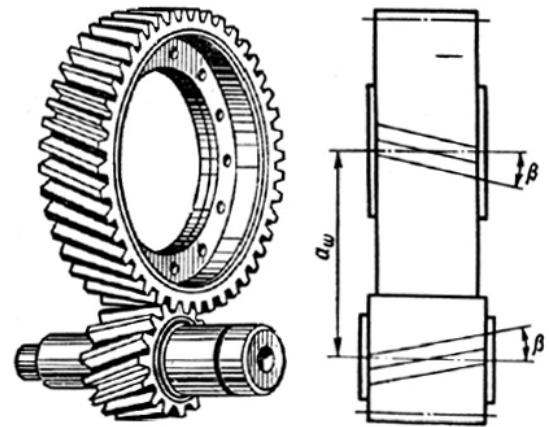


7.4. Еволвентни цилиндрични зъбни предавки с наклонени зъби.

Цилиндричните зъбни предавки с наклонени зъби служат за предаване на въртливо движение между валове с успоредни оси.

Зъбите са нарязани върху цилиндрична заготовка. За всяка двойка зъбни колела с наклонени зъби с външнозацепване ъглите на наклона β са равни, но противоположни по направление. Поради това зъбите им влизат в зацепване не изведнъж – по цялата дължина, а постепенно. Увеличаването на времето на контакта на една двойка зъби, по време на което влизат в зацепване нови двойки зъби, води до преразпределяне на натоварването, намаляване на шума и динамичното натоварване.



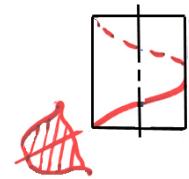
Фиг.7.16

Колкото е по-голям наклона на линията на зъба β толкова е по-плавно зацепването. Ако към предавката има специални изисквания, малките зъбни колела са с ляво нарязани зъби, а големите – с дясно нарязани зъби. Ъгъл β се избира между 8 и 20°.

Представи за образуване на зъбната повърхнина

1. Чрез винтово движение на равнинен еволвентен профил по винтова линия, разположена по външна цилиндрична повърхнина /фиг. 7.17/.

2. Чрез развиване на навита върху основния цилиндър лента, при което една наклонена права от тази лента, наречена образуваща права, описва в пространството на колелото еволвентен хеликоид. Всяка точка от тази права образува в челно сечение еволвента.



Фиг.7.17

Ъгълът на наклона на тази права е β_b и се нарича ъгъл на наклона на основния цилиндър.

3. Чрез отгъркаване на колелото по произвеждания гребен с наклонени зъби.

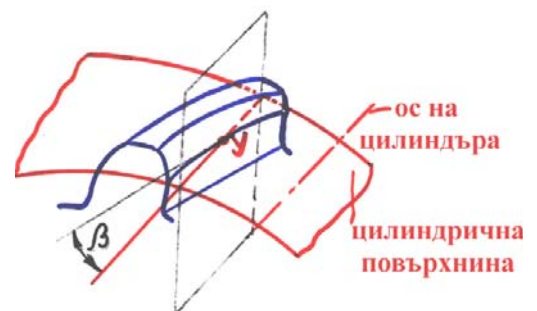
От казаното до тук следва, че:

- зъбни колела с наклонени зъби имат дефакто винтови зъби;
- в нормално сечение на зъба профилът е еволвентен /в челно сечение също е еволвентен/;
- при пресичане на еволвентния хеликоид с равнина, допирателната към основният цилиндър пресечницата е наклонена права;
- при пресичане на еволвентния хеликоид с концентрични цилиндри–се получават винтови линии, при което $P_z = \text{const.}$ /ход на винтовата линия/;
- нормалната повърхност на еволвентния хеликоид не е равнинна.

Основни геометрични елементи и зависимости при цилиндрични зъбни колела с наклонени зъби.

Ъгъл на наклона на зъбите β - ъгълът между тангентата към надлъжната линия на зъба и образуващата на цилиндричната повърхнина, върху която лежи т.У /фиг.7.18/.

