

бочей) стороне нормального профиля ножки зуба колеса. Тогда, по уравнению поверхности головки зуба колеса, а также положению винтовых проекций н.т.к.  $N_{aS}(\bar{N}'_{aS})$ , координаты  $\bar{N}_{aS\pi}(\bar{N}'_{aS\pi})$  определяются следующим соотношением:

$$\begin{cases} x_{\bar{N}_{aS\pi}} = r_{ab} \cos(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{aS}^* ; \\ y_{\bar{N}_{aS\pi}} = r_{ab} \sin(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{aS}^* ; \\ z_{\bar{N}_{aS\pi}} = P\gamma_{aS}^* , \end{cases}$$

где  $\alpha_S = \alpha_S(\alpha'_S)$  – полярный угол, определяющий положение  $\bar{N}_{aS}(\bar{N}'_{aS})$  на торцовом сечении зуба рейки. Угол  $\gamma_{aS}^*$  находится как решение (методом простых итераций) уравнения  $\gamma = Rr/p^2 \sin(\varphi_0 - \varphi - \gamma)$ , в котором  $\operatorname{tg}\varphi = y(\alpha_S)/x(\alpha_S)$ ,  $x(\alpha_S)$  и  $y(\alpha_S)$  – координаты н.т.к.  $\bar{N}_{aS}$  (н.т.к.  $\bar{N}'_{aS}$ ) на рабочей (нерабочей) стороне головки зуба колеса,  $\operatorname{tg}\varphi_0 = y_0/x_0$ ,  $x_0$  и  $y_0$  – координаты точки Q пересечения начального цилиндра с рабочей стороной торцового профиля зуба колеса,  $r_{ab}$  – радиус контактного цилиндра.

Расстояние  $d_{a\pi}$  между точками  $\bar{N}_{aS\pi}$  и  $\bar{N}'_{aS\pi}$  толщина зуба в нормальном сечении в н.т.к. головки зуба колеса вычисляется по формуле:

$$d_{a\pi} = \sqrt{(X_{\bar{N}_{aS\pi}} - X_{\bar{N}'_{aS\pi}})^2 + (Y_{\bar{N}_{aS\pi}} - Y_{\bar{N}'_{aS\pi}})^2} .$$

Аналогично рассуждая, находим координаты н.т.к.  $\bar{N}_{jS\pi}(\bar{N}'_{jS\pi})$ :

$$\begin{cases} x_{\bar{N}_{jS\pi}} = r_{jb} \cos(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{jS}^* ; \\ y_{\bar{N}_{jS\pi}} = r_{jb} \sin(\varphi(\alpha_S)) + \gamma_{jS}^* ; \\ z_{\bar{N}_{jS\pi}} = P\gamma_{jS}^* , \end{cases}$$

где  $\alpha_S = \alpha_{jS}(\alpha'_{jS})$  – полярный угол, определяющий положение  $N_{jS}(\bar{N}'_{jS})$  на торцовом сечении зуба рейки,  $\gamma_{jS}^*$  – решение уравнения  $\gamma = Rr/p^2 \sin(\varphi_0 - \varphi - \gamma)$ , в котором  $\operatorname{tg}\varphi = y(\alpha_S)/x(\alpha_S)$ ,  $x(\alpha_S)$  и  $y(\alpha_S)$  – координаты н.т.к.  $\bar{N}_{jS}$  (н.т.к.  $\bar{N}'_{jS}$ ) на рабочей (нерабочей) стороне торцового сечения ножки зуба колеса,  $r_{jb}$  – радиус контактного цилиндра.

Тогда, толщина  $d_{f\pi}$  нормального сечения в н.т.к. ножки зуба колеса вычисляется по формуле:

$$d_{f\pi} = \sqrt{(X_{\bar{N}_{jS\pi}} - X_{\bar{N}'_{jS\pi}})^2 + (Y_{\bar{N}_{jS\pi}} - Y_{\bar{N}'_{jS\pi}})^2} .$$

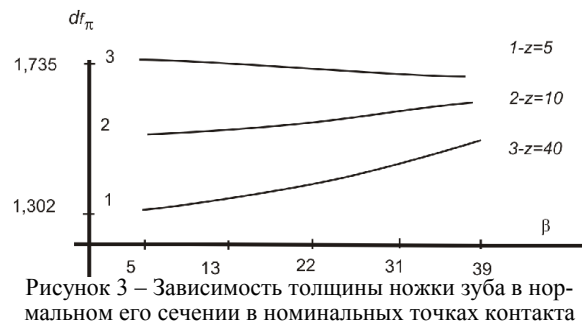


Рисунок 3 – Зависимость толщины ножки зуба в нормальном его сечении в номинальных точках контакта

На основании разработанного алгоритма построена моделирующая программа TOOTH\_5. Пример ее реализации показан на рисунке 3.

