

СОЗДАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛАНЕТАРНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПРЕРЫВИСТОГО ДВИЖЕНИЯ С ЭЛЛИПТИЧЕСКИМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ

А.А. Приходько
А.И. Смелягин

sannic92@gmail.com
asmelyagin@yandex.ru

КубГТУ, г. Краснодар, Краснодарский край, Российская Федерация

Аннотация

Исполнительные механизмы, в которых вращательное движение входного вала преобразуется в прерывистое движение выходного, широко используются в машиностроении. Однако в большинстве применяемых приводов преобразование движения реализуется за счет разрыва кинематической цепи. Это приводит к высоким нагрузкам на звенья исполнительного механизма вследствие ударов, возникающих в начале или конце фазы движения. Актуальной задачей является разработка компактных и надежных механических преобразователей, в которых требуемое движение осуществляется плавно и без разрыва кинематической цепи. Приведены новые кинематические схемы механизмов прерывистого движения, основанные на базе планетарных передач с эллиптическими зубчатыми колесами. Для простоты уравнивания предложено использовать эллиптические колеса с осью вращения в центре симметрии. Проведен кинематический анализ разработанных механизмов, определены угол поворота и аналог скорости выходного вала. Созданные механизмы могут найти широкое применение в металлообрабатывающих станках, робототехнике, машинах-автоматах, конвейерах

Ключевые слова

Вращательное движение, прерывистое движение, эллиптические зубчатые колеса, планетарный механизм, кинематический анализ, аналог угловой скорости

Поступила 14.11.2018
© Автор(ы), 2019

Введение. Механизмы с прерывистым движением выходного звена широко используются в машинах автоматического и полуавтоматического действия [1–6]. Они позволяют в пределах рабочего цикла иметь остановки выходного звена заданной продолжительности при непрерывном движении входного звена. Наиболее распространенными в настоящее время яв-

размерах зубчатых колес выходной вал (см. рис. 1) механизма совершает движение с остановками [17]. Это достигается тем, что точка D на плане скоростей не будет пересекать нулевую линию (рис. 2).

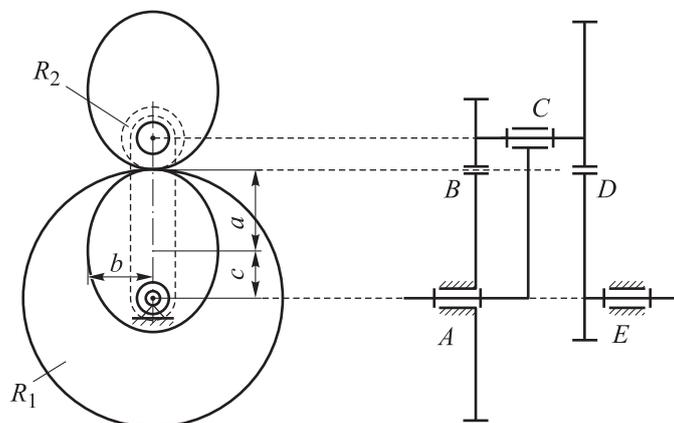


Рис. 2. Планетарный механизм преобразования вращательного движения в прерывистое

Однако механизм, показанный на рис. 2, является сложным для уравнивания, так как центры масс эллиптических колес не лежат на осях вращения валов. Для устранения данного недостатка используем пару модифицированных эллиптических колес с осью вращения в центре симметрии [18] (рис. 3).

Уравнение центроиды такого зубчатого колеса описывается выражением [19]

$$\rho = \frac{b}{\sqrt{1 - e^2 \cos^2 \varphi}}, \quad (1)$$

где b — малая полуось эллиптического колеса; e — эксцентриситет; φ — угол поворота ведущего колеса.

Механизм с парой модифицированных эллиптических колес приведен на рис. 4. Радиусы центрального (R_1) и периферийного (R_2) зубчатых колес (рис. 4, а) определяются как

$$R_1 = a; \quad (2)$$

$$R_2 = b, \quad (3)$$

где a и b — полуоси эллиптических колес.

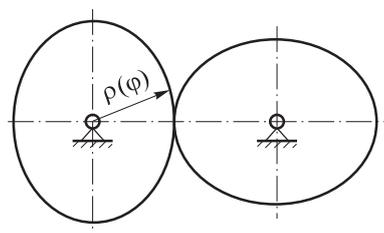


Рис. 3. Пара эллиптических зубчатых колес с осью вращения в центре симметрии

Планетарный механизм (рис. 4, б) состоит из стойки 0, входного 1 и выходного 3 валов, водила 2, центрального круглого неподвижного колеса 4, эллиптического зубчатого колеса 5, круглого 6 и эллиптического 7 зубчатых колес сателлита, вала 8, соединяющего колеса сателлита.

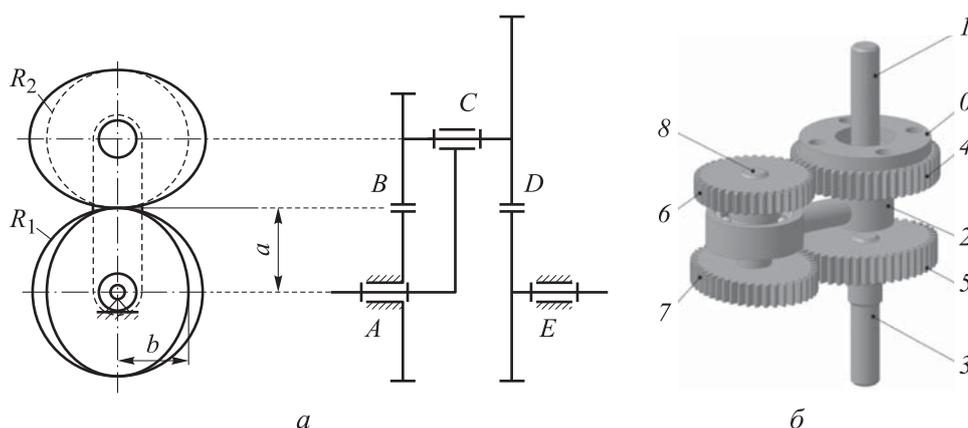


Рис. 4. Планетарный механизм прерывистого движения:
a — кинематическая схема; *б* — конструкция механизма

Входному валу 1 сообщается вращательное движение, которое передается водилу 2, благодаря чему цилиндрическое зубчатое колесо 6 обкатывается вокруг неподвижного зубчатого колеса 4. Вращательное движение цилиндрического колеса 6 передается валу 8 сателлита и эллиптическому зубчатому колесу 7, которое приводит в движение эллиптическое зубчатое колесо 5 и, соответственно, выходной вал 3. В момент времени, когда передаточное отношение пары эллиптических колес равно передаточному отношению пары цилиндрических колес, выходной вал 3 останавливается. Далее скорость выходного вала увеличивается до максимального значения, затем опять уменьшается до нуля. Таким образом, обеспечивается прерывистое движение с остановками выходного звена.

Кинематическая модель планетарной передачи. Для проведения кинематического анализа механизма, показанного на рис. 4, построим план линейных скоростей звеньев (рис. 5).

Согласно рис. 5, аналог угловой скорости выходного вала 3 вычислим по формуле

$$\varphi'_3 = \frac{\omega_3}{\omega_1} = \frac{v_D \cdot AC}{v_C \cdot DE} = \frac{DD' \cdot AC}{CC' \cdot DE} = \frac{BD \cdot AC}{BC \cdot DE}, \quad (4)$$

где ω_3 и ω_1 — угловые скорости выходного и входного валов.

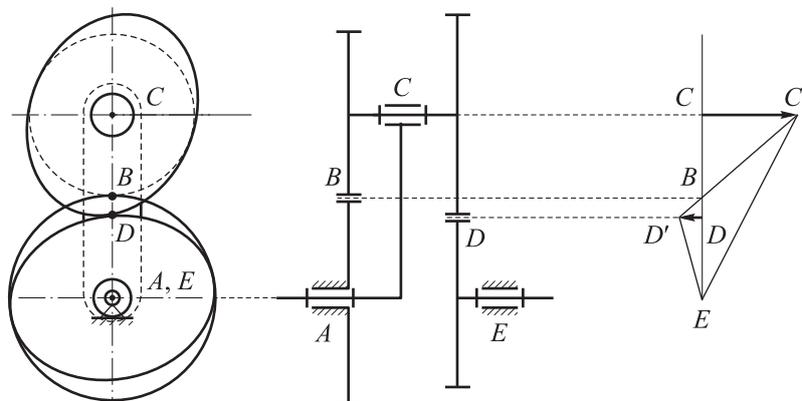


Рис. 5. План линейных скоростей звеньев механизма

Расстояния AC и BC в уравнении (4) определим так:

$$AC = R_1 + R_2 = a + b; \quad (5)$$

$$BC = R_2 = b. \quad (6)$$

Как видно на рис. 5, точка D меняет свое положение относительно точки B , при этом изменяется направление и модуль вектора скорости DD' . В момент времени, когда точки B и D совпадают, выходной вал механизма останавливается. Для того чтобы определить отрезки BD и DE , необходимо найти длину отрезка CD . Воспользуемся уравнением (1) центроида эллиптического колеса:

$$CD = \rho_7 = \frac{b}{\sqrt{1 - e^2 \cos^2 \varphi_7}}, \quad (7)$$

где $\varphi_7 = \frac{R_1}{R_2} \varphi_1 + \frac{\pi}{2}$ — угол поворота эллиптического колеса 7.

Тогда, согласно рис. 5 и уравнению (7), найдем длины отрезков BD и DE :

$$BD = BC - CD = b - \rho_7; \quad (8)$$

$$DE = AC - CD = a + b - \rho_7. \quad (9)$$

Подставляя (5)–(9) в (4), получаем выражение для определения аналога скорости выходного вала

$$\varphi_3' = \frac{(b - \rho_7)(a + b)}{b(a + b - \rho_7)}. \quad (10)$$

Уравнение (10) позволяет полностью исследовать кинематику механизма, поскольку с помощью операций интегрирования и дифференцирования можно получить функции угла поворота и аналога ускорений.

Результаты и обсуждение. Исследуемый механизм имеет две пары зубчатых колес (см. рис. 4): пару цилиндрических колес 4 и 8 с радиусами R_1 и R_2 , а также пару одинаковых эллиптических колес 5 и 7 с полуосями a и b . Меняя местами колеса 4 и 8, а также пары зубчатых колес 4, 8 и 5, 7, получаем четыре кинематические схемы механизмов с остановками (рис. 6).

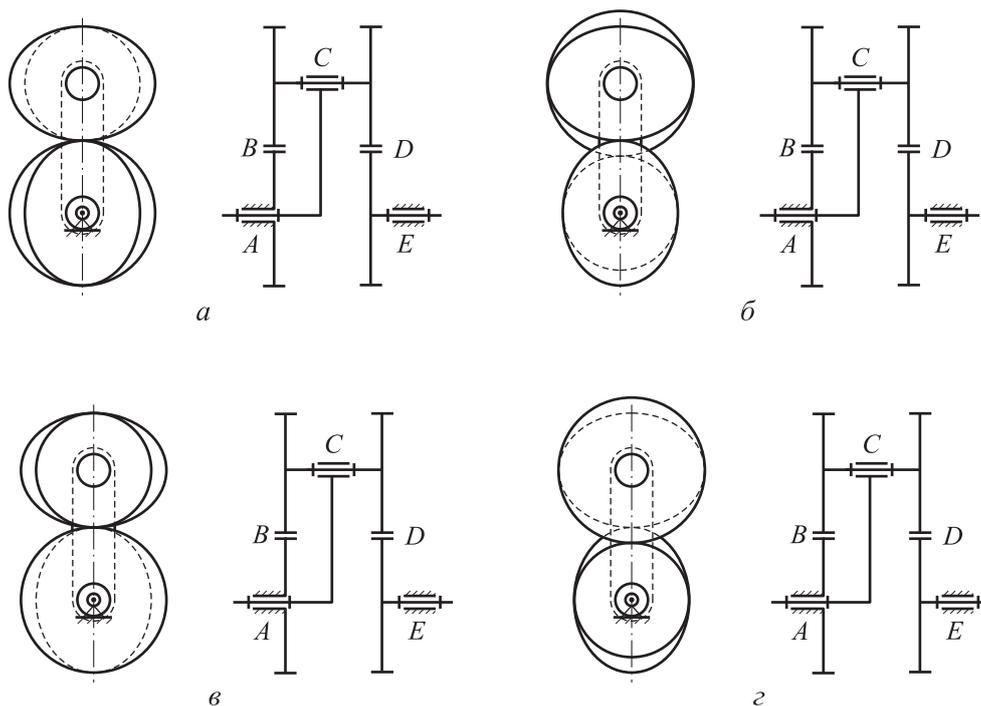
