

Алгоритъм за пресмятане на верижно-циклоидни предавки

Радостин Долчинков

Abstract: The established methodology and auxiliary tables allow quick and easy selection and calculation of geometrical dimensions of the and gear design.

The use of a standard element-circuit at the wheel barreled reduces the number of transmission elements and nodes in the gearbox, sets a lower price, provides better compliance of use and lower costs for repair and maintenance.

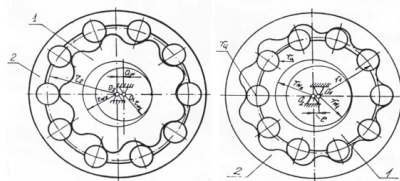
Key words: chain-cycloid gears, cyclo redactor, hipo and epicycloids meshing .

Стремежът към повишаване на носещата способност на зъбните предавки, възможностите за реализиране на големи предавателни числа при малки габарити, способността да се предават големи мощности и постигане на висок коефициент на полезно действие, води до появата на нови видове зъбни зацепвания, търсенето на конкретни схеми на планетни предавки и патентни конструктивни решения. Многого опити свързани със създаването на предавки с вътрешно еволвентно зацепване и отговарящи на горните изисквания претърпяват неуспех.

Най-точно на тези показатели отговарят коригираните циклоидни предавки. Те намират най-голямо приложение в планетните редуктори тип К-Н-V.

В техническата литература под коригирани цикло - предавки се разбират предавки с вътрешно цевно-епициклоидно и цевно-хипоциклоидно зацепване с разлика в броя на зъбите на двете колела единица- $z_2 - z_1 = 1$. Те се използват в някои видове планетни зъбни механизми, хидродвигатели, зъбни помпи и др

Зъбната предавка от фиг.1.1а е съставена от епициклоидно зъбно колело 1 с външни зъби и цевно колело 2 с вътрешни зъби, а предавката от фиг. 1.1б – от цевно колело 1 с външни зъби и хипоциклоидно зъбно колело 2 с вътрешни зъби.



Фиг. 1. Коригирани а/ -цевно-епициклоидна и б/ - цевно-хипоциклоидна зъбни предавки

За профил на зъбите на епициклоидното колело се използва еквилистантна крива на скъсена епициклоида:

$$x_{\epsilon} = \frac{m}{2} \left[(z_1 + 1) \sin \varphi - (1 - x) \sin(z_1 + 1) \varphi + \frac{2r_u^* [(1 - x) \sin(z_1 + 1) \varphi - \sin \varphi]}{\sqrt{1 - 2(1 - x) \cos z_1 \varphi + x(1 - x)^2}} \right] \quad (1)$$

$$y_{\epsilon} = \frac{m}{2} \left[(z_1 + 1) \cos \varphi - (1 - x) \cos(z_1 + 1) \varphi + \frac{2r_u^* [(1 - x) \cos(z_1 + 1) \varphi - \cos \varphi]}{\sqrt{1 - 2(1 - x) \cos z_1 \varphi + (1 - x)^2}} \right]$$

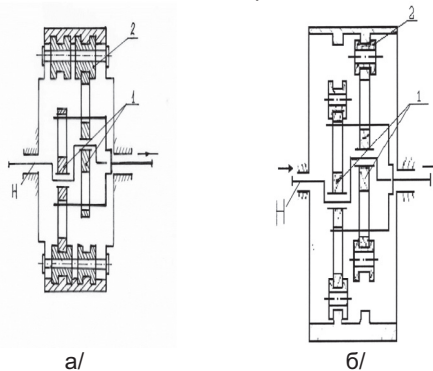
За профил на зъбите на хипоциклоидното колело се използва еквилистантна крива на скъсена хипоциклоида:

$$x_H = \frac{m}{2} \left[(z_2 - 1) \sin \varphi - (1 - x) \sin(z_2 - 1)\varphi + \frac{2r_u^* \left[(1 - x) \sin(z_2 - 1)\varphi + \sin \varphi \right]}{\sqrt{1 - 2(1 - x) \cos z_2 \varphi + (1 - x)^2}} \right] \quad (2)$$

$$y_H = \frac{m}{2} \left[(z_2 - 1) \cos \varphi + (1 - x) \cos(z_2 - 1)\varphi + \frac{2r_u^* \left[(1 - x) \cos(z_2 - 1)\varphi - \cos \varphi \right]}{\sqrt{1 - 2(1 - x) \cos z_2 \varphi + (1 - x)^2}} \right]$$

Зъбите на цевните колела са оформени като цевци с радиус r_u [4]. Трудност при създаването на такава предавка е съставното цевно колело. За изработването му се изисква точна координатна обработка на отворите, прецизно изработване на цевите и трудно сглобяване на отделните елементи. За получаването му е необходимо и различно машинно оборудване. Като цяло се намалява якостта на колелото се увеличава възможността за дефектиране.

Посочените недостатъци могат да се избегнат като се проектират нов вид циклоидни предавки – верижно-епициклоидна и верижно-хипоциклоидна – фиг.2 [3].