**Выводы.** Разработан алгоритм, позволяющий по заданным параметрам исходного контура фрезы и начальным параметрам

зацепления вычислять толщину зуба колеса для цилиндрических передач Новикова с двумя линиями зацепления. Получены первые метрологические характеристики зубьев зацепляющихся колес. Это позволяет улучшить гидродинамические характеристики передачи на стадии проектирования.

**Список литературы:** 1. Матюшенко Н.В. Моделирование формообразования поверхности зубьев передач Новикова ДЛЗ и его компьютерная реализация // microCAD'97. International Meeting on Information Technology. – Харьков, 1997. – С.190-194. 2. Кириченко А.Ф., Матюшенко Н.В. Условие существования физического контакта в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2006. – №22. – С.139-146. 3. Дыгалю А.И., Демковский И.П., Матюшенко Н.В. Экстремальная теорема об определении точек контакта в цилиндрических передачах Новикова ДЛЗ с арочной формой зубьев // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. науч. трудов. Тем. вып. "Проблемы механического привода". – Харьков, 2008. – №29. – С.40-44. 4. Беляев А.И. Геометрический расчёт и технология нарезания колёс с арочными зубьями / А.И. Беляев, А.И. Сирицин, Д.А. Сирицин // Вестник машиностроения. – 1999. – №1 – С.3-8. 5. Сызранцев В.Н. Геометрическое исследование способа чистовой обработки арочных зубьев цилиндрических колес резцовыми головками с твердыми пластинами / В.Н. Сызранцев, К.В. Сызранцева, М.Р. Варшавский. – Курган, 1999. – 9с.: Ил. – рук. – Деп. в ВИНТИ 17.02.99, №505-В99. 6. Васильев В.М. Геометрия арочных зубьев цилиндрических передач, нарезаемых на экспериментальном зуборезном станке модели ЕЗ-67 / В.М.Васильев, Р.А. Мацей // Металлорежущие станки: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – Киев, 1988. – Вып.16. – С.12-20. 7. Мацей Р.А. Уравнения активных поверхностей арочных зубьев цилиндрических зубчатых передач, нарезаемых способом непрерывного деления // Детали машин: Респ. межвед. научн.-техн. сб. – Киев, 1984. – Вып.38. – С.3-11. 8. V.N. Syzrantsev, Contact load and endurance of cylindrical gearing with arch-shaped teeth / Syzrantsev V.N., Syzrantseva K.V., Varshavsky M.R. / Proceedings of the International Conference on Mechanical Transmissions. 5-9 April 2010, Chongqing, China. – P.425-43.

Поступила (received) 05.02.2014

УДК 621.833

А.А. МУХОВАТЫЙ, к.т.н., доцент каф. "ДВС и машиноведение" ВНУ им. В. Даля, Луганск

### НЕЭВОЛЬВЕНТНЫЕ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ С УЛУЧШЕННЫМИ ПОКАЗАТЕЛЯМИ НАГРУЗОЧНОЙ СПОСОБНОСТИ

В статье разработаны исходные контуры зубьев неэвольвентных цилиндрических зубчатых передач с улучшенными показателями нагрузочной способности, разработана математическая модель сравнительной оценки зубчатых передач по критериям нагрузочной способности таким, как потери мощности в зацеплении, толщина масляного слоя между рабочими поверхностями зубьев, заедания, удельная работа сил трения, износу рабочих поверхностей зубьев, контактной прочности рабочих поверхностей. Установлено, что критерии нагрузочной способности зубчатых передач, полученных с использованием предложенных исходных контуров, существенно выше критериев нагрузочной способности эвольвентных передач.