В зависимост от това дали тази цилиндрична повърхнина е делителна, начална или основна се различават и съответните ъгли на наклона β , β_w , β_b



Фиг.7.18

при произволна цилиндрична повърхнина - β_y . Понеже при еволвентния хеликоид стъпката /ходът на винтовата линия/ $P_z = \text{const.}$ / фиг.7.19/ е един и същ за винтовите линии по произволен цилиндър, може да се запишат равенствата

$$P_z = \frac{\pi d}{t d \beta} = \frac{\pi d_w}{t d_w \beta_w} = \frac{\pi d_a}{t d_a \beta_a} = \frac{\pi d_y}{t g \beta_y} \quad (7.26),$$

които дават връзка между всеки два произволни ъгъла.

Препоръчва се на практика да се използват стойности на ъгъла $\beta \approx 8 \div 20 \dots 30^\circ$ с цел избягване на големи осови усилия, усложняващи конструкцията.

При тези колела геометричните елементи на зацепването се разглеждат в две сечения: нормално-перпендикулярно към направлението на зъба, и челно-перпендикулярно към остана колелото. Модулът в нормално сечение m_n се приема за стандартен по БДС и ISO $m_n = m$, което свързано с използването на едни и същи стандартни инструменти при нарязване на прави и наклонени зъби.

От фиг 7.20 е видно, че

$$P_t = \frac{P_n}{\cos \beta}, \text{ следователно } \pi m_t = \frac{\pi m_n}{\cos \beta} \quad (7.27).$$

оттук се намира модулът в челно сечение

$$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \quad (7.28).$$

Диаметърът на делителната окръжност / в челно сечение/

$$d = m_t \cdot z = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot Z \quad (7.29).$$

диаметър на основната окръжност

$$d_b = d \cdot \cos \alpha_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \cos \alpha_t \quad (7.30).$$

височина на зъба /основа и глава

$$h_f = (h_a^* + C^*) m_n = 1,25 m_n \quad (7.31),$$

където h_a^* - коефициент на височината;

C^* е коефициент на радиалната хлабина.

$$h_a = h_a^* m_n = 1,0 m_n \quad (7.32).$$

височина на зъба

$$h = h_a + h_t = m_n + 1,25 m_n = 2,25 m_n \quad (7.33).$$

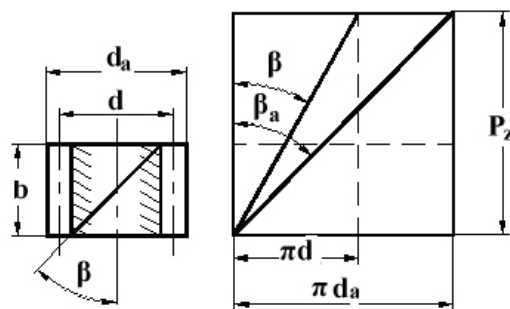
диаметър на върховата и нетовата окръжност

$$d_a = d + 2h_a = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z + 2m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} + 2 \right) \quad (7.34).$$

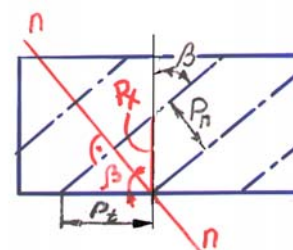
$$d_t = d - 2h_t = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot z - 2,5 m_n = m_n \left(\frac{z}{\cos \beta} - 2,5 \right)$$

делително междуосово разстояние

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m_t \frac{Z_1 + Z_2}{2} = \frac{m_n}{\cos \beta} \cdot \frac{Z_1 + Z_2}{2} \quad (7.35).$$



Фиг.7.19

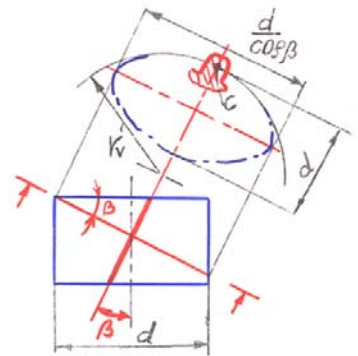


Фиг.7.20

Горната зависимост показва възможността при дадени m_n , Z_1 и Z_2 , чрез промяна на ъгъла β да се промени междуосовото разстояние "а" на предавката.