Фиг. 2. Кинематични схеми на а/ - верижно-епициклоидна и б/ - верижно-хипоциклоидни зъбни предавки

Използването на стандартни възли, примерно предавателни механизми и трансмисии, е ограничено или не може да се реализира. Ето защо има смисъл от пригаждането на някои технически решения към специфични условия на действие на устройствата, както и от разработването на нови варианти.

Предавката от фиг.2.а. се състои от две намиращи се на водилото Н епициклоидни колела 1 с външни зъби, ексцентрично изместени на 180° и зъбно колело с вътрешни зъби 2, представляващо ролкова верига – Z_2 . Разликата между вътрешните и външните зъби на двете колела от предавката е единица, а това определя и голямото предавателно отношение на предавката. Действителният профил на епициклоидното колело с външни зъби е еквилистантна крива на скъсена епициклоида () и се получава като обвиваща крива на последователните положения на формообразуващата окръжност с диаметър $d_u = d_p$ на ролковата верига.

Предавката от фиг.2.б. се задвижва от водилото Н. Състои се от две монтирани на водилото верижни колела 1 с външни зъби - Z_1 , ексцентрично изместени на 180° . Колелата представляват ролкова верига и зацепват с неподвижното колело 2 с вътрешни зъби – Z_2 . Профилът на колелото 2 представлява еквилистантна крива на скъсена хипоциклоида.. Разликата в зъбите $Z_2 - Z_1 = 1$ определя голямото предавателно отношение на предавката.

Верижно-ециклоидната и верижно-хипоциклоидната зъбни предавки са с точно зацепване. Зъбите на колелата и ролките на веригата се намират в непрекъснато зацепване, поради което "изскачане" на веригата не е възможно.

Задачите на настоящата работа е да се определи алгоритъм за пресмятане на верижно-циклоидните зъбни предавки, като се намерят възможности за унифицирането им с параметрите на познатите цикло-предавки.

За пресмятане на верижно-хипоциклоидната предавка се въвежда модел при който веригата е затворен кръг и образува колелото 1, а за пресмятане на верижно-ециклоидната предавка се въвежда модел при който веригата е затворен кръг и образува колелото 2.

Залага се на алгоритъм, който да използва максимално теорията на циклоидното зацепване.

Основни параметри определящи геометрията на зъбните колела от познатите цевно-хипоциклоидни и цевно-ециклоидни предавки [2] са:

- Модул - m ;
- Брой на зъбите на колело с външни зъби - z_1 ;
- Брой на зъбите на колело с вътрешни зъби - z_2 ;
- Коефициент на радиуса на формообразуващата окръжност - $r_{ц}^*$;
- Коефициент на изместване на изходния контур - x ;

При $x < 0$, профилът на зъбите представлява еквилидистанта на удължена епи/ хипо циклоида и тъй като тя е самопресичаща се крива, той е подрязан.

При $x = 0$, профилът на зъбите представлява еквилидистанта на нормална епи/ хипо циклоида и е с рогови точки.

При $x > 0$, профилът на зъбите е еквилидистанта на скъсена епи/ хипо циклоида.

При $x = 1$, граничният случай на изместване на изходния контур, профилът на зъбите се изражда в окръжност.

Замяната на цевното колело с верижно колело е свързана с правилния избор на готова стандартна верига. [1]. Това определя по-ниската цена.

Използвани във верижните предавки са основно два вида вериги: предавателни ролкови и втулковы вериги.

Стандартът предвижда с оглед увеличаване на допустимата двигателна сила, предавана от веригата, изпълнението и като едноредна, двуредна и триредна

По време на работата си веригата или се разрушава, или се износва в шарнирите. Износването на веригата трябва да се има в предвид при изчисляването на предавката, като се изберат такива параметри на веригата, които в най-голяма степен да й осигуряват достатъчна дълготрайност и по-дълга износоустойчивост.

Преди да се пристъпи към методиката на пресмятане на зъбните колела се определят като изходни данни следните параметри: z_1 или z_2 , P , r_p :

където:

- P - стъпка, това е разстоянието между едноименните страни на два съседни профила (зъба) измерено по делителната линия (окръжност).

- r_p - линеен параметър на средната линия на изходния контур (отговаря на делителната окръжност).

След определяне на изходните данни / z_2 , z_1 , P , r_p / , се пристъпва към първи етап на пресмятане.

1-ви етап - В този етап се определя m (модулът). Основен параметър, който определя едрината на зъбите и основните размери на зъбното колело. Изразява се чрез формулата:

$$m = \frac{P}{\pi} \quad (3)$$

2-ри етап - Вторият етап на пресмятане обхваща определянето на линейните параметри на изходния контур чрез следната зависимост:

$$r_p = r_{,b}^* \cdot m \quad (4)$$

където:

$r_{,b}^*$ - коефициент на радиуса на формообразуващата окръжност. Определя се с формулата:

$$r_{,b}^* = \frac{r_p}{m} \quad (5)$$

3-ти етап - В този етап се определя x - коефициента на изместване на изходния контур. Положението, при което модулната и начална окръжност съвпадат се нарича номинално положение на изходния контур. Коригираното колело се получава при изместване на изходния контур.