**Ключевые слова:** энергоёмкость, исходный контур, зубчатая передача, трение, потери, зацепление.

**Актуальность задачи.** Работоспособность и экономические показатели современных машин в различных отраслях в существенной мере зависят от показателей работоспособности зубчатых приводов. Создание зубчатых передач с улучшенными показателями работоспособности обеспечивает совершенствование не только приводов, но и машин в целом, и это актуально для современного машиностроения. Одним из направлений совершенствования зубчатых приводов является разработка зубчатых передач с улучшенными показателями нагрузочной способности.

© А.А. Муховатый, 2014

**Анализ литературы.** Энергоемкость зубчатых передач зависит от сил трения в зацеплении [1], которые определяются в основном геометрическими параметрами исходного контура, применяемого для профилирования зубьев зубчатых колес. В последние годы проводятся интенсивные исследования по созданию неэвольвентных зубчатых передач с высокой нагрузочной способностью [1..6], [7].

Однако в этих работах отсутствуют конструкции исходных контуров и данные по оценке критериев работоспособности зубчатых передач, зубья которых спрофилированы с использованием полученных в указанных работах результатов.

**Цель статьи.** Разработка исходных контуров неэвольвентных зубьев цилиндрических передач с улучшенными показателями нагрузочной способности, которые позволят понизить энергоемкость передач, а также проведен сравнительный анализ оценки критериев работоспособности такой зубчатой передачи.

### Материалы и результаты исследований.

**1 Исходные контуры.** Согласно [7] угол профиля исходного контура, представленного на рисунке 1, обеспечивающего снижение силы трения в зацеплении колес, определяется равенством

$$\zeta = \zeta_0 \left( \frac{f_1}{f_{10}} \right)^\lambda; \quad \lambda = 1 - \bar{f}^{1,67}, \quad (1)$$

где  $\zeta = \sin \alpha$  ( $\alpha$  – текущий угол профиля исходного контура);  $\zeta_0 = \sin \alpha_{10}$  ( $\alpha_{10}$  – угол профиля исходного контура при  $f_1 = f_{10}$ );  $\bar{f} < 1$  – коэффициент, который показывает, во сколько раз сила трения в зацеплении зубьев колес с исходным контуром, полученным с использованием (1), меньше силы трения в зацеплении эвольвентной передачи ( $\bar{f}$  принята постоянной

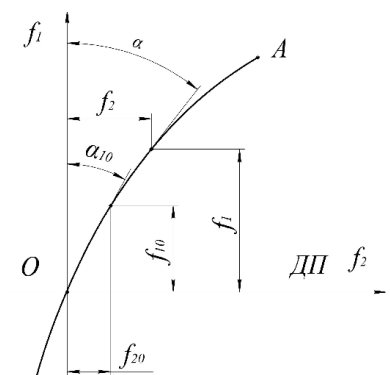


Рисунок 1 – Схема исходного контура (ДП – делительная прямая)

ной в пределах поля зацепления).

Равенство (1) является решением дифференциального уравнения [7]

$$\zeta' = \frac{(1 - \bar{f}^{1,67}) \zeta}{f_1}. \quad (2)$$

Из (1) получаем

$$\bar{f} = \left[ - \frac{\ln \left( \frac{\zeta}{\zeta_0} \cdot \frac{f_{10}}{f_1} \right)}{\ln \frac{f_1}{f_{10}}} \right]^{0,6}. \quad (3)$$

Из равенства (3) следует, что значение  $\bar{f}$  зависит от начальных данных  $f_{10}$  и  $\zeta_0$ , а также значений  $\zeta$  и  $f_1$ . Как правило, значения  $f_1$  лежат в пределах  $f_{10} \leq f_1 \leq 1$  ( $f_1$  – в долях модуля зацепления), а наибольшее значение  $\alpha$  может быть ограничено величинами  $26^\circ \leq \alpha_{\max} \leq 34^\circ$  (из условия обеспечения достаточного коэффициента перекрытия  $\epsilon_a \geq 1,2$  и толщины зубьев колес на вершинах  $S_a \geq 0,2 \dots 0,4$ ).

Значения  $f_{10}$  можно принять равными  $f_{10} = 0,025 \dots 0,1$ , а  $\alpha_{10} = 5^\circ \dots 25^\circ$ .

При таких исходных данных  $\bar{f}$  ограничено величинами, определяемыми по графикам на рисунке 2, построенными с использованием равенства (3).

