

## ФОРМИРОВАНИЕ ВНУТРЕННЕГО ПРИБЛИЖЕННОГО ЗАЦЕПЛЕНИЯ ЦИЛИНДРО-КОНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

*Б.А. Лопатин, Е.А. Полуэктов, С.А. Хаустов*

## FORMATION OF AN APPROXIMATE INTERNAL TOOTHING FOR CYLINDRICAL-CONIC GEARS

*B.A. Lopatin, E.A. Poluektov, S.A. Khaustov*

При формировании рабочих профилей зубьев шестерни цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления возникает технологическая проблема получения теоретически точного профиля зубьев. Это связано с необходимостью изготовления для каждой передачи долбяка с внутренними зубьями с геометрией, идентичной геометрии колеса передачи. В работе описан способ формирования приближенного профиля зубьев шестерни цилиндрико-конической передачи инструментом реечного типа. Предлагаемый способ обеспечивает достаточную для практического применения степень приближения формируемой поверхности к теоретически точной.

*Ключевые слова:* шестерня, зубчатое колесо, цилиндрико-коническая передача, внутреннее зацепление, формообразование зубьев.

There is a technological problem for cylindrical – conic toothings to get an exact cog form during gear flanks formation. That's because it's necessary to produce a shaping cutter formed just the same as a cog wheel of this toothings for each gear. In this research new principle of an approximate cog forming for cylindrical – conic toothings by productive rack is investigated. This research is sharp enough for practical use and producing toothings close enough to theoretical one.

*Keywords:* cog-wheel, cylindrical – conic toothings, internal gear, cogs flanking.

Цилиндрико-конической называется зубчатая передача, в которой одно из колес по форме заготовки является цилиндрическим, а другое коническим [1]. В статье рассматривается передача с конической шестерней и цилиндрическим колесом внутреннего зацепления, изготавливаемым зубодолблением по обычной технологии. Для обеспечения линейного контакта зубьев в цилиндрико-конической передаче внутреннего зацепления, согласно второму способу Оливье, производящим колесом в станочном зацеплении должно быть эвольвентное прямозубое цилиндрическое колесо, идентичное цилиндрическому колесу передачи.

Схема внутреннего цилиндрико-конического зацепления с эвольвентным цилиндрическим производящим колесом показана на рис. 1. Присвоим параметрам наклонной (конической) шестерни индекс 1, а параметрам производящего колеса – индекс 2. В схеме использованы следующие правые прямоугольные системы координат:  $S_1$  и  $S_2$  – подвижные, связанные с шестерней и производящим колесом;  $S'$  и  $S$  – неподвижные. Положение подвижных систем координат колес  $S_1$  и  $S_2$  относительно их неподвижных систем координат  $S'$  и  $S$  в произвольный момент времени определяется углами  $\varphi_1$  и  $\varphi_2$ . Система  $S$  относится к исходному звену передачи, ее осям индексы не присваиваются.

Начала координат  $O$  всех систем совмещены с точкой пересечения осей зубчатых колес, оси аппликат систем  $S_1$  и  $S'$  ( $W_1$  и  $W'$ ) – с осью шестерни, а систем  $S_2$  и  $S$  ( $W_2$  и  $W$ ) – с осью производящего колеса; оси ординат подвижных систем  $S_1$  и  $S_2$  ( $Y_1$  и  $Y_2$ ) – лежат в плоскостях симметрии зуба шестерни и впадины зубьев колеса соответственно. Все системы координат правые.

Мгновенная ось относительного движения колес 1 и 2 является одновременно осью зацепления  $L$  (см. рис. 1), через которую проходят нормали во всех точках мгновенного контакта сопряженных поверхностей зубьев.

Боковая поверхность зубьев колеса передачи (она же производящая поверхность) представляет собой эвольвентный цилиндр. Эта поверхность (см. рис. 1) в подвижной системе координат  $X_2Y_2W_2$ , связанной с колесом, описывается уравнениями:

$$\begin{aligned} X_2 &= r_{b2}[\sin(v_{y2} - \psi_{b2}) - v_{y2} \cdot \cos(v_{y2} - \psi_{b2})]; \\ Y_2 &= r_{b2}[\cos(v_{y2} - \psi_{b2}) + v_{y2} \cdot \sin(v_{y2} - \psi_{b2})]; \\ W_2 &= u, \end{aligned} \quad (1)$$

где  $r_{b2}$  – радиус основного цилиндра колеса,  $v_{y2}$  – угол развернутости эвольвенты,  $\psi_{b2}$  – половина угловой толщины впадины зуба на основной окружности колеса,  $u$  – аппликата торцового сечения колеса.

