

УДК 621.83

А. М. КАПЛУН¹, П. Л. НОСКО², П. В. ФИЛЬ², А. В. БАШТА², Н. Д. МАЗУР²,
А. А. БУГАЄВА¹

¹Южноукраинский Национальный университет им. В. Даля, Украина

²Национальный авиационный университет, Украина

ОРТОГОНАЛЬНАЯ ЦИЛИНДРОКОНИЧЕСКАЯ ПЕРЕДАЧА

Полуэвольвентные ортогональные цилиндрические передачи, образованные с помощью эвольвентного прямозубого колеса, обладают повышенной чувствительностью к погрешностям изготовления и сборки в случае линейного касания звеньев. При локализации контакта с использованием общей производящей поверхности ярко выраженный точечный характер контакта ограничивает нагрузочную способность передачи. В статье рассматривается возможность создания цилиндрической передачи на основе прямозубого колеса с плоскими боковыми поверхностями зубьев. Исследованы некоторые характеристики передачи: геометрические параметры, линии контакта, условия подрезания, определены атрибуты локализованного контакта.

Ключевые слова: колесо, поверхность, нормаль, координатный вектор.

Постановка проблемы. Ортогональные цилиндрические передачи успешно применяют в механизмах приборов, а также в приводах машин для передачи малых и средних моментов, благодаря присущим им достоинствам. К ним относятся: отсутствие осевой нагрузки на валу шестерни, отсутствие необходимости осевой регулировки шестерни при достаточной ее ширине, возможность включения и выключения передачи перемещением шестерни в осевом направлении, сохранение постоянства передаточного отношения при изменении бокового зазора, возможность шлифования поверхностей зубьев обоих элементов пары. К недостаткам следует отнести ограниченную длину зубьев плоского колеса, обусловленную подрезанием и заострением их поверхностей, а также линейный контакт в зацеплении. Указанные недостатки отрицательно влияют на несущую способность передачи. Локализация контакта методом деформации производящей поверхности [1] способствует снижению чувствительности передачи к погрешностям изготовления и монтажа.

Анализ последних исследований и публикаций. Конструктивно передача состоит из прямозубого эвольвентного цилиндрического колеса Π (шестерни) и сопряженного с ним плоского конического колеса 2 с постоянной высотой зуба (рис. 1). Колеса вращаются вокруг осей z_{Π} и z_2 , пересекающимися под прямым углом, с согласованными угловыми скоростями ω_{Π} и ω_2 . Профиль прямого зуба колеса Π в сечении нормальной плоскостью, перпендикулярной его оси, описан эвольвентой окружности [2; 3; 4]. Зубья цилиндрического эвольвентного колеса нарезают методом огибания, принятым в практике зубообработки для изготовления эвольвентных прямозубых зубчатых колес, зубья конического плоского колеса изготавливают с использованием специального приспособления на зубодолбежном станке при непрерывном делении с помощью долбяка, по форме соответствующему прямозубому колесу.

Целью работы является разработка методики синтеза цилиндрической

ской передачи с локализованным контактом для снижения чувствительности ее к погрешностям изготовления и сборки, что ведет к повышению несущей способности передачи. Представляет интерес рассмотрение ортогональной цилиндроконической передачи, образованной с помощью цилиндрического прямозубого колеса с активными поверхностями зубьев, описанными плоскостями с последующей локализацией контакта.

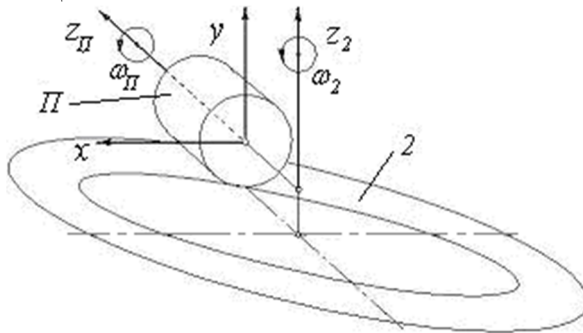


Рис. 1. Цилиндроконическая передача:
1 – цилиндрическое колесо; 2 – плоское коническое колесо

Результаты исследований.