Из анализов рисунка 2 следует, что на значение  $\bar{f}$  наибольшее влияние оказывают  $\alpha_{10}$  и  $f_{10}$ . При изменении этих величин в указанных пределах  $\bar{f}$  может изменяться от  $\bar{f} \approx 0,6$  до  $\bar{f} \approx 0,95$ . Следовательно, с использованием (1) можно синтезировать исходные контуры, обеспечивающие снижение сил трения в зацеплении в 1,05...1,5 раза в сравнении с эвольвентными передачами ( $\bar{f} \approx 0,95$  и  $\bar{f} \approx 0,6$ ).

Методика определения геометрических параметров исходного контура изложена в работе [7]. Применим эту методику для определения геометрических параметров

исходного контура при следующих исходных данных:  $\alpha_{\max} = 32^\circ$ ;  $\alpha_{10} = 15^\circ$ ;  $f_{10} = 0,05$ ;  $f_{1\max} = 1$ . По графикам определяем соответствующие значения  $\bar{f}$ . Они равны: при  $\alpha_{10} = 10^\circ$  –  $\bar{f} \approx 0,75$ ; при  $\alpha_{10} = 15^\circ$  –  $\bar{f} \approx 0,85$ ; при  $\alpha_{10} = 20^\circ$  –  $\bar{f} \approx 0,91$ . Используя равенства (1) и (2) и рекомендации [7], получим уравнения кривых, которыми очерчены профили исходных контуров на рисунке 3 в пределах  $f_{10} \leq f_1 \leq 1$  (принято  $h_a^* = 1$  при модуле  $m = 1$  мм):

$$\begin{aligned} f_{2c} = & 1,1076 f_1^8 - 5,2540 f_1^7 + 10,4130 f_1^6 - 11,2280 f_1^5 + 7,2390 f_1^4 - 2,9640 f_1^3 + \\ & + 1,0356 f_1^2 + 0,0962 f_1 \quad (\text{при } \alpha_{10} = 10^\circ, \bar{f} \approx 0,79, \alpha_{\max} = 33^\circ); \\ f_{2c} = & 1,3493 f_1^8 - 6,3860 f_1^7 + 12,6170 f_1^6 - 13,5330 f_1^5 + 8,6420 f_1^4 - 3,4707 f_1^3 + \\ & + 1,0805 f_1^2 + 0,18187 f_1 \quad (\text{при } \alpha_{10} = 15^\circ, \bar{f} \approx 0,85, \alpha_{\max} = 31,93116^\circ); \\ f_{2c} = & 1,3400 f_1^8 - 6,3350 f_1^7 + 12,4920 f_1^6 - 13,3600 f_1^5 + 8,4840 f_1^4 - 3,3672 f_1^3 + \\ & + 0,98510 f_1^2 + 0,28667 f_1 \quad (\text{при } \alpha_{10} = 20^\circ, \bar{f} \approx 0,91, \alpha_{\max} = 31,99385^\circ). \end{aligned} \quad (4)$$

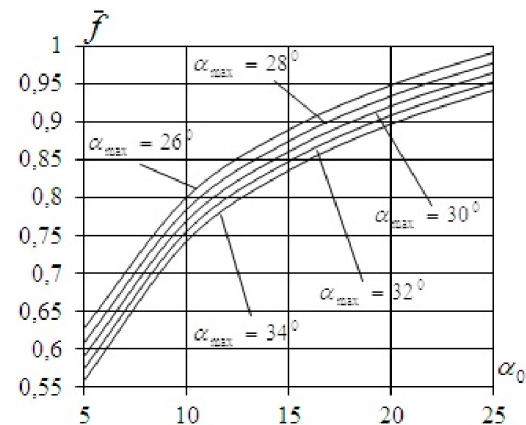


Рисунок 2 – Значения  $\bar{f}$  при  $f_{1\max} = 1, f_{10} = 0,05$  (в долях модуля)

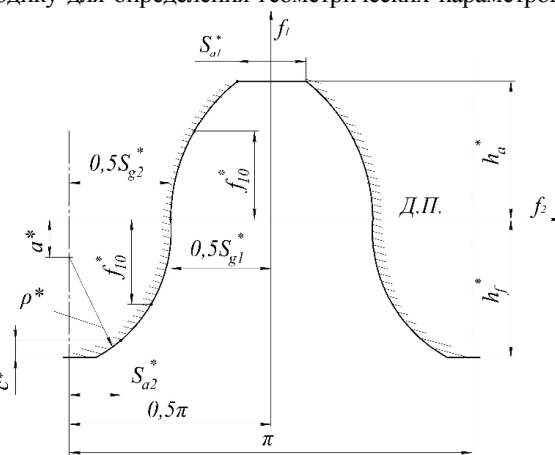


Рисунок 3 – Исходный контур ( $m = 1$  мм, ДП – делительная прямая)

