УДК 621.833

С.В. ШЕВЧЕНКО, к.т.н., доц., профессор кафедры "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля, Луганск;
Е.А. МАЗНЕВ, к.т.н., доцент кафедры легкой и пищевой промышленности ВНУ им. В. Даля

ЧЕРВЯЧНЫЕ ПЕРЕДАЧИ ЛОКАЛИЗОВАННОГО КОНТАКТА С НЕЛИНЕЙЧАТЫМИ ЧЕРВЯКАМИ

Рассмотрен способ локализации контакта в червячном зацеплении за счет использования комбинаций стандартных червяков и червячных фрез, используемых для нарезания зубьев червячного колеса. Показано, что наибольшая степень локализации имеет место в паре, состоящей из эвольвентного червяка и червячного колеса, нарезанного производящим червяком, витки которого образованы пальцевой фрезой (нелинейчатый геликоид).

Ключевые слова: червячное зацепление, радиус кривизны, приведенная кривизна.

Введение. Актуальность задачи. Червячные передачи с локализованным (точечным) контактом рабочих поверхностей обладают повышенной износостойкостью и менее чувствительны к погрешностям изготовления и упругим деформациям. Поэтому разработка теоретических основ проектирования таких передач является актуальной задачей повышения технико-экономических показателей для приводов технологического и транспортного оборудования, где требуется большая степень редуцирования угловых скоростей при высоком уровне внешних нагрузок.

Анализ последних исследований и литературы. Идея использовать стандартные червяки и зуборезные инструменты для синтеза червячных передач была предложена применительно к паре, состоящей из эвольвентного червяка *ZJ* и червячного колеса, зубья которого нарезаны архимедовой фрезой *ZA*, [1]. Ранее подобный метод был реализован применительно к эвольвентным косозубым передачам в работе проф. В.Н. Севрюка в [2]. Отдельные вопросы червячного зацепления с локализованным контактом с использованием стандартных червяков и зуборезных инструментов при существующих методах зубонарезания освещены в публикациях [3, 4]. Подавляющее число других исследований червячных передач с локализованным контактом связаны с изменениями технологии и исходных контуров, например, в [5-7], либо с преобразованием линий контакта в замкнутые кривые в [8].

Постановка задачи. Требуется образовать червячные пары с локализованным (точечным) контактом активных поверхностей, используя для производящих и рабочих червяков линейчатые геликоиды *ZJ*, *ZN2* и нелинейчатый геликоид *ZK*2. В полученных передачах выполнить сравнительный анализ приведенных кривизн и дать рекомендации по рациональному применению этих передач в силовых приводах.

Материалы исследований. Рассмотрим две пары червячных передач:

$$1)\ \left\{\frac{ZJ}{ZN2}\right\}+GK2;\quad 2)\ ZK2+\left\{\frac{GJ}{GN2}\right\}.$$

Здесь *ZJ*, *ZN*2 – эвольвентный и конволютный рабочие червяки (линейчатые геликоиды); *ZK2* – червяк, нарезанный пальцевой фрезой (нелинейчатый геликоид); *GJ*, *GN*2 – зубья колес, нарезанные эвольвентным и конволютным производящими червяками (фрезами) *ZJ* и *ZN2*; *GK*2 – зубья колеса, нарезанные производящим червяком *ZK*2. Верхние и нижние звенья в фигурных скобках образуют зацепления со звеном, отделенным от них знаком "+".

Таким образом, будут сформированы четыре червячные передачи с локализованным контактом:

$$1.1-\left[ZJ+GK2\right];\ 1.2-\left[ZN2+GK2\right];\ 2.1-\left[ZK2+GJ\right];\ 2.2-\left[ZK2+GN2\right].$$

В каждой из этих передач касание витков червяка с зубьями колеса будет точечным, так как эти пары поверхностей являются сопряженными, но не взаимоогибаемыми. Поскольку задача сформулирована как сравнение приведенных кривизн, а не нахождение их непосредственных значений, расчеты можно вести по плоским сечениям образованных передач. Эти сечения проходят по осям червяков и линиям межосевого расстояния. То есть, рассматриваться будут осевые сечения червяков, указанных типов, в зацеплении со средними торцевыми сечениями червячных колес. Это позволит значительно упростить расчетные зависимости без нарушения закономерностей в сравнительной оценке приведенных кривизн.