Приема се: $0,2 \leq x \leq 0,5$.

Ако $\frac{2}{1+z_1} > x > 0$ - положително изместване.

Ако $\frac{2}{1+z_1} < x < 0$ - отрицателно изместване.

4-ти етап - В този етап се определя условието за избягване на подрязване на зъбите x_{\min} [4]. Изразява се чрез формулата:

$$x_{\min} \geq 1 - \sqrt{1 - \frac{4(z \pm 2)^3 r_y^{*2}}{27 \cdot z \cdot (z \pm 1)^2}}, \quad (6)$$

след което се прави проверката $x < x_{\min}$ и се уточнява x_{\min} .

5-ти етап - В този етап се определя условието за избягване за заостряне на зъбите $r_{,b}^*$ [4]. Изразява се чрез формулата:

$$r_{,b}^* < \frac{(z \pm 1)(2-x)^3}{2[(1-x)(z \pm 1) + 1]} \quad (7)$$

Прави се проверка на условието и се уточнява $r_{,b}^*$ за незаостряне.

6-ти етап - Това е етап на окончателно установяване на $r_{,b}^*$ и x .

7-ти етап - В този етап се определят размерите на епи/хипо циклоидните колела, като се изчисляват: диаметър на делителна окръжност, диаметъра на вътрешната теоретична окръжност, диаметъра на върховата окръжност и височината на зъбите.

8-ти етап - Определят се размерите на зъбната предавка и междуосевото разстояние:

$$a_w = \frac{m}{2}(1-x) \quad (8)$$

Определят се диаметрите на началните окръжности.

С помощта на таблици създадени в зависимост от предавателното число, стандартните основни параметри на веригата, основните параметри и условия на цикло-предавката, се извършва бърз и лесен избор на веригата и се определят геометричните размери на верижно-циклоидната предавка.

В таблици 1, 2 и 3 са показани част от изготвени таблици на едноредна втулкова, ролкова и ролкова с дълги звена за предавателно число $u = 7$. Те включват параметри и размери с помощта на които се пресмятат геометричните размери на верижно-циклоидната предавка.

Таблица 1

ЕДНОРЕДНА ВТУЛКОВА ВЕРИГА

№	Z ₂	P _i	P	d ₁	D	m	r _{гб} [*]	X _{min}	r _{гб} [*] max
1.	8	6,40	6,35	3,30	16,178	2,022	0,816	0,055	3,438
2.	8	10,13	9,525	5,08	24,267	3,033	0,837	0,055	3,432
3.	8	-	9,525	6,00	24,267	3,033	0,837	-	-

Таблица 2

ЕДНОРЕДНА РОЛКОВА ВЕРИГА

№	Z ₁	P _i	P	d ₁	D	m	r _{гб} [*]	X _{min}	r _{гб} [*] max
1.	7	5,76	8,00	5,00	20,382	2,547	0,981	0,124	3,298
2.	7	10,24	9,525	6,35	24,267	3,033	1,046	0,142	3,231
3.	7	-	12,70	7,75	32,356	4,044	0,958	0,117	3,312
4.	7	-	12,70	7,75	32,356	4,044	0,958	0,117	3,312
5.	7	-	12,70	8,51	32,356	4,044	1,052	0,144	3,259

Таблица 3

ЕДНОРЕДНА РОЛКОВА ВЕРИГА С ДЪЛГИ ЗВЕНА

№	Z ₁	P _i	P	d ₁	D	m	r _{гв} [*]	X _{min}	r _{гв} [*] max
1.	7		25,40	8,51	67,713	8,089	0,526	0,034	3,483
2.	7		31,75	10,16	80,891	10,111	0,502	0,031	3,488
3.	7		38,00	15,88	96,815	12,101	0,656	0,053	3,442
4.	7		41,30	15,88	105,222	13,152	0,603	0,045	3,459
5.	7		37,10	11,91	94,522	11,815	0,504	0,031	3,489

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Създаденият алгоритъм спомага бързо и точно да се пресмятат верижно-циклоидните предавки.
2. Използването на стандартен елемент- верига, на мястото на цевното колело води до намаляване на предавателните елементи и възли в редуктора, както и неговата цена.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] БДС 6211-82 Вериги предавателни ролкови и втулкови , Официално издание, София, 1983
- [2] Долчинков Р., Дисертация, Бургас, 2001
- [3] Долчинков Р., Геометрични пресмятания на верижно-епициклоидна предавка, Механика на машините, №84,2009.
- [4] Шаников В., Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением, Машгиз, 1972

За контакти:

Доц. д-р Радостин Долчинков, Център по информатика и технически науки, Бургаски свободен университет, тел.: 056-900- 509, e-mail: rado@abv.bg

Докладът е рецензиран