Углы " $\alpha$ " исходных контуров определяются из равенства

$$\operatorname{tg} \alpha = f'_{2c},$$

где  $f'_{2c}$  — первая производная  $f_{2c}$  по  $f_1$ .

В соответствии с рекомендациями [8] утонение зубьев для обеспечения бокового зазора в зацеплении колес принято равным  $j_{\Sigma}=0,225m$ . Эта величина требует в дальнейшем уточнения на базе экспериментальных данных.

Профили исходных контуров на участках  $-f_{10}^* \leq f_1 \leq f_{10}^*$  можно очерчивать окружностями [7] или кривыми с уравнениями (4).

Предлагаемый исходный контур с параметрами в таблице 1 имеет участки профиля при  $-f_1^* \leq f_1 \leq f_1^*$ , очерченные прямыми линиями с углом профиля равным  $15^\circ$ .

Таблица 1 – Геометрические параметры исходных контуров (размеры в долях модуля)

$\alpha$ , град	$h_a^*$	$h_f^*$	$c^*$	$\rho^*$	$\gamma_{\Sigma}^*$	$S_{g1}^*$	$S_{g2}^*$	$S_{a1}^*$	$S_{a2}^*$	$a^*$
15	1	1,17462	0,17462	0,37066	0,0225	1,5483	1,5933	0,58415	0,62915	0,80396

Примечание: утонение зубьев колес для обеспечения бокового зазора в зацеплении.

## 2 Сравнительная оценка критериев нагрузочной способности зубчатой передачи.

Рассмотрим для примера зубчатую передачу с параметрами:

- радиус начального цилиндра шестерни  $R_1=10\text{мм}$ ;
- радиус начального цилиндра колеса  $R_2=10\text{мм}$ ;
- исходный контур неэвольвентной передачи с  $\alpha_{10}=15^\circ$  параметры представлены в таблице 1;
- исходный контур эвольвентной передачи с  $\alpha_s=20^\circ$ ;
- $E_{np}=2,1 \cdot 10^5 \text{Н/мм}^2$ ;  $HB=2500 \text{Н/мм}^2$ ;
- $R_a=3,2 \cdot 10^{-4} \text{мм}$ .

С использованием приведенной выше математической модели оценки критериев нагрузочной способности зубчатых передач получены результаты, представленные в таблице 2.

Из анализа данных таблицы 2 и графиков на рисунке 4 следует, что по всему полю зацепления  $0,05 \leq f_1 \leq 1$  и  $-1 \leq f_1 \leq -0,5$  значения критериев нагрузочной способности зубчатой передачи с зубьями, спрофилированными с применением предложенного исходного контура, значительно выше в сравнении с эвольвентной зубчатой передачей. Действительно, согласно данным таблицы 2 эти критерии имеют значения:

- критерий потерь мощности в зацеплении составляет 0,3...0,89 от критерия потерь в эвольвентном зацеплении;
- критерий толщины масляного слоя между рабочими поверхностями в 1,1...4,3 раза больше, чем в эвольвентном зацеплении;
- критерий заедания составляет 0,3...0,72 от критерия заедания эвольвентной передачи;
- критерий удельной работы сил трения составляет 0,03...0,74 от удельных работ сил трения эвольвентной передачи;
- критерий износа зубьев составляет 0,014...0,88 от критерия износа зубьев эвольвентной передачи;
- критерий контактной прочности зубьев в 1,3...11,0 раз больше, чем критерий контактной прочности эвольвентной передачи.