1. Геометрические параметры шестерни Π , являющейся производящим колесом для плоского колеса. Введем в рассмотрение систему координат $S_n(x_n, y_n, z_n)$, связанную с колесом, и систему координат $S_a(x_a, y_a)$, связанную с торцовым профилем зуба (рис. 2). Уравнение торцового профиля, $\vec{r}_a = -u \cos \alpha \vec{i}_a - u \sin \alpha \vec{j}_a$, где u – параметр профиля, α – угол профиля исходного контура (угол зацепления).

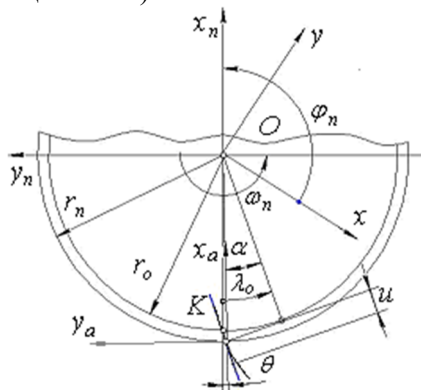


Рис. 2. Производящее колесо

Поверхность зуба колеса может быть образована перемещением торцового профиля зуба по образующей начального цилиндра. Уравнение поверхности зуба колеса в связанной с ним системе координат имеет вид:

$$\vec{r}_n = -[u \cos(\alpha + \theta) + r_n \cos \theta] \vec{i}_n - [u \sin(\alpha + \theta) + r_n \sin \theta] \vec{j}_n + v \vec{k}_n. \quad (1)$$

Здесь $\theta = \text{tg} \alpha - \alpha$, v – параметр поверхности (1).

Найдем уравнения координатных векторов поверхности (1)

$$\vec{r}_{nu} = \frac{\partial \vec{r}_n}{\partial u}; \quad \vec{r}_{nv} = \frac{\partial \vec{r}_n}{\partial v}.$$

Запишем:

$$\vec{r}_{nu} = -\cos(\alpha + \theta)\vec{i}_n - \sin(\alpha + \theta)\vec{j}_n, \quad \vec{r}_{nv} = \vec{k}_n.$$

Отметим, что эти векторы являются векторами касательных к координатным линиям на поверхности (1) $v = const$, $u = const$, соответственно. Определим единичный вектор нормали поверхности производящего колеса

$$\vec{e}_n = \frac{\vec{r}_{nu} \times \vec{r}_{nv}}{|\vec{r}_{nu}| |\vec{r}_{nv}|} = -\sin(\alpha + \theta)\vec{i}_n + \cos(\alpha + \theta)\vec{j}_n. \quad (2)$$

Найдем коэффициенты первой и второй квадратичных форм и главные кривизны поверхности (1), используя зависимости [5]:

$$E_n = \vec{r}_{nu}\vec{r}_{nu} = 1; F_n = \vec{r}_{nu}\vec{r}_{nv} = 0; G_n = \vec{r}_{nv}\vec{r}_{nv} = 1, \\ L_n = -\vec{r}_{nu}\vec{e}_n = 0; M_n = -\vec{r}_{nu}\vec{e}_{nv} = 0; N_n = -\vec{r}_{nv}\vec{e}_{nv} = 0. \quad (3)$$

Средняя и полная (Гауссова) кривизны производящей поверхности

$$H_n = \frac{1}{2}(k_{1n} + k_{2n}) = \frac{1}{2} \frac{E_n N_n - 2F_n M_n + G_n L_n}{E_n G_n - F_n^2} = 0, \\ K_n = k_{1n} k_{2n} = \frac{L_n N_n - M_n^2}{E_n G_n - F_n^2} = 0. \quad (4)$$

С учетом соотношений (3) и (4) определим главные кривизны поверхности (1) (кривизны вдоль координатных линий данной поверхности)

$$k_{1n,2n} = H_n \pm \sqrt{H_n^2 - K_n} = 0; k_{1n} = 0; k_{2n} = 0. \quad (5)$$

Естественно, этот результат очевиден и не вызывает сомнений.

