

УДК 621.83.06

*А. В. Капитонов, К. В. Сасковец, А. И. Касьянов*

## ПЛАНЕТАРНАЯ РАДИАЛЬНО-ПЛУНЖЕРНАЯ ПЕРЕДАЧА С УЛУЧШЕННЫМИ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫМИ ХАРАКТЕРИСТИКАМИ

UDC 621.83.06

*A. V. Kapitonov, K. V. Saskovets, A. I. Kasyanov*

## RADIAL PLUNGER PLANETARY GEARING WITH IMPROVED OPERATING CHARACTERISTICS

### Аннотация

Предложена конструкция и компьютерные модели планетарной радиально-плунжерной передачи, позволяющие повысить ее кинематическую точность и плавность работы. Приведены графики и сравнительный анализ угловых перемещений, скоростей, ускорений и кинематических погрешностей планетарной радиально-плунжерной передачи для двух профилей многопериодных дорожек. Получены улучшенные кинематические характеристики передачи с профилем беговой дорожки в виде эксцентрично смещенной окружности.

### Ключевые слова:

планетарная передача, многопериодная дорожка, кинематическая точность, кинематические характеристики, смещенная окружность.

### Abstract

The design and computer models of the radial plunger planetary gearing are presented, which increase its kinematic accuracy and smooth operation. Diagrams and a comparative analysis of angular displacements, velocities, accelerations and kinematic errors of the radial plunger planetary gearing are given for two profiles of multi-period raceways. Improved kinematic characteristics of the gearing with the raceway profile as an eccentrically displaced circumference are obtained.

### Key words:

planetary gearing, multi-period raceway, kinematic accuracy, kinematic characteristics, displaced circumference.

Планетарные радиально-плунжерные передачи с промежуточными телами качения – шарами-сателлитами имеют небольшие массогабаритные характеристики, большие передаточные отношения, малые осевые размеры, соосность валов и другие преимущества. Они используются в качестве механических передач или редукторов в приводах машин, механизмов и различного технологического оборудования. Так, например, шариковый радиально-плунжерный редуктор с передаточным отношением 4096 и размерами в милли-

метрах  $B \times H \times L = 125 \times 125 \times 210$  используется в устройстве для перемещения грузов и в приводе круговой подачи при фрезеровании кулачков. Редукторы на основе планетарной радиально-плунжерной передачи также используются в приводе станка монтажа-демонтажа автомобильных шин, в приводе перемещения технологических приспособлений, как усилители моментов к машинным тискам (патенты Республики Беларусь № 2009, 4985).

При проектировании конструкций этих передач и устройств на их основе



не решены вопросы, связанные с дисбалансом ведущего звена, не найден оптимальный профиль поверхностей, по которому должны перемещаться шары-сателлиты, точно воспроизводя закон движения. Эти конструкции в своем большинстве имеют сложную кинематику и невысокую технологичность.

С целью повышения кинематических и динамических эксплуатационных показателей исследуемых передач, таких как кинематическая точность, плавность работы, нагрузочная способность, КПД, разработаны усовершенствованные их конструкции и компьютерные модели на основе анализа патентов (BY 254, BY 1616, BY 4985, BY 5401, BY 6328) и [1–3].

На рис. 1 приведена компьютерная модель усовершенствованной конструкции планетарной передачи, представленной в [1], а на рис. 2 – схема и геометрические параметры деталей зацепления. Планетарная передача (рис. 1) состоит из ведущего вала 1, на котором закреплены эксцентрики 2 и 3, имеющие угловое смещение один относительно другого на  $180^\circ$ . На подшипниках 4 и 5, установленных на эксцентриках 2 и 3, размещены ведущие кольца 6 и 7, взаимодействующие с расположенными в отверстиях водила 9 шарами-сателлитами 8, контактирующими с многопериодной дорожкой колеса 11. Водило 9 жестко соединено с ведомым валом 10.

Планетарная передача (см. рис. 1 и 2) работает следующим образом. При вращении ведущего вала 1 ведущие кольца 6 и 7, установленные на эксцентриках 2 и 3, жестко соединенных с валом 1, воздействуют на шары-сателлиты 8, которые обкатываются по наружным цилиндрическим поверхностям ведущих колец 6 и 7, представляющих собой однопериодные дорожки 14, и внутренней цилиндрической поверхности колеса 11, представляющей собой многопериодную дорожку 15, и воздействуют на водило 9. Количество шаров-сателлитов 8 в каждом ряду на единицу

больше, чем количество периодов (волн) внутреннего цилиндрического профиля колеса 11. За один оборот ведущего вала 1 система шаров повернется совместно с водилом 9, а вместе с ними и ведомый вал 10 на один угловой шаг многопериодной дорожки колеса 15. При этом передаточное отношение планетарной передачи определяется по одной из формул:

$$i = z_2 + 1; \quad i = n, \quad (1)$$

где  $i$  – передаточное отношение планетарной радиально-плунжерной передачи;  $z_2$  – количество периодов (волн) внутреннего цилиндрического профиля колеса;  $n$  – количество шаров-сателлитов.

Центры шаров-сателлитов 8 (см. рис. 2) находятся в точках пересечения кривых 12 и 13 и при работе передачи перемещаются по этим кривым. Однопериодная кривая 13 представляет собой окружность, центр которой смещен на величину амплитуды  $A$  относительно оси вращения (точка  $O$ ).

Предлагаемая конструкция позволяет повысить кинематическую точность и плавность работы передачи уравниванием ведущего звена двумя эксцентриками и установленными на них ведущими кольцами, смещенными один относительно другого на  $180^\circ$ , а также применением одного типа кривых, образующих многопериодную и однопериодную дорожки, по которым перемещаются шары-сателлиты, воспроизводящие закон движения с высокой точностью.

В настоящее время в ряде передач подобного типа с целью повышения технологичности беговые дорожки выполнены в виде кривых простой геометрической формы, например, в виде дуг окружностей, что упрощает их изготовление, но значительно снижает кинематическую точность и нагрузочную способность передачи.



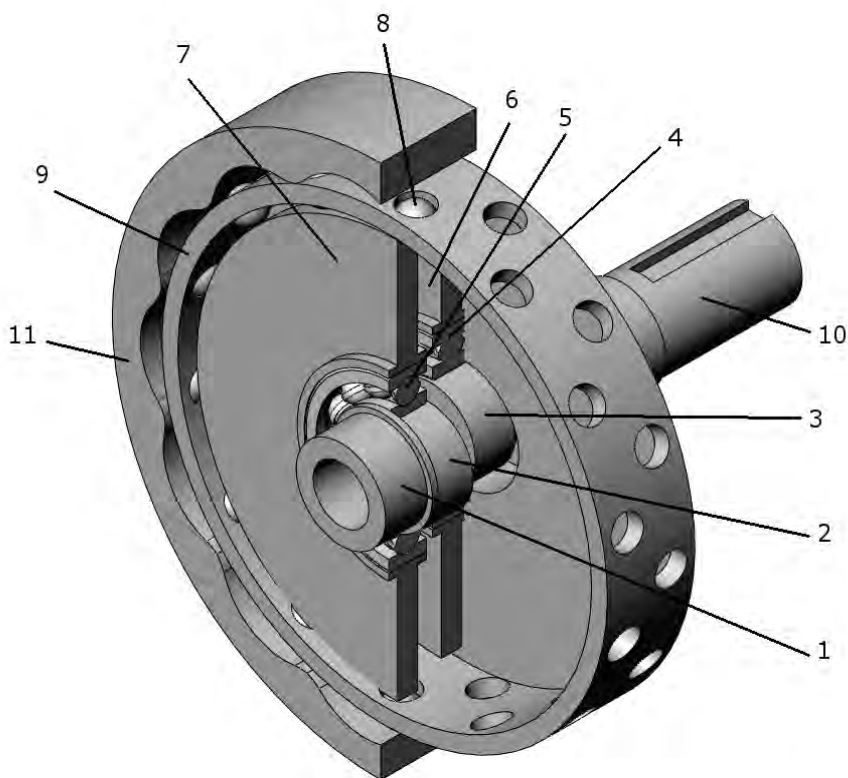


Рис. 1. Компьютерная модель планетарной передачи

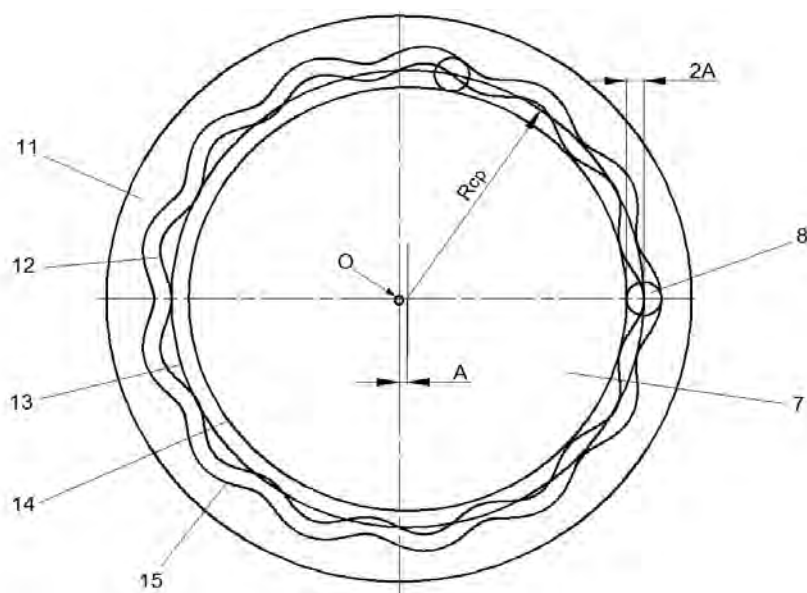


Рис. 2. Схема и геометрические параметры деталей зацепления планетарной радиально-плунжерной передачи

Предложен профиль многопериодной дорожки на внутренней цилиндрической поверхности колеса,

по которому перемещаются шаро-сателлиты. Данный профиль образован фрезой диаметром  $d$ , равным диаметру



шара-спутника, ось которой движется при формообразовании многопериодной дорожки по кривой, описанной уравнением смещенной окружности, замкнутой на плоскости,

$$\rho_2 = \sqrt{R^2 - A^2 \sin^2 z_2 \varphi} + A \cos z_2 \varphi, \quad (2)$$

где  $\rho_2$  – радиус-вектор точки многопериодной кривой, мм;  $A$  – амплитуда кривой, мм;  $R$  – радиус средней окружности, проходящей между вершинами и впадинами кривой, мм;  $z_2$  – число периодов кривой;  $\varphi$  – полярный угол, рад.

Профиль ведущей однопериодной дорожки, по которому перемещаются шары-спутники, представляет собой цилиндрическую поверхность ведущего кольца, установленного на эксцентрик, при этом центр шара-спутника перемещается по кривой, описанной уравнением смещенной окружности, замкнутой на плоскости, с одним периодом

$$\rho_1 = \sqrt{R^2 - A^2 \sin^2 \varphi} + A \cos \varphi, \quad (3)$$

где  $\rho_1$  – радиус-вектор точки однопериодной кривой.

Уравновешенность ведущего звена и применение более точной геометрии зацепления, а именно профиля внутренней цилиндрической поверхности колеса в виде многопериодной дорожки, ось которой описана уравнением смещенной окружности, и ведущего кольца, установленного с эксцентриситетом  $A$ , равным амплитуде кривой многопериодной дорожки, уменьшают динамические нагрузки и тем самым повышают кинематическую точность и плавность работы передачи. При этом в результате точной геометрии зацепления нагрузочная способность передачи увеличивается за счет большего количества шаров, передающих полезную и равномерно распределенную нагрузку.

Для проверки работоспособности и оценки кинематических характеристик планетарной радиально-плун-

жерной передачи были проведены исследования на основе разработанных ранее методик [4–6], а также с помощью компьютерного моделирования и использования программного модуля Motion SolidWorks 2016. Движение модели в SolidWorks Motion определяется решением связанных дифференциальных и алгебраических уравнений.

В модуле Motion разработаны компьютерные твердотельные 3D-модели вращения передачи с заданной угловой скоростью на входном валу и приложенным моментом на выходном звене. Первая модель – с профилем многопериодной дорожки в виде дуг окружностей, радиусы которых равны двум диаметрам шаров спутников, вторая – с профилем многопериодной дорожки, выполненным в соответствии с уравнением (2). На рис. 3 показано окно программы SolidWorks Motion с разработанной компьютерной динамической моделью планетарной радиально-плунжерной передачи и установленными настройками вращающегося двигателя на входном валу, контакта спутников с беговыми дорожками, момента на выходном звене. Были заданы следующие параметры для динамической модели: частота вращения двигателя – 100 об/мин; момент на оси сепаратора (выходного звена передачи) – 20 000 Н·мм; время вращения (равняется одному обороту выходного звена) – 8,4 с (при частоте вращения входного вала 100 об/мин и передаточном отношении передачи  $i = 14$ ).

В результате моделирования получены графики угловых перемещений, скоростей и ускорений для двух профилей многопериодных дорожек. Также были построены графики кинематических погрешностей как накопленной разности номинального и действительного углов поворота сепаратора. Эти кинематические характеристики при неравномерном вращательном движении твердого тела определяются по следующим математиче-



ским зависимостям [7, 8]:

$$\varphi = f(t); \omega = \frac{d\varphi}{dt}; \varepsilon = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\varphi}{dt^2};$$

$$\Delta\varphi = \int \omega_d dt - \int \omega_n dt, \quad (4)$$

где  $\varphi$  – угловое перемещение, рад;  
 $t$  – время, с;  $\omega$  – угловая скорость, рад/с;

$\varepsilon$  – угловое ускорение, рад/с<sup>2</sup>;  $\Delta\varphi$  – погрешность угла поворота выходного звена (кинематическая погрешность), рад;  $\omega_d$  – действительная угловая скорость выходного звена, полученная моделированием, рад/с;  $\omega_n$  – номинальная угловая скорость выходного звена, рад/с.

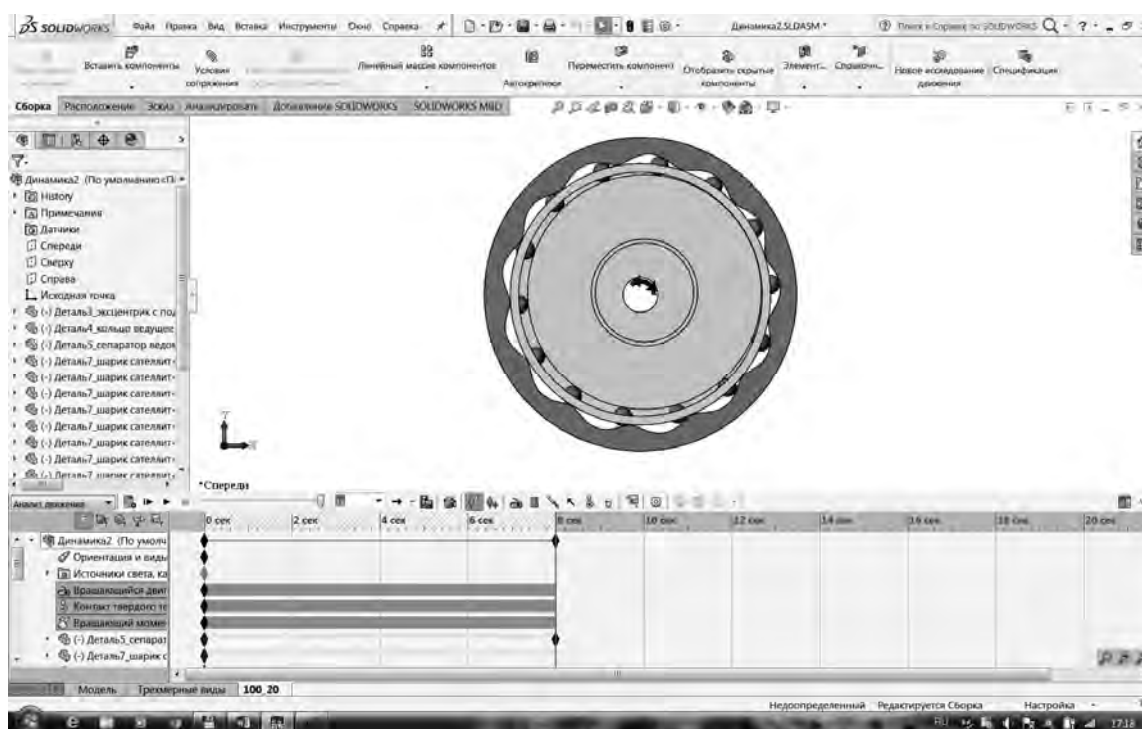


Рис. 3. Окно программы SolidWorks Motion с динамической моделью планетарной радиально-плунжерной передачи

На рис. 4 и 5 показаны графики зависимостей угловой скорости  $\omega$  от времени  $t$ , а на рис. 6 и 7 – графики зависимости кинематической погрешности передачи  $\Delta\varphi$  от времени  $t$  за полный оборот выходного звена при симуляции вращения передачи в модуле Motion с профилями дорожек колес, образованными дугами окружностей (рис. 4 и 6) и уравнением смещенной окружности (2) (см. рис. 5 и 7). При моделировании и на графиках угловая скорость задавалась в градусах на секунду и оборотах в мину-

ту, а кинематическая погрешность – в градусах.

Как видно из графиков, планетарная передача с многопериодной дорожкой, по которой перемещаются при вращении шары-сателлиты, в виде смещенной окружности, замкнутой на плоскости, с периодическим профилем, описанным уравнением (2), имеет значительно лучшие кинематические характеристики, чем передача с упрощенной формой дорожки, представленной в виде дуг окружностей заданного радиуса.

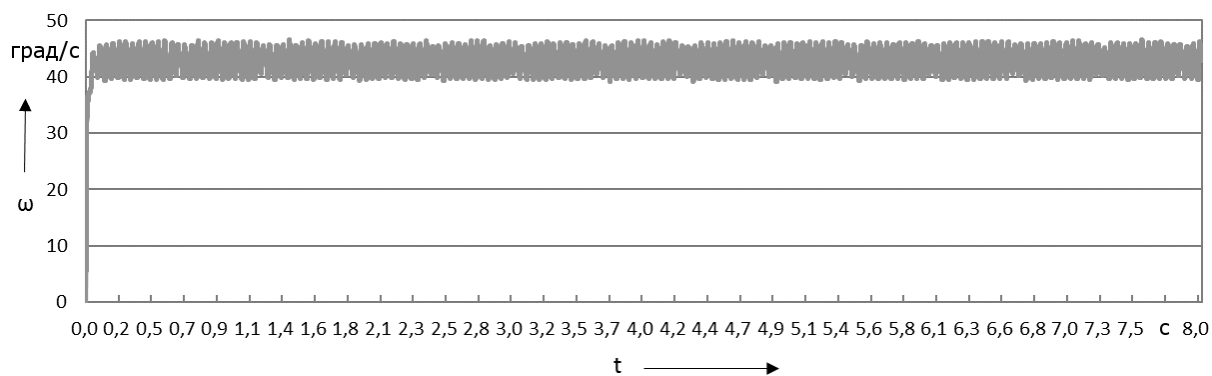


Рис. 4. График зависимости угловой скорости  $\omega$  от времени  $t$  планетарной радиально-плунжерной передачи с профилем дорожки кольца, образованным дугами окружностей

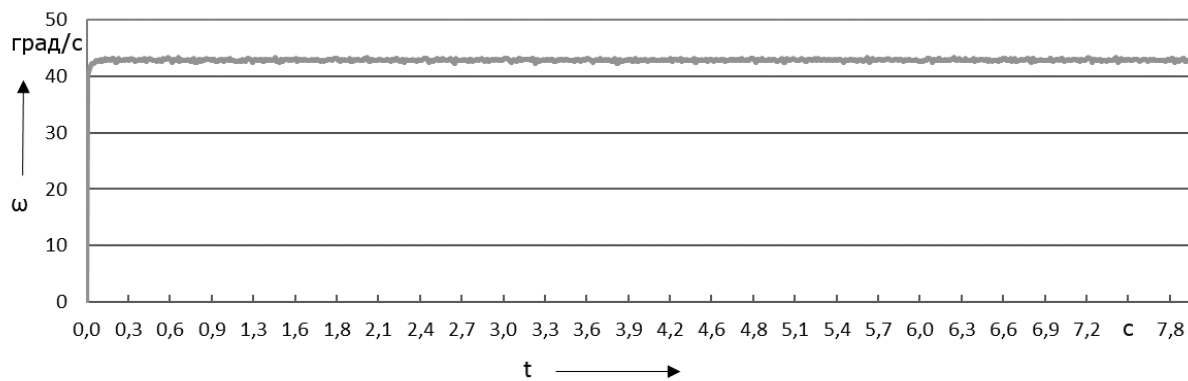


Рис. 5. График зависимости угловой скорости  $\omega$  от времени  $t$  планетарной радиально-плунжерной передачи с профилем дорожки кольца, образованным уравнением смещенной окружности

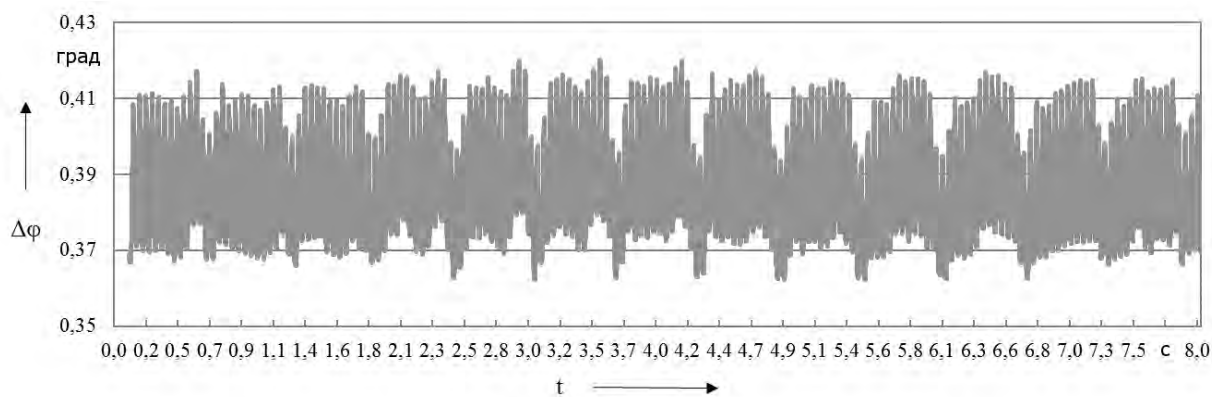


Рис. 6. График зависимости кинематической погрешности передачи  $\Delta\varphi$  от времени  $t$  планетарной радиально-плунжерной передачи с профилем дорожки кольца, образованным дугами окружностей

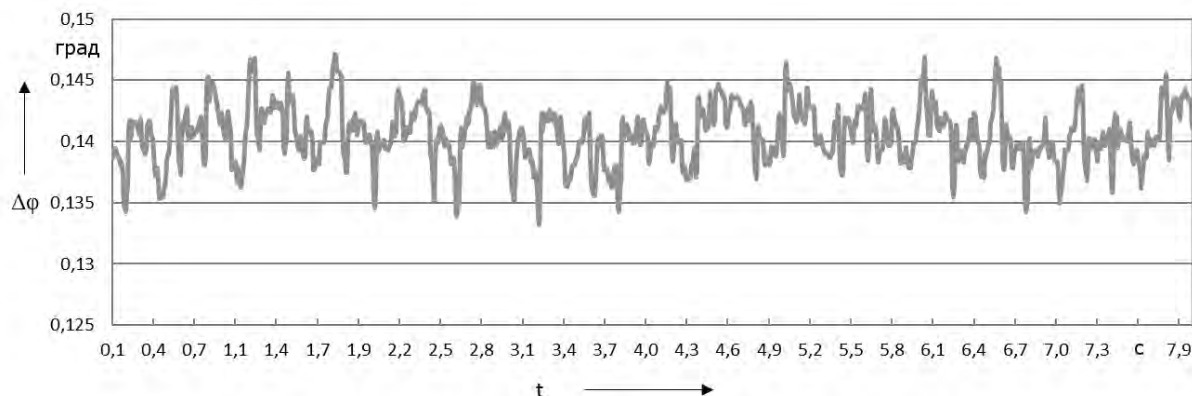


Рис. 7. График зависимости кинематической погрешности передачи  $\Delta\varphi$  от времени  $t$  планетарной радиально-плунжерной передачи с профилем дорожки кольца, образованным уравнением смещенной окружности

Результаты моделирования кинематики и динамики планетарной радиально-плунжерной передачи с разными профилями беговых дорожек показали, что колебания угловой скорости из-за динамических нагрузок, вследствие несбалансированности ведущего звена, ударов шаров сателлитов и др. при моделировании вращения с приложенным моментом на выходном звене составили: в модели с профилем дорожки в виде дуг окружностей заданного радиуса – 1,2 об/мин (17 % от номинальной угловой скорости выходного звена), в модели с профилем дорожки, построенным по уравнению (2), – 0,18 об/мин (3 % от номинальной угловой скорости выходного звена). Среднее значение углового ускорения выходного вала составило: для дорожки с профилем, образованным дугами окружностей, –  $4,7 \text{ рад/с}^2$ ; для дорожки с периодическим профилем смещенной окружности, построенным по уравнению (2), –  $1,6 \text{ рад/с}^2$ .

Наибольшая кинематическая погрешность (разность между наибольшими и наименьшими значениями на графиках рис. 6 и 7) после стабилизации скорости вращения (на графиках с 0,1 с составила для дорожки с профилем в виде дуг окружностей 3,4 угловых минут, с профилем кривой, построенной в

соответствии с уравнением (2), – 0,8 угловых минут. В начале вращения при моделировании динамики передачи в модуле Motion программы SolidWorks до 0,1 с выбираются зазоры в зацеплении и кинематическая погрешность изменяется от 0 до 0,42 град (см. рис. 6) и от 0 до 0,147 град (см. рис. 7). При этом наибольшая кинематическая погрешность передачи с профилем беговой дорожки, построенным по уравнению смещенной окружности, в 2,8 раза меньше кинематической погрешности передачи с профилем дорожки в виде дуг окружностей, неточно воспроизводящим закон движения.

### Заключение

1. Усовершенствована конструкция и разработаны компьютерные модели планетарной радиально-плунжерной передачи, позволяющие повысить ее кинематическую точность и плавность работы уравновешиванием ведущего звена и применением уравнений кривых, образующих многопериодную и однопериодную дорожки.

2. Разработаны компьютерные твердотельные 3D-модели вращения передачи с заданной угловой скоростью на входном валу и приложенным моментом на выходном звене, позволяющие провести



исследования кинематики и динамики передачи с заданными параметрами и сократить время и затраты на натурные эксперименты.

3. В результате моделирования получены графики и проведен сравнительный анализ угловых перемещений, скоростей, ускорений и кинематических

погрешностей планетарной радиально-плунжерной передачи для двух профилей многопериодных дорожек. Получены улучшенные кинематические характеристики передачи с профилем многопериодной беговой дорожки в виде эксцентрично смещенной окружности.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Планетарные кулачково-плунжерные передачи. Проектирование, контроль и диагностика / М. Ф. Пашкевич [и др.]. – Могилев : Белорус.-Рос. ун-т, 2003. – 221 с.
2. Управление точностью планетарных роликовых передач на основе их моделирования и спектрального анализа кинематических погрешностей / М. Ф. Пашкевич [и др.] // Изв. Белорус. акад. наук. – Минск, 2002. – № 1 (13). – С. 45–52.
3. **Капитонов, А. В.** Компьютерное 3D-моделирование конструкций и кинематических параметров планетарных малогабаритных передач / А. В. Капитонов, К. В. Сасковец, А. И. Касьянов // Вестн. Полоц. гос. ун-та. – 2016. – № 11. – С. 34–40.
4. **Капитонов, А. В.** Методика оценки и анализ кинематических погрешностей планетарных роликовых передач / А. В. Капитонов // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2009. – № 2. – С. 88–97.
5. Исследование кинематической погрешности планетарного эксцентрикового редуктора / А. В. Капитонов [и др.] // Вестн. Белорус.-Рос. ун-та. – 2014. – № 3. – С. 14–24.
6. **Капитонов, А. В.** Исследование эксплуатационных характеристик планетарных эксцентриковых передач с модифицированным профилем зубьев / А. В. Капитонов, В. М. Пашкевич // Вестн. Брян. гос. техн. ун-та. – 2015. – № 3 (47). – С. 34–39.
7. **Антонюк, В. Е.** Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач : учебное пособие / В. Е. Антонюк, М. М. Кане, В. Е. Старжинский. – Минск : Технопринт, 2003. – 766 с.
8. **Фролов, К. В.** Теория механизмов и механика машин : учебник для втузов / К. В. Фролов, С. А. Попов, А. К. Мусатов ; под ред. К. В. Фролова. – 2-е изд., перераб. и доп. – Москва : Высшая школа, 1998. – 496 с.

*Статья сдана в редакцию 19 июня 2017 года*

**Александр Валентинович Капитонов**, канд. техн. наук, доц., Белорусско-Российский университет. Тел.: +375-298-36-97-41.

**Константин Валерьевич Сасковец**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Артем Игоревич Касьянов**, студент, Белорусско-Российский университет.

**Aleksandr Valentinovich Kapitonov**, PhD (Engineering), Associate Prof., Belarusian-Russian University. Phone: + 37529-836-97-41.

**Konstantin Valeryevich Saskovets**, student, Belarusian-Russian University.

**Artem Igorevich Kasyanov**, student, Belarusian-Russian University.