Исходные уравнения осевых сечений червяков, *ZJ*, *ZN*2, *ZK*2 в системе координат $S_1(x_1;\,y_1)$, жестко связанной с ними [9]:

Для *ZJ*:

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= r_0\cdot\cos\nu+u_J\cdot\cos\gamma_0\cdot\sin\nu;\\ z_1 &= P\cdot\nu-u_J\cdot\sin\gamma_0;\\ \nu &= \operatorname{arc\,tg}\left(u_J\cdot\cos\gamma_0/r_0\right).\end{aligned}\right\}\qquad(1)$$

Здесь $r_0=P\Big/\sqrt{\operatorname{tg}^2\alpha+\operatorname{tg}^2\gamma_\partial}$ – радиус основного цилиндра червяка *ZJ*; $P=r_1\cdot\operatorname{tg}\gamma_\partial$ – параметр винта с делительным радиусом r_1 и углом подъема витков γ_∂ на делительном цилиндре червяка *ZJ*; u_J – независимая переменная.

Для *ZN*2:

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= \frac{\rho}{\cos\nu};\\ z_1 &= P\cdot\nu+\rho\cdot\operatorname{tg}\nu\cdot\operatorname{tg}\delta.\end{aligned}\right\}\qquad(2)$$

Здесь $\rho=\dfrac{\left(r_1\cdot\operatorname{tg}\alpha_u-0{,}5\cdot S_P\right)\cdot\sin\gamma_\partial}{\sqrt{1+\operatorname{tg}^2\alpha_u\cdot\sin^2\gamma_\partial}}$; $\delta=\arcsin\left(\sin\alpha_u\cdot\cos\gamma_\partial\right)$; $P=0{,}5\cdot m\cdot q\cdot\operatorname{tg}\gamma_\partial$ – параметр винта; α_u=20° – угол наклона режущей кромки резца; $S_P\approx0{,}5\cdot\pi\cdot m\cdot\cos\gamma_\partial$ – ширина резца на делительном цилиндре *ZN*2; $r_1=0{,}5\cdot m\cdot(q+2x)$ – начальный радиус *ZN*2; (m, q, x, γ_∂ – параметры передачи); ν – независимая переменная.

Для *ZK*2:

$$\left.\begin{aligned} x_1 &= \frac{u_k\cdot\sin\alpha_k\cdot\sin\vartheta}{\sin\psi};\\ z_1 &= -u_k\cdot\sin\alpha_k\cdot\cos\vartheta-P\cdot\psi;\\ u_k &= \left(P\cdot\operatorname{ctg}\vartheta-x_{Ou}\right)\cdot\cos\alpha_k;\\ \psi &= \operatorname{arctg}\left(\frac{u_k\cdot\sin\alpha_k\cdot\sin\vartheta}{u_k\cdot\cos\alpha_k+x_{Ou}}\right)=\operatorname{arctg}\left(\frac{F_{1k}}{F_{2k}}\right).\end{aligned}\right\}\qquad(3)$$

Здесь $x_{Ou}=r_1-0{,}5\cdot w_{oc}\cdot\operatorname{ctg}\alpha_k$ – начальный параметр.

Уравнения осевых профилей зубьев колес *GJ*, *GN*2 и *GK*2 в системе координат $S_2(x_2;\,y_2)$, жестко связанной с червячными колесами, найдены кинематическим методом, как огибающие осевых профилей (1-3):

$$
\left.\begin{aligned}
x_2 &= (x_1 - a_w)\cdot\cos\varphi_2 - (z_1 + r_2\cdot\varphi_2)\cdot\sin\varphi_2;\\
y_2 &= (x_1 - a_w)\cdot\sin\varphi_2 + (z_1 + r_2\cdot\varphi_2)\cdot\cos\varphi_2.
\end{aligned}\right\}\qquad(4)
$$

Здесь φ_2=$\varphi_2(\nu)$ – функция угла поворота колеса, выраженная через независимую переменную ν (для колеса *GK*2 независимая переменная ϑ – что не влияет на последовательность расчетов), с помощью уравнений зацепления для червячных пар.