2. Рассмотрим зацепление элементов цилиндрикоконической передачи и определим ряд показателей. Скорость относительного движения точек колеса, в системе координат S_n связанной с ним, и червяка определяется зависимостью [1]:

$$\vec{V}_n^{(n2)} = [u \sin(\alpha + \theta) + r_n \sin \theta - v u_{2n} \cos \varphi_n] \vec{i}_n - \\ - u \cos(\alpha + \theta) + r_n \cos \theta - v u_{2n} \sin \varphi_n] \vec{j}_n - \\ - u_{2n} [u \cos(\alpha + \theta + \varphi_n) + r_n \cos(\theta + \varphi_n)] \vec{k}_n, \quad (6)$$

где u_{2n} – передаточное отношение передачи.

Уравнение зацепления, согласно кинематическому методу теории зубчатых зацеплений, найдем после скалярного умножения векторов (2) и (6) в виде

$$f(u, v, \varphi_n) = \vec{e}_n \vec{V}_n^{(n2)} = -u - r_n \cos \alpha + v u_{2n} \sin(\alpha + \theta + \varphi_n) = 0. \quad (7)$$

Запишем значения частных производных уравнения зацепления (7) по параметрам u, v, φ_n :

$$f_u = -1; f_v = u_{2n} \sin(\alpha + \theta + \varphi_n); f_{\varphi_n} = v u_{2n} \cos(\alpha + \theta + \varphi_n). \quad (8)$$

Качественную картину зацепления в определенной степени характеризуют мгновенные линии контакта сопряженных поверхностей зубьев, соответствующие фиксированным значениям угла поворота производящего колеса. С целью вычисления координат их точек запишем уравнение (1) в неподвижной системе координат S

$$\vec{r}_{0n} = -[u \cos(\alpha + \theta + \varphi_n) + r_n \cos(\theta + \varphi_n)] \vec{i} - \\ - [u \sin(\alpha + \theta + \varphi_n) + r_n \sin(\theta + \varphi_n)] \vec{j} + v \vec{k}. \quad (9)$$

Для построения контактных линий поверхностей витков червяка и зубьев колеса полученное выражение (9) рассматриваем совместно с формулой (7). При

этом используем цилиндрическую систему координат, в которой одной из координатных осей является аппликата системы S , а в качестве второй координатной оси принят параметр r , равный

$$r = \sqrt{x_{0n}^2 + y_{0n}^2} = \sqrt{u^2 + 2ur_n \cos \alpha + r_n^2}.$$

На рис. 3 представлены контактные линии цилиндрической передачи, построенные в цилиндрической системе координат. Для расчета приняты исходные данные: числа зубьев колес $z_n = 25$, $z_2 = 50$; передаточное отношение $u_{2n} = z_n / z_2 = 0,5$; модуль зацепления $m = 1$ мм; угловая скорость производящего колеса $\omega_n = 1 \text{ рад/с}$, радиус начального цилиндра колеса $r_n = 12,5$ мм, угол профиля $\alpha = 20$ град., $\theta = 0,0149$ рад.