Угол  $v_{y2}$  при заданном радиусе  $r_{y2}$  определяется по выражению

$$v_{y2} = \operatorname{tg} \arccos\left(\frac{r_{b2}}{r_{y2}}\right). \quad (2)$$

Угол  $\psi_{b2}$  находится по зависимости

$$\psi_{b2} = \frac{\pi}{2 \cdot z_2} + \frac{2 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{z_2} + \operatorname{inv} \alpha, \quad (3)$$

где  $x_2$  – коэффициент смещения колеса.

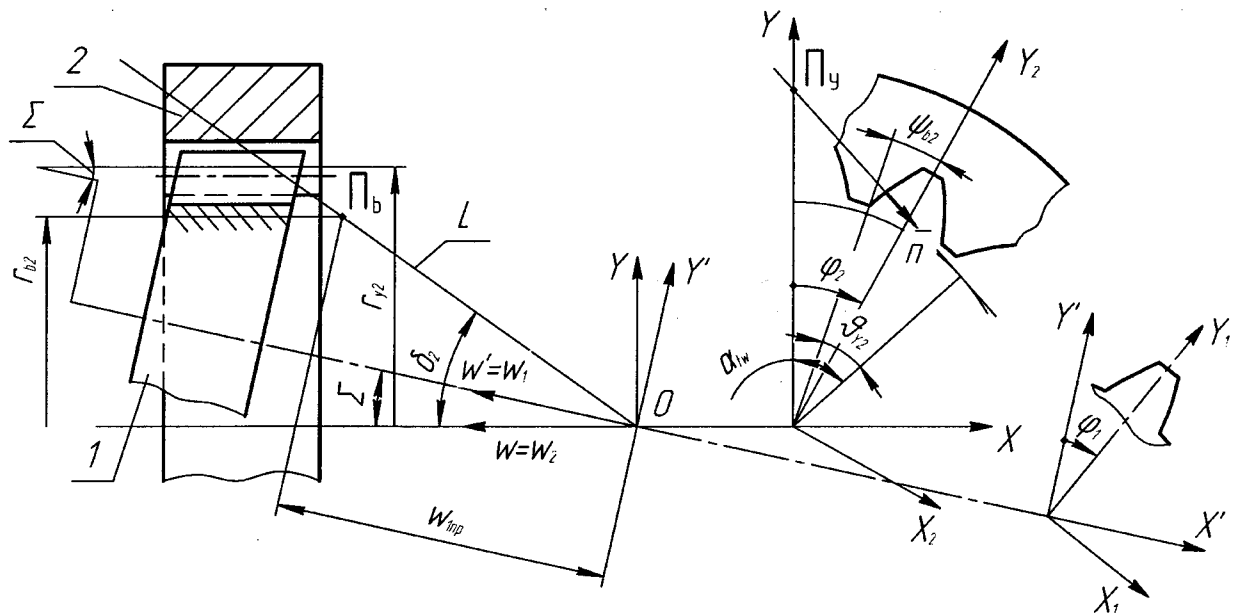


Рис. 1. Станочное зацепление производящего колеса (2) и конической шестерни (1)

Боковая поверхность зубьев шестерни является огибающей производящей поверхности и будет неэвольвентной [2]. Эта поверхность в подвижной системе координат  $X_1Y_1W_1$ , связанной с шестерней, описывается уравнениями:

$$\begin{aligned} X_1 &= r_{b2}[\cos \varphi_1 (\sin \alpha_{tw} - v_{y2} \cos \alpha_{tw}) - \sin \varphi_1 \cos \Sigma (\cos \alpha_{tw} + v_{y2} \sin \alpha_{tw})] + u \sin \varphi_1 \sin \Sigma; \\ Y_1 &= r_{b2}[\sin \varphi_1 (\sin \alpha_{tw} - v_{y2} \cos \alpha_{tw}) - \cos \varphi_1 \cos \Sigma (\cos \alpha_{tw} + v_{y2} \sin \alpha_{tw})] - u \cos \varphi_1 \sin \Sigma; \\ W_1 &= r_{b2} \sin \Sigma (\cos \alpha_{tw} + v_{y2} \sin \alpha_{tw}) + u \cos \Sigma; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\cos \alpha_{tw} = \cos(v_{y2} - \psi_{b2} + \varphi_1) = \frac{r_{b2}}{u \operatorname{tg} \delta_2};$$

$$\varphi_1 = \varphi_2 i_{12},$$

где  $\Sigma$  – межосевой угол,  $\alpha_{tw}$  – угол зацепления в торцовом сечении колеса,  $\varphi_1$ ,  $\varphi_2$  – углы поворота шестерни и колеса.