Радиусы кривизны профилей витков червяков и зубьев червячных колес:

$$
\rho_1 = \frac{\sqrt{\left(\dot{x}_1^{\,2} + \dot{z}_1^{\,2}\right)^3}}{\left|\ddot{x}_1\cdot\dot{z}_1 - \dot{x}_1\cdot\ddot{z}_1\right|};\quad \rho_2 = \frac{\sqrt{\left(\dot{x}_2^{\,2} + \dot{y}_2^{\,2}\right)^3}}{\left|\ddot{x}_2\cdot\dot{y}_2 - \dot{x}_2\cdot\ddot{y}_2\right|}.\qquad(5)
$$

Частные производные координат профиля зубьев червячного колеса, входящие в уравнение (5):

$$
\left.\begin{aligned}
\dot{x}_2 &= \dot{x}_1\cdot\cos\varphi_2 - \dot{z}_1\cdot\sin\varphi_2 - \dot{\varphi}_2\cdot\left[y_2 + r_2\cdot\sin\varphi_2\right];\\
\dot{y}_2 &= \dot{x}_1\cdot\sin\varphi_2 + \dot{z}_1\cdot\cos\varphi_2 + \dot{\varphi}_2\cdot\left[x_2 + r_2\cdot\cos\varphi\phi_2\right].
\end{aligned}\right\}\qquad(6)
$$

$$
\left.\begin{aligned}
\ddot{x}_2 &= \ddot{x}_1\cdot\cos\varphi_2 - \ddot{z}_1\cdot\sin\varphi_2 - \left[2\cdot\dot{y}_2 - x_2\cdot\dot{\varphi}_2\right]\cdot\dot{\varphi}_2 - \left[y_2 + r_2\cdot\sin\varphi_2\right]\cdot\ddot{\varphi}_2;\\
\ddot{y}_2 &= .\ddot{x}_1\cdot\sin\varphi_2 + \ddot{z}_1\cdot\cos\varphi_2 + \left[2\cdot\dot{x}_2 + y_2\cdot\dot{\varphi}_2\right]\cdot\dot{\varphi}_2 + \left[x_2 + r_2\cdot\cos\varphi_2\right]\cdot\ddot{\varphi}_2.
\end{aligned}\right\}\qquad(7)
$$

Из уравнения зацепления находится $\varphi_2 = \varphi_2(\nu)$ и его частные производные:

$$
\varphi_2 = -\frac{\dot{x}_1\cdot(x_1 - r_1) + \dot{z}_1\cdot z_1}{r_2\cdot\dot{z}_1}.\quad(8)\qquad \dot{\varphi}_2 = -\frac{(x_1 - r_1)\cdot\left[\ddot{x}_1\cdot\dot{z}_1 - \dot{x}_1\cdot\ddot{z}_1\right]}{r_2\cdot(\dot{z}_1)^2} - \frac{(\dot{x}_1)^2}{r_2\cdot\dot{z}_1} - \frac{\dot{z}_1}{r_2}.\quad(9)
$$

$$
\ddot{\varphi}_2 = \frac{2\cdot(x_1 - r_1)\cdot(\ddot{x}_1\cdot\dot{z}_1 - \dot{x}_1\cdot\ddot{z}_1)\cdot\ddot{z}_1}{\dot{z}_1^{\,3}\cdot r_2} - \frac{(x_1 - r_1)\cdot(\dddot{x}_1\cdot\dot{z}_1 - \dot{x}_1\cdot\dddot{z}_1) + \dot{x}_1\cdot(3\cdot\ddot{x}_1\cdot\dot{z}_1 - 2\cdot\dot{x}_1\cdot\ddot{z}_1)}{\dot{z}_1^{\,2}\cdot r_2} - \frac{\ddot{z}_1}{r_2}.\quad(10)
$$

Развернутые выражения (5) для радиусов кривизн червяка и червячного колеса в предложенных парах определяются после подстановки в них, учитывая уравнения (6-10) координат x_1, z_1 из профилей соответствующих осевых профилей (1-3) и их производных по независимой переменной, которые приведены ниже. После соответствующих подстановок они используются для нахождения профильных углов и кривизн в предложенных зацеплениях.

