



# CHƯƠNG 5

---

## TRUYỀN ĐỘNG BÁNH RĂNG



# NỘI DUNG

---

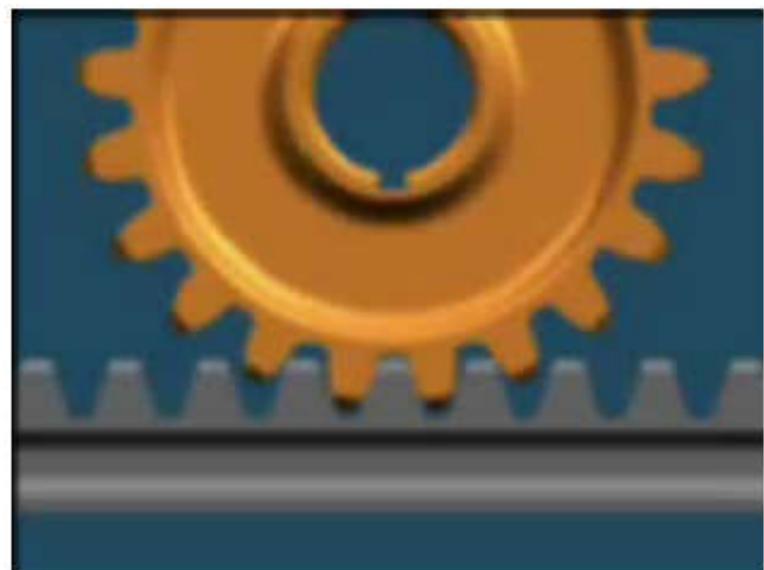
- 1** Khái niệm chung
- 2** Tải trọng tính toán
- 3** Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán
- 4** Tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng
- 5** Bộ truyền bánh răng trụ răng nghiêng và chữ V
- 6** Bộ truyền bánh răng côn
- 7** Vấn đề dịch chỉnh bánh răng



## 5.1. Khái niệm chung

### 5.1.1. Khái niệm truyền động bánh răng

- Thực hiện việc dùng đĩa truyền cơ năng và biến đổi chuyển động nhờ sự ăn khớp của các bánh răng hoặc thanh răng.





## 5.1. Khái niệm chung

### 5.1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng

➤ Ưu điểm:

- Kích thước nhỏ, khả năng tải lớn
- Tỷ số truyền không thay đổi do không có hiện tượng trượt trơn
- Hiệu suất cao có thể đạt  $0,97 \div 0,99$ .
- Làm việc với vận tốc lớn (đến 150 m/s), công suất đến chục ngàn kW, tỷ số truyền một cấp từ  $2 \div 7$ , bộ truyền nhiều cấp đến vài trăm hoặc vài ngàn.
- Tuổi thọ cao, làm việc với độ tin cậy cao.



## 5.1. Khái niệm chung

### 5.1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng

#### ➤ Nhược điểm:

- Chế tạo tương đối phức tạp;

Có 2 phương pháp chế tạo:

- Chép hình
- Bao hình

Phải làm việc với vật liệu mềm nên độ chính xác thấp, sử dụng máy và dao chuyên dùng.

Hiện nay, có phương pháp gia công cắt dây

- Đòi hỏi độ chính xác cao;
- Có nhiều tiếng ồn khi vận tốc lớn.



## 5.1. Khái niệm chung

### 5.1.2. Ưu nhược điểm và phạm vi ứng dụng

➤ Phạm vi ứng dụng:

- Được sử dụng rộng rãi trong ngành chế tạo máy
- Bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng được sử dụng rộng rãi nhất
- Các bộ truyền còn lại sử dụng tùy vào kết cấu máy.

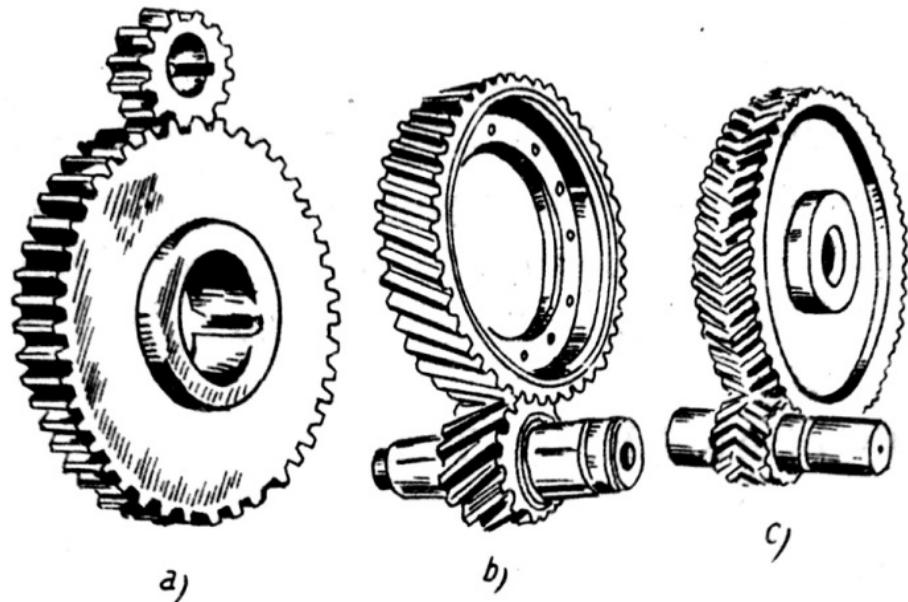


## 5.1. Khái niệm chung

### 5.1.3. Phân loại

➤ Theo vị trí tương đối giữa các trục:

- Truyền động giữa các trục song song:
  - răng trụ thẳng (a),
  - răng trụ nghiêng (b),
  - răng chữ V (c),



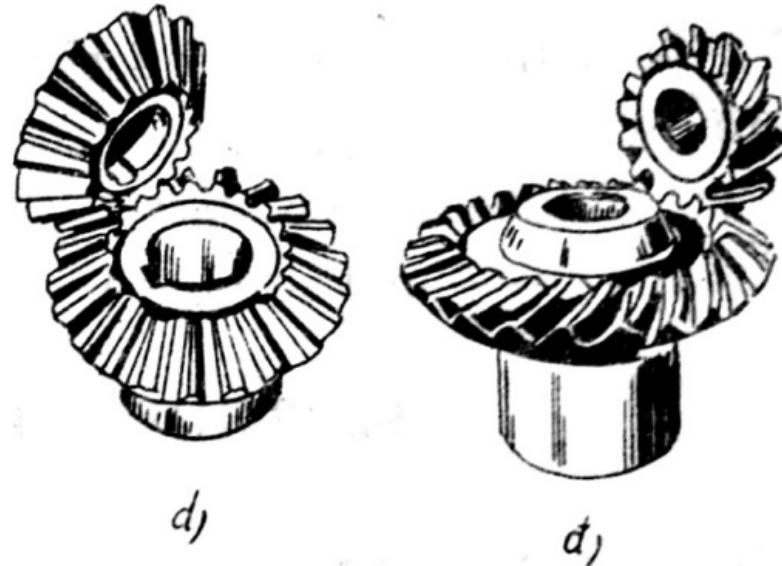


## 5.1. Khái niệm chung

### 5.1.3. Phân loại

➤ Theo vị trí tương đối giữa các trục:

- Truyền động giữa các trục cắt nhau:
  - Bánh răng côn răng thẳng ( $d$ ),
  - Bánh răng côn răng nghiêng ( $\dot{d}$ )



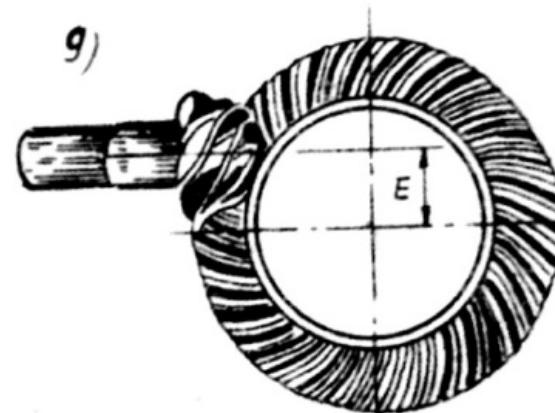
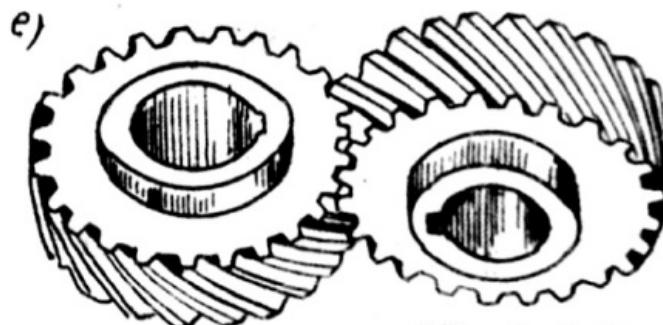


## 5.1. Khái niệm chung

### 5.1.3. Phân loại

➤ Theo vị trí tương đối giữa các trục:

- Truyền động giữa các trục chéo nhau:
  - Bánh răng trụ chéo (e)
  - Bánh răng nón chéo – bánh răng hypôít (g)





## 5.1. Khái niệm chung

### 5.1.3. Phân loại

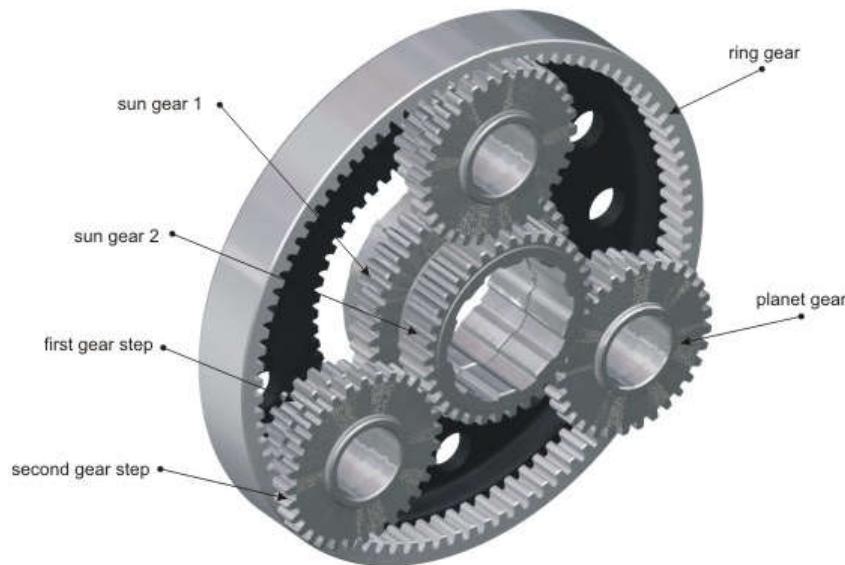
- Theo biên dạng răng:
  - Bánh răng thân khai
  - Bánh răng xioclôít
  - Bánh răng nôvikov
- Bánh răng thân khai (prôfin răng có dạng đường thân khai của vòng tròn) được dùng phổ biến vì:
  - Dụng cụ cắt răng đã có sẵn và tiêu chuẩn hóa, đảm bảo độ chính xác cao,
  - Không phụ thuộc số răng được cắt,
  - Khả năng tải lớn và hiệu suất cao



