thẳng tương đương* và đưa vào nó các công thức điều chỉnh. Theo điều kiện bền, kích thước của bộ truyền bánh răng nghiêng nhỏ hơn so với bánh răng thẳng.
- Tính toán thiết kế: Tương tự như tính toán bộ truyền bánh răng thẳng (8.3), mô đun pháp của bánh răng nghiêng:

$$m_n \geq \sqrt[3]{\frac{2M_1 \cdot K \cdot \gamma}{\Psi_m \cdot z_1 \cdot y_{td} \cdot [\sigma]_u \cdot K_{bu}}} \quad (8.45)$$

trong đó:

$$\Psi_m = \frac{b_2}{m_n} : \text{hệ số bề rộng bánh răng lớn (bảng 8.6)}$$

Bảng 8.6

Trị số lớn nhất của Ψ_m

Loại truyền động	$\Psi_m = b/m$
	Không quá
Bộ truyền chính xác cao, chịu tải lớn; trục, ổ và gối đỡ ổ có độ cứng cao; $HB \leq 350$ $HB > 350$	45 – 30
	30 – 20
Bộ truyền thông thường trong hộp giảm tốc; trục và ổ đỡ tương đối cứng; $HB \leq 350$ $HB > 350$	30 -20
	20 – 15
Bộ truyền chổ tạo kém chính xác, bộ truyền hở lắp trên trục console	15 - 10

- y_{td} : hệ số dạng răng (bảng 8.3) theo số răng tương z_{td} . Trong hai bánh nhỏ và bánh lớn, công thức (8.45) được tính cho bánh nào có tích $y_{td} \cdot [\sigma]_u$ nhỏ hơn $z_{td} = z/\cos^3\beta$.
- $K_{bu} = 1,3 \div 1,4$: hệ số sét tới sự nâng cao độ bền uốn của bánh răng nghiêng so với bánh răng thẳng.
- Tính toán kiểm tra:

Tương tự như tính bộ truyền răng thẳng, ứng suất uốn trong các bánh răng nhỏ và lớn:

$$\sigma_{u1} = \frac{2M_i K \cdot \gamma}{b_2 \cdot m_n^2 \cdot z_1 \cdot y_{td} \cdot K_{bu}} \leq [\sigma]_{u1} \quad (8.46)$$

$$\sigma_{u2} = \sigma_{u1} \cdot \frac{y_{td1}}{y_{td2}} \quad (8.47)$$

Kiểm tra quá tải của răng theo uốn tương tự như ở bộ truyền bánh răng thẳng.

d) Tính toán độ bền bộ truyền kín bánh răng nghiêng:

- Tính toán thiết kế:

Tương tự như ở bộ truyền bánh răng thẳng, khoảng cách tâm giữa các bánh răng nghiêng ăn khớp bằng thép:

$$A \geq (1+i) \sqrt[3]{\left(\frac{1050000}{[\sigma]_{tx} \cdot i}\right)^2 \cdot \frac{K \cdot N}{\Psi_A \cdot n_2 \cdot K_{bt}}} \quad (8.48)$$

trong đó: $K_{bt} = 1,25 \div 1,35$ – hệ số tính đến sự nâng cao độ bền tiếp xúc của răng nghiêng so với răng thẳng.

- Tính toán kiểm tra:

$$\sigma_{tx} = \frac{1050000}{A \cdot i} \sqrt{\frac{(1+i)^3}{b_2} \cdot \frac{K \cdot N}{n_2 \cdot K_{bt}}} \leq [\sigma]_{tx} \quad (8.49)$$

8.2.3.2 Tính toán độ bền bánh răng côn, trục vít, bánh vít

Tham khảo thêm sách chuyên ngành.

8.3. TRÌNH TỰ THIẾT KẾ BỘ TRUYỀN BÁNH RĂNG

Để thiết kế bộ truyền bánh răng cần biết trước:

- Công dụng và chế độ làm việc của bộ truyền.
- Công suất.
- Số vòng quay trong một phút của trục dẫn và bị dẫn (có khi còn cho biết thêm vật liệu bánh răng, điều kiện chế tạo).

Cần xác định kích thước bánh răng, số răng, mô đun, góc nghiêng của răng (đối với bánh răng nghiêng), khoảng cách giữa hai trục (đối với bánh răng nón thì xác định chiều dài nón).

Ngoài ra, để làm số liệu cho tính trục, cần xác định lực tác dụng lên bánh răng.

Đối với bộ truyền bánh răng kín, có thể tiến hành theo các bước sau:

1. Chọn vật liệu bánh răng, cách nhiệt luyện và cách xác định cơ tính của vật liệu: giới hạn bền, giới hạn mỏi, độ rắn bề mặt.
2. Ứng suất cho phép.
3. Định tải trọng tính (chọn sơ bộ hệ số tải trọng $K = 1,3 \div 1,5$)
4. Chọn hệ số chiều rộng bánh răng Ψ_A (hay Ψ_L nếu thiết kế bộ truyền bánh răng nón)

5. Xác định khoảng cách trục A (hay chiều dài nón L) theo công thức tính sức bền tiếp xúc (8.38), (8.48).
6. Định chính xác hệ số tải trọng (theo vận tốc vòng, cấp chính xác và tỷ số b/d_1 : dùng bảng 8.4, 8.5) và so sánh với hệ số tải trọng đã chọn ở bước 3. Nếu khác nhiều với trị số đã chọn, cần chọn lại K và tính lại A (hay L).
7. Xác định mô đun theo công thức:

$$m_n = (0,01 \div 0,02).A \text{ (bánh răng trục)} \quad (8.50)$$

$$m_s = (0,02 \div 0,03).L \text{ (bánh răng nón)} \quad (8.51)$$

số răng, góc nghiêng (đối với bánh răng nghiêng) và tính sức bền uốn của răng.

8. Kiểm nghiệm sức bền của răng khi chịu quá tải đột ngột (trường hợp bộ truyền bị quá tải lúc làm việc).
9. Tính các kích thước chủ yếu của bộ truyền.
10. Tính lực tác dụng lên trục.