I. Эвольвентный червяк (червячная фреза) *ZJ*.

$$
\left.\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= u_J\cdot\cos\gamma_0\cdot\cos\nu\cdot\dot{\nu} + \left[\cos\gamma_0 - r_0\cdot\dot{\nu}\right]\cdot\sin\nu;\\
\dot{z}_1 &= P\cdot\dot{\nu} - \sin\gamma_0;\\
\dot{\nu} &= \frac{\cos\gamma_0\cdot r_0}{(u_J\cdot\cos\gamma_0)^2 + (r_0)^2}.
\end{aligned}\right\}\qquad(11)
$$

$$
\left.\begin{aligned}
\ddot{x}_1 &= u_J\cdot\cos\gamma_0\cdot\left[\cos\nu\cdot\ddot{\nu} - \sin\nu\cdot(\dot{\nu})^2\right] -\\
&\quad - r_0\cdot\left[\cos\nu\cdot(\dot{\nu})^2 + \sin\nu\cdot\ddot{\nu}\right] + 2\cdot\cos\gamma_0\cdot\cos\nu\cdot\dot{\nu};\\
\ddot{z}_1 &= P\cdot\ddot{\nu};\\
\ddot{\nu} &= -2\cdot u_J\cdot r_0\cdot(\cos\gamma_0)^3\cdot\left[(u_J\cdot\cos\gamma_0)^2 + (r_0)^2\right]^{-2}.
\end{aligned}\right\}\qquad(12)
$$

$$
\left.\begin{aligned}
\dddot{x}_1 &= \left[u_J\cdot\cos\gamma_0\cdot\cos\nu - r_0\cdot\sin\nu\right]\cdot\left[\dddot{\nu} - (\dot{\nu})^3\right] -\\
&\quad -3\cdot\left[r_0\cdot\cos\nu + u_J\cdot\cos\gamma_0\cdot\sin\nu\right]\cdot\dot{\nu}\cdot\ddot{\nu} + 3\cdot\cos\gamma_0\cdot\left[\cos\nu\cdot\ddot{\nu} - \sin\nu\cdot(\dot{\nu})^2\right];\\
\dddot{z}_1 &= P\cdot\dddot{\nu};\\
\dddot{\nu} &= 2\cdot r_0\cdot(\cos\gamma_0)^3\cdot\left[3\cdot(u_J\cdot\cos\gamma_0)^2 - (r_0)^2\right]\cdot\left[(u_J\cdot\cos\gamma_0)^2 + (r_0)^2\right]^{-3}.
\end{aligned}\right\}\qquad(13)
$$

II. Конволютный червяк (червячная фреза) *ZN*2.

$$
\left.\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= \rho\cdot\frac{\sin\nu}{\cos^2\nu};\\
\dot{z}_1 &= P + \frac{\rho\cdot\operatorname{tg}\delta}{\cos^2\nu}.
\end{aligned}\right\}(14)\quad
\left.\begin{aligned}
\ddot{x}_1 &= \rho\cdot\frac{1+\sin^2\nu}{\cos^3\nu};\\
\ddot{z}_1 &= 2\cdot\rho\cdot\frac{\operatorname{tg}\delta\cdot\sin\nu}{\cos^3\nu}.
\end{aligned}\right\}(15)\quad
\left.\begin{aligned}
\dddot{x}_1 &= \rho\cdot\frac{(5+\sin^2\nu)\cdot\sin\nu}{\cos^4\nu};\\
\dddot{z}_1 &= 2\cdot\rho\cdot\operatorname{tg}\delta\cdot\frac{1+2\cdot\sin^2\nu}{\cos^4\nu}.
\end{aligned}\right\}(16)
$$

III. Червяк (червячная фреза), нарезаемые пальцевой фрезой *ZK*2.

$$
\left.\begin{aligned}
\dot{x}_1 &= -x_1\cdot\frac{\cos\psi\cdot\dot{\psi}}{\sin\psi} + \frac{\left[\dot{u}_k\cdot\sin\vartheta + u_k\cdot\cos\vartheta\right]\cdot\sin\alpha_k}{\sin\psi};\\
\dot{z}_1 &= \left[-\dot{u}_k\cdot\cos\vartheta + u_k\cdot\sin\vartheta\right]\cdot\sin\alpha_k - P\cdot\dot{\psi};\\
\dot{u}_k &= -\frac{P\cdot\cos\alpha_k}{\sin^2\vartheta}.
\end{aligned}\right\}\qquad(17)
$$

$$
\left.\begin{aligned}
\ddot{x}_1 &= -2\cdot\dot{x}_1\cdot\operatorname{ctg}\psi\cdot\dot{\psi} + x_1\cdot\left[(\dot{\psi})^2 - \operatorname{ctg}\psi\cdot\ddot{\psi}\right] +\\
&\quad + \frac{\left[(\ddot{u}_k - u_k)\cdot\sin\vartheta + 2\cdot\dot{u}_k\cdot\cos\vartheta\right]\cdot\sin\alpha_k}{\sin\psi};\\
\ddot{z}_1 &= \left[(u_k - \ddot{u}_k)\cdot\cos\vartheta + 2\cdot\dot{u}_k\cdot\sin\vartheta\right]\cdot\sin\alpha_k - P\cdot\ddot{\psi};\\
\ddot{u}_k &= \frac{2\cdot P\cdot\cos\alpha_k\cdot\cos\vartheta}{\sin^3\vartheta}.
\end{aligned}\right\}\qquad(18)
$$