## 5.1. Khái niệm chung

### 5.1.3. Phân loại

- Theo tính chất di động của các tâm bộ truyền
  - Truyền động bình thường: tâm của các bánh răng cố định
  - Truyền động hành tinh: tâm của một số bánh răng di động trong mặt phẳng quay





## 5.2. Tải trọng tính toán

Tải trọng tính = Tải trọng danh nghĩa x Hệ số tải trọng K

➤ Hệ số tải trọng K do:

- Trong quá trình làm việc, trực, ổ và vỏ hộp biến dạng
- Do các sai số trong chế tạo và lắp ráp
- Trong quá trình làm việc xuất hiện các tải trọng động phụ
- Tải trọng tác dụng phân bố không đều trên chiều rộng vành răng



## 5.2. Tải trọng tính toán

### 5.2.1. Sự phân bố tải trọng không đều giữa các răng

- Trong trường hợp hệ số trùng khớp ngang  $2 > \varepsilon_\alpha > 1$ , mômen xoắn truyền qua một đôi răng hoặc hai đôi răng
- Do sai số chế tạo, sự phân bố tải trọng này không đều trên các đôi răng ăn khớp.
- Hệ số đưa vào (hệ số phân bố không đều tải trọng giữa các răng – hệ số phân bố không đều tải trọng)
  - Khi tính toán theo độ bền tiếp xúc: hệ số  $K_{H\alpha}$
  - Khi tính toán theo độ bền uốn: hệ số  $K_{F\alpha}$
- Các hệ số này phụ thuộc vào cấp chính xác và vận tốc vòng, quy định tại TCVN 1067-71



## 5.2. Tải trọng tính toán

### 5.2.1. Sự phân bố tải trọng không đều giữa các răng

Trị số của hệ số phân bố không đều tải trọng  
cho các đôi răng đồng thời ăn khớp

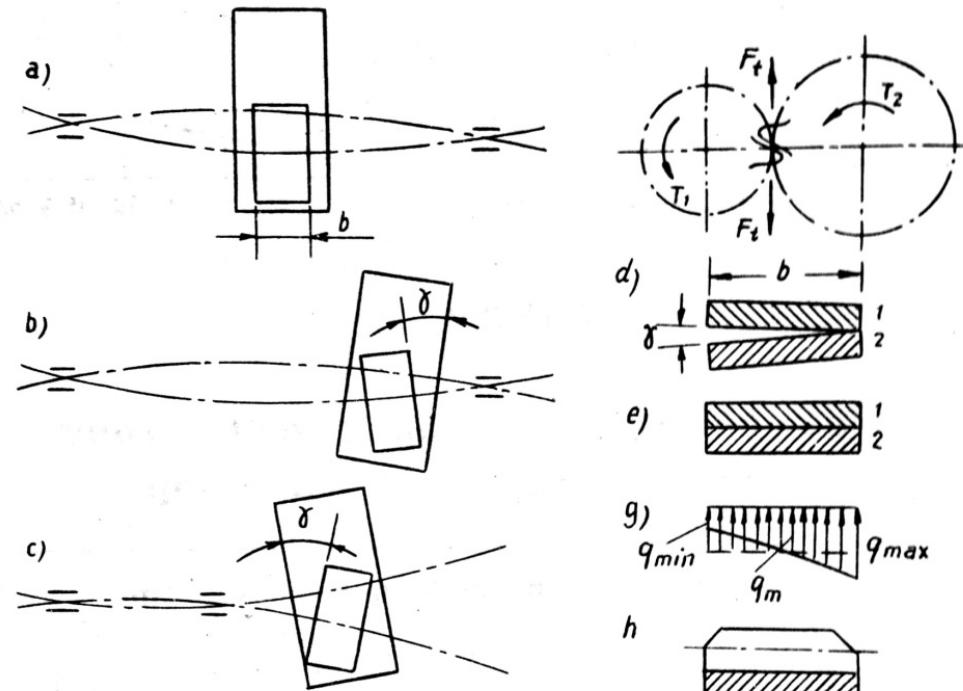
Vận tốc vòng m/s	K <sub>Hα</sub> và K <sub>Fα</sub> khi cấp chính xác về mức làm việc êm (TCVN 1067-71)							
	6		7		8		9	
	K <sub>Hα</sub>	K <sub>Fα</sub>	K <sub>Hα</sub>	K <sub>Fα</sub>	K <sub>Hα</sub>	K <sub>Fα</sub>	K <sub>Hα</sub>	K <sub>Fα</sub>
≤ 2,5	1,01	1,05	1,03	1,12	1,05	1,22	1,13	1,37
5	1,02	1,07	1,05	1,16	1,09	1,27	1,16	1,40
10	1,03	1,10	1,07	1,22	1,13	1,37	-	-
15	1,04	1,13	1,09	1,25	1,17	1,45	-	-
20	1,05	1,17	1,12	1,35	-	-	-	-
25	1,06	1,20	-	-	-	-	-	-



## 5.2. Tải trọng tính toán

### 5.2.2. Sự phân bố tải trọng theo chiều rộng vành răng

- Do vị trí của bánh răng không bố trí đối xứng với các ổ đỡ trực, khi chịu lực, bánh răng và trục bị biến dạng uốn và xoắn.
- Bánh răng bố trí đối xứng: sự cong trực không ảnh hưởng đến sự bố trí bánh răng (a)
- Bánh răng bố trí không đối xứng: có góc nghiêng  $\gamma$  giữa các trục bánh răng (b, c)
- Bánh răng tuyệt đối rắn: tiếp xúc với nhau tại một điểm (d)
- Nhờ biến dạng đàn hồi, các răng tiếp xúc theo cả chiều rộng vành răng nhưng tải trọng vẫn phân bố không đều (e, g).





## 5.2. Tải trọng tính toán

### 5.2.2. Sự phân bố tải trọng theo chiều rộng vành răng

➤ Phụ thuộc vào các yếu tố sau:

- Vị trí tương đối của bánh răng với ổ
- Chiều rộng tương đối của vành răng  $\psi_d = b_w/d_{wI}$   
Nếu bánh răng càng dày ( $b_w$  càng lớn) thì tải trọng phân bố càng đều
- Độ cứng của trực (phụ thuộc  $l/d$ )
- Khả năng chạy mòn
- Tổng độ cứng của đôi bánh răng tại chỗ ăn khớp (cặp bánh răng có bị biến dạng đều hay không):
  - Tổng độ cứng lớn: cặp bánh răng ít biến dạng
  - Tổng độ cứng nhỏ: cặp bánh răng dễ biến dạng, giảm sự tập trung ứng suất



## 5.2. Tải trọng tính toán

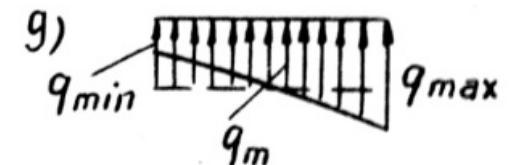
### 5.2.2. Sự phân bố tải trọng theo chiều rộng vành răng

- Hệ số đặc trưng:  $K_{H\beta}$  và  $K_{F\beta}$ 
  - $K_{H\beta}$ : hệ số khi tính về tiếp xúc

$$K_{H\beta} = \frac{q_{\max}}{q_m}$$

$q_{\max}$  – tải trọng riêng cực đại

$q_m$  – tải trọng riêng trung bình

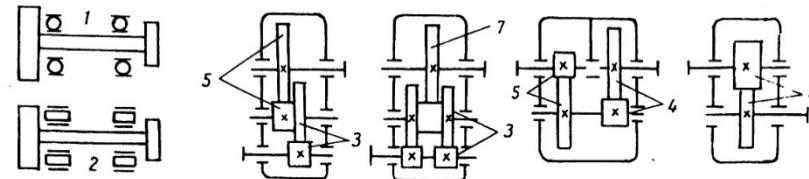


- $K_{F\beta}$ : hệ số khi tính về uốn
  - Tỉ số giữa ứng suất uốn lớn nhất ở chân răng khi phân bố tải trọng đều và không đều



## 5.2. Tải trọng tính toán

### 5.2.2. Sự phân bố tải trọng theo chiều rộng vành răng



$\psi_{bd}$	$K_{H\beta}$ ứng với sơ đồ							$K_{F\beta}$ ứng với sơ đồ						
	1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
Khi $H_1 \leq HB 350$ và $H_2 \leq HB 350$														
0,2	1,08	1,05	1,02	1,01	1,01	1,0	1,0	1,18	1,1	1,05	1,03	1,02	1,01	1
0,4	1,18	1,12	1,05	1,03	1,02	1,01	1,01	1,38	1,21	1,11	1,06	1,05	1,03	1,01
0,6	1,31	1,19	1,07	1,05	1,03	1,02	1,02	1,61	1,39	1,17	1,12	1,08	1,05	1,02
0,8	1,45	1,27	1,12	1,07	1,05	1,03	1,02	1,95	1,58	1,24	1,17	1,12	1,07	1,03
1	-	-	1,15	1,1	1,07	1,05	1,03	-	-	1,32	1,23	1,16	1,1	1,05
1,2	-	-	1,2	1,13	1,1	1,06	1,04	-	-	1,41	1,3	1,22	1,14	1,08
1,4	-	-	1,24	1,17	1,13	1,07	1,05	-	-	1,5	1,38	1,28	1,19	1,12
1,6	-	-	1,28	1,21	1,16	1,11	1,06	-	-	1,6	1,45	1,37	1,26	1,15
Khi $H_1 > HB 350$ và $H_2 > HB 350$														
0,2	1,22	1,1	1,05	1,04	1,02	1,01	1,0	1,31	1,2	1,08	1,04	1,03	1,02	1,0
0,4	1,44	1,25	1,12	1,08	1,05	1,02	1,01	1,69	1,42	1,18	1,06	1,1	1,04	1,01
0,6	-	1,45	1,2	1,14	1,08	1,04	1,02	-	1,71	1,3	1,17	1,12	1,18	1,03
0,8	-	-	1,28	1,2	1,14	1,07	1,03	-	-	1,43	1,27	1,2	1,14	1,06
1	-	-	1,37	1,27	1,19	1,12	1,06	-	-	1,57	1,39	1,28	1,2	1,1
1,2	-	-	1,47	1,35	1,25	1,16	1,08	-	-	1,72	1,53	1,41	1,3	1,15
1,4	-	-	-	-	1,31	1,22	1,12	-	-	-	1,7	1,53	1,4	1,22
1,6	-	-	-	-	-	1,26	1,16	-	-	-	-	-	-	1,29



## 5.2. Tải trọng tính toán

### 5.2.3. Hệ số tải trọng động

- Do biến dạng của răng và những sai số bước răng, prôfin răng, tỷ số truyền tức thời luôn luôn thay đổi, gây nên tải trọng động khi ăn khớp
- Hệ số tải trọng động:

$$K_v = 1 + \frac{q_v}{q_t}$$

$q_v$  – tải trọng động riêng trên 1 đơn vị chiều rộng vành răng

$q_t$  – tải trọng tĩnh riêng



## 5.2. Tải trọng tính toán

### 5.2.3. Hệ số tải trọng động

- Hệ số tải trọng động khi tính về độ bền tiếp xúc  $K_{Hv}$  và độ bền uốn –  $K_{Fv}$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{v_H b_w d_{w1}}{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha}}$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{v_F b_w d_{w1}}{2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha}}$$