Таблица 2 – Относительные значения критериев нагрузочной способности

$f_1$	$\Delta P$	$\bar{h}_{mc}$	$\bar{K}_s$	$\bar{d}A_1$	$\bar{d}A_2$	$\bar{h}_{u1}$	$\bar{h}_{u2}$	$\bar{\theta}$
1,0	0,5389	2,0319	0,3569	0,42395	0,2442	0,3535	0,2036	2,0071
0,9	0,5586	1,9591	0,3778	0,43783	0,2689	0,3693	0,2268	1,9259
0,8	0,5619	2,0036	0,3731	0,42431	0,2749	0,3498	0,2267	2,0035
0,7	0,5839	1,936	0,3949	0,43857	0,303	0,3636	0,2513	1,9421
0,6	0,6085	1,8649	0,4198	0,45567	0,3356	0,3799	0,2797	1,8798
0,5	0,6259	1,8496	0,4319	0,45986	0,3592	0,3781	0,2953	1,8989
0,4	0,649	1,8258	0,4489	0,46953	0,3893	0,3792	0,3145	1,9224
0,3	0,6978	1,7086	0,5001	0,51436	0,4551	0,4164	0,3685	1,8355
0,2	0,7737	1,541	0,5877	0,59794	0,5634	0,4888	0,4606	1,6948
0,1	0,8942	1,3702	0,7244	0,7443	0,7394	0,5973	0,5934	1,5985
0,05	1,0975	1,0936	1,0198	1,0759	1,0962	0,8936	0,9104	1,3129
-0,05	1,0975	1,0936	1,0198	1,0759	1,0962	0,8936	0,9104	1,3129
-0,1	0,8917	1,3792	0,7193	0,7394	0,7339	0,5918	0,5873	1,6122
-0,2	0,7497	1,6396	0,547	0,5605	0,5205	0,444	0,4123	1,8378
-0,3	0,6512	1,9533	0,4276	0,4491	0,3803	0,3393	0,2873	2,1906
-0,4	0,5796	2,2646	0,3479	0,3798	0,2876	0,2739	0,2074	2,5664
-0,5	0,5331	2,4975	0,3014	0,3449	0,2304	0,2415	0,1613	2,8638
-0,6	0,4908	2,7678	0,2598	0,3153	0,1814	0,212	0,122	3,2696
-0,7	0,44	3,2214	0,2104	0,2757	0,1313	0,1722	0,082	4,0483
-0,8	0,3891	3,817	0,1655	0,2387	0,0895	0,1363	0,0511	5,2469
-0,9	0,3486	4,3599	0,1342	0,2177	0,0603	0,1146	0,0317	6,7274
-1,0	0,2865	5,6837	0,0905	0,1753	0,0304	0,0777	0,0135	11,022

### Выводы:

1. Разработан исходный контур неэвольвентной зубчатой передачи с улучшенными показателями работоспособности в зацеплении.

2. Проведен сравнительный анализ критериев нагрузочной способности и установлено, что предлагаемые исходные контуры обеспечивают более высокие значения критериев нагрузочной способности зубчатых передач в сравнении с эвольвентными передачами.

3. Дальнейшее развитие данного направления исследования заключается в оптимизации геометрических параметров исходных контуров и проведении экспериментальных работ.

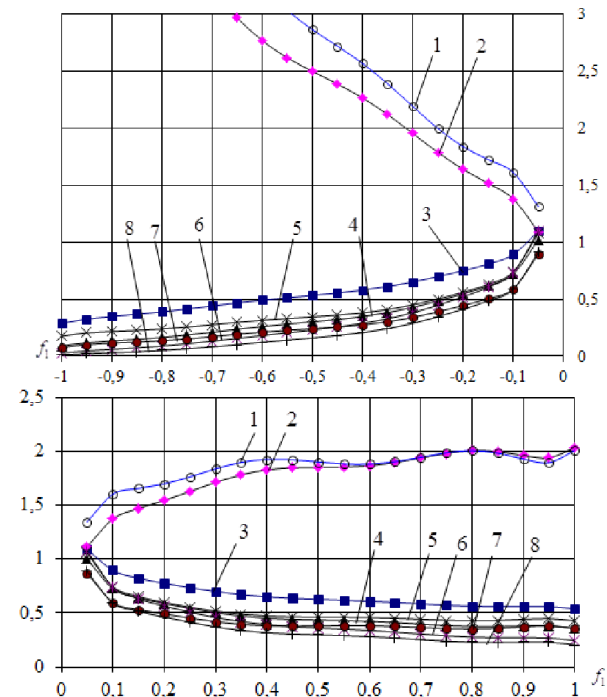


Рисунок 4 – Графики изменения критериев нагрузочной способности по полю зацепления при  $\alpha_{10}=15^\circ$ ,  $-1 \leq f_1 \leq -0,5$  и  $0,05 \leq f_1 \leq 1$ : 1 –  $\bar{h}_{mc}$ ; 2 –  $\bar{\theta}$ ; 3 –  $\Delta P$ ; 4 –  $\bar{K}_s$ ; 5 –  $\bar{d}A_1$ ; 6 –  $\bar{d}A_2$ ; 7 –  $\bar{h}_{u1}$ ; 8 –  $\bar{h}_{u2}$