$$
\left.\begin{aligned}
\dddot{x}_1 &= -3\cdot\ddot{x}_1\cdot\operatorname{ctg}\psi\cdot\dot{\psi} - 3\cdot\dot{x}_1\cdot\left[\operatorname{ctg}\psi\cdot\ddot{\psi} - (\dot{\psi})^2\right] +\\
&\quad + x_1\cdot\left[\operatorname{ctg}\psi\cdot\left[(\dot{\psi})^3 - \dddot{\psi}\right] + 3\cdot\dot{\psi}\cdot\ddot{\psi}\right] +\\
&\quad + \frac{\left[(\dddot{u}_k - 3\cdot\dot{u}_k)\cdot\sin\vartheta + (3\cdot\ddot{u}_k - u_k)\cdot\cos\vartheta\right]\cdot\sin\alpha_k}{\sin\psi};\\
\dddot{z}_1 &= \left[(3\cdot\dot{u}_k - \dddot{u}_k)\cdot\cos\vartheta + (3\cdot\ddot{u}_k - u_k)\cdot\sin\vartheta\right]\cdot\sin\alpha_k - P\cdot\dddot{\psi};\\
\dddot{u}_k &= -\frac{2\cdot P\cdot\cos\alpha_k\cdot(1 + 2\cdot\cos^2\vartheta)}{\sin^4\vartheta}.
\end{aligned}\right\}\qquad(19)
$$

Входящие в выражения (17-19) производные угла поворота ψ, определяются из следующих уравнений:

$$\dot{\psi} = \frac{\dot{F}_{1k} \cdot F_{2k} - F_{1k} \cdot \dot{F}_{2k}}{F_{1k}^2 + F_{2k}^2}; \qquad (20)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{\left[\ddot{F}_{1k} \cdot F_{2k} - F_{1k} \cdot \ddot{F}_{2k}\right] \cdot \left[F_{1k}^2 + F_{2k}^2\right]}{\left[F_{1k}^2 + F_{2k}^2\right]^2} - \frac{(x_1 - r_1) \cdot (\dddot{x}_1 \cdot \dot{z}_1 - \dot{x}_1 \cdot \dddot{z}_1) + \dot{x}_1 \cdot (3 \cdot \ddot{x}_1 \cdot \dot{z}_1 - 2 \cdot \dot{x}_1 \cdot \ddot{z}_1)}{\dot{z}_1^{\,2} \cdot r_2} - \frac{\ddot{z}_1}{r_2}; \qquad (21)$$

$$\dddot{\psi} = \frac{\dddot{F}_{1k} \cdot F_{2k} + \ddot{F}_{1k} \cdot \dot{F}_{2k} - \dot{F}_{1k} \cdot \ddot{F}_{2k} - F_{1k} \cdot \dddot{F}_{2k}}{F_{1k}^2 + F_{2k}^2} - 2 \cdot \frac{\left[F_{1k} \cdot \dot{F}_{1k} + F_{2k} \cdot \dot{F}_{2k}\right] \cdot \left[\ddot{F}_{1k} \cdot F_{2k} - F_{1k} \cdot \ddot{F}_{2k}\right]}{\left[F_{1k}^2 + F_{2k}^2\right]^2} +$$

$$+2 \cdot \frac{\left[\ddot{F}_{1k} \cdot \dot{F}_{2k} + \dot{F}_{1k} \cdot \ddot{F}_{2k}\right] \cdot \left[F_{1k}^2 - F_{2k}^2\right] - \left[\dot{F}_{1k} \cdot F_{2k} + F_{1k} \cdot \dot{F}_{2k}\right] \cdot \left[\dot{F}_{1k}^2 - \dot{F}_{2k}^2\right]}{\left[F_{1k}^2 + F_{2k}^2\right]^2} +$$