еквивалентно колело

Ако зъбното колело с наклонени зъби мислено се разреже с равнина, перпендикулярна на профила на зъба му, полученото сечение на делителния цилиндър представлява елипса с полуоси $a = \frac{d}{\cos\beta}$ и $b=r$ (фиг.7.21), като радиусът на кривината ρ във въпросната точка се определя от известната в математиката формула $\rho = \frac{r}{\cos^2\beta}$.



Фиг.7.21

Еквивалентното цилиндрично колело с прави зъби има радиус на делителната окръжност $r_v = \rho$, следователно

$$r_v = \frac{m_n Z_v}{2} = \rho = \frac{r}{\cos^2\beta}, \text{ откъдето за еквивалентния брой}$$

зъби се получава

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3\beta} \quad (7.36).$$

Еквивалентният брой зъби се използва при изчисляване на зъбите на огъване.

Условия за спрегнатост на колелата с наклонени зъби.

- еволвентност на зъбните профили;
 - равенство на профилните ъгли и окръжните стъпки по делителните повърхнини в нормално сечение:

$\alpha = \alpha_2 = \alpha$ - профилен ъгъл по делителната окръжност;

$r_1 = r_2 = r_n$ - стъпка по делителната окръжност;

$\alpha_{w1} = \alpha_{w2} = \alpha_w$ ъгъл на зацепването;

$r_{w1} = r_{w2} = r_w$ - стъпка мерена по началната окръжност]

- достатъчно голям коефициент на препокриване.

- специфичното в случая е равенство на ъглите на наклона β по съответните цилиндри
 – основни, начални и делителни- $\beta_{b1} = \beta_{b2} = \beta_b$; $\beta_{w1} = \beta_{w2} = \beta_w$; $\beta_1 = \beta_2 = \beta$

Коефициент на препокриване.

Ако се разгледа движението на една контактна линия в полето на зацепване /фиг.7.22/ се вижда, че отсечката \overline{ACEF} определя продължителността на зацепване на разглежданата зъбна двойка. Следователно

$$\xi_v = \frac{\overline{ACEF}}{P_{bt}} = \frac{\overline{ACE}}{P_{bt}} + \frac{\overline{EF}}{P_{bt}} = \xi_\alpha + \xi_\beta \quad (7.37),$$

където ξ_α - е коефициент на челно припокриване;

ξ_β - коефициент на осово припокриване;

ξ_v - коефициент на препокриване на зъбната предавка с наклонени зъби.

от триъгълника $E'E$ се определя

$$\xi_\beta = \frac{b_w \operatorname{tg}\beta_b}{P_{bt}} = \frac{b_w}{P_x} \quad (7.38),$$

Този израз изяснява названието на ξ_β /коэффициент на осово прекриване/ и е аналогичен на коефициента на челно прекриване ξ_α при зъбните колела с прави зъби.

Коефициентът на прекриване ξ_v има по-големи стойности в сравнение с предавките с прави зъби.

Характерно за предавките с наклонени зъби е, че се допуска $\xi_\alpha < 1$, тъй като сборът $\xi_\alpha + \xi_\beta = \xi_v$ трябва да бъде $\xi_v \geq \xi_\alpha \approx 1.2$

Предимства на зъбните колела с наклонени зъби:

- имат по-голяма продължителност на зацепване и затова при еднакъв модул имат по-голяма якост;

- допускат при работа по-големи периферни скорости /до 90 м/с/ и по-големи предавателни числа /до 20/;

- имат по-малки деформации при огъване на зъбите, което предизвикват по-малки ударни натоварвания, поради което тези колела се предпочитат при по-високи периферни скорости.