Теоретически точная боковая поверхность зубьев шестерни может быть образована долбяком с внутренними зубьями. При этом в станочном зацеплении будет реализована геометрокинematicкая схема внутреннего сопряженного цилиндрично-конического зацепления. Однако ввиду сложности изготовления долбяков с внутренними зубьями такой инструмент промышленностью не выпускается. Кроме того, даже в случае создания долбяка с внутренними зубьями,

осуществление способа зубодолбления незвольвентных конических колес требует специальной оснастки станка, включающей шарнир равных угловых скоростей для связи вертикальной оси стола с осью заготовки, наклоненной под углом  $\Sigma$  к вертикали. При этом геометрия инструмента должна быть идентична геометрии производящего колеса. Таким образом, практическое формирование теоретически точного профиля указанным способом в настоящее время невозможно.

Приближенный профиль может быть получен на зуборезном оборудовании режущим инструментом реечного типа [3]. При этом способе инструмент реечного типа (фреза, шлифовальный круг) перемещается вдоль оси заготовки по определенному закону. Такое нарезание осуществляется на типовых зубофрезерных станках, имеющих следящее копирное устройство (как и при нарезании бочкообразных зубьев колес) или на станках с ЧПУ. Схема нарезания показана на рис. 2. Подбирая траекторию движения инструмента, можно получить зуб, близкий по форме точному незвольвентному зубу колеса.



Рис. 2. Станочное зацепление заготовки незвольвентной шестерни и червячной фрезы

Для расчета координат точек огибающей кривой воспользуемся математическим аппаратом эвольвентно-конического зацепления, разработанным В.И. Безруковым [4], принимая при расчетах угол наклона инструмента  $\delta_{0i}$  переменным в каждом сечении. Коэффициент смещения инструмента в произвольном торцовом сечении шестерни в середине высоты зуба определяют из выражения

$$x_{ii} = \left( \frac{s_{ii}}{2r_{cpi}} - \frac{\pi}{2z} - \text{inv } \alpha_{ii} + \text{inv } \alpha_{\gamma cpi} \right) \frac{z}{2 \text{tg } \alpha_{ii}}, \quad (5)$$

где  $s_{ii}$  – толщина зуба в середине высоты теоретически точного профиля;  $\alpha_{\gamma cpi}$  – торцовый угол на радиусе  $r_{cpi}$ ;  $z$  – число зубьев нарезаемой шестерни;  $r_{cpi}$  – радиус шестерни, соответствующий середине высоты зуба.

Таким образом, нарезаемую шестерню можно представить как состоящую в осевом направлении из элементарных эвольвентно-конических колес одинакового торцового модуля  $m$ , но с разным торцовым углом зацепления  $\alpha_{ii}$  и радиусом основной окружности  $r_{bi}$ , которые определяются из следующих выражений:

$$\text{tg } \alpha_{ii} = \text{tg } \alpha \cdot \cos \delta_{0i}, \quad r_{bi} = r \cdot \cos \alpha_{ii}. \quad (6)$$

Определив значение коэффициента смещения  $x_{ii}$  для разных торцовых сечений венца шестерни, путем аппроксимации получим уравнение следующего вида:

$$x_{ii} = aw^2 + bw + c, \quad (7)$$

где  $a, b, c$  – коэффициенты, которые получены при аппроксимации;  $w$  – аппликата торцового сечения шестерни.

Умножая это уравнение на модуль, получим уравнение огибающей делительной поверхности инструмента

$$y = x_{0i} \cdot m = (aw^2 + bw + c)m. \quad (8)$$

Текущее значение угла  $\delta_{0i}$  между касательной к кривой, описываемой уравнением (8), и осью  $y$  (см. рис. 2) определяется по формуле

$$\delta_{0i} = -\arctg(2aw_i + b). \quad (9)$$

Траектория движения оси фрезы – эквидистанта  $r$  огибающей делительной поверхности инструмента. Расстояние между этими кривыми равно делительному радиусу фрезы  $r_0$ .

По рис. 2 определим текущие координаты точек  $O_i$  траектории оси фрезы:

$$y_{0i} = aw^2 + bw + c + r_0 \cos \delta_{0i}; \quad (10)$$

$$w_{0i} = w + r_0 \sin \delta_{0i}, \quad (11)$$

причем ордината  $y_{0i}$  равна текущему межосевому расстоянию  $a_{yi}$  в станочном зацеплении.