$v_H, v_F$  – cường độ tải trọng động, N/mm

$$v_H = \delta_H g_o v \sqrt{a_\omega / u}$$

$$v_F = \delta_F g_o v \sqrt{a_\omega / u}$$

$\delta_H, \delta_F$  – hệ số kể đến ảnh hưởng của các loại răng (thẳng, nghiêng) và sai số ăn khớp  
 $g_o$  – hệ số xét đến ảnh hưởng của sai lệch các bước răng bánh dẫn và bánh bị dẫn

$v$  – vận tốc vòng, m/s

$a_w$  – khoảng cách trực, mm

$T_1$  – mômen xoắn trên bánh dẫn, N.mm

$u$  – tỉ số truyền



## 5.2. Tải trọng tính toán

- Gọi  $q_H$  và  $q_F$  là các tải trọng riêng tính toán về độ bền tiếp xúc và độ bền uốn

$$q_H = q_n K_H = \frac{F_n K_H}{l_H}$$

$$q_F = q_n K_F = \frac{F_n K_F}{l_H}$$

$q_n$  – tải trọng riêng do lực pháp tuyến

$F_n$  – lực pháp tuyến

$l_h$  – tổng chiều dài tiếp xúc của các răng khi chịu tải

$K_H, K_F$  – các hệ số tải trọng tính toán về độ bền uốn và độ bền tiếp xúc

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\nu}$$

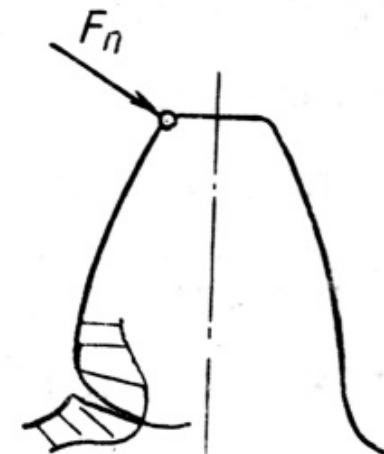
$$K_F = K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{F\nu}$$



## 5.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

### Gãy răng

- Vết nứt thường bắt đầu từ chân răng, chỗ góc lượn
- Tác hại: làm hỏng bộ truyền bánh răng, các bộ truyền khác, các chi tiết máy khác như ổ, trục
- Nguyên nhân gây gãy răng là do ứng suất uốn, do quá tải lớn hoặc do mồi
- Cách khắc phục:
  - Tăng môđun m
  - Dùng bánh răng dịch chỉnh
  - Nhiệt luyện
  - Tăng bán kính góc lượn chân răng
  - Gia công nhẵn bề mặt

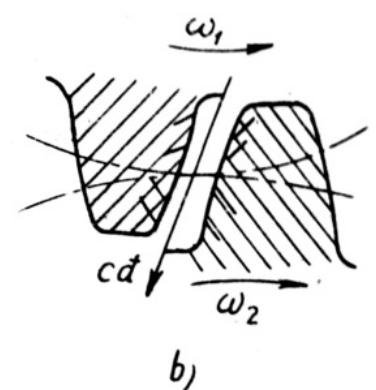
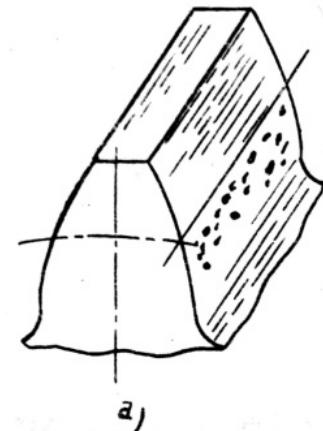




## 5.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

### Tróc rỗ

- Tróc là hiện tượng kim loại trên bề mặt bong ra để lại những vết rõ mặt răng
- Tróc thường xuất hiện ở vùng lân cận tâm ăn khớp và vùng chân răng
- Nếu bộ truyền có độ rắn bề mặt thấp ( $HB \leq 350$ ), hiện tượng tróc răng xảy ra trong một thời gian ngắn rồi dừng lại gọi là tróc nhất thời
- Nếu bộ truyền có độ rắn bề mặt cao ( $HB > 350$ ) các vết tróc từ vùng tâm ăn khớp phát triển xuống khắp bề mặt chân răng gọi là hiện tượng tróc lan
- Các bộ truyền để hở hoặc bôi trơn không tốt hiện tượng mòn sẽ xảy ra trước tróc rỗ.



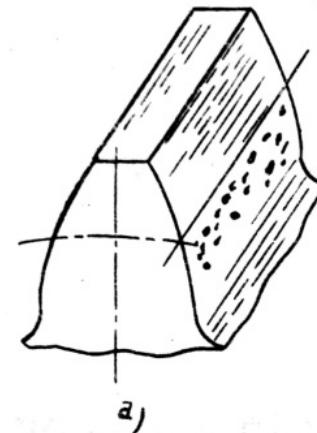


## 5.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

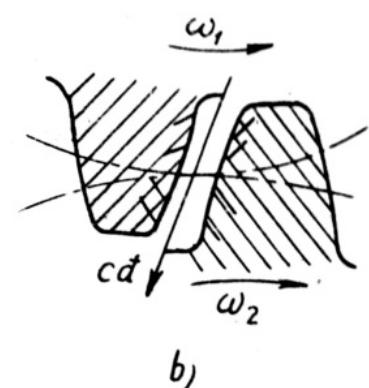
### Tróc rỗ

#### ➤ Nguyên nhân:

- Sau 1 thời gian làm việc, ứng suất tiếp xúc thay đổi theo chu kì mạch động gián đoạn, xuất hiện vết nứt
- Khi có dầu bôi trơn, dầu sẽ chui vào các vết khi tiếp xúc
- Các vết nứt vùng gần chân răng bị bịt kín miệng lại và do áp lực làm bong từng mảng kim loại



← →



← →

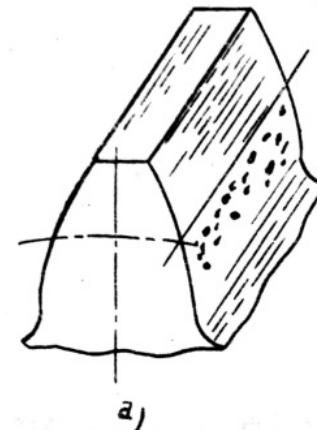


## 5.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

### Tróc rỗ

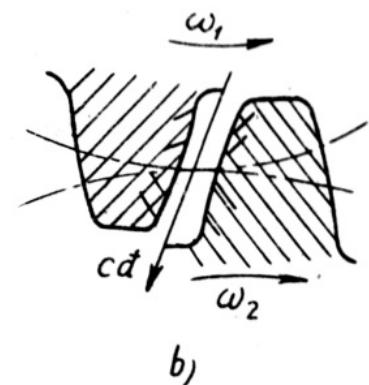
#### ➤ Tác hại của tróc rỗ:

- Làm cho mặt răng không nhẵn, dạng răng thay đổi; tải trọng động tăng lên,
- Mặt răng xước nhanh và bị mòn, cuối cùng bề mặt răng phía dưới đường tâm ăn khớp bị phá hỏng dẫn đến tiếng ồn, rung động và nóng nhiều



#### ➤ Khắc phục:

- Nâng cao độ rắn của răng bằng nhiệt luyện
- Tăng góc ăn khớp: dịch chỉnh góc, cắt bằng dao có góc prôfin lớn
- Nâng cao cấp chính xác bánh răng

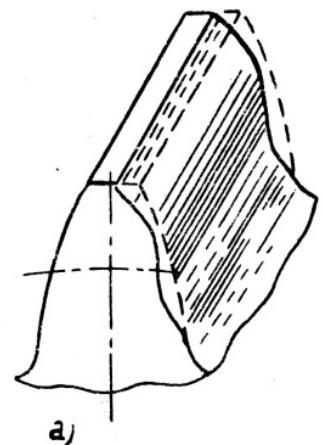




## 5.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

### Mòn

- Xảy ra trong các bộ truyền bôi trơn không tốt hoặc không bôi trơn, răng mòn nhiều ở đỉnh và chân răng vì tại đó vận tốc trượt lớn
- Nguyên nhân: do vận tốc trượt trên răng, ứng suất tiếp xúc và môi trường tiếp xúc của đôi răng ăn khớp
- Tác hại: dạng răng bị thay đổi, tải trọng tăng lên, tiết diện của răng giảm xuống và cuối cùng bị gãy răng
- Cách hạn chế:
  - Đảm bảo cho răng được bôi trơn tốt,
  - Chất bôi trơn được bảo vệ sạch sẽ dầu bôi trơn thích hợp,
  - Tăng độ rắn và độ nhẵn bề mặt răng
  - Giảm vận tốc trượt: dịch chỉnh hoặc giảm chiều cao răng

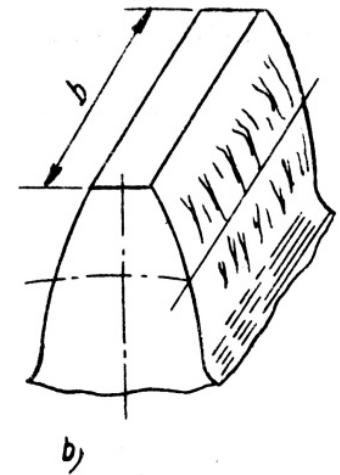




## 5.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

### Dính

- Xảy ra nhiều nhất ở các bộ truyền chịu tải lớn và có vận tốc cao
- Nguyên nhân:
  - Nhiệt độ sinh ra quá cao, màng dầu bị phá vỡ, làm răng trực tiếp tiếp xúc nhau.
  - Do áp suất và nhiệt độ cao, đôi răng dính vào nhau và khi chuyển động tương đối, những mảnh kim loại nhỏ bị dứt khỏi răng này và bám chặt lên bề mặt răng kia
  - Thường xảy ra ở những cặp bánh răng cùng vật liệu

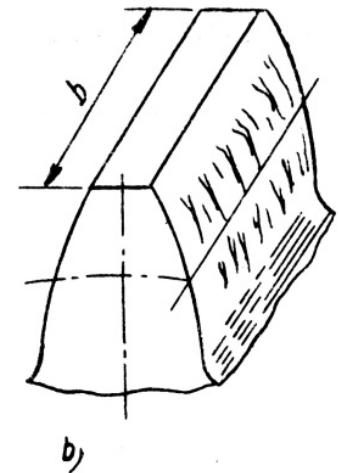




## 5.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

### Dính

- Tác hại: bề mặt làm việc của răng bị xước nhiều, dạng răng bị phá hỏng
- Hạn chế:
  - Các phương pháp như chống mòn răng
  - Tăng cường làm nguội dầu bôi trơn
  - Chọn cặp vật liệu bánh răng thích hợp
  - Dùng dầu chống dính





## 5.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

### Biến dạng dẻo bề mặt răng

- Là hiện tượng ở bánh dẫn kim loại bị xô về đỉnh và chân tạo thành rãnh ở giữa răng còn bánh bị dẫn thì ngược lại
- Nguyên nhân: Bánh răng thép có độ rắn thấp, vận tốc thấp, chịu tải lớn do đó gây nên biến dạng dẻo bề mặt răng, lớp biến dạng này bị lực ma sát đẩy theo chiều vận tốc trượt
- Tác hại: hỏng bề mặt, giảm chính xác khi truyền động



## 5.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

### Bong bề mặt

- Xảy ra ở các răng được thấm nitơ, thấm than và tôt bề mặt nhưng chất lượng thấm và tôt kém đồng thời răng chịu tải lớn
- Do nội ứng suất quá lớn, dẫn đến bong tùng bề mặt



## 5.3. Các dạng hỏng và chỉ tiêu tính toán

### Chỉ tiêu tính

- Các dạng hư hỏng này xảy ra đồng thời, tùy từng trường hợp cụ thể mà dạng hỏng này trở nên khốc liệt hơn dạng hỏng kia
- Tính răng về độ bền tiếp xúc để chống lại các dạng hỏng tróc rỗ là chủ yếu, đồng thời hạn chế mòn và dính răng với điều kiện  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$ , trong đó  $[\sigma_H]$  - Ứng suất tiếp xúc cho phép xác định bằng thực nghiệm.
- Tính về sức bền uốn để đề phòng răng bị gãy theo điều kiện  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$
- Kiểm nghiệm răng về quá tải để đề phòng gãy hoặc bị biến dạng dẻo bể mặt răng.



## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ răng thẳng

### 5.4.1. Lực tác dụng

- Bỏ qua lực ma sát và coi tải trọng phân bố tập trung tại điểm giữa vành răng
- Lực pháp tuyến  $F_n$  tác dụng vuông góc với bề mặt răng, gồm 2 thành phần:

- Lực vòng: 
$$F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_{w_1}} \approx F_{t_2}$$

- Lực hướng tâm:  $F_{r_1} = F_{t_1} \operatorname{tg} \alpha_w \approx F_{r_2}$

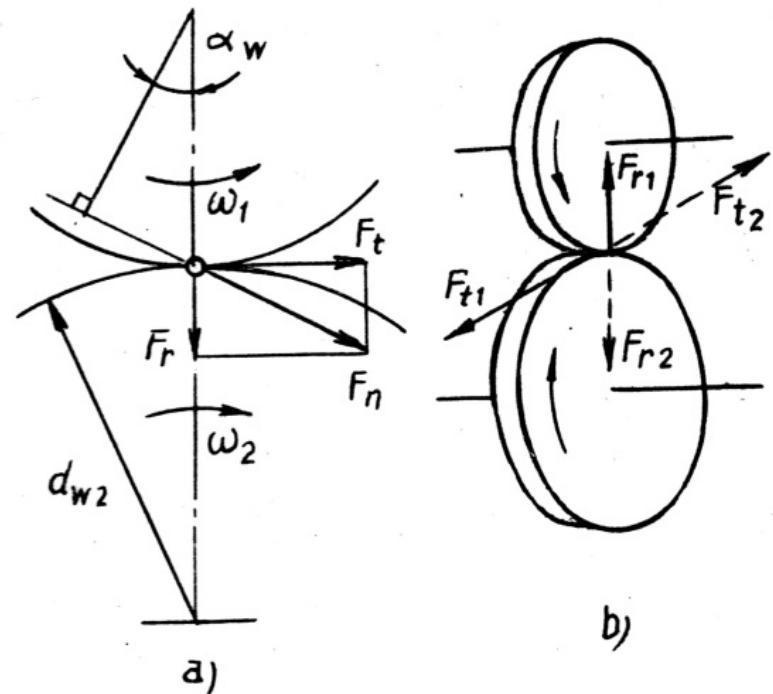
Do đó, lực pháp tuyến:

$$F_{n_1} = F_{n_2} = \frac{F_{t_1}}{\cos \alpha_w}$$

$d_{w1}$  – đường kính vòng lăn bánh 1

$\alpha_w$  – góc ăn khớp

$T_1$  – moment xoắn trên bánh chủ động





## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền tiếp xúc

- Nhằm đề phòng tróc rỗ mặt răng, hạn chế mòn và dính
- Điều kiện bền tiếp xúc (công thức Hetz)

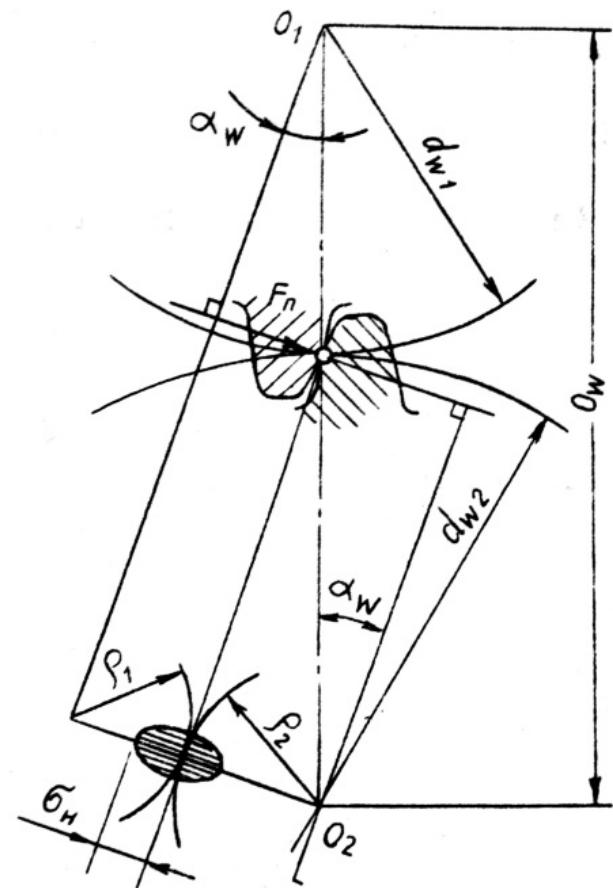
$$\sigma_H = Z_M \sqrt{\frac{q_H}{2\rho}} \leq [\sigma_H]$$

$[\sigma_H]$  - ứng suất tiếp xúc cho phép, MPa

$q_H$  – tải trọng riêng tính toán

$\rho$  – bán kính cong tương đương mặt tiếp xúc

$Z_M$  – hệ số xét đến cơ tính của vật liệu





## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền tiếp xúc

➤ Hệ số xét đến cơ tính vật liệu

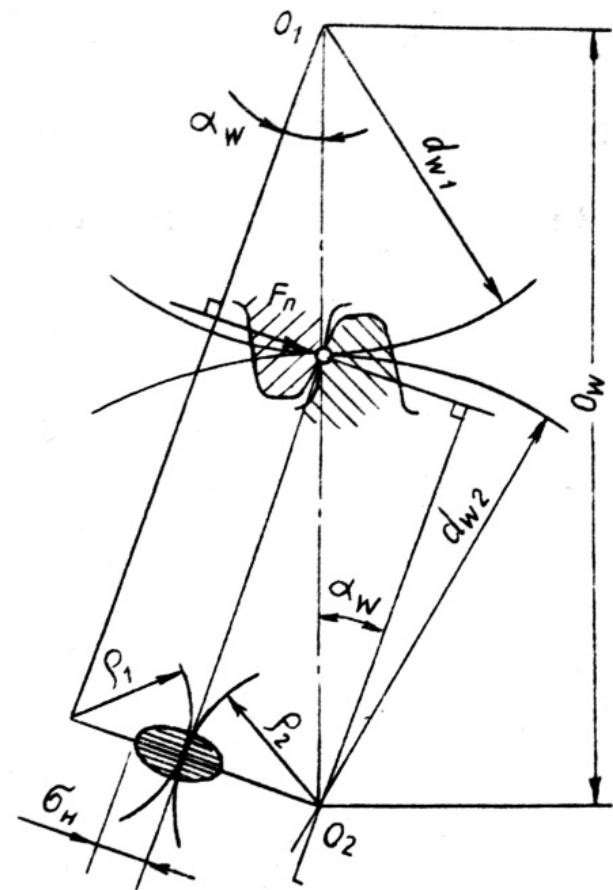
$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1 E_2}{\pi [E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)]}}$$

$E_1, E_2$  – mô đun đàn hồi của vật liệu

$\mu_1, \mu_2$  – hệ số Poisson của vật liệu

- Vật liệu thép:

$$E_1 = E_2 = 2,1 \cdot 10^5 MPa \quad \mu_1 = \mu_2 = 0,3$$





## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền tiếp xúc

- Tải trọng riêng tính toán

$$q_H = \frac{F_n \cdot K_H}{l_H} = \frac{F_t \cdot K_H}{l_H \cdot \cos \alpha_w}$$

$F_n$  – lực pháp tuyến

$F_t$  – lực vòng

$l_H$  – chiều dài tiếp xúc, lấy  $l_H = \frac{b_w}{Z_\varepsilon^2}$

$Z_\varepsilon$  – hệ số xét đến tổng chiều dài tiếp xúc  $Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$

$\varepsilon_\alpha$  – hệ số trùng khớp ngang

Do đó:

$$q_H = \frac{F_t \cdot K_H \cdot Z_\varepsilon^2}{b_w \cos \alpha_w}$$

$$\varepsilon_\alpha \approx \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta$$

$\beta$  – góc nghiêng của răng



## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền tiếp xúc

- Bán kính cong tương đương

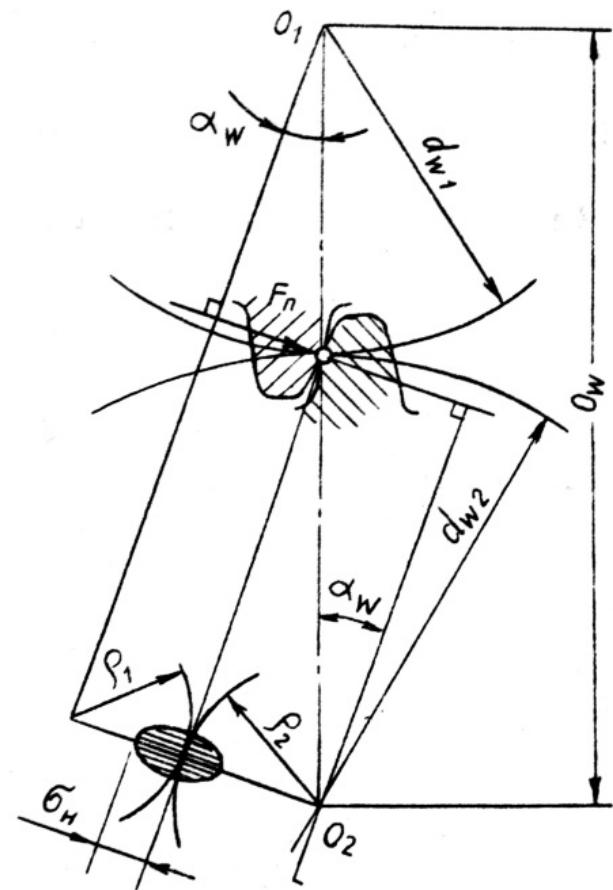
$$\rho = \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_1 \pm \rho_2}$$

(Đấu + và - ứng với ăn khớp ngoài và trong)

$$\rho_1 = 0,5d_{w_1} \sin \alpha_w; \quad \rho_2 = 0,5d_{w_2} \sin \alpha_w$$

Do đó:

$$\rho = \frac{d_{w_1} u \cdot \sin \alpha_w}{2(u \pm 1)}$$





## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền tiếp xúc

➤ Thay  $\rho$  và  $q_n$  vào  $\sigma_H$

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w_1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{H\nu} (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

$Z_H$  – hệ số xét đến hình dạng của bề mặt tiếp xúc  $Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha_w}}$   
nếu  $x_1 \pm x_2 = 0, \alpha = 20^\circ$  thì  $Z_H = 1,76$

$K_{H\beta}$  – hệ số phân bố không đều tải trọng theo chiều rộng vành răng

$K_{H\nu}$  – hệ số tải trọng động

Bánh răng thẳng:  $K_{Ha} = K_{Fa} = 1$  (sự phân bố tải trọng trên các răng)



## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền tiếp xúc

➤ Đặt  $b_w = \psi_{bd} d_{w_1}$ , ta có công thức thiết kế:

$$d_{w_1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} (u \pm 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 \cdot u}}$$

với:  $K_d = [2(Z_M Z_H Z_\varepsilon)]^{\frac{2}{3}}$

Bánh răng bằng thép, lấy:

$$K_d = 77 \text{ (MPa)}^{\frac{1}{3}}$$

➤ Thay  $d_{w_1} = 2a_w / (u \pm 1)$ , ta có công thức thiết kế:

$$a_w = K_a (u \pm 1) \sqrt{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$

với:  $K_a = \sqrt[3]{0,5(Z_M Z_H Z_\varepsilon)^2}$

Bánh răng bằng thép, lấy:

$$K_a = 49,5 \text{ (MPa)}^{\frac{1}{3}}$$



## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền tiếp xúc

➤ Khi sử dụng công thức thiết kế:

- Chọn  $\psi_{ba}$ :
  - Băng răng đặt đối xứng với ổ:  $\psi_{ba} = 0,3 \div 0,5$
  - Băng răng đặt không đối xứng với ổ:  $\psi_{ba} = 0,25 \div 0,4$
- Chọn môđun:  $m = (0,01 \div 0,02)a_w \quad (m \geq 1,5mm)$
- Tính  $\psi_{bd} = \psi_{ba}(u + 1)/2$ , rồi dựa vào  $\psi_{bd}$  để tra  $K_{H\beta}$
- Dựa vào  $a_w$  để tính các kích thước khác của bộ truyền
- Số răng của bánh răng thẳng  $Z_{min} = 17$ , tránh hiện tượng cắt chân răng

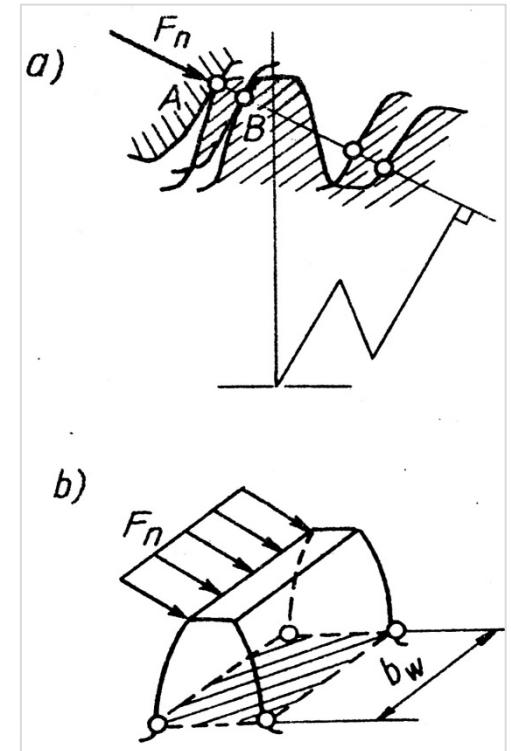
Nếu  $v > 1000$  vg/ph thì  $Z_{min} = 24 \div 27$



## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền uốn

- Nhằm đề phòng dạng hỏng gãy răng
- Tính toán theo điều kiện bền uốn  $\sigma_F \leq [\sigma_F]$
- Xác định điểm đặt lực:
  - Tại A, tay đòn lực lớn nhất, nhưng có hai đôi răng ăn khớp, mỗi đôi răng chịu một phần tải trọng  $F_n$
  - Tại B, tay đòn tương đối lớn, răng chịu toàn bộ tải trọng  $F_n$
  - Cần tiến hành tính toán khi lực đặt tại B
  - Để thuận tiện, coi toàn bộ tải trọng  $F_n$  đặt tại A, sai số của việc di chuyển điểm đặt lực xét qua hệ số  $Y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha$
- Tải trọng riêng tính toán:  $q_F = \frac{F_n K_F}{b_w}$





## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền uốn

➤ Dời  $q_F$  theo đường tác dụng lực về trực đối xứng của răng, phân thành 2 thành phần:

- $q_F \cos \gamma$ : gây uốn răng
- $q_F \sin \gamma$ : gây nén răng

➤ Ứng suất danh nghĩa tại chân răng:

$$\sigma = \sigma_u - \sigma_n = \frac{q_F \cos \gamma \cdot h_t}{W} - \frac{q_F \sin \gamma}{A}$$

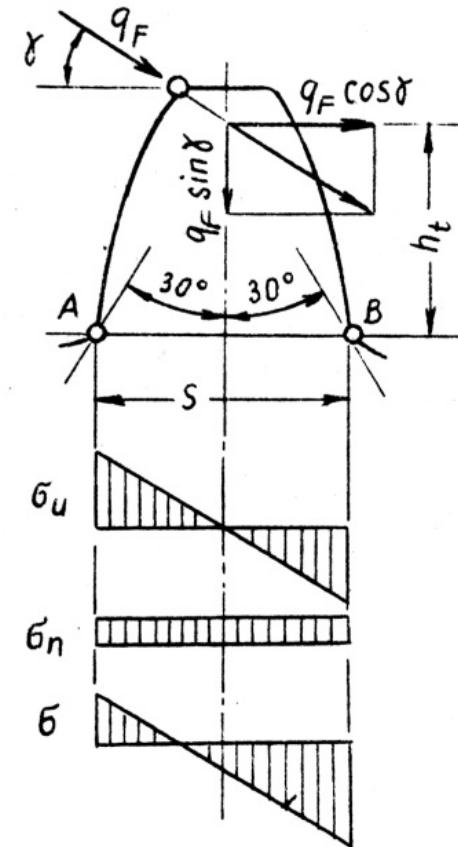
$\sigma_u, \sigma_n$  – ứng suất uốn và nén sinh ra trong răng

$W = b_w S^2 / 6$  – mômen cản uốn tiết diện ngang

$A = b_w S$  – diện tích tiết diện nguy hiểm

$b_w, S$  – chiều rộng và chiều dày răng tại tiết diện nguy hiểm

$h_t$  – chiều dài cánh tay đòn của lực uốn





## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền uốn

➤ Ứng suất danh nghĩa tại chân răng:

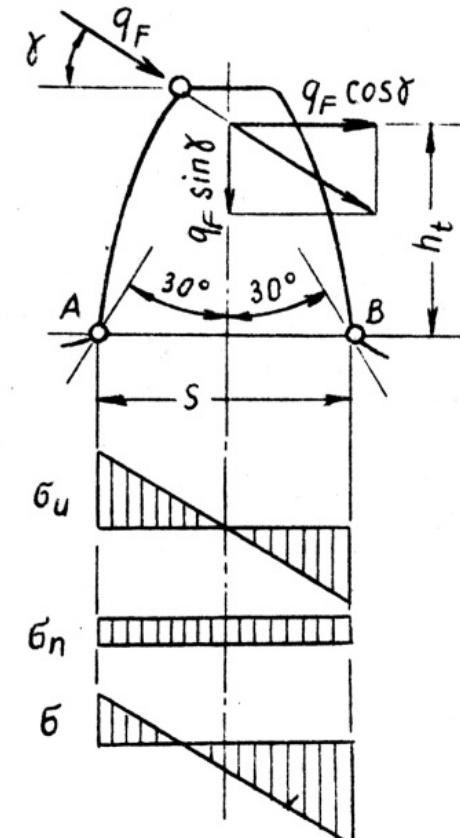
$$\sigma = \sigma_u - \sigma_n = \frac{q_F \cos \gamma \cdot h_t}{W} - \frac{q_F \sin \gamma}{A}$$
$$\Leftrightarrow \sigma = \frac{F_n K_F}{b_w} \left( \frac{6 \cos \gamma \cdot h_t}{S^2} - \frac{\sin \gamma}{S} \right)$$

Đặt:  $h_t = em$ ;  $S = gm$  ( $h_t$ ,  $S$  tỉ lệ bậc nhất với  $m$ ), ta có:

Ứng suất thực lớn nhất tại chân răng:

$$\sigma_F = \alpha_\sigma \sigma = \frac{F_t K_F}{b_w m} \left( \frac{6e \cos \gamma}{g^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \gamma}{g \cos \alpha_w} \right) \cdot \alpha_\sigma$$

$\alpha_\sigma$  – hệ số tập trung ứng suất lý thuyết





## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền uốn

- Đặt hệ số dạng răng  $Y_F$ : 
$$Y_F = \left( \frac{6e \cos \gamma}{g^2 \cos \alpha_w} - \frac{\sin \gamma}{g \cos \alpha_w} \right) \cdot \alpha_\sigma$$

Phụ thuộc số răng Z và hệ số dịch chỉnh x (tra bảng hoặc đồ thị)

Số răng tương dương $Z_v$	Hệ số dịch chỉnh x								
	0,8	0,7	0,5	0,3	0,1	0	-0,1	-0,3	-0,5
Hệ số dạng răng $Y_F$									
12	2,97	3,12	3,46	3,89	-	-	-	-	-
14	3,02	3,13	3,42	3,78	-	-	-	-	-
16	3,05	3,15	3,40	3,72	-	-	-	-	-
17	3,07	3,16	3,40	3,67	4,03	4,26	-	-	-
20	3,11	3,19	3,39	3,61	3,89	4,08	4,28	-	-
22	3,13	3,21	3,39	3,59	3,82	4,00	4,20	-	-
25	3,17	3,24	3,39	3,57	3,77	3,90	4,05	4,28	-
30	3,22	3,28	3,40	3,54	3,70	3,80	3,90	4,14	-
40	3,29	3,33	3,42	3,53	3,63	3,70	3,77	3,92	4,13
50	3,33	3,38	3,44	3,52	3,60	3,65	3,70	3,81	3,96
60	3,37	3,41	3,47	3,53	3,59	3,62	3,67	3,74	3,84
80	3,43	3,45	3,50	3,54	3,58	3,61	3,62	3,68	3,73
100	3,47	3,49	3,52	3,55	3,58	3,60	3,61	3,65	3,68
150	-	-	-	-	-	3,60	3,63	3,63	3,63



## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền uốn

- Công thức kiểm nghiệm độ bền uốn (kể đến ảnh hưởng của việc dời điểm đặt lực):

$$\sigma_F = \frac{F_t K_{F\beta} K_{Fv}}{b_w m} Y_F \leq [\sigma_F]$$

với  $F_t = 2T_1 / d_{w_1}$

Hoặc:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv}}{d_{w_1} b_w m} Y_F \leq [\sigma_F]$$

- Vì  $Y_{F1} \neq Y_{F2}$  nên  $[\sigma_{F1}] \neq [\sigma_{F2}]$ , cần kiểm nghiệm 2 bánh:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F_1} &= \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv}}{d_{w_1} b_w m} Y_{F_1} \leq [\sigma_{F_1}] \\ \sigma_{F_2} &= \frac{\sigma_{F_1} Y_{F_2}}{Y_{F_1}} \leq [\sigma_{F_2}] \end{aligned} \right\}$$



## 5.4. Tính toán bộ truyền bánh răng trụ thẳng

### 5.4.2. Tính theo độ bền uốn

- Công thức thiết kế: (Thay  $d_1 = mZ_1$ ,  $\psi_{bd} = b_w/d_{w1}$ )

$$m \geq 1,4 \sqrt{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_{F_1}}{Z_1^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}, \quad mm$$