**Список литературы:** 1. Шиилов В.П., Носко П.Л., Филь П.В. Теоретические основы синтеза передач зацеплением: Моногр. – Луганськ: вид-во СЛУ ім. В.Далія, 2006. – 408с. – ISBN 966-590-480-9. 2. Шабанов И.Р. О зубчатой передаче с конхoidalной линией зацепления Надежность и качество зубчатых передач. – НИИ ИНФОРМТЯЖМАШ. 18-67-106, 1967. – С.1-8. 3. Аникин Ю.В. Синусоидальное зацепление – Воронеж: изд-во ВГУ, 1975. – 56с. 4. Боишански М., Токоли П., Ваня Ф., Кожух И. Возможность использования незвольного зацепления в коробках передач сельскохозяйственных машин // Вісник НТУ "ХПІ" – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №29. – С.21-30. – ISSN 2079-0791. 5. Шиилов В.П., Носко П.Л., Муховатый А.А. Высоконагруженные зубчатые передачи // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2011. – №28. – С.180-186. – ISSN 2079-0791. 6. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Исследование коэффициента перекрытия эвольютных передач // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ". – 2011. – №29. – С.154-165. ISSN 2079-0791. 7. Шиилов В.П., Бурко В.В., Ревакина О.А., Муховатый А.А. Синтез зубчатых передач с пониженной энергоемкостью // Вісник Східноукраїнського нац. ун-ту ім. В.Далія. – 2012. – №13(184). – Ч.1. – С.117-123. – ISSN 1998-7927. 8. Федякин Р.В., Чесноков В.А. К выбору оптимальных параметров исходных контуров для передач с зацеплением Новикова / Сборник статей "Зубчатые передачи с зацеплением Новикова". – М.: Издание ВВИА им. проф. Н.Е. Жуковского, 1962. – С.164-184. 9. Кудрявцев В.Н. Детали машин: учебник. – Л.: Машиностроение, 1980. – 464с. 10. Трение. Изнашивание и смазка. Справочник. В 2-х кн. Кн. 1,2 / Под ред. И.В. Крагельского, В.В. Алипина. – М.: Машиностроение, 1978. – 400с., 1979. – 358с. 11. Шиилов В.П. Критерии оценки работоспособности передач зацеплением / Шиилов В.П., Панкратов Д.А., Муховатый А.А. // Вісник НТУ "ХПІ". – Харків: НТУ "ХПІ", 2001. – №12. – С.33-40. – ISBN 593-226-8.

Поступила (received) 04.03.2014

УДК 621.9.04

**В.А. НАСТАСЕНКО**, к.т.н., профессор каф. ЭСЭУ и ОП ХДМА, Херсон;  
**А.И. ПОДЗОЛКОВ**, магистр ХНТУ, Херсон

## ПОВЫШЕНИЕ ТЕХНОЛОГИЧНОСТИ ИЗГОТОВЛЕНИЯ МНОГОЗАХОДНЫХ ГИПЕРБОЛОИДНЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ИНСТРУМЕНТОВ

Работа относится к сфере технологии производства червячных зуборезных инструментов, в частности – гиперболоидных фрез, шеверов и шлифовальных кругов. Предложены наиболее простые технологические процессы для производства гиперболоидных червяков и проведен их анализ. Показана предпочтительность применения сборных конструкций фрез с цельными твердосплавными вставными рейками при модуле до 3мм, а при модуле до 8мм – закрепленных винтами на рейках твердосплавных пластин, повышающих технологичность их изготовления и эксплуатации.