$$+4 \cdot \frac{\dot{F}_{1k} \cdot \dot{F}_{2k} \cdot \left[F_{1k} \cdot \dot{F}_{1k} - F_{2k} \cdot \dot{F}_{2k}\right] - F_{1k} \cdot F_{2k} \cdot \left[\dot{F}_{1k} \cdot \ddot{F}_{1k} - \dot{F}_{2k} \cdot \ddot{F}_{2k}\right]}{\left[F_{1k}^2 + F_{2k}^2\right]^2} +$$

$$+8 \cdot \frac{\left[F_{1k} \cdot \dot{F}_{1k} + F_{2k} \cdot \dot{F}_{2k}\right] \cdot \left(F_{1k} \cdot F_{2k} \cdot \left[\dot{F}_{1k}^2 - \dot{F}_{2k}^2\right] - \dot{F}_{1k} \cdot \dot{F}_{2k} \cdot \left[F_{1k}^2 - F_{2k}^2\right]\right)}{\left[F_{1k}^2 + F_{2k}^2\right]^3}. \qquad (22)$$

Здесь:

$$\dot{F}_{1k} = \left[\dot{u}_k \cdot \sin\vartheta + u_k \cdot \cos\vartheta\right] \cdot \sin\alpha_k; \quad \ddot{F}_{1k} = \left[(\ddot{u}_k - u_k) \cdot \sin\vartheta + 2 \cdot \dot{u}_k \cdot \cos\vartheta\right] \cdot \sin\alpha_k;$$

$$\dddot{F}_{1k} = \left[(\dddot{u}_k - 3 \cdot \dot{u}_k) \cdot \sin\vartheta + (3 \cdot \ddot{u}_k - u_k) \cdot \cos\vartheta\right] \cdot \sin\alpha_k;$$

$$\dot{F}_{2k} = \dot{u}_k \cdot \cos\alpha_k; \quad \ddot{F}_{2k} = \ddot{u}_k \cdot \cos\alpha_k; \quad \dddot{F}_{2k} = \dddot{u}_k \cdot \cos\alpha_k.$$

Таблица 1 – Радиусы кривизны профилей витков червяка (червячных фрез) и зубьев червячных колес

Точка расчета	Червяк		Колесо	
		ZJ		*GJ*
вершина – +1·*m*	ρ_1, мм	2300,52	ρ_2, мм	91,953
+0,5·*m*		1875,31		106,776
делительный		1504,54		122,020
–0,5·*m*		1184,57		137,867
впадина – –1·*m*		911,759		154,589
		*ZN*2		*GN*2
вершина – +1·*m*	ρ_1, мм	11796,0	ρ_2, мм	82,545
+0,5·*m*		9723,53		97,110
делительный		7909,52		111,598
–0,5·*m*		6336,71		125,976
впадина – –1·*m*		4987,88		140,191
		*ZK*2		*GK*2
вершина – +1·*m*	ρ_1, мм	22310,1	ρ_2, мм	83,230
+0,5·*m*		15770,0		97,696
делительный		11004,0		112,063
–0,5·*m*		7552,13		126,268
впадина – –1·*m*		5076,51		140,195

Примечание: Точка расчета расположена на осевом профиле витков червяка, для червячного колеса это точка контакта с соответствующей точкой осевого профиля витка червяка, определяемая из уравнения зацепления.

Как показывает анализ профилей витков и зубьев колес, два выпуклых профиля будут взаимодействовать в зацеплении 1.1. Приведенная кривизна в этом случае определяется выражением $\chi_{ПР}=(\rho_1)^{-1}+(\rho_2)^{-1}$.

В остальных 3-х случаях (сочетание пар 1.2; 2.1; 2.2) – вогнутый профиль червяка контактирует с выпуклым профилем зуба колеса, причем $\rho_1>\rho_2$, поэтому для них $\chi_{ПР}=(\rho_2)^{-1}-(\rho_1)^{-1}$.

Результаты исследований. Определены радиусы кривизны для предложенных червяков (червячных фрез) и червячных колес (см. таблицу 1). Также для предложенных червячных пар определены значения приведенных кривизн (см. таблицу 2). Параметры рассчитываемых передач: a_w=400мм; m=10мм; q=14; z_1/z_2=2/66. Расчеты проводились в пределах рабочей высоты профилей указанных передач.