Тогда окончательно получим

$$y_{0i} = a_{yi} = a'w_i^2 + b'w_i + c'. \quad (12)$$

Коэффициенты этого уравнения находятся аналогично коэффициентам выражения (8).

В предложенном способе нарезаемая поверхность зубьев шестерни получается приближенной к теоретически точной незвольвентной поверхности описываемой уравнением (4). Для оценки отклонений нарезанного профиля от теоретически точного необходимо иметь математическое описание рабочей поверхности зубьев шестерни в процессе двухпараметрического огибания ее инструментом реечного типа, движущегося по криволинейной траектории.

При выводе уравнения боковой поверхности зубьев незвольвентной шестерни, использовался математический аппарат, разработанный Н.Н. Крыловым и М.Л. Ериховым для случая двухпараметрического огибания [5].

Для получения уравнения исследуемой поверхности уравнение поверхности витков фрезы перепишем в систему, связанную с заготовкой, и полученные зависимости дополним двумя уравнениями зацепления. Параметры, используемые в расчетных зависимостях, имеют следующие обозначения (индекс 0 относится к инструменту, индекс 1 – нарезаемому колесу):  $m$  – нормальный модуль (стандартный);  $z_0$  – число заходов фрезы;  $\lambda_0$  и  $\lambda_{b0}$  – углы подъема винтовой линии на делительном и основном цилиндрах;  $\alpha$  и  $\alpha_i$  – углы профиля инструмента в нормальном и торцовых сечениях ( $\alpha = 20^\circ$ );  $p$  – винтовой параметр;  $r_0$  и  $r_{b0}$  – радиусы делительного и основного цилиндров;  $v$  и  $u$  – криволинейные координаты (параметры) эвольвентной винтовой поверхности;  $\varphi_0$  ( $\varphi_1$ ) и  $w_p$  – параметры огибания (угол поворота фрезы или заготовки и аппликата точки фрезы).

Как было показано выше, в станочном зацеплении точка оси фрезы движется по криволинейной траектории, описываемой квадратным трехчленом (12). При этом огибающая делительной поверхности фрезы представляет собой эквидистантную к траектории оси фрезы кривую. Поверхность, образованную вращением этой кривой вокруг оси заготовки, и делительный цилиндр фрезы примем в качестве начальных поверхностей в станочном зацеплении. Взаимное расположение начальных поверхностей и применяемые системы координат показаны на рис. 3. Начальные поверхности касаются друг друга в точке  $P$ . Общая касательная плоскость  $H$  к ним в точке  $P$  наклонена к оси заготовки под переменным углом  $\delta_{0i}$ . Прямая  $t-t$ , касательная к образующей начальной поверхности заготовки в точке  $P$ , лежит в плоскости  $H$  и составляет с образующей начального цилиндра фрезы угол  $90^\circ + \lambda_0$ .

На рис. 3 введены следующие основные системы координат: подвижные  $S_u$  и  $S_1$ , жестко связанные соответственно с инструментом и заготовкой; неподвижная система  $S$  связана с фрезой. Вспомогательные системы  $S_p$  и  $S'$  связаны соответственно с плоскостью  $H$  и заготовкой.

Системы  $S_u$  и  $S_1$  ориентированы так, что отрицательная полуось  $X_u$  в сечении  $Y_u = 0$  является осью симметрии впадины фрезы, а плоскость  $Y_1W_1$  – плоскостью симметрии зуба заготовки. Все системы координат правые.

Аппликата  $w_p$  точки  $P$  в системе  $S_1$  принята в качестве второго независимого параметра огибания. Радиус начальной окружности заготовки  $r_{w1}$  в точке  $P$  и угол  $\delta_{0i}$  являются функциями параметра  $w_p$  и находятся по выражениям (8; 9) при замене в них  $w$  на  $w_p$ .

Для преобразования систем координат в рассматриваемом станочном зацеплении воспользуемся матричным методом.

Переход от системы  $S_u$  к  $S_1$  описывается матричным равенством

$$\bar{r}_1 = M_{10} \cdot M_{0p} \cdot M_{p0} \cdot M_{0u} \bar{r}_u = M_{1u} \bar{r}_u, \quad (13)$$

где  $M_{10}$ ;  $M_{0p}$ ;  $M_{p0}$ ;  $M_{0u}$  – матрицы перехода в соответствующих системах координат.