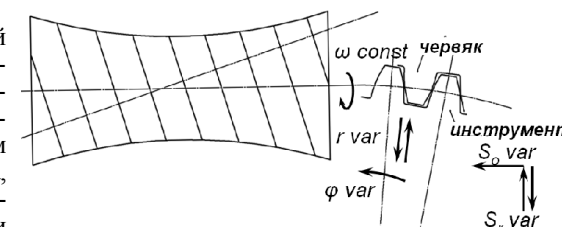
**Ключевые слова:** червяк, фреза, зубообработка, гиперболоид.

**Введение, связь работы с основными направлениями исследований.** Работа относится к областям машиностроения и инструментального производства, в частности – к производству червячных инструментов для обработки зубчатых колес. Основой для выполнения данной работы является потребность совершенствования инструментов для зубообработки, к которым относятся червячные фрезы, шеверы и шлифовальные круги.

Потребности поиска новых технических решений в области червячных зуборезных инструментов обусловлены тем, что они относятся к давно изучаемым объектам, поэтому традиционные пути их совершенствования во многом исчерпаны, а сферы их возможного применения сокращаются и заменяются более эффективными инструментами, в частности – протяжками [1] и резцами для зуботочения [2]. Основные пути усовершенствования червячных зуборезных инструментов связаны с повышением их точности, износостойкости и производительности, за счет оптимизации конструктивных и геометрических параметров, улучшения инструментальных материалов и нанесения на

них износостойких покрытий, при этом сложность производства и эксплуатации таких инструментов, как правило, повышается. Устранение указанных недостатков является *главной целью выполняемой работы*.

**Анализ состояния проблемы и постановка задачи.** В работах [3-7] показано, что наиболее перспективный путь повышения производительности и точности червячных зуборезных инструментов связан с переходом от цилиндрических конструкций к многозаходным ( $i > 4$ ) и многозубым ( $z \geq 60$ ) гиперболоидным, созданным на базе однополостного гиперболоида. Однако технология их изготовления существенно усложняется, поскольку в рамках традиционной осевой обработки [8], схема которой показана на рисунке 1, необходима реализация 1-го равномерного вращения и сложения 4-х движущей переменной величины, связанных с движением центра кривизны гиперболы: 1) продольной подачи  $s_o \text{ var}$ , 2) поперечной подачи  $s_r \text{ var}$ , 3) величины вылета  $r \text{ var}$ , 4) величины угла  $\varphi \text{ var}$  разворота инструмента в осевой плоскости.



При многопроходной обработке к этим 4-м движениям добавляются: дискретная подача на глубину резания на 1 проход, с движением отвода и подвода инструмента, а при многозаходной – дискретный поворот заготовки червяка на новый заход. При обработке витков фрезами или шлифовальными кругами – добавляется их вращение, как главное движение резания.

Рисунок 1 – Схема формирования однополостного гиперболоидного червяка при осевой обработке

Обработка гиперболоидных винтовых поверхностей по такому варианту требует:

- а) точной настройки канавочного резца на размер начального диаметра червяка с разворотом резца в направлении по нормали к крайней точке гиперболы и установки его на исходный угол разворота по нормали к ней в этой точке, с исходной величиной вылета, равной радиусу кривизны гиперболы в этой точке и по 2-м координатам текущего центра ее кривизны;
- б) сложных видов движений для обработки – равномерного вращения червяка и согласованных с ним и шагом его витков в осевом сечении (из расчета смещения на 1 шаг витка за 1 оборот червяка), неравномерных изменений угла поворота и величины текущего вылета резца, зависящих от параметров кривизны гиперболы;
- в) выполнения 2-х неравномерных подач суппорта – продольной и радиальной, формирующих траекторию движения точки текущего центра кривизны гиперболы.

Выполнение всех этих групп движений возможно на кинематически сложных станках, или на станках с ЧПУ, программируемым по 8 движениям, или при применении кинематических приспособлений, еще более сложных, чем для обработки глобоидных червяков.

Данной технологией ограничивается лишь производство гиперболоидных червячных шлифовальных кругов, для цельных фрез – к ним прибавляются операции формирования винтовых стружечных канавок, затывания и заточки зубьев, а для шеверов – выполнения стружечных канавок на боковых сторонах витков, что существенно повышает сложность и стоимость таких инструментов.

Другим недостатком обработки гиперболоидных инструментов в осевой плоскости – является несовпадение профиля их витков, режущих зубьев и профиля инструмента 2-го порядка для их обработки, как между собой, так и с профилем исходной зубчатой рейки, что усложняет контроль профиля самого