3. Отсутствие подрезания зубьев плоского колеса играет важную роль в создании зацепления, поскольку дает возможность использовать для передачи нагрузки только конструктивные участки поверхностей, не содержащие особых точек, в которых приведенная кривизна в направлении, перпендикулярном характеристике, достигает бесконечно больших значений. Для выполнения условия отсутствия подрезания необходимо либо ограничивать размеры производящей поверхности, либо исключать из зацепления участки огибающей поверхности, содержащие особые точки. Задачу об отыскании граничной линии можно решить, используя выражение

$$\Delta = \begin{vmatrix} f_u & f_v & f_\varphi \\ E_n & F_n & \vec{V}_n^{(n2)} \vec{r}_{nu} \\ F_n & G_n & \vec{V}_n^{(n2)} \vec{r}_{nv} \end{vmatrix} = 0. \quad (10)$$

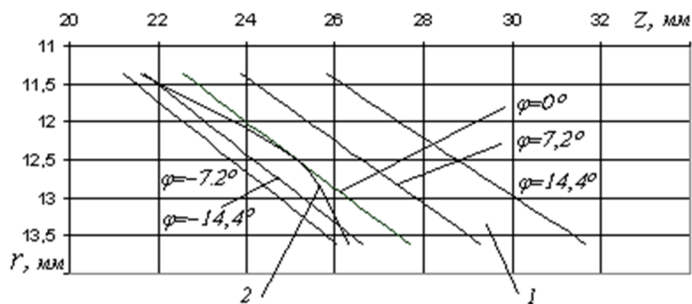


Рис. 3. Поверхность зацепления цилиндрической передачи:
1 – линии контакта; 2 – граничная линия

После подстановки значений величин, входящих в определитель (10), и преобразований получим уравнение связи параметров в виде

$$\Delta = 2vu_{2n} \cos(\alpha + \theta + \varphi_n) + r_n \sin \alpha + u_{2n}^2 [u \cos(\alpha + \theta + \varphi_n) + r_n \cos(\theta + \varphi_n) - a] \sin(\alpha + \theta + \varphi_n) = 0. \quad (11)$$

Условие (11) при совместном решении с уравнением поверхности, для которой ведется проверка, позволяет определить координаты граничной линии и исключить подрезанные участки. В качестве примера (рис. 3) построена граничная линия в неподвижной системе координат в цилиндрических координатах для станочного зацепления с параметрами, принятыми в расчете координат точек контактных линий. Граничная линия на рис. 3 лежит в пределах поля зацепления

со стороны точки пересечения осей зубчатых колес, тем самым ограничивая рабочую длину зуба конического колеса.

4. Приведенная кривизна соприкасающихся поверхностей в направлении, перпендикулярном линии контакта, характеризует контактную прочность передачи, ее значение используется для определения нормальной кривизны огибающей и направления соответствующих сечений. Для нахождения приведенной кривизны поверхностей взаимодействующих зубьев в станочном зацеплении используем выражение

$$k_{np} = \frac{f_v^2 + f_u^2}{\Delta}, \quad (12)$$

числитель которого определяется формулой: $u_{2n}^2 \sin^2(\alpha + \theta + \varphi_n) + 1$. На рис. 4 показаны значения приведенной кривизны для угла поворота шестерни $\varphi_n = const$.

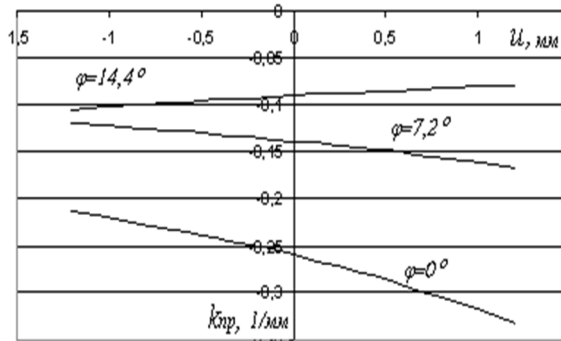


Рис. 4. Приведенная кривизна поверхностей

5. Определим главные значения кривизны поверхности нарезаемого зуба и их направления. Для измерения углов между направлениями нормальных сечений на нарезаемой поверхности червяка назовем в качестве начала отсчета направление первой главной кривизны производящей поверхности k_{1n} (координатной линии $u=const$).