При двухпараметрическом огибании уравнения зацепления в неподвижной системе  $S$  имеют вид

$$\bar{V}^{(01 \varphi)} \bar{e}^{(0)} = 0; \quad \bar{V}^{(01 w_p)} \bar{e}^{(0)} = 0, \quad (14)$$

где  $\bar{V}^{(01 \varphi)}$  и  $\bar{V}^{(01 w_p)}$  – векторы скорости относительного движения соответственно при  $w_p = \text{const}$  и  $\varphi = \text{const}$ ,  $\bar{e}^{(0)}$  – орт нормали к поверхности витка фрезы.

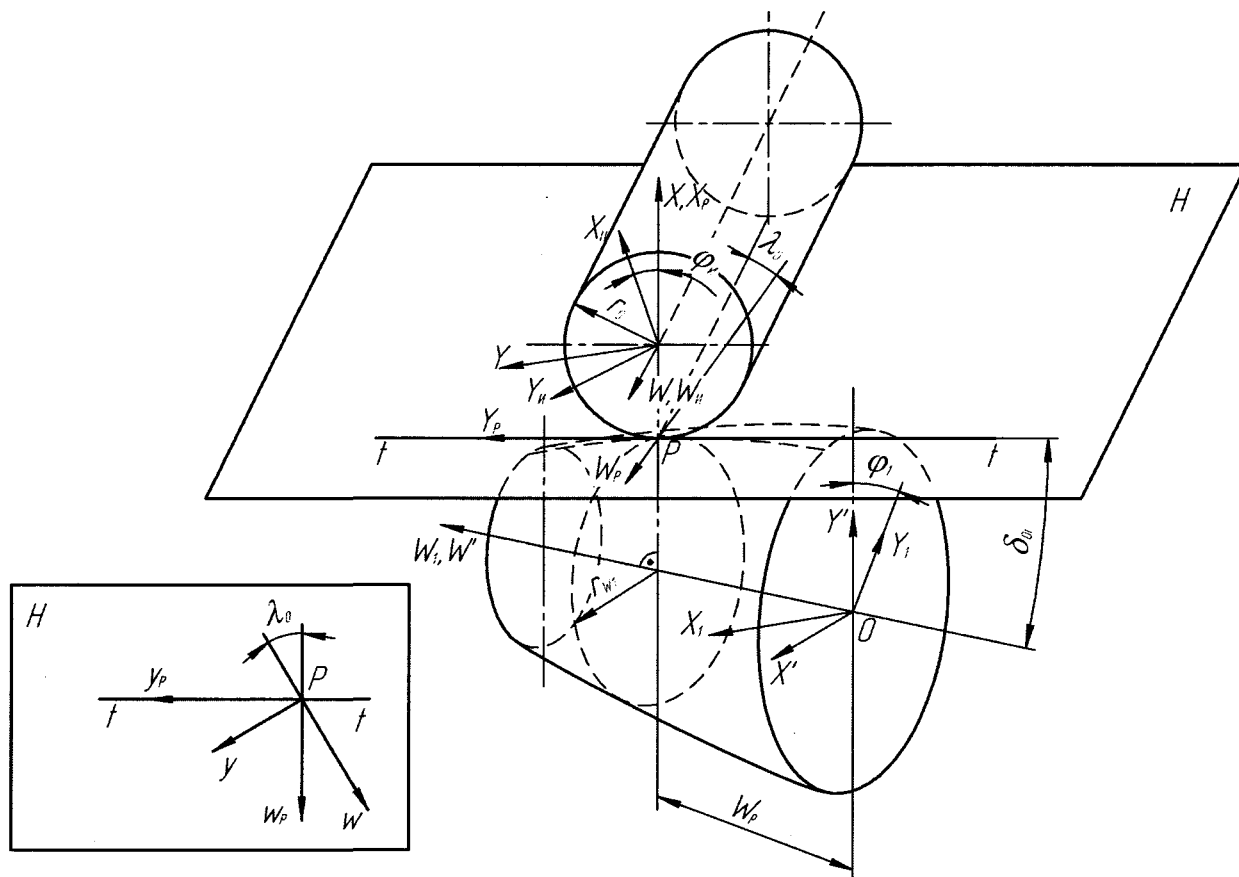


Рис. 3. Схема станочного зацепления при нарезании незвольвентной шестерни

После рассмотрения уравнений связи параметров при  $w_p = \text{const}$ ,  $\varphi = \text{const}$  и выполнения соответствующих преобразований уравнения зацеплений приведем к следующему виду:

при  $w_p = \text{const}$

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \alpha_{ty} = & (v - 1,5\pi + \operatorname{inv} \alpha_t) \sin^2 \lambda_{b0} + \\ & + r_{b0} [(i_{01} + \sin \lambda_0 \cos \delta_{0i}) 0,5 \sin 2\lambda_{b0} + \cos^2 \lambda_{b0} (\sin \theta \sin \delta_{0i} - \cos \lambda_0 \cos \theta \cos \delta_{0i})] + \\ & + \frac{(r_0 \cos \delta_{0i} + r_w)(0,5 \sin \lambda_0 \cos \theta \sin 2\lambda_0 - \cos \lambda_0 \cos^2 \lambda_{b0})}{r_{b0} (\cos \theta \sin \lambda_{b0} + \cos \lambda_0 \sin \theta \cos \delta_{0i})}, \end{aligned} \quad (15)$$

при  $\varphi = \text{const}$

$$\begin{aligned} \sin \theta [ \operatorname{tg} \alpha_{ty} (\operatorname{tg} \lambda_0 \operatorname{tg} \lambda_{b0} + \cos \alpha_t) - (v - 1,5\pi + \operatorname{inv} \alpha_t) \operatorname{tg} \lambda_0 \operatorname{tg} \lambda_{b0} ] + \\ + \cos \theta \cos \alpha_t + \frac{\cos \theta + \cos \alpha_t}{r_{b0}} \left[ r_0 - \frac{(1 + \operatorname{tg}^2 \delta_{0i})^{3/2}}{2a} \right] + 1 = 0. \end{aligned} \quad (16)$$

Для того чтобы получить уравнение поверхности, необходимо выполнить перемножение матриц равенства (13). После преобразований получим:

$$\begin{aligned}x_1 &= x' \cos \varphi_1 + y' \sin \varphi_1; \\y_1 &= -x' \sin \varphi_1 + y' \cos \varphi_1; \\w_1 &= (x + r_0) \sin \delta_{0i} + g \cos \delta_{0i} + w_p,\end{aligned}\tag{17}$$

где

$$\begin{aligned}x' &= y \sin \lambda_{b0} + w_u \cos \lambda_{b0}; \\y' &= (x + r_0) \cos \delta_{0i} - g \sin \delta_{0i} + r_{w1}; \\g &= y \cos \lambda_0 - w_u \sin \lambda_0; \\x &= r_{b0} [\cos(v + \varphi_u) + \operatorname{tg} \alpha_{ry} \sin(v + \varphi_u)]; \\y &= r_{b0} [\sin(v + \varphi_u) - \operatorname{tg} \alpha_{ry} \cos(v + \varphi_u)]; \\w_u &= r_{b0} \operatorname{tg} \lambda_{b0} (v - 1,5\pi + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{tg} \alpha_{ry}); \\\delta_{0i} &= -\operatorname{arctg}(2aw_p + b); r_{w1} = aw_p^2 + bw_p + c.\end{aligned}\tag{18}$$

Выражения (17), (18) совместно с (15) и (16) представляют собой уравнения боковой поверхности зуба шестерни, нарезанной червячной фрезой. Полученные уравнения позволяют произвести оценку отклонения нарезаемой поверхности инструментом реечного типа и теоретически точного профиля следующим способом. Определяем абсциссу  $x_{1T}$  и ординату  $y_{1T}$  точки теоретической поверхности (4), имеющей аппликату  $w_{1n}$  и расположенной на окружности радиуса  $r_{y1}$ . Находим координаты  $x_{1n}$ ,  $y_{1n}$ ,  $w_{1n}$  точки поверхности зуба неэвольвентной шестерни по уравнению (17) и радиус этой точки  $r_{y1} = \sqrt{x_{1n}^2 + y_{1n}^2}$ . Оценку отклонения поверхностей производим по разности толщин зубьев, измеренных по дуге окружности радиуса  $r_{y1}$ , которые рассчитываем по полученным значениям координат  $x_{1n}$ ,  $y_{1n}$  и  $x_{1T}$ ,  $y_{1T}$ .

Сравнительный анализ профилей показал, что максимальные отклонения возникают в ряде передач в крайних торцовых сечениях шестерни и составляют сотые доли миллиметра. При этих отклонениях на больших торцах получаемый профиль зуба больше теоретического, что может нарушить работу передачи из-за возникновения интерференции или кромочного контакта в зацеплении.

Устранение отклонений профиля можно осуществить назначением модификации зубьев шестерни при ее нарезании [6]. Сущность модификации заключается в корректировке коэффициентов смещения исходного контура инструмента, по которым рассчитывалась траектория фрезы в тех торцовых сечениях шестерни, где наблюдаются максимальные отклонения профиля. Величина модификации для каждой передачи назначается индивидуально.

