

УДК 621.833

*П. Н. Громыко, С. Н. Хатетовский, В. Л. Юркова*

## ИСПОЛЬЗОВАНИЕ УДЛИНЕННОЙ ЭПИЦИКЛОИДЫ ДЛЯ ФОРМООБРАЗОВАНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ПЕРЕДАЧ ЭКСЦЕНТРИКОВОГО ТИПА

UDC 621.833

*P. N. Gromyko, S. N. Khatetovsky, V. L. Yurkova*

## USE OF AN ELONGATED EPICYCLOIDE FOR FORMING GEAR SURFACES OF EXCENTRIC GEARS

### Аннотация

Обоснована целесообразность применения удлиненной эпициклоиды для формообразования зубчатых поверхностей передач эксцентрикового типа. Приведена схема для определения соотношений геометрических параметров звеньев в передаче эксцентрикового типа. Получена зависимость для определения механических потерь в зацеплении для структурной схемы рассматриваемого варианта передачи. Разработана компьютерная модель и проведены ее исследования.

### Ключевые слова:

прецессионная передача, передача эксцентрикового типа, прецессионный мотор-редуктор, механические потери, укороченная эпициклоида, удлиненная эпициклоида.

### Abstract

The article presents the rationale for the use of an elongated epicycloid for forming gear surfaces of eccentric gears. A scheme is given to determine ratios of geometric parameters of the links in the transmission of the eccentric type. A dependence has been obtained for determining mechanical losses in the gearing for the block diagram of the transmission variant under consideration. A computer model has been developed and researched.

### Keywords:

precessional gear, eccentric type transmission, precession motor-reducer, mechanical losses, shortened epicycloid, elongated epicycloid.

### Введение

Среди всех видов механических передач наибольшее распространение в приводных механизмах различного назначения получила механическая передача с эвольвентным зацеплением зубчатых колес.

Применение в механических передачах колес с эвольвентными профилями зубьев позволило обеспечить им низкую чувствительность выходных показателей к погрешностям изготовления и сборки, а также к упругим перемеще-

ниям звеньев по сравнению с зубчатыми передачами, использующими другие формы зубчатых профилей.

Это и предопределило широкое распространение эвольвентной зубчатой передачи в различных приводных устройствах, хотя по массогабаритным показателям, а также по возможности трансформировать вращения с большими значениями коэффициента редуцирования на одной ступени данные передачи уступают другому типу механических передач – передачам эксцентрикового типа [1, 2].



Серийное производство планетарных передач эксцентрикового типа налажено известными мировыми фирмами на основе использования в зацеплении зубьев с циклоидальными профилями контактирующих поверхностей. Однако высокая отпускная цена на указанные передачи, обусловленная необходимостью для их изготовления применением специальных материалов, видов термомеханической обработки, оборудования и инструмента, ограничивает, а иногда делает и невозможным, их применение в приводах различных машин и механизмов.

Поэтому актуальной является задача совершенствования передач эксцентрикового типа в направлении снижения себестоимости их изготовления.

Анализ контактного взаимодействия зубьев в зацеплении планетарных передач эксцентрикового типа позволил установить, что при небольшом отклонении реальной геометрии зацепления от теоретически рассчитанной происходит резкое ухудшение их эксплуатационных показателей [3]. Причем, как показали экспериментальные исследования, вышеуказанные отклонения могут быть вызваны погрешностями изготовления и сборки звеньев, а также их упругими перемещениями и износом контактирующих поверхностей при работе эксцентриковой передачи под нагрузкой.

Минимизация погрешностей изготовления и упругих перемещений звеньев стандартными способами, т. е. за счет повышения массогабаритных размеров эксцентриковой передачи и использования специальных технологий упрочнения и термомеханической обработки, приводит к значительному росту себестоимости их изготовления.

Другой путь снижения себестоимости изготовления и сборки передачи эксцентрикового типа при сохранении на необходимом для ее нормальной работы уровне служебных свойств возмо-

жен за счет применения в ее зацеплении специальных профилей контактирующих зубьев.

Далее приведено обоснование целесообразности применения удлиненной эпициклоиды для формообразования зубчатых поверхностей передач эксцентрикового типа.

***Оценка механических потерь в зацеплении эксцентриковой передачи с зубьями сателлита, формованными эпициклоидальными кривыми***

Наиболее известным вариантом эксцентриковой передачи, серийное производство которого освоено ведущими мировыми фирмами, является планетарная эксцентриковая передача типа К-Н-V.

На рис. 1 показана структурная схема передачи эксцентрикового типа, в которой ролики закреплены в неподвижном центральном колесе 2. Вращение от кривошипного вала 1 трансформируется в плоскопараллельное движение сателлита 3 благодаря взаимодействию зубчатой поверхности сателлита 3 с неподвижными роликами центрального колеса 2. Механизм параллелограмма 4 позволяет передать вращательную составляющую плоскопараллельного движения сателлита 3 на выходное звено 5.

В зацеплении планетарных передач эксцентрикового типа применяются зубья сателлита с участками поверхностей, формованными по укороченной, обыкновенной и удлиненной эпициклоидам.

Однако возможны варианты эксцентриковой передачи с участками поверхности зуба сателлита, изготовленными только по укороченным или только по удлиненным эпициклоидам. Это достигается при формообразовании зубьев сателлита путем увеличения или уменьшения эксцентриситета кривоши-



па  $e$  при сохранении таких параметров зацепления, как радиус расположения роликов центрального колеса  $R$ , число

роликов  $z$ , определяющее передаточное отношение (рис. 2).

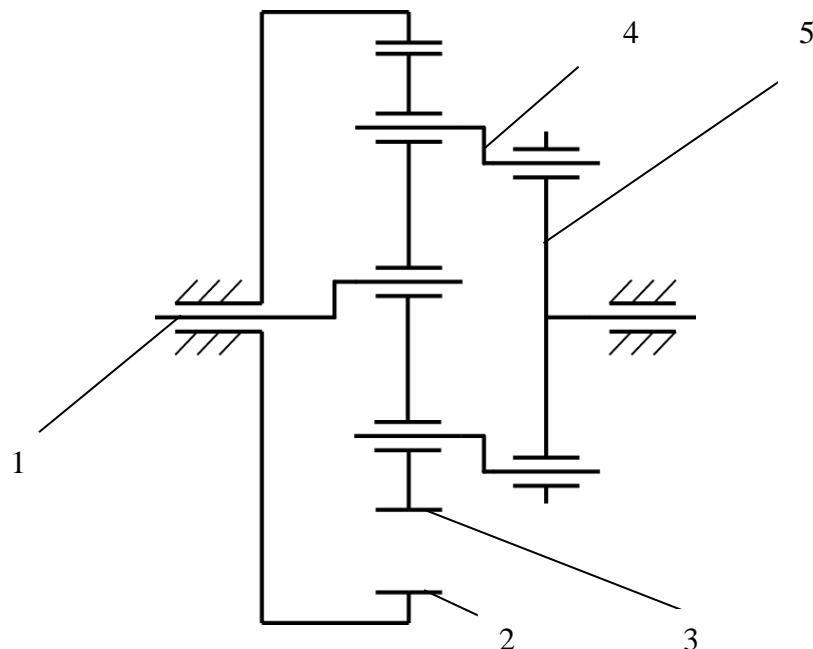


Рис. 1. Структурная схема планетарной эксцентриковой передачи типа К-Н-V: 1 – кривошипный вал; 2 – центральное колесо; 3 – сателлит; 4 – механизм параллелограмма; 5 – выходное звено

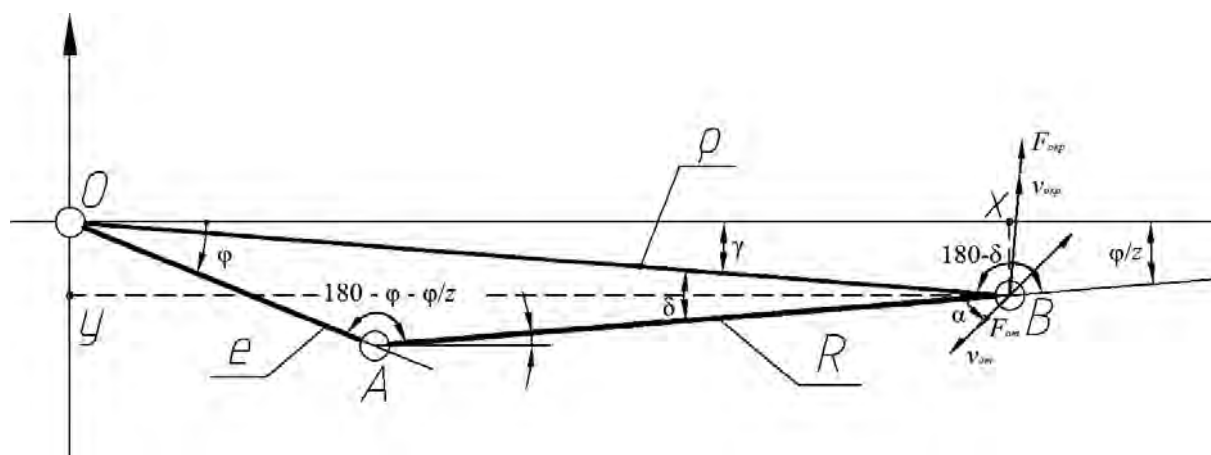


Рис. 2. Схема для определения соотношений геометрических параметров звеньев в передаче эксцентрикового типа

Одним из основных критериев выбора формы поверхности зуба являются механические потери в зацеплении эксцентриковой передачи. Поэтому вопрос установления влияния формы зубьев сателлита на значения механических

потерь в зацеплении эксцентриковой передачи наиболее важен.

Механические потери в зацеплении оцениваются из соотношения затраченной и полезной мощностей, которые, в свою очередь, определяются по



значениям сил и скоростей в контакте взаимодействующих звеньев:

$$\xi = \frac{N_{затр.}}{N_{полез.}} = \frac{F_{тр} V_{от}}{F_{окр} V_{окр}}. \quad (1)$$

На основе формулы (1), а также используя геометрические соотношения параметров звеньев эксцентриковой передачи, полученные согласно рис. 2, были определены следующие формулы для оценки механических потерь в зацеплении эксцентриковой передачи:

$$\xi = \left( \frac{z \cdot f \cdot \sqrt{e^2 + (R^2/z^2)} - 2 \cdot (R/z) \cdot e \cdot \cos(\varphi + (\varphi/z))}{\rho \cdot \cos(\delta + (\alpha - \varphi/z))} \right); \quad (2)$$

$$\rho = \sqrt{e^2 + R^2 - 2 \cdot R \cdot e \cdot \cos(\varphi + (\varphi/z))}; \quad (3)$$

$$\delta = \arcsin \left( \frac{e \cdot \sin(\varphi + (\varphi/z))}{\rho} \right); \quad (4)$$

$$\alpha = \arccos \left( \frac{(e \cdot \sin \varphi - (R/z) \sin(\varphi/z))}{\sqrt{e^2 + (R^2/z^2)} - 2 \cdot (R/z) \cdot e \cdot \cos(\varphi + (\varphi/z))} \right), \quad (5)$$

где  $\xi$  – коэффициент механических потерь в зацеплении;  $z$  – число зубьев сателлита;  $\varphi$  – угол поворота входного кривошипа;  $R$  – радиус точки сателлита, образующей циклоиду;  $f$  – коэффициент трения;  $e$  – величина эксцентриситета.

На рис. 3 представлены графические зависимости значений механических потерь  $\xi$  в зацеплении эксцентриковой передачи от угла поворота кривошипа  $\varphi$  в случае использования при формообразовании поверхностей сателлита различных видов эпициклоиды.

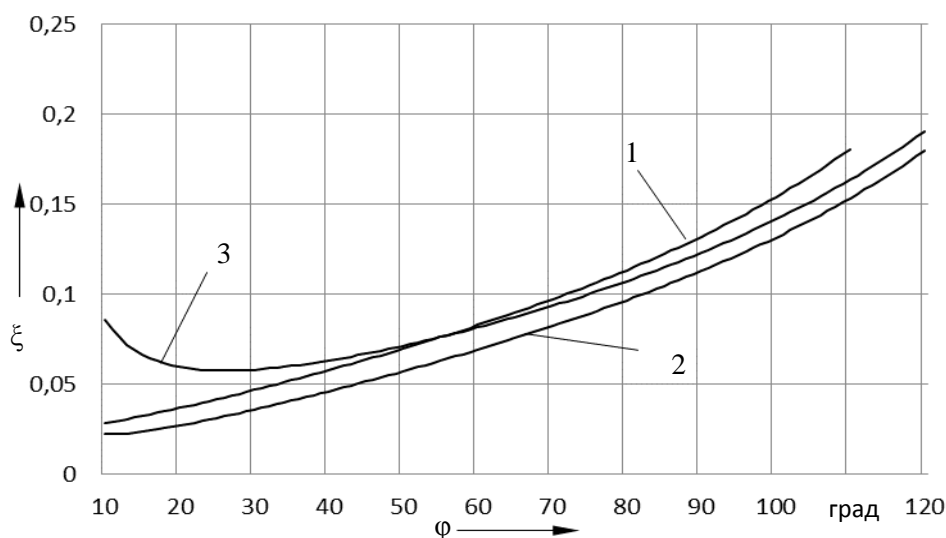


Рис. 3. Зависимости значений механических потерь  $\xi$  в зацеплении эксцентриковой передачи от угла поворота кривошипа: 1 – при формообразовании поверхностей зубьев сателлита по укороченной эпициклоиде; 2 – при формообразовании поверхностей зубьев сателлита по обыкновенной эпициклоиде; 3 – при формообразовании поверхностей зубьев сателлита по удлиненной эпициклоиде



Как видно из графиков, изображенных на рис. 3, значения механических потерь в зацеплении эксцентриковой передачи при формообразовании поверхностей зубьев сателлита различными видами эпициклоиды незначительно отличаются друг от друга. Следовательно, такой критерий, как механические потери, не является определяющим при выборе вида эпициклоиды при формообразовании зубьев сателлита эксцентриковой передачи в случае, когда погрешности изготовления и упругие перемещения звеньев в эксцентриковой передаче равны нулю.

Учитывая то, что получение аналитических зависимостей для оценки влияния формы профилей зубьев сателлита на основные эксплуатационные показатели эксцентриковой передачи при наличии погрешностей изготовления и упругих деформаций звеньев яв-

ляется сложной задачей, далее приведены результаты компьютерного моделирования в среде САПР Siemens NX.

**Сравнительные компьютерные исследования эксцентриковых передач по оценке КПД и плавности вращения выходного вала при наличии погрешностей изготовления и упругих деформаций звеньев**

Основными выходными показателями механических передач, позволяющими судить об уровне их служебных свойств, являются КПД и плавность вращения выходного вала. Для проведения сравнительного анализа указанных показателей эксцентриковой передачи с зубьями, выполненными по укороченной (рис. 4, а) и удлиненной (рис. 4, б) эпициклоидам, были разработаны их компьютерные модели.

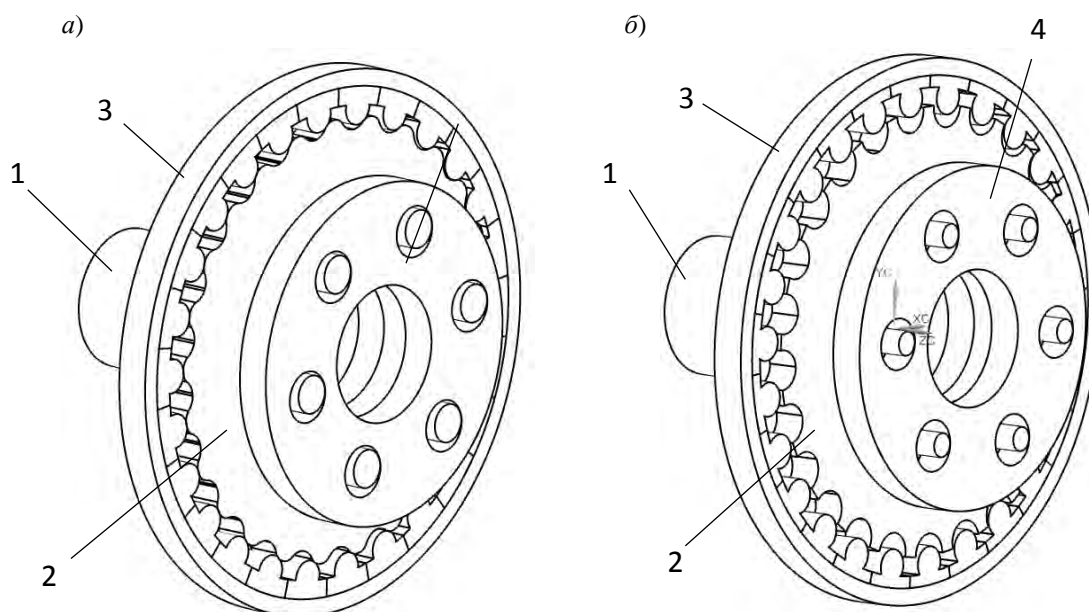


Рис. 4. Компьютерные модели эксцентриковой передачи: а – с зубьями сателлита, выполненными по укороченной эпициклоиде; б – с зубьями сателлита, выполненными по удлиненной эпициклоиде; 1 – входной вал; 2 – центральное колесо с роликами; 3 – сателлит; 4 – выходное звено

Исследования компьютерных моделей сравниваемых вариантов эксцентриковых передач проводились в соответствии с методиками, изложенными в [4].

Для оценки КПД и плавности вращения выходного вала эксцентриковых передач при наличии погрешностей изготовления звеньев центральное коле-





со с роликами 2 компьютерной модели было смещено относительно оси вращения входного вала 1 на величину погрешности. При этом в разработанной модели была также смоделирована упругая связь во вращательной паре эксцентриковой части входного вала 1 и сателлита 3. Это позволило создать

путем задания жесткости в указанной связи имитацию упругого перемещения звеньев передачи под нагрузкой.

Результаты компьютерных исследований компьютерных моделей эксцентриковой передачи отражены на графиках (рис. 5 и 6).

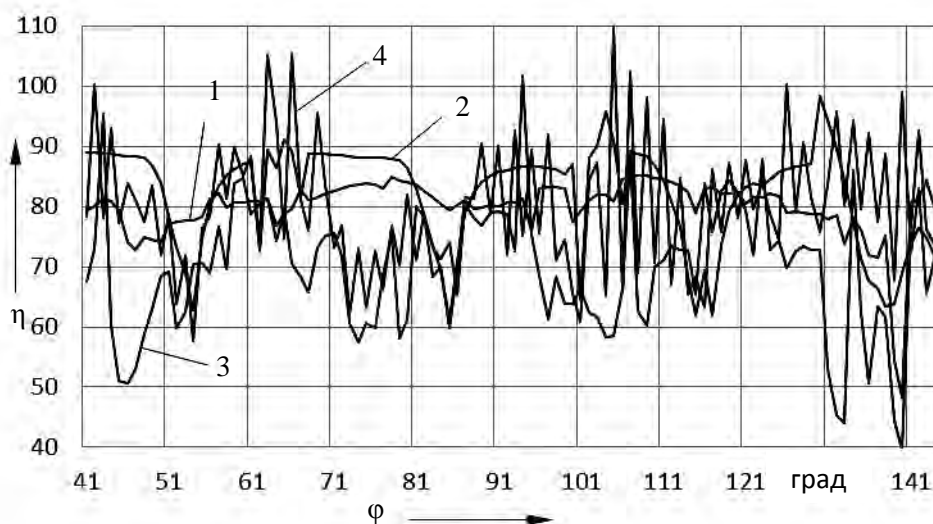


Рис. 5. Зависимость КПД зацепления эксцентриковой передачи от угла поворота входного вала: 1 – с зубьями сателлита, выполненными по укороченной эпициклоиде, при отсутствии погрешностей и упругих деформаций звеньев; 2 – с зубьями сателлита, выполненными по укороченной эпициклоиде, при наличии погрешностей и упругих деформаций звеньев; 3 – с зубьями сателлита, выполненными по удлиненной эпициклоиде, при отсутствии погрешностей и упругих деформаций звеньев; 4 – с зубьями сателлита, выполненными по удлиненной эпициклоиде, при наличии погрешностей и упругих деформаций звеньев

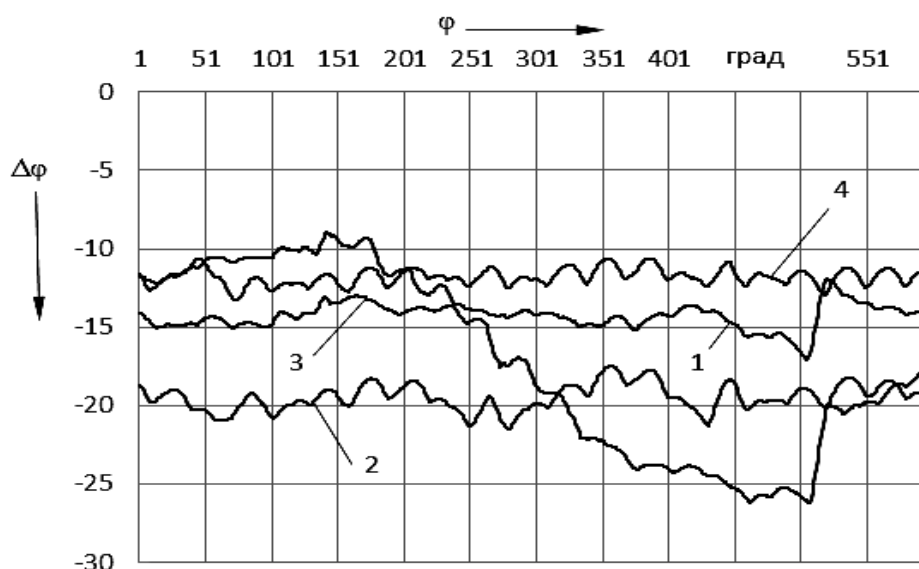


Рис. 6. Зависимость кинематической погрешности вращения выходного вала эксцентриковой передачи от угла поворота входного вала: 1 – с зубьями сателлита, выполненными по укороченной эпициклоиде, при отсутствии погрешностей и упругих деформаций звеньев; 2 – с зубьями сателлита, выполненными по укороченной эпициклоиде, при наличии погрешностей и упругих деформаций звеньев; 3 – с зубьями сателлита, выполненными по удлиненной эпициклоиде, при отсутствии погрешностей и упругих деформаций звеньев; 4 – с зубьями сателлита, выполненными по удлиненной эпициклоиде, при наличии погрешностей и упругих деформаций звеньев



Анализ графических зависимостей, изображенных на рис. 5 и 6, позволяет сделать следующие выводы:

– при отсутствии погрешностей изготовления и упругих деформаций звеньев КПД в зацеплении эксцентриковых передач с зубьями сателлита, выполненными по удлиненной эпициклоиде, незначительно выше (на 2...3 %), чем КПД передач с зубьями сателлита, выполненными по укороченной эпициклоиде. Показатель кинематической погрешности вращения выходного вала незначительно (порядка 1 угловой единицы), но также выше у передач с удлиненной эпициклоидой;

– при наличии погрешностей изготовления и упругих деформаций звеньев КПД в зацеплении эксцентриковой передачи, зубья которой выполнены по удлиненной эпициклоиде, остался на том же уровне (82 %), а КПД эксцентриковой передачи с зубьями, выполненными по укороченной эпициклоиде, снизился в среднем до 76 %. В то же время небольшое снижение кинематической погрешности вращения выходного вала при использовании удлиненной эпициклоиды при формировании зубчатой поверхности сателлита произошло даже при наличии погрешностей изготовления и упругих деформаций звеньев. При этом значение кинематической погрешности у эксцентриковых передач, использующих для формообразования укороченную эпициклоиду, возросло более чем в 3 раза.

Таким образом, основные выходные показатели эксцентриковой передачи с зубьями сателлита, выполненными по удлиненной эпициклоиде, менее чувствительны к наличию погрешностей изготовления и упругих деформа-

ций звеньев, чем эти же показатели эксцентриковой передачи с зубьями сателлита, выполненными по укороченной эпициклоиде.

### Заключение

Обосновывается целесообразность формообразования зубьев сателлита эксцентриковой передачи по удлиненной эпициклоиде. Анализ механических потерь в зацеплении эксцентриковой передачи позволил установить, что при отсутствии погрешностей изготовления и упругих деформаций звеньев форма поверхности зубьев незначительно влияет на КПД и плавность вращения выходного вала. При наличии погрешностей изготовления и упругих деформаций звеньев происходит снижение значения КПД и резкий рост значений кинематической погрешности вращения выходного вала в зацеплении эксцентриковых передач с формой зуба сателлита, выполненной по укороченной эпициклоиде. Следовательно, эксцентриковая передача с формой зуба сателлита, выполненной по удлиненной эпициклоиде, подобно преимуществам, получаемым от применения эвольвенты для традиционных зубчатых передач, имеет свойство низкой чувствительности ее основного показателя к погрешностям изготовления и упругим перемещениям звеньев. Поэтому изготовление и сборка эксцентриковой передачи с формой зубьев, выполненных по удлиненной эпициклоиде, может осуществляться по более низкой себестоимости, что позволит расширить ее применение в приводных механизмах различного назначения.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шанников, В. М. Планетарные редукторы с внецентроидным зацеплением / В. М. Шанников. – Москва : Машгиз, 1948. – 172 с.
2. Борисенко, Л. А. Малогабаритные передаточные механизмы для мехатронных устройств : [монография] / Л. А. Борисенко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2013. – 187 с. : ил.



3. **Gromyko, P. N.** Modeling of eccentric transmission operation in presence of elastic deformations of contacting links / P. N. Gromyko, S. N. Khatetovsky // Proceedings of the International Conference «Aviamechanical Engineering and Transport». – 2018. – Vol. 158. – P. 160–164.

4. Компьютерное моделирование планетарных прецессионных передач : [монография] / П. Н. Громыко [и др.] ; под общ. ред. П. Н. Громыко. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2007. – 271 с. : ил.

*Статья сдана в редакцию 20 декабря 2018 года*

**Петр Николаевич Громыко**, д-р техн. наук, проф., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: grom\_7@tut.by.

**Станислав Николаевич Хатетовский**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет.  
E-mail: mechlab@yandex.ru.

**Виктория Леонидовна Юркова**, инженер, Белорусско-Российский университет.

**Petr Nikolayevich Gromyko**, DSc (Engineering), Prof., Belarusian-Russian University. E-mail: grom\_7@tut.by.

**Stanislav Nikolayevich Khatetovsky**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University.  
E-mail: mechlab@yandex.ru.

**Viktoriya Leonidovna Yurkova**, engineer, Belarusian-Russian University.