- Kiểm nghiệm:  $\sigma_H \leq [\sigma_H]$
- Lưu ý khi chọn m:
- Nếu m nhỏ thì số răng Z lớn (vì  $d = mZ$ ), hệ số trùng khớp lớn, làm việc êm, tổn thất ma sát giảm  
Nhưng không nên lấy  $m < 1,5$
  - Nếu m lớn, răng to, dẫn đến độ bền mòn lớn và ít chịu sự không đồng nhất vật liệu; bộ truyền có thể làm việc lâu
  - m được chọn theo tiêu chuẩn



## 5.5. Tính bộ truyền bánh răng trụ nghiêng và chữ V

### 5.5.1. Quan hệ hình học

- Kích thước đo: trong tiết diện mặt đầu
- Chế tạo như bánh răng thẳng, nhưng đánh lệch phôi góc  $\beta$
- Thông số bánh răng nghiêng thay đổi phụ thuộc  $\beta$ :
  - Môđun ngang:

$$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$$

- Đường kính vòng chia:  $d = m_t Z = \frac{m}{\cos \beta} Z$
- Khoảng cách trực:

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{1}{2} \left( \frac{m_n}{\cos \beta} Z_1 + \frac{m_n}{\cos \beta} Z_2 \right) = \frac{m_n}{2 \cos \beta} (Z_1 + Z_2)$$

Nhận xét: Với cùng môđun và số răng, khoảng cách trực của bộ truyền bánh răng nghiêng nhỏ hơn bộ truyền răng thẳng



## 5.5. Tính bộ truyền bánh răng trụ nghiêng và chữ V

### 5.5.2. Những đặc điểm tính toán

➤ Ăn khớp êm và tải trọng động giảm:

- Các đôi răng không vào khớp đột ngột , do đó các răng chịu tải và thõi tải dần dần
- Trong vùng ăn khớp bao giờ cũng có ít nhất hai đôi răng
- Vì ăn khớp êm nên giảm tiếng ồn và tải trọng động



## 5.5. Tính bộ truyền bánh răng trụ nghiêng và chữ V

### 5.5.2. Những đặc điểm tính toán

➤ Khả năng tải cao hơn bánh răng thẳng:

- Các răng ăn khớp liên tục ngay cả khi  $\varepsilon_\alpha < 1$ , miễn là  $\varepsilon_\beta > 1$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_w}{p_x} \quad \text{với } P_x - \text{bước dọc: } p_x = \frac{\pi m}{\sin \beta}$$

- Tổng chiều dài tiếp xúc của các đôi răng:

- Nếu  $\varepsilon_\alpha$  là số nguyên: 
$$l_H = \frac{b_w \varepsilon_\alpha}{\cos \beta}$$

- Nếu  $\varepsilon_\alpha$  không là số nguyên: 
$$l_H = \frac{K_\varepsilon b_w \varepsilon_\alpha}{\cos \beta}$$

$K_\varepsilon$  – hệ số thay đổi

- $K_\varepsilon = 0,9 \div 1$  đối với răng nghiêng
- $K_\varepsilon = 0,97 \div 1$  đối với răng chữ V

Khi  $\beta$ ,  $\varepsilon_\alpha$  tăng,  $l_H$  tăng, tải trọng riêng giảm nên khả năng tải cao hơn



## 5.5. Tính bộ truyền bánh răng trụ nghiêng và chữ V

### 5.5.2. Những đặc điểm tính toán

- Tải trọng phân bố không đều trên chiều dài răng:
  - Đường tiếp xúc chéo từ chân răng lên đỉnh răng
  - Tải trọng ở giữa lớn nhất vì tổng độ cứng đôi răng lớn nhất
  - Bán kính cong các điểm dọc theo đường tiếp xúc thay đổi nên sức bền tại mọi tiết diện là khác nhau
  - Vết gãy thường nằm chéo từ chân lên đỉnh
- Góc nghiêng  $\beta = 8 \div 20^\circ$  để  $\varepsilon_\beta > 1,1$  và  $F_a$  không quá lớn,  
Đối với bánh răng chữ V,  $\beta = 30 \div 40^\circ$
- Tăng  $\beta$ , trị số bánh răng tương đương  $d_v, Z_v$  tăng, do đó, làm *tăng khả năng tải của bộ truyền*



## 5.5. Tính bộ truyền bánh răng trụ nghiêng và chữ V

### 5.5.3. Tính sức bền bánh răng trụ nghiêng

- Bánh răng tương đương:

Cắt bánh răng theo phương pháp tuyế̄n, mặt cắt là hình elip với các bán trục  $a$ ,  $c$  với:

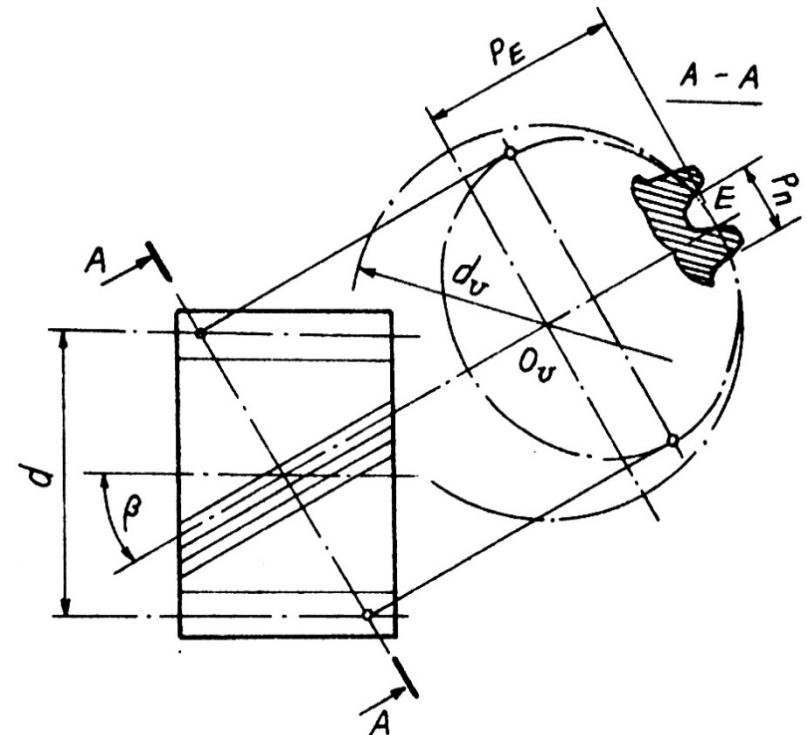
$$a = \frac{d}{2 \cos \beta} \quad c = \frac{d}{2}$$

Bán kính cong tại E gọi là bán kính bánh răng tương đương:

$$r_v = \rho_E = \frac{a^2}{c} = \frac{d}{2 \cos^2 \beta}$$

$$d_v = \frac{d}{\cos^2 \beta}$$

$$Z_v = \frac{d_v}{m} = \frac{d}{m_t \cos^3 \beta} = \frac{Z}{\cos^3 \beta}$$





## 5.5. Tính bộ truyền bánh răng trụ nghiêng và chữ V

### 5.5.3. Tính sức bền bánh răng trụ nghiêng

➤ Tính theo ứng suất tiếp xúc:

$$\sigma_H = \frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{d_{w_1}} \sqrt{\frac{2T_1 K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\nu} (u \pm 1)}{b_w u}} \leq [\sigma_H]$$

Với:

$$Z_M = \sqrt{\frac{2E_1 E_2}{\pi [E_2(1 - \mu_1^2) + E_1(1 - \mu_2^2)]}}$$
 - Hệ số xét đến cơ tính vật liệu

Vật liệu là thép:  $Z_M = 274 \text{ (MPa)}^{\frac{1}{2}}$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha_{tw}}} \quad \text{- Hệ số xét đến hình dạng bề mặt tiếp xúc}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{- Hệ số xét đến tổng chiều dài đường tiếp xúc}$$



## 5.5. Tính bộ truyền bánh răng trụ nghiêng và chữ V

### 5.5.3. Tính sức bền bánh răng trụ nghiêng

➤ Tính theo ứng suất tiếp xúc:

Công thức thiết kế (với bánh răng bằng thép có  $\alpha = 20^\circ$ ):

$$d_{w_1} = 67,5 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} (u \pm 1)}{\psi_{bd} [\sigma_H]^2 u}}$$

$$a_w = 43(u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}}{\psi_{ba} [\sigma_H]^2 u}}$$



## 5.5. Tính bộ truyền bánh răng trụ nghiêng và chữ V

### 5.5.3. Tính sức bền bánh răng trụ nghiêng

➤ Tính theo ứng suất uốn:

- Tính như bánh răng thẳng
- Xét đến các đặc điểm của bánh răng nghiêng như tổng chiều dài tiếp xúc lớn hơn
- Do đó, ứng suất trên tiết diện nguy hiểm (tiết diện xiên) nhỏ hơn.



## 5.5. Tính bộ truyền bánh răng trụ nghiêng và chữ V

### 5.5.3. Tính sức bền bánh răng trụ nghiêng

➤ Tính theo ứng suất uốn:

Điều kiện tính theo ứng suất uốn:

$$\sigma_{F_1} = \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{F\alpha} K_{F\nu} Y_{F_1} Y_\varepsilon Y_\beta}{b_w d_{w_1} m} \leq [\sigma_{F_1}]$$

$$\sigma_{F_2} = \frac{\sigma_{F_1} Y_{F_2}}{Y_{F_1}} \leq [\sigma_{F_2}]$$

$Y_F$  – hệ số dạng răng

$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$  - hệ số ảnh hưởng của hệ số trùng khớp ngang

$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140^\circ}$  - hệ số xét đến ảnh hưởng của góc nghiêng răng



## 5.5. Tính bộ truyền bánh răng trụ nghiêng và chữ V

### 5.5.3. Tính sức bền bánh răng trụ nghiêng

➤ Tính theo ứng suất uốn:

Công thức thiết kế:

$$m \geq 1,12 \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{F\beta} Y_F}{Z_v^2 \psi_{bd} [\sigma_F]}}$$

Kiểm nghiệm quá tải

$$\sigma_{H_{\max}} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{1\max}}{T_1}} \leq [\sigma_H]$$

$$\sigma_{F_{\max}} = \sigma_F \frac{T_{1\max}}{T_1} \leq [\sigma_F]$$

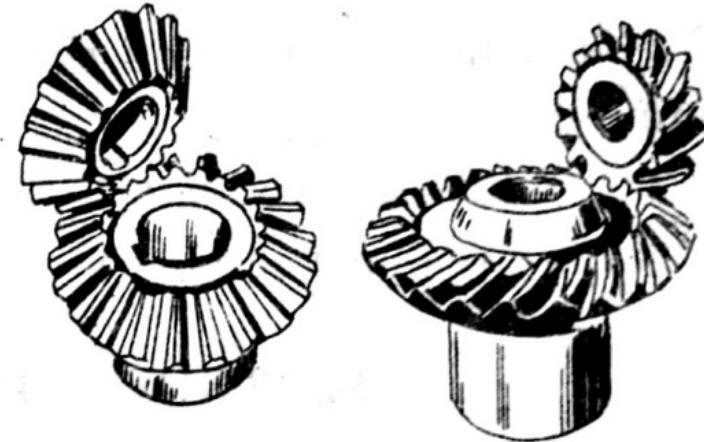


## 5.6. Tính toán bộ truyền bánh răng côn

### 5.6.1. Các khái niệm chung

- Truyền chuyển động giữa hai trục giao nhau, thường là vuông góc
- Kích thước và khối lượng lớn hơn bánh răng thẳng
- Chế tạo phức tạp, yêu cầu lắp ghép chính xác hơn, nhất là theo chiều trực
- Có các loại: răng thẳng, nghiêng, cong (cung tròn)