На рис. 4 представлены в качестве примера отклонения профиля в крайнем торцовом сечении шестерни цилиндрико-конической передачи до и после модификации (см. рис. 4, а, б). Параметры рассматриваемой передачи: модуль передачи  $m = 2$  мм, число зубьев шестерни  $z_1 = 34$ , число зубьев колеса  $z_2 = 40$ , коэффициент смещения колеса  $x_2 = 2,21$ , межосевой угол передачи  $\Sigma = 9^\circ$ ; эксцентриситет водила  $e = 6,3$  мм. Из сравнения этих профилей видно, что назначение модификации позволяет исключить возможность кромочного контакта и интерференции зубьев в передаче.

Способ нарезания зубьев конических колес был использован при проектировании и изготовлении планетарных редукторов с цилиндрико-коническими зацеплениями на предприятии ФГУП «Государственный научно-производственный ракетно-космический центр «ЦСКБ-Прогресс» [7]. В качестве примера на рис. 5 представлена одна из конструкций редуктора. Такие редукторы обладают рядом положительных характеристик, в частности, их нагрузочная способность сопоставима с нагрузочной способностью волновых передач, а ресурс работы в несколько раз выше. Кроме того, они обладают свойством самоторможения, что исключает применение дополнительных тормозящих устройств и позволяют осуществлять выборку зазоров в зубчатых зацеплениях. Перечисленные достоинства планетарных редукторов с цилиндрико-коническими зацеплениями предопределили их применение в электромеханических приводах повышенного ресурса космических аппаратов нового поколения.

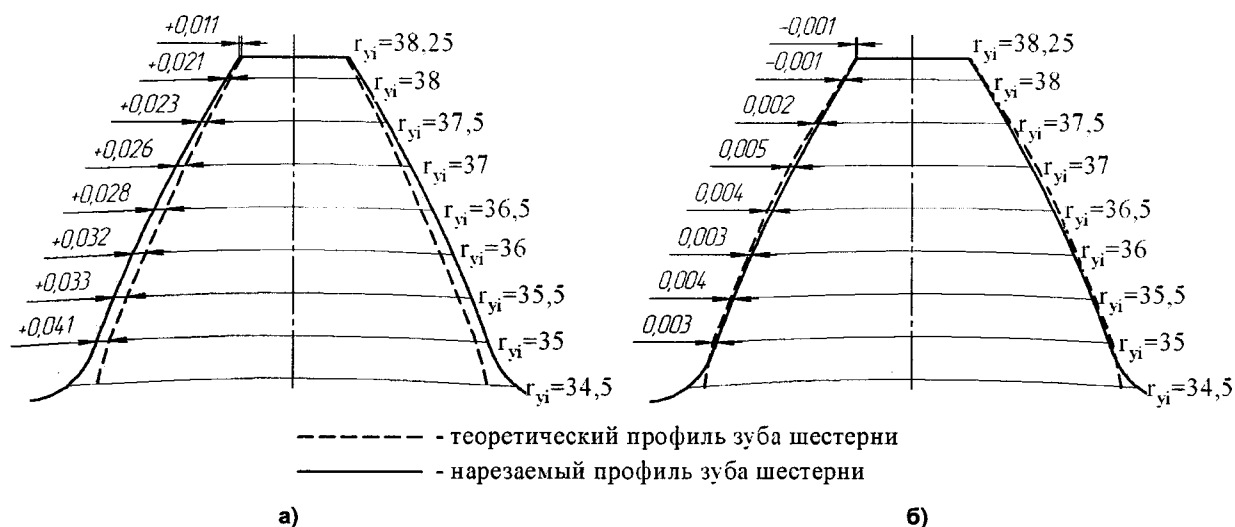


Рис. 4. Отклонения профиля конической шестерни: а – до модернизации; б – после модернизации