Выводы:

Таблица 2 – Приведенные кривизны предложенных сочетаний червячных пар

Точка расчета	Приведенная кривизна $\chi_{ПР}$·100·*m*			
	$[ZJ+GK2]$	$[ZN2+GK2]$	$[ZK2+GJ]$	$[ZK2+GN2]$
вершина – +1·*m*	124,496	119,301	108,303	120,698
+0,5·*m*	107,691	101,330	93,020	102,342
делительный	95,882	87,971	81,045	89,380
–0,5·*m*	87,639	77,619	71,210	78,056
впадина – –1·*m*	82,297	69,324	62,718	69,361

1. Локализация контакта в червячных передачах может быть реализована с использованием стандартных производящих и рабочих червяков типа *ZJ*, *ZN*2, *ZK*2.

2. Наибольшая степень локализации контакта, то есть ярко выраженное точечное касание, имеет место в паре [ZJ+GK2]. Это зацепление уступает остальным трем парам по нагрузочной способности, но менее чувствительно к упругим деформациям и погрешностям изготовления.

3. Наиболее плотный контакт профилей, где $\chi_{ПР}$=min, дает зацепление [*ZK*2+*GJ*]. Эти передачи обладают минимальными контактными напряжениями и поэтому будут превосходить остальные по нагрузочной способности.

4. Рассмотренные приведенные кривизны профилей витков и зубьев применимы только для сравнительной оценки некоторых свойств передач. Для непосредственного расчета контактных напряжений в червячных передачах приведенные кривизны следует получить для рабочих поверхностей витков червяков и зубьев колес. Кроме того, дальнейшее исследование червячных передач с локализованным контактом будет расширено за счет стандартных производящих и рабочих червяков типа *ZK*1, *ZK*3, *ZT*.

Список литературы: 1. А.с. 904410, МКИ F16H. Червячная передача / *С.В. Шевченко, В.П. Шишов, В.И. Подройко*. – 2911046/24-28. Заявл. 21.04.1980. Опубл. в бюл. №15, 1982. **2.** *Севрюк В.Н.* Эвольвентные передачи с точечным контактом // Труды Луган. вечер. машин. ин-та, серия Машиностроение, т.1. – Луганск, 1962. – С.40-47. **3.** *Шевченко С.В.* Локализация контакта в червячном зацеплении на базе стандартных элементов передачи / *С.В. Шевченко, П.Н. Ткач* // Подъемно-транспортная техника. – Днепропетровск, 2010. – № 1. – С.49-55. **4.** *Шевченко С.В.* Геликоиды в червячном зацеплении с локализованным контактом / *С.В. Шевченко, Е.А. Мазнев* // Подъемно-транспортная техника. – Днепропетровск, 2013. – № 4. – С.67-74. **5.** *O. Ufert.* Dynamische Drehfehlermessungen an Walzerfrasmazchinen und ihr Einfluss auf die Genauigkrit gefraster Grobgetrieberader //VDI. – №103. – 1956. **6.** *Герасимов Б.К.* Нагрузочная способность и к.п.д. червячных передач с локализованным пятном контакта / *Б.К. Герасимов, В.Н. Комков* // Тр. Ленингр. политехн. ин-та. – Л., 1983. – №396. – С.41-44. **7.** *Парубец В.И.* Анализ и синтез червячных передач с управляемым контактом, локализованным в заданной зоне: дис… канд.техн.наук / *В.И. Парубец*. – Киев, 1985. – 233с. **8.** *Верховский А.В.* Исследование условий работы червячных передач с замкнутыми линиями контакта: дис… канд.техн.наук / *А.В. Верховский*. – Москва, 1978. – 269с. **9.** *Литвин Ф.Л.* Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с.

Поступила (received) 07.02.2014

УДК 621.833.6

А.В. ШЕХОВ, старший научный сотрудник каф. теоретической механики, машиноведения и робототехнических систем НАКУ "ХАИ", Харьков

ОПТИМИЗАЦИЯ ДВУХПОТОЧНОГО МНОГОСТУПЕНЧАТОГО ПЛАНЕТАРНОГО МЕХАНИЗМА ТИПА $n \times \overline{\mathrm{AI}}$ ПО КРИТЕРИЮ МИНИМУМА МАССЫ

Разработана методика оптимизации кинематической схемы двухпоточного многоступенчатого планетарного механизма типа $n \times \overline{\mathrm{AI}}$ по критерию минимума массы. Рассмотрено построение целевой функции оптимизации, параметрами которой являются передаточные отношения ступеней механизма. Приведен вид целевой функции при расчете на контактную прочность. Исследованы свойства решения задачи оптимизации в зависимости от ограничений на передаточные отношения ступеней механизма.