Запишем в системе координат S_n уравнение касательной к контактной линии

$$\vec{\tau}_n = \vec{r}_{nv} f_u - \vec{r}_{nu} f_v. \quad (13)$$

Вектор касательной к контактной линии поверхностей П-2

$$\vec{\tau}_n = u_{2n} \sin(\alpha + \theta + \varphi_n) [\cos(\alpha + \theta) \vec{i}_n + \sin(\alpha + \theta) \vec{j}_n] - \vec{k}_n.$$

Запишем формулу для определения угла между направлением с кривизной k_{1n} (вектором \vec{r}_{nv}) и касательной к контактной линии

$$\cos q = \frac{\vec{r}_{nv} \vec{\tau}_n}{|\vec{r}_{nv}| |\vec{\tau}_n|} \quad (14)$$

Подставляя значение $\vec{r}_{nv} = \vec{k}_n$, получим

$$\cos q = \frac{-1}{\sqrt{u_{2n}^2 \sin^2(\alpha + \theta + \varphi_n) + 1}}.$$

При известных главных нормальных кривизнах производящей поверхности и величине угла между первым главным направлением кривизны этой поверхно-

сти и касательной к линии контакта по формуле Эйлера могут быть определены кривизны нарезаемой поверхности в нормальном сечении вдоль контактной линии k_τ и в нормальном сечении, перпендикулярном контактной линии k_e [1].

$$\begin{aligned} k_\tau &= k_{1n} \cos^2 q + k_{2n} \sin^2 q = 0, \\ k_e &= k_{1n} \sin^2 q + k_{2n} \cos^2 q - k_{np} = -k_{np}. \end{aligned} \quad (15)$$

Определенность указанных показателей позволяет найти угол σ_2 между первыми главными направлениями на поверхностях с кривизнами k_{1n} и k_{12} , а также главные кривизны нарезаемой поверхности

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} 2(q - \sigma_2) &= \sin 2q \frac{k_{2n} - k_{1n}}{k_e - k_\tau}, \\ k_{12} &= \frac{k_\tau \cos^2(q - \sigma_2) - k_e \sin^2(q - \sigma_2)}{\cos 2(q - \sigma_2)}, \\ k_{22} &= \frac{k_e \cos^2(q - \sigma_2) - k_\tau \sin^2(q - \sigma_2)}{\cos 2(q - \sigma_2)}. \end{aligned} \quad (16)$$

Из формул (15), (16) с очевидностью следует: $\sigma_2 = q$, $k_{12} = 0$, $k_{22} = -k_{np}$.

6. Локализация контакта в цилиндроконической передаче осуществляется путем профильной модификации производящей поверхности за счет замены прямолинейного торцового профиля криволинейным, например, эвольвентным.

В системе координат x_n, y_n, z_n уравнение боковой поверхности зуба эвольвентного колеса 1 в параметрической форме описывается уравнением

$$\vec{r}_1 = -r_0(\cos \lambda + \lambda \sin \lambda) \vec{i}_n - r_0(\sin \lambda - \cos \lambda) \vec{j}_n + \mu \vec{k}_n, \quad (17)$$

где развернутости эвольвенты), $\mu = v$ – параметры поверхности колеса 1.

Определим основные характеристики указанной поверхности. Частные производные радиус-вектора (17) по параметрам λ , μ

$$\vec{r}_{1\lambda} = -r_0 \lambda \cos \lambda \vec{i}_n - r_0 \lambda \sin \lambda \vec{j}_n; \quad \vec{r}_{1\mu} = \vec{r}_{1\nu} = \vec{k}_n. \quad (18)$$

Отметим, что эти векторы являются касательными к координатным линиям на поверхности (17) $\mu = \text{const}$ и $\lambda = \text{const}$, соответственно.

Уравнения нормали к производящей поверхности и модуля нормали

$$\vec{n}_1 = \vec{r}_{1\lambda} \times \vec{r}_{1\mu} = -r_0 \lambda \sin \lambda \vec{i}_n + r_0 \lambda \cos \lambda \vec{j}_n, \quad |\vec{n}_1| = \sqrt{n_{1x}^2 + n_{1y}^2 + n_{1z}^2} = r_0 \lambda$$

Единичный вектор нормали

$$\vec{e}_1 = \vec{n}_1 / |\vec{n}_1| = -\sin \lambda \vec{i}_n + \cos \lambda \vec{j}_n \quad (19)$$

Найдем коэффициенты первой и второй квадратичных форм и главные кривизны поверхности (17), используя зависимости (3-5):

$$E_1 = \vec{r}_{1\lambda} \vec{r}_{1\lambda} = r_0^2 \lambda^2; \quad F_1 = \vec{r}_{1\lambda} \vec{r}_{1\mu} = 0; \quad G_1 = \vec{r}_{1\mu} \vec{r}_{1\mu} = 1;$$

$$L_1 = -\vec{r}_{1\lambda} \vec{e}_{1\lambda} = -r_0 \lambda; \quad M_1 = -\vec{r}_{1\lambda} \vec{e}_{1\mu} = 0;$$

$$N_1 = -\vec{r}_{1\mu} \vec{e}_{1\mu} = 0.$$

Средняя и полная (Гауссова) кривизна поверхности колеса (17)

$$H_1 = \frac{1}{2}(k_{11} + k_{21}) = \frac{1}{2} \frac{E_1 N_1 - 2F_1 M_1 + G_1 L_1}{E_1 G_1 - F_1^2} = -\frac{1}{2r_0 \lambda},$$

$$K_1 = k_{11} k_{21} = \frac{L_1 N_1 - M_1^2}{E_1 G_1 - F_1^2} = 0.$$

С учетом соотношений (5) и определим главные кривизны поверхности (17) (кривизны вдоль координатных линий данной поверхности)

$$k_{11,21} = H_1 \pm \sqrt{H_1^2 - K_1} = -\frac{1}{2r_0 \lambda} \pm \sqrt{\frac{1}{4r_0^2 \lambda^2}}, \quad k_{11} = 0; \quad k_{21} = -\frac{1}{r_0 \lambda}.$$

Эвольвентный профиль колеса 1 касается профиля производящего колеса в точке K , лежащей на начальной окружности колес (рис. 2). Угол развернутости эвольвенты, соответствующий точке контакта, $\lambda_0 = \alpha + \theta = \operatorname{tg} \alpha$. При этом в точке контакта орты нормалей $\vec{e}_1 = \vec{e}_n$. Заметим, что единичные векторы касательных к координатным линиям $\mu = \nu = \operatorname{const}$ поверхностей (1) и (17), а также к линиям $u = \operatorname{const}$ и $\lambda = \operatorname{const}$ также равны. Поскольку две поверхности имеют в данной точке общие нормаль и касательную плоскость, значит их касание в этой точке обеспечивается. Кроме того, вследствие совпадения направлений с кривизнами k_{1n} и k_{11} угол между ними $\sigma_1 = 0$, угол между направлениями с кривизнами k_{11} и k_{12} : $\sigma = \sigma_2 - \sigma_1 = \sigma_2$. Запишем уравнение (17) в системе координат S . Полагая $\lambda = \lambda_0$, после преобразований получаем:

$$\vec{r}_{i0} = -r_0 [\cos(\lambda_0 + \varphi_n) + \lambda_0 \sin(\lambda_0 + \varphi_n)] \vec{i} - r_0 [\sin(\lambda_0 + \varphi_n) - \lambda_0 \cos(\lambda_0 + \varphi_n)] \vec{j}. \quad (20)$$

Решая уравнение (20) совместно с выражениями (7) и (9), найдем линию зацепления колес 1 и 2 – прямую $\lambda = \lambda_0 = \operatorname{const}$ (рис. 6).

Приведем зависимость для определения приведенной кривизны поверхностей, касающихся в точке в общем нормальном сечении, в виде

$$k_{np}^\psi = 0.5 [k_{\Sigma 1} + g_1 \cos 2\psi - k_{\Sigma 2} - g_2 \cos 2(\psi - \sigma)],$$

в которой экстремальное значение приведенной кривизны соответствует углам ψ и $\psi + \pi/2$ между первым главным направлением на поверхности зуба колеса Π и направлениями полуосей контактного эллипса. Здесь принято: $g_i = k_{1i} - k_{2i}$, $k_{\Sigma i} = k_{1i} + k_{2i}$, где $i = 1, 2$. Формула для вычисления угла ψ между направлением с кривизной k_{1n} и большей полуосью эллиптической площадки контакта имеет вид

$$\operatorname{tg} 2\psi = \frac{g_2 \sin 2\sigma}{g_2 \cos 2\sigma - g_1}.$$

Экстремальная приведенная кривизна поверхностей зубьев колес передачи с локализованным контактом в направлении полуосей мгновенной площадки контакта показана на рис. 5. Вычисления проводились для точек, расположенных на линии зацепления.

Для определения размеров эллиптической площадки контакта используем зависимости [2], позволяющие вычислить размеры полуосей:

$$a, b = \sqrt{\delta / |A, B|},$$

где δ – сближение поверхностей зубьев при сжатии; коэффициенты

$$A, B = 1/4(k_{\Sigma 1} - k_{\Sigma 2} \pm \sqrt{g_1^2 - 2g_1g_2 \cos 2\sigma + g_2^2}).$$

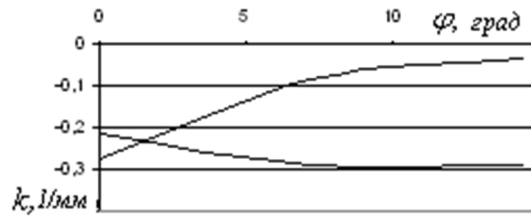


Рис. 5. Экстремальная приведенная кривизна в локализованном зацеплении

На рис. 6 показаны размеры и расположение контактных эллипсов в передаче с локализованным контактом на линии зацепления при деформации (сближении) зубьев $\delta = 0,0075$ мм. Расчет проводился при значениях параметров, указанных выше, $\lambda_0 = \operatorname{tg} 20^\circ$, $z_1 = 25$.

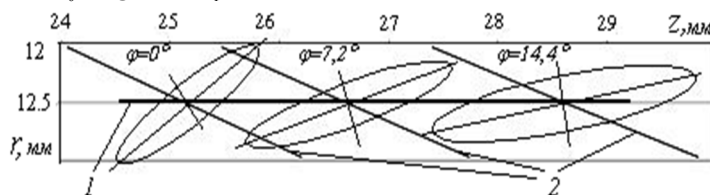


Рис. 6. Контактные эллипсы локализованного зацепления:
1 – линия зацепления при локализации контакта;
2 – контактные линии в цилиндрикоконической передаче

Выводы:

1. Исследованы некоторые параметры цилиндрикоконической передачи на базе прямозубого колеса с плоскими боковыми поверхностями зубьев.
2. Показана возможность локализации контакта в передаче путем профильной модификации производящей поверхности с целью уменьшения радиуса ее кривизны за счет использования эвольвентного прямозубого колеса.
3. Приведена методика исследования параметров станочных зацеплений и характеристик локализованного контакта, применимая и в других подобных исследованиях.

Список литературы

1. Каплун А.М. Локализация контакта в глобoidной передаче / А.М.Каплун, В.П.Шишов // Вісник СНУ ім. В. Даля. – 2011. – №11(165). – Частина 2. – С.135-144.
2. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений / Ф.Л.Литвин – М.: Наука, 1968. – 584 с.
3. Давыдов Я.С. Неэвольвентное зацепление / Я.С.Давыдов – М.: Машгиз, 1950. – 179 с.
4. Buckingham E. Analytical Mechanics of gears / E.Buckingham – N.-Y., L., 1949. – 289 p.
5. Норден А.П. Краткий курс дифференциальной геометрии / Норден А.П. – М.: Гос. изд. физ.-мат. лит. 1958. – 244 с.

О. М. КАПЛУН, П. Л. НОСКО, П. В. ФІЛЬ, О. В. БАШТА, М. Д. МАЗУР, А. О. БУГАЙОВА

ОРТОГОНАЛЬНА ЦИЛІНДРОКОНІЧНА ПЕРЕДАЧА

Напівевольвентні ортогональні циліндроконічні передачі, створені за допомогою евольвентного прямозубого колеса, мають підвищену чутливість до похибок виготовлення та монтажу у випадку лінійного дотику ланок. При локалізації контакту з використанням спільної твірної поверхні яскраво виражений точковий характер контакту обмежує навантажувальну здатність передачі. У статті розглядається можливість створення циліндроконічної передачі на основі прямозубого колеса з плоскими боковими поверхнями зубців. Досліджено деякі характеристики передачі: геометричні параметри, лінії контакту, умови підрізання, визначені атрибуту локалізованого контакту.

Ключові слова: колесо, поверхня, нормаль, координатний вектор.

Каплун Олександр Михайлович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.

Носко Павло Леонідович – д-р техн. наук, професор, професор кафедри машинознавства Національного авіаційного університету, nosko_p@ukr.net, тел. 406-78-42.

Філь Павло Володимирович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри машинознавства Національного авіаційного університету, pfil2009@gmail.com.

Башта Олександр Васильович – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедри машинознавства Національного авіаційного університету, nau12@ukr.net.

Мазур Микола Дмитрович – студент Національного авіаційного університету.

Бугайова Анастасія Олександрівна – інженер кафедри залізничного, автомобільного транспорту та підйомно-транспортних машин Східноукраїнського національного університету ім. В. Даля.

A. M. KAPLUN, P. L. NOSKO, P. V. FIL, A. V. BASTA, N. D. MAZUR, A. A. BUGAIOVA

ORTHOGONAL SPUR-BEVEL TRANSMISSIONS

Half-involute orthogonal spur-bevel transmissions formed by involute spur gear wheel, have increased sensitivity to errors of manufacturing and assembling in the case of a linear touched links. In the case of contact localization, with the use of general producing surface, strongly marked point contact restricts the carrying capacity of the transmission. The article considers possibility of spur-bevel transmission creation based on spur gear wheel with flat side surfaces of the teeth. Some characteristics of transmission like geometrical parameters, line of contact, conditions of undercutting and the attributes of the localized contact there are studied.

Keywords: gear, surface, normal, coordinate vector.

References

1. Kaplun A.M. Lokalizatsia kontakta v globoidnoy peredache / A.M.Kaplun, V.P.Shishov // *Visnik Shidnoukr. nats. un-tu im. V.Dal.* – 2012. – №11(165). – Chast. 2. – S. 135-144.
2. Litvin F.L. *Teoria zubchatih zatseplenyi* / F.L.Litvin – M.: Nauka, 1968. – 584s.
3. Davidov Y.S. *Neevolventnoe zatseplenie* / Y.S.Davidov – M.: Mashgiz, 1950. – 179s.
4. Buckingham E. *Analytical Mechanics of gears* / E.Buckingham – N.-Y., L., 1949. – 289 p.
5. Norden A.P. *Kratkiy kurs differentsialnoy geometrii* / A.P.Norden – M.: Gos. izd. fiz.-mat. lit. 1958. –244 s.