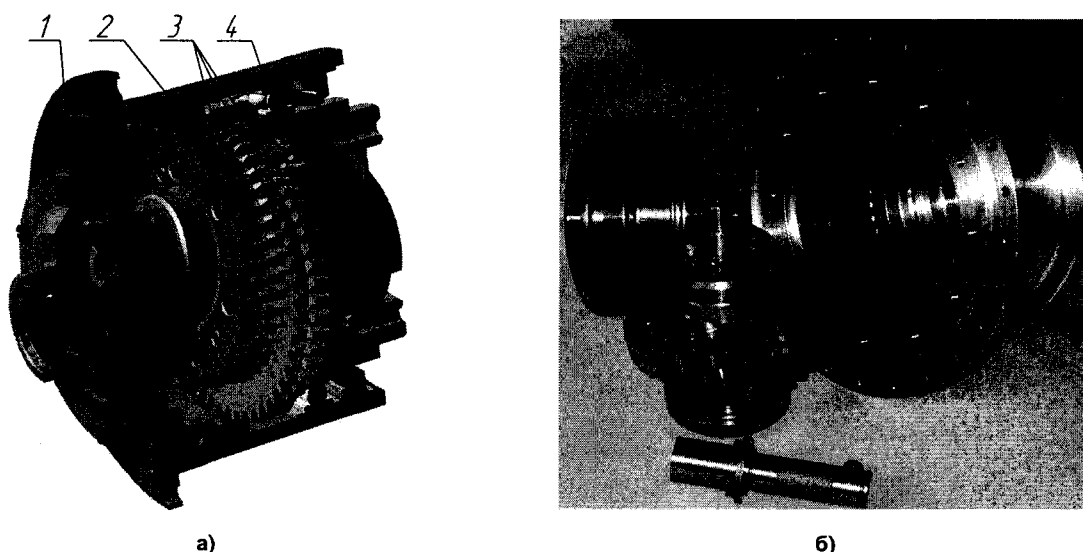


Рис. 5. Планетарный редуктор с внутренними цилиндро-коническими зацеплениями: а – конструкция редуктора: 1 – входной вал; 2 – неподвижное эвольвентное колесо; 3 – конические шестерни; 4 – выходной вал (эвольвентное колесо); б – детали редуктора

### Литература

1. Давыдов, Я.С. Неэвольвентное зацепление / Я.С. Давыдов. – М.: Машгиз, 1950. – 180 с.
2. Зайнетдинов, Р.И. Исследование и разработка эксцентриковой планетарной передачи с наклонными сателлитами: дис. ... канд. техн. наук / Р.И. Зайнетдинов. – Челябинск, 1985. – 232 с.
3. Пат. 2364480 С1 Российская Федерация, МПК В 23 5/24. Способ нарезания зубьев неэвольвентной шестерни цилиндрико-конической передачи внутреннего зацепления / Б.А. Лопатин, Е.А. Полуэктов, Д.Б. Лопатин и др. – № 2008117944; заявл. 04.05.2008; опубл. 20.08.2009, Бюл. № 23. – 2 с.
4. Безруков, В.И. Зубчатые передачи с эвольвентно-коническими колесами / В.И. Безруков // Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / И.А. Болотовский, В.И. Безруков, О.Ф. Васильева, Б.И. Гурьев. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – С. 254–261.
5. Литвин, Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л. Литвин. – М.: Наука, 1968. – 584 с.
6. Плотникова, С.В. Обеспечение требуемой точности профиля неэвольвентной шестерни продольной модификацией зубьев / С.В. Плотникова, Е.А. Полуэктов // Наука ЮУрГУ. Секция технических наук. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2009. – Т. 1. – С. 292–294.

7. Свидетельство о государственной регистрации программы для ЭВМ 200961002. Программный комплекс расчета и анализа геометрии зацеплений цилиндрико-конических зубчатых передач / Б.А. Лопатин, С.А. Хаустов, Е.А. Полуэктов и др. – № 2009614819; заявл. 04.09.2009; зарегистрировано 29.10.2009.

*Поступила в редакцию 4 марта 2011 г.*

**Лопатин Борис Александрович.** Доктор технических наук, профессор, почетный работник высшего профессионального образования, заведующий кафедрой «Техническая механика», Южно-Уральский государственный университет, филиал в г. Златоусте. Область научных интересов – машиноведение и детали машин, технология машиностроения, зубчатые передачи.

**Boris A. Lopatin.** The doctor of engineering science, professor, the Honored worker of the higher vocational education, the deputy director on research work of the Zlatoust branch of South Ural State University, the head of the 'Technical mechanic' department. The area of scientific interests – machine science, machine components, manufacturing engineering and gears.

**Полуэктов Евгений Анатольевич.** Старший преподаватель, Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – машиноведение и детали машин, проектирование зубчатых зацеплений.

**Evgeniy A. Poluektov.** Senior lecture of South Ural State University. The area of scientific interests – machine science, machine components, transition and gear design.

**Хаустов Сергей Андреевич.** Старший преподаватель, Южно-Уральский государственный университет. Область научных интересов – САПР в области конструирования, анализа и производства, компьютерное моделирование и анализ зубчатых передач.

**Sergey A. Khaustov.** Senior lecture of South Ural State University. The area of scientific interests – CAD/CAE/CAM, a computer modeling and an analysis of gears.