Phổ biến nhất là răng thẳng





## 5.6. Tính toán bộ truyền bánh răng côn

### 5.6.2. Các quan hệ hình học chính

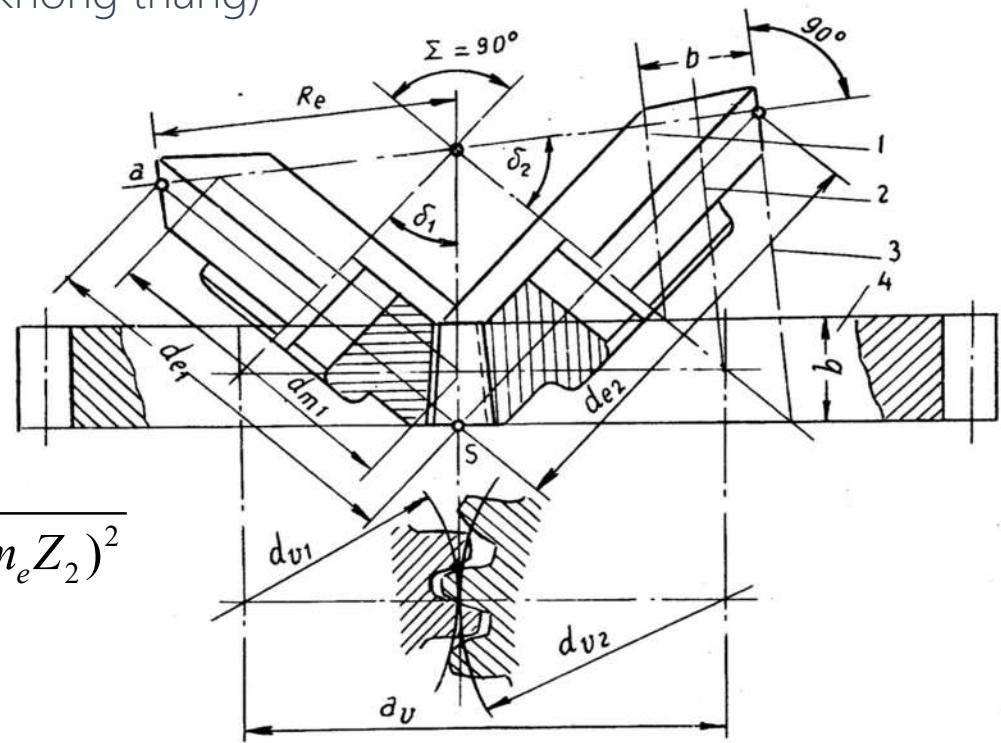
Các thông số hình học được đo trên mặt mút của đáy lớn:

- Chiều rộng vành răng  $b$  (giới hạn bởi hai mặt côn phụ)
- Môđun vòng ngoài  $m_e$  (đo trên đáy lớn) là tiêu chuẩn
- Môđun pháp trung bình  $m_n$  (răng không thẳng)
- Tỉ số truyền

$$u = \frac{d_{e2}}{d_{e1}} = \frac{R_e \sin \delta_2}{R_e \sin \delta_1} = \frac{\sin \delta_2}{\cos \delta_2}$$
$$= \tan \delta_2 = \cot \delta_1$$

- Chiều dài côn ngoài

$$R_e = \sqrt{\left(\frac{d_{e1}}{2}\right)^2 + \left(\frac{d_{e2}}{2}\right)^2} = \frac{1}{2} \sqrt{(m_e Z_1)^2 + (m_e Z_2)^2}$$
$$= 0,5 m_e \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}$$





## 5.6. Tính toán bộ truyền bánh răng côn

### 5.6.3. Lực tác dụng

➤ Lực pháp tuyến trong mặt cắt pháp phân ra thành 3 thành phần:

- Lực vòng:  $F_{t1} = 2T_1 / d_{m1}$

- Lực hướng tâm

$$F_{a1} = F'_r \cos \delta_1 = F_1 \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1$$

- Lực dọc trực

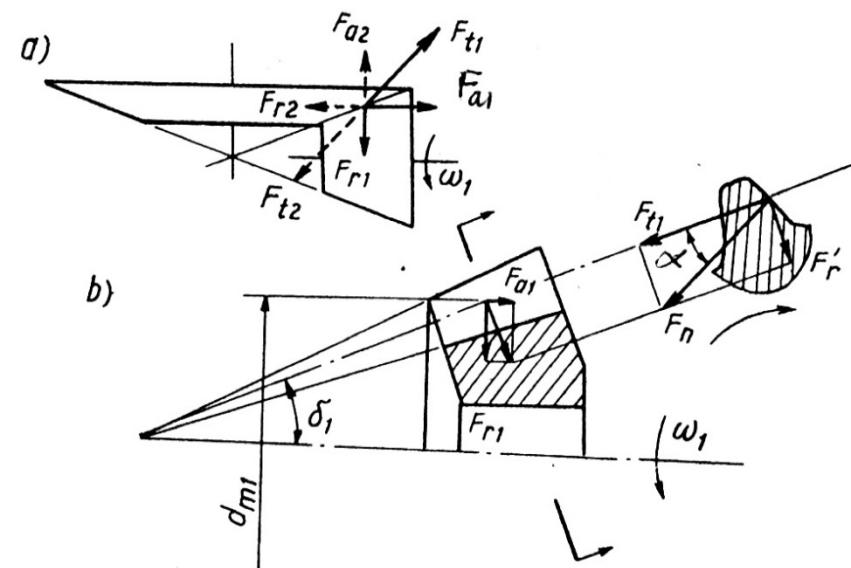
$$F_{a2} = F'_r \sin \delta_1 = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1$$

➤ Vì góc giữa hai trục là  $90^\circ$

$$F_{a2} = F_{r1}$$

$$F_{r2} = F_{a1}$$

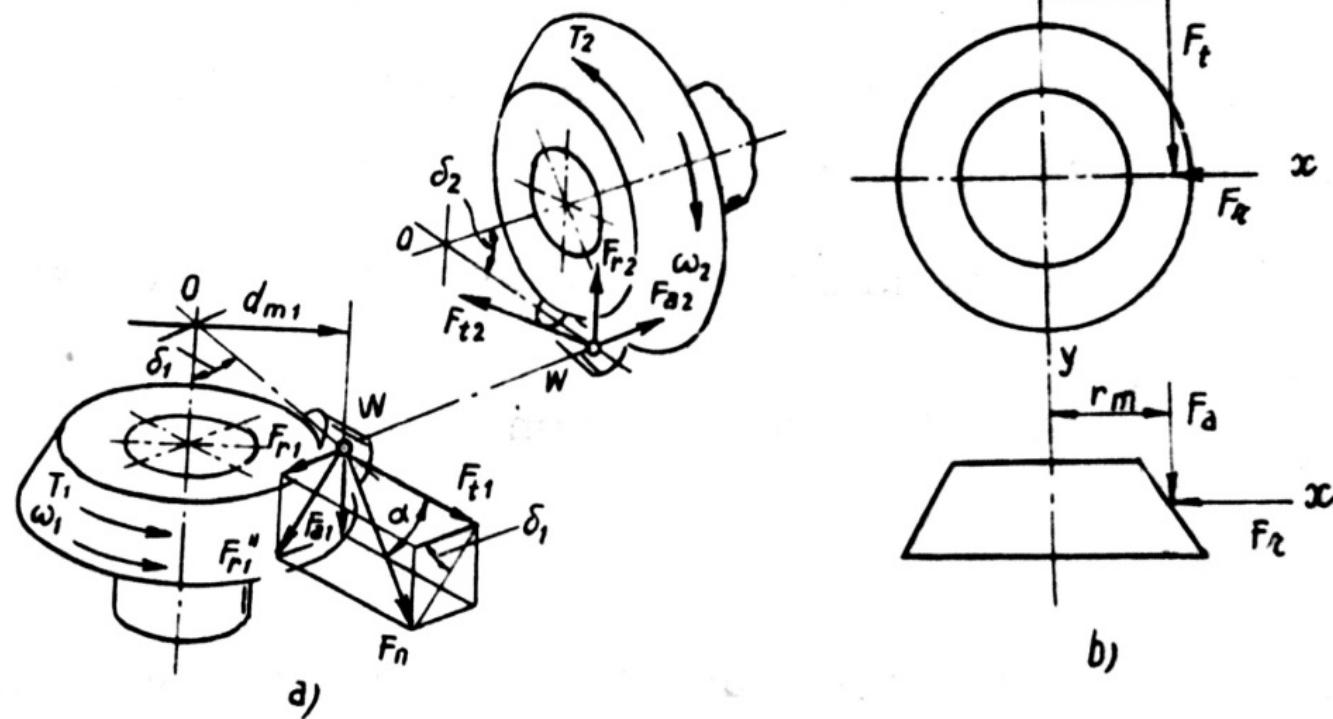
$$F_{t1} = F_{t2}$$





## 5.6. Tính toán bộ truyền bánh răng côn

### 5.6.3. Lực tác dụng



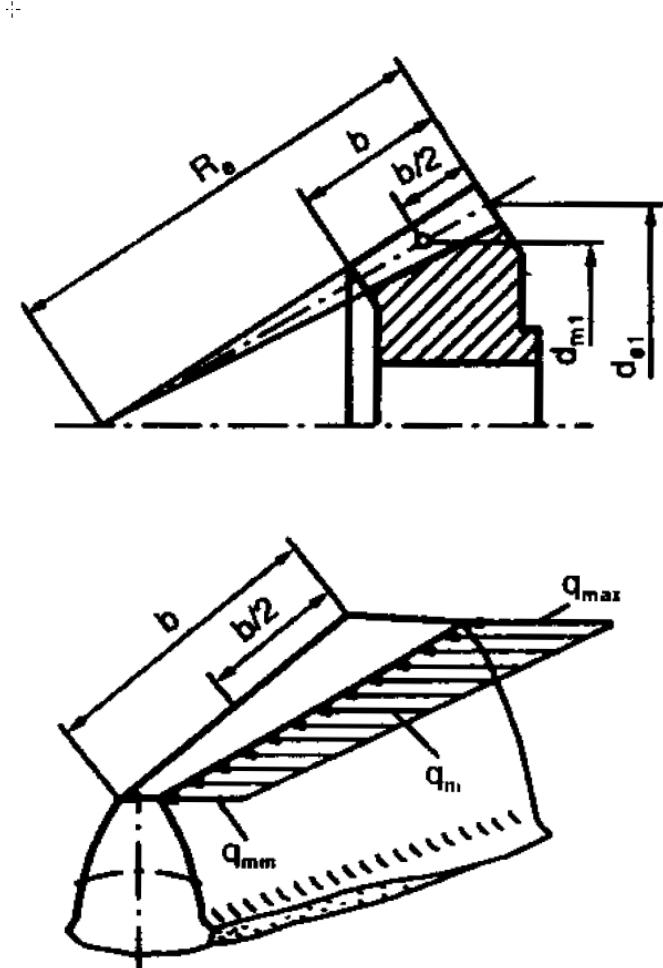


## 5.6. Tính toán bộ truyền bánh răng côn

### 5.6.4. Tính sức bền bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

#### ➤ Các đặc điểm tính toán

- Kích thước tiết diện tỉ lệ thuận với khoảng cách từ các tiết diện đến đỉnh mặt nón  $\rightarrow$  ứng suất uốn không đổi theo tiết diện
- Tải trọng phân bố theo hình thang, điểm đặt của lực thay thế gần đáy lõi. Tuy nhiên, để đơn giản, đặt lực thay thế tại điểm giữa chiều dài răng
- Ứng suất uốn và tiếp xúc tại các tiết diện như nhau; thường tính tại tiết diện trung bình của răng