Недостатъци:

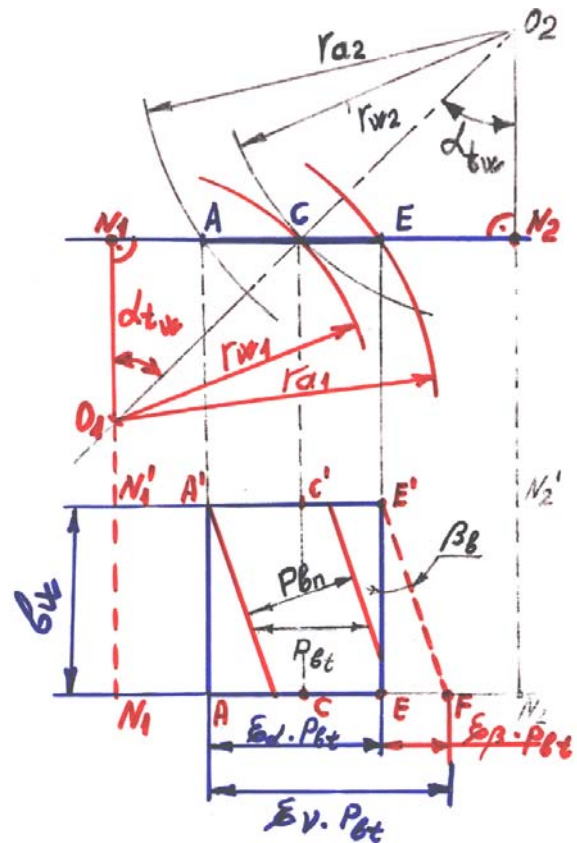
- по-голямо триене, особено при по-големи стойности на ъгъла β ;

- под действието на външното натоварване върху вала, от поставеното върху него колело възникват 2 сили – радиална и осова, които натоварват допълнително вала и изискват лагеруване в радиално-аксиални лагери.

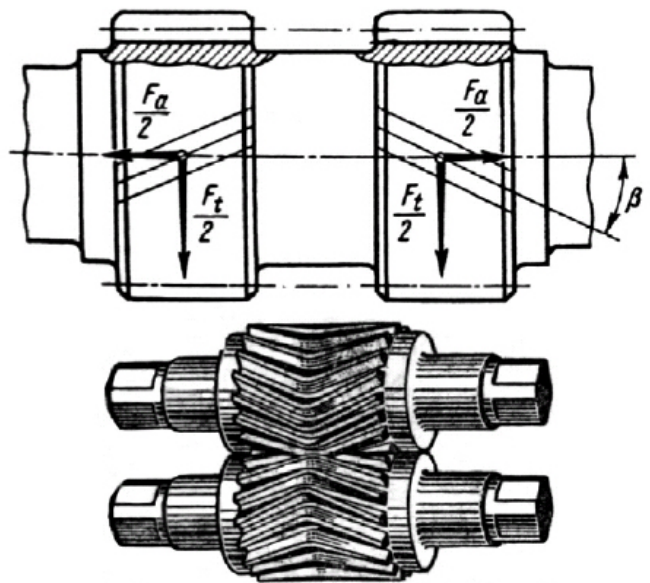
- за избягване на голямото осово натоварване се препоръчва $\beta = 8^\circ \div 15^\circ$.

Горният недостатък може да се избегне чрез използване на шевронни зъбни колела /фиг.7.23/, при които възникващите аксиални сили в зъбното зацепване взаимно се уравновесяват. Ъгълът на наклона на зъбите $\beta = 25^\circ \div 38^\circ$, но може да достигне и до 45° .

Недостатък на шевронните зъбни колела е високата им цена. Прилагат се в мощни високоскоростни закрити предавки.



Фиг.7.22



Фиг.7.23