

Използване на CAD - системи, нови възможности за проектиране на еволвентни зъбни предавки

Вярка Ронкова, Емилия Ангелова

Use of CAD-systems, new opportunities for the design of involute gears: The authors share their experience in the design of cylindrical gears with CAD systems. Mentioned are great advantages in seeking optimal solutions even at the level of design. Using specific examples are analyzed opportunities for three-dimensional optimization m, z, x

Key words: CAD systems, new opportunities for the design, involutes gears, cylindrical gears, three-dimensional optimization

ВЪВЕДЕНИЕ

Целта на настоящата работа е на основата на реален пример, взет от практиката, да се изяснят предимствата и големите възможности на автоматизираното проектиране на зъбни предавки пред традиционните начини, които все още продължават да се използват от конструкторите в т.ч. и на отговорни места.

Примерът е от областта на подемно- транспортното машиностроене и се отнася до предавка от редуктор, предназначена за задвижване на трансманипулатори. Целта е да се проектира третото стъпало на тристепенен конусно - цилиндричен редуктор при следните изходни условия: предавана мощност $P = 10\text{kW}$; честота на въртене на входящия вал $n = 71,36\text{ min}^{-1}$; предавателно число $u = 4,5$; предавката е реверсивна; конструктивната разработка позволява изработването на зъбния профил да се извърши с червячна фреза; избраният материал на зъбните колела е цементуема стомана с граница на провлачване $\sigma_s = 750\text{ MPa}$; приетата дебелина на цементиционния слой е в границите $(0,6-0,8)\text{mm}$; термичната обработка ще бъде извършена при строг контрол на режима и на получените резултати; зъбните колела ще бъдат шлифовани само по еволвентния профил; не се предвижда допълнително уякчаване на работния профил на зъбите: трайност на предавката $L_h = 6300\text{h}$.

Проектирането на основните геометрични параметри на предавката ще се извърши по два начина:

- ръчно, на база на основни зависимости за якостно и геометрично пресмятане на зъбни предавки, заложили в БДС 17108-89 и БДС 1526-78 и на препоръки от популярни литературни източници.

- с помощта на програмни системи GEAR и GEOMER.

Използваните CAD- системи са разработени от колектив при катедра „Машинознание машинни елементи и инженерна графика“ с ръков. проф. Петър Ненов. Системите са доказали не само своята надеждна работа, но и значителния си принос за повишаване качеството на проектираните изделия. Пример за това е продължителното им използване за задоволяване на конкретни нужди от практиката, като проектиране на фамилии редуктори и двигател редуктори с общо предназначение за МЗ „Модул“ гр. Бяла, проектиране на фамилии двигател – редуктори за химическото машиностроене и хранително –вкусовата промишленост за гр. Хасково и гр. Девня, проектиране на редуктори в завод „Дечко Колев“ гр. Стара Загора и др.

СЪЩНОСТ НА ПРОБЛЕМА И НЕГОВОТО РЕШАВАНЕ

По долу е представена последователността на проектиране на предавката, ако конструкторът пресмята ръчно на базата на зависимостите от стандартите. Тъй като предавката е тежко натоварена е добре тя да бъде с наклонени зъби. Често срещана практика е стойността на ъгъла на наклон на зъбите β да се приема от

конструкторите не цяла число т. е. в градуси, минути, секунди (стойността на β най често отговаря на $x_{\Sigma} = 0$ или на $\cos$ с опростена стойност). Този подход не е оправдан и не дава никакви предимства. В случая приемаме $\beta = 15^\circ$. Основните зависимости и получените резултати са показани в таблица 1.

Таблица 1

Използвани зависимости по БДС 17108-98	Изчислени стойности
Допустими контактни напрежения $\sigma_{HP(2)} = \frac{\sigma_{H \lim b_{1,2}} Z_{N_{1,2}}}{S_{H \min_{1,2}}} Z_L Z_R Z_V Z_W Z_{X_{1,2}}$ $S_{H \min_{1,2}} = 1,2 \quad \sigma_{H \lim b_{1,2}} = 23HRC$ $HRC = 56$ и за двете зъбни козела $Z_{N_{1,2}} = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim b_{1,2}}}{N_{HK_{1,2}}}}$ $N_{HK_{1,2}} = N_{FK_{1,2}} = 60n_{1,2}L_{h_{1,2}}$	$\sigma_{HP1} = 1331$ $\sigma_{HP2} = 1717$
$\sigma_{HP} = \min(\sigma_{HP1}, \sigma_{HP2})$	$\sigma_{HP} = 1331$
Определяне диаметъра на малкото зъбно козело $d_1 = f_H \sqrt[3]{\frac{T_1}{\psi_{bd1} \sigma_{HP(2)}^2} \frac{u+1}{u} K_H}, \text{ mm}$ $T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}, \text{ Nm};$ $\psi_{bd1} = 0,8$ (несиметрично разположение на зъбните козела спрямо опорите)	$d_1 = 690 \sqrt[3]{\frac{1338.3}{0.8(1330.93)^2} \frac{4.5+1}{4.5}} 1.7 = 86.38 \text{ mm}$
$d_2 = d_1 u$	$d_2 = d_1 4.5 = 388.71 \text{ mm}$
$\frac{d_1 + d_2}{2} = a_w$	$a_w = 237.545 \text{ mm}$ Приета стандартна стойност $a_w = 250 \text{ mm}$
$b_w = \psi_{bd1} d_1$	$b_w = 0.8_{bd1} 86 = 68.8 \text{ mm}$ $b_w = 70 \text{ mm}$
$m = \frac{b_w}{\psi_m}$	$m = \frac{70}{17} = 4.11, m = 4$
Определяне на броя зъби $z_1 = \frac{d_1 \cos \beta}{m}$ $z_2 = z_1 u$	$z_1 = 22$ $z_2 = 99$
$\alpha_{t_w} = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha_t\right)$	$\alpha_{t_w} = 20^\circ 19' 4''$
$x_{\Sigma} = \frac{z_1 + z_2}{2 \lg \alpha} (inv \alpha_{n_w} - inv \alpha_t)$	$x_{\Sigma} = -0.133$

За определяне коефициентите на изместване на изходния контур на двете зъбни колела x_1 и x_2 съществуват различни препоръки. Прието е, че най-голяма якост на огъване на зъбната предавка се получава, когато е спазено условието за еднаква товароносимост на двете колела. То може да бъде изразено приблизително чрез условието:

$$Y_{FS1}\sigma_{FP2} = Y_{FS2}\sigma_{FP1}, \text{ където}$$

Y_{FS1}, Y_{FS2} са коефициентите, отчитащи формата на зъбите и концентрацията на напреженията съответно на малкото и голямото зъбно колело.

$\sigma_{FP1,2}$ - допустимите напрежения на огъване.

Тъй като коефициентите Y_{FS1}, Y_{FS2} първоначално не са известни, изчисленията могат да започнат с избиране на определени стойности на x_1 и x_2 . За всяка двойка x_1, x_2 конструкторът трябва да провери изпълнението на условията за качеството на зацепване т.е. неподрязване на зъбите, незаостряне при върха, липса на интерференция и осигуряване на достатъчен коефициент на припокриване.

При стойност на $x_2 = -0.133$, като се има предвид желанието на конструкторите за опростяване на изчисленията, е логично да се приемат следните стойности $x_1 = 0; x_2 = -0.133$.

В литературата съществува и друг подход за определяне стойностите на x_1 и x_2 базиращ се на отношението:

$$\frac{z_1}{z_2} = \frac{x_2}{x_1}$$

Този начин за определяне стойностите на x_1 и x_2 е залегнати в CAD Inventor. За коефициенти на изместване на изходния контур се получават следните стойности $x_1 = -0.1088; x_2 = -0.0242$. И в този случай проверките на условията за качеството на зацепване са извършени и са удовлетворителни.

При така намерените геометрични параметри на зъбните колела следва проверочно изчисляване на контактна умора (1) и умора от огъване (2,3) по следните зависимости, регламентирани в БДС 17108-89.

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_t}{b_w d_1} \frac{u_d \pm 1}{u_d} K_{ABH} K_{H\beta} K_{H\alpha}} \leq \sigma_{HP1(2)} \quad (1)$$

$$\sigma_{F1} = Y_{FS1} Y_\epsilon Y_\beta \frac{F_t}{b_1 m_n} K_{ABF} K_{F\beta} K_{F\alpha} \leq \sigma_{FP1} \quad (2)$$

$$\sigma_{F2} = \frac{Y_{FS2} b_1}{Y_{FS1} b_2} \sigma_{F1} \leq \sigma_{FP2} \quad (3)$$

С цел сравняемост на резултатите с получените такива при използване на CAD, горните зависимости се преобразуват спрямо допустимата мощност, която предавката може да пренесе от условията за контактна умора и умора на огъване. В таблица 2 са показани получените крайни резултати при ръчно пресмятане на зъбната предавка.

Таблица 2

Резултати при различни стойности на x

Ва- риант	a_w	b_w	m	z_1	z_2	x_1	x_2	P_{H1}	P_{H2}	P_{F1}	P_{F2}	P
1	250	70	4	22	99	0	-0,133	8,11	8,49	17,84	17,84	8,11
2	250	70	4	22	99	-0,1088	-0,0242	7,82	8,58	17,07	17,07	7,82

Вижда се, че решенията са неудовлетворителни по отношение на „якост на огъване“. При това вариант 2 е с по-слаби показатели от вариант 1. Би могло да се потърси ново решение при по висок модул или по-голяма стойност на a_w .

Големият обем изчислителна работа не във всеки случай води до намиране на решение. Често се налага няколкократно повтаряне на определени операции, което удължава времето за проектиране и често се съпътства с изчислителни грешки и опростяване, а от там и брак на изделията. При ръчно пресмятане стремежът на конструкторите е да получат приемливо решение, но то много рядко е най-доброто за известните начални условия.

По долу е направен опит да се потърси решение с използването на програмни системи GEAR и GEOMER, за якостно и геометрично пресмятане на зъбни предавки. Залегнатите в тях метод на решение и алгоритми са подробно изяснени в [1] и [2]. В случая интерес представлява решението на оптимизационната задача с програмна система GEAR. Оптималното решение се намира чрез претърсване на областта ограничена от пространствена фигура, чиято основа представлява геометричен блокиращ контур от типа „ $a_w - x$ “ и настроени над нея повърхнини, представящи в явен и нагледен вид кинематичните и силови параметри на съответната зъбна предавка, които конструкторът контролира. Оптимизацията на параметрите на зъбната предавка се провежда в три основни направления: чрез изменение на x_1 в рамките на сумарния коефициент на изместване на изходния контур; чрез вариране със сумарния брой зъби при спазено ограничение $|\Delta u_{pec}| \leq 4\%$, чрез вариране на модула m в границите $m_{min} = 0.01a_w$ и $m_{max} = 0.025a_w$.

Ще потърсим решение при запазване на стойностите на междусововото разстояние $a_w = 250\text{ mm}$ и модула $m = 4$, варирайки със сумарния брой зъби в рамките на допустима грешка на предавателното число $|\Delta u| = 2\%$. В таблица 3 са показани получените резултати

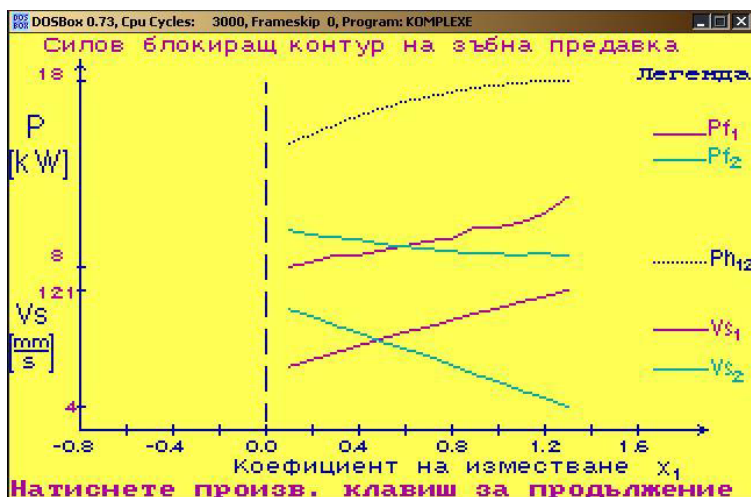
Таблица 3

Резултати получени при $m=4$					
$a_w=250$		$u=4.5$	$m=4$	$b_w=70$	
Бр. зъби		Предавателно отношение $Z1/Z2$	Относителна грешка в предавателното отношение (%)	Сумарен коефициент на изместване	Ъгъл на зацепване в челното сечение
Задвижващо $Z1$	Задвижвано $Z2$				
22	100	4.5455	1.0101	-0.6273	18°59'52"
22	99	4.5000	0.0000	-0.1332	20°19'14"
22	98	4.4545	-1.0101	0.3916	21°33'37"
21	96	4.5714	1.5873	2.1344	24°56'9"

Интерес представляват последните 3 предавки. За всяка от тях се построява силовия блокиращ контур чрез вариране със стойността на x_1 . Търсят се онези стойности на $x_1(x_2)$ при които предавката има най-голяма мощност P .

$$P = \max\{\min(P_{H1}, P_{H2}, P_{F1}, P_{F2})\}$$

На фиг.1 е показан силов блокиращ контур, построен при $z_1=21$, $z_2=96$. За всяка комбинация от x_1 и x_2 се прави проверка на условията на качеството на зацепване. При удовлетворителен резултат се определя товарносимостта на предавката. Формирани са 13 възможни решения като максимална мощност $P_{max} = 8.85\text{ kW}$ се достига при $x_1 = 0.6$.


 Фиг.1 Силов блокиращ контур при $a_w = 250 \text{ mm}$, $m = 4$, $z_1 = 21$, $z_2 = 96$

Независимо, че товароносимостта на предавката е повишена, решение все още не е намерено ($P_{\text{зад}}=10\text{kW}$). Ще потърсим такова при по-висока стойност на модула $m=5$. В таблица 4 са показани формираните възможни варианти. Вижда се, че предавката с нулева грешка в предавателното число би била най-слаба по отношение на товароносимостта. Това оправдава натрупването и разглеждането на целия масив от възможни варианти. В таблица 5 числените стойности на силовия блокиращ контур са получен при $z_1=17$ и $z_2=76$

Таблица4

 Резултати при $m=5$

$a_w=250$		$u=4.5$	$m=5$	$b_w=70$	
Бр. зъби		Предавателно отношение $Z1/Z2$	Относителна грешка в предавателното отношение (%)	Сумарен коефициент на изместване	Ъгъл на зацепване в челното сечение
Задвижаващо $Z1$	Задвижвано $Z2$				
18	81	4,500	0,0	-1,1293	16°26'40"
18	80	4,4444	-1,2346	-0,6898	18°18'12"
17	78	4,5882	1,9608	0,8705	23°01'25"
17	77	4,5294	0,6536	1,4619	24°24'14"
17	76	4,4706	-0,6536	2,0854	25°42'52"

Таблица5

Числени стойности на силов блокиращ контур

m=5			z ₁ =17		z ₂ =76		
Товароносимост на зъбната предавка							
	Коефициент на изместване на изходния контур		Допустима мощност на предавката от				
			якост на огъване		контактна якост		минимална
	x ₁	x ₂	PF1	PF2	PH1	PH2	P
1	0	2,085	9,0	13,01	13,42	13,42	9,0
2	0,1	1,985	9,2	12,69	14,14	14,14	9,2
3	0,2	1,885	9,63	12,39	14,81	14,81	9,63
4	0,3	1,785	10,08	12,09	15,41	15,41	10,08
5	0,4	1,685	10,24	11,81	15,97	15,97	10,24
6	0,5	1,585	10,64	11,54	16,46	16,46	10,64

Съществен проблем е търсенето на оптимално решение. Намирането на предавка с оптимални геометрични и якостни показатели още на ниво проектиране е основното достойнство на определена CAD система. При това считаме ,че компютърната програма не замества конструктора. Тя трябва да предоставя поетапно междинни резултати от изчисленията, които могат да бъдат използвани за насочване на процеса на проектиране в желаната посока, чрез промяна на част от началните условия или стойностите на някои от ограничителните и др. параметри, подавани на входа.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Ненов П., Е. Ангелова, Т. Дюлгерян. Цилиндрични зъбни предавки и редуктори – нови възможности за проектиране, РУ, 2008 г.
- [2] Ненов П. Параметрично оптимизиране на цилиндрични зъбни предавки, Техника, С. 2002.
- [3] БДС 17108-1987 Предавки зъбни цилиндрични с еволвентно външно зацепване.Якостно изчисляване. Български институт за стандартизация
- [4] Ненов П., Д. Андреев, П. Стаматов и И. Спасов. Курсово проектиране по машинни елементи, Техника– С.,2007
- [5] Ангелова Е., В. Върбанов, П. Ненов. Изменение на размерите на зъбната предавка при вариране с предавателното число и относителната широчина, оценено чрез компютърни модели. Научна конференция Дни на механиката – година XV, книга 3, Варна, 2007, стр. 66, ISBN 0861-9727.
- [6] Иванов М.Н., Детайли машин, Москва, 1990
- [7] Йоселевич, Детайли машин, Москва, 1988

За контакти:

доц. д-р инж. Емилия Ангелова Ангелова, д-р инж. Вярка Тончева Ронкова, катедра "Машинознание, машинни елементи и инженерна графика", Русенски университет "Ангел Кънчев", Тел.: 082/ 888 461; 491.

Изследванията са подкрепени по договор № BG051PO001-3.3.04/28, „Подкрепа за развитие на научните кадри в областта на инженерните научни изследвания и иновациите“. Проектът се осъществява с финансовата подкрепа на Оперативна програма „Развитие на човешките ресурси“ 2007-2013, съфинансирана от Европейския социален фонд на Европейския съюз“.

Докладът е рецензиран.