## 5.6. Tính toán bộ truyền bánh răng côn

### 5.6.4. Tính sức bền bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

#### ➤ Các đặc điểm tính toán

- Khi tính toán, thay thế bằng bánh trụ răng thẳng tương đương

$$\left\{ \begin{array}{l} d_v = d_m / \cos \delta \\ Z_v = d_v / m = \frac{d_m}{\cos \delta} \cdot \frac{1}{m} = \frac{Z}{\cos \delta} \\ u_v = \frac{d_{v2}}{d_{v1}} = \frac{d_2}{\cos \delta_2} \cdot \frac{\cos \delta_1}{d_1} = u \operatorname{tg} \delta_2 = u^2 \end{array} \right.$$

- Do sai số chế tạo và lắp ghép, khả năng tải của bộ truyền bánh răng côn chỉ bằng 0,85 lần khả năng tải bộ truyền bánh răng trụ thẳng tương đương
- Tính toán bánh răng côn được tiến hành theo độ bền tiếp xúc để tránh các dạng hỏng bề mặt (tróc rỗ) và độ bền uốn để tránh hỏng thể tích (gãy răng)



## 5.6. Tính toán bộ truyền bánh răng côn

### 5.6.4. Tính sức bền bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

➤ Tính theo độ bền tiếp xúc của răng

- Từ công thức bộ truyền bánh răng trụ thẳng, thay

$$F_t = \frac{2T_1}{d_{m_1}}; \quad \cos \delta_1 = \frac{1}{\sqrt{1 + \tan^2 \delta_1}} = \frac{1}{\sqrt{1 + \left(\frac{1}{u}\right)^2}} = \frac{u}{\sqrt{u^2 + 1}}$$

ta được:

$$\sigma_H = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{2T_1 K_H \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m_1}^2 b u}} \leq [\sigma_H]$$

- $Z_M$  – hệ số xét đến cơ tính của vật liệu, với thép  $Z_M = 275 (MPa)^{1/2}$
- $Z_H$  – hệ số xét đến hình dáng của bề mặt tiếp xúc
- $Z_\varepsilon$  – hệ số xét đến ảnh hưởng của hệ số trùng khớp ngang



## 5.6. Tính toán bộ truyền bánh răng côn

### 5.6.4. Tính sức bền bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

- Đối với bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{\sin 2\alpha}}; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}$$

- Đối với bộ truyền bánh răng côn răng không thẳng

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta_m}{\sin 2\alpha}}; \quad Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}}$$

➤ Công thức thiết kế: thay  $b = \psi_{db} d_{m1}$  và biến đổi, ta được

$$d_{m_1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 [\sigma_H]^2 \psi_{bd} u}}, \quad mm$$

- $K_d$  – hệ số phụ thuộc vật liệu bánh răng và loại răng. Vật liệu thép, răng nghiêng:  $K_d = 77 MPa^{1/2}$ ; răng thẳng  $K_d = 67,5 MPa^{1/2}$



## 5.6. Tính toán bộ truyền bánh răng côn

### 5.6.4. Tính sức bền bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

➤ Công thức thiết kế, tính theo  $R_e$

$$R_e = K_R \sqrt{u^2 + 1} \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{(1 - K_{be}) K_{be} u [\sigma_H]^2}}$$

- Với thép, răng thẳng  $K_R = 50 MPa^{1/3}$ ; răng nghiêng  $K_R = 43 MPa^{1/3}$
- Khi thiết kế, chọn  $K_{be} = 0,25 \div 0,3$  và  $\psi_{db} = 0,4 \div 0,9$ ; trị số nhỏ dùng khi  $u > 3$
- Tính theo một trong hai công thức thiết kế, từ đó tính các thông số còn lại của bánh răng côn



## 5.6. Tính toán bộ truyền bánh răng côn

### 5.6.4. Tính sức bền bộ truyền bánh răng côn răng thẳng

#### ➤ Tính theo độ bền uốn của răng

- Từ công thức bộ truyền bánh răng trụ thẳng, thay  $F_t = \frac{2T_1}{d_{m_1}}$  và đưa vào hệ số 0,85 về khả năng tải của bộ truyền ta được:

$$\left. \begin{aligned} \sigma_{F_1} &= \frac{2T_1 K_{F\beta} K_{Fv} Y_\varepsilon Y_\beta Y_{F_1}}{0,85 b m d_{m_1}} \leq [\sigma_{F_1}] \\ \sigma_{F_2} &= \frac{\sigma_{F_1} Y_{F_2}}{Y_{F_1}} \leq [\sigma_{F_2}] \end{aligned} \right\}$$

- $Y_{F_1}, Y_{F_2}$  – hệ số dạng răng, tra bảng theo số răng tương đương
- $Y_\beta$  – hệ số kể đến độ nghiêng của răng

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta_n}{140^\circ}$$



## 5.7. Vấn đề dịch chỉnh bánh răng

### 5.7.1. Dịch chỉnh bánh răng

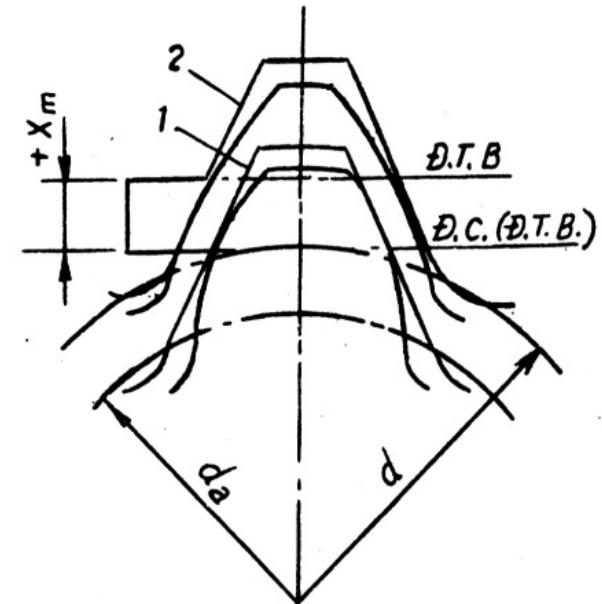
- Dịch chỉnh bánh răng là dùng đoạn thân khai của vòng tròn cơ sở cũ để làm cạnh răng, nhờ đó cải thiện được chất lượng ăn khớp
- Công dụng của dịch chỉnh răng
  - Khắc phục hiện tượng cắt chân răng khi  $Z < Z_{min}$
  - Tăng độ bền uốn của răng do tăng chiều dày đáy răng
  - Tăng độ bền tiếp xúc do tăng bán kính cong tại tâm ăn khớp
  - Đảm bảo được khoảng cách trực cho trước



## 5.7. Vấn đề dịch chỉnh bánh răng

### 5.7.1. Dịch chỉnh bánh răng

- Khi cắt răng dịch chỉnh
  - Vị trí 1 – cắt bánh răng không dịch chỉnh: đường trung bình của dao trùng với đường chia
  - Vị trí 2 – cắt răng dịch chỉnh, dao dịch một khoảng  $xm$ , gọi là khoảng cách dịch chỉnh
- Khi dịch dao dương ( $+xm$ ), chiều dày răng tăng, đỉnh răng nhọn lại, tăng sức bền uốn của răng
- Dịch dao âm ( $-xm$ ) dạng răng thay đổi ngược lại
- Có dịch chỉnh đều và dịch chỉnh góc





## 5.7. Vấn đề dịch chỉnh bánh răng

### 5.7.2. Các dạng dịch chỉnh

#### ➤ Dịch chỉnh đều

- Thực hiện khi  $u$  lớn, thu được dạng răng của bánh dẫn và bị dẫn đảm bảo độ bền uốn đều giữa các bánh răng
- Bánh nhỏ dịch dao dương  $x_1 > 0$ , bánh lớn dịch dao âm  $x_2 < 0$
- Kết quả
  - $x_1 + x_2 = 0$
  - Khoảng cách trực không đổi, góc ăn khớp  $\alpha$  không đổi
  - Chiều dày răng bánh nhỏ tăng lên, bánh lớn giảm → tổng chiều dày không thay đổi.



## 5.7. Vấn đề dịch chỉnh bánh răng

### 5.7.2. Các dạng dịch chỉnh

#### ➤ Dịch chỉnh góc

- Các bánh răng dịch chỉnh dương:  $x_1 + x_2 > 0$
- Kết quả
  - Chiều dày răng bánh nhỏ và bánh lớn đều lớn hơn  $\pi/2$ , các vòng chia không tiếp xúc nhau
  - Vòng lăn lớn hơn vòng chia
  - Khoảng cách trực và góc ăn khớp đều tăng lên
  - Hệ số trùng khớp giảm



## 5.7. Vấn đề dịch chỉnh bánh răng

### 5.7.3. Một số chú ý

- Dịch dao dương làm tăng sức bền uốn (vì chân răng lớn lên) → tránh hiện tượng cắt chân răng ( $Z_{\min} = 7 \div 8$ )
- Dịch chỉnh góc tăng sức bền tiếp xúc vì US tiếp xúc tỷ lệ với  $\sin 2\alpha$

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos \beta}{\sin 2\alpha}}$$

Nếu  $\alpha$  tăng  $20^\circ \div 25^\circ 30'$ , khả năng tải tăng thêm 20%

- Khi bánh nhỏ và bánh lớn có số răng lớn, việc dịch chỉnh ít hiệu quả hoặc không có hiệu quả vì dạng răng ít thay đổi

Tăng khả năng tải bằng cách cắt răng với dao không tiêu chuẩn có góc prôfin lớn ( $\alpha = 26 \div 28^\circ$ )

- Dịch chỉnh góc, hệ số trùng khớp giảm nên giảm khả năng tải của bộ truyền bánh răng nghiêng, vì chiều dài tiếp xúc tỉ lệ với  $\epsilon$
- Dịch chỉnh làm thay đổi vận tốc trượt nên chống mòn, khắc phục dính, xước



## 5.7. Vấn đề dịch chỉnh bánh răng

### 5.7.3. Một số chú ý

#### ➤ Chọn hệ số dịch chỉnh

- $Z_1 \geq 30$ , không dịch chỉnh
- $Z_1 < 30$ 
  - $Z_1 + Z_2 > 60$ : dịch chỉnh đều với hệ số dịch dao

$$x_1 = 0,03(30 - Z_1); \quad x_2 = -x_1$$

- $Z_1 + Z_2 < 60$ : dịch chỉnh góc với hệ số dịch dao

$$x_1 = 0,03(30 - Z_1); \quad x_2 = 0,03(30 - Z_2)$$

và tổng hệ số dịch dao được hạn chế bởi trị số

$$x_t = x_1 + x_2 \leq 1,8 - 0,03(Z_1 + Z_2) \quad \text{khi} \quad 30 < (Z_1 + Z_2) < 60$$

$$x_t = x_1 + x_2 \leq 0,9 \quad \text{khi} \quad (Z_1 + Z_2) < 30$$



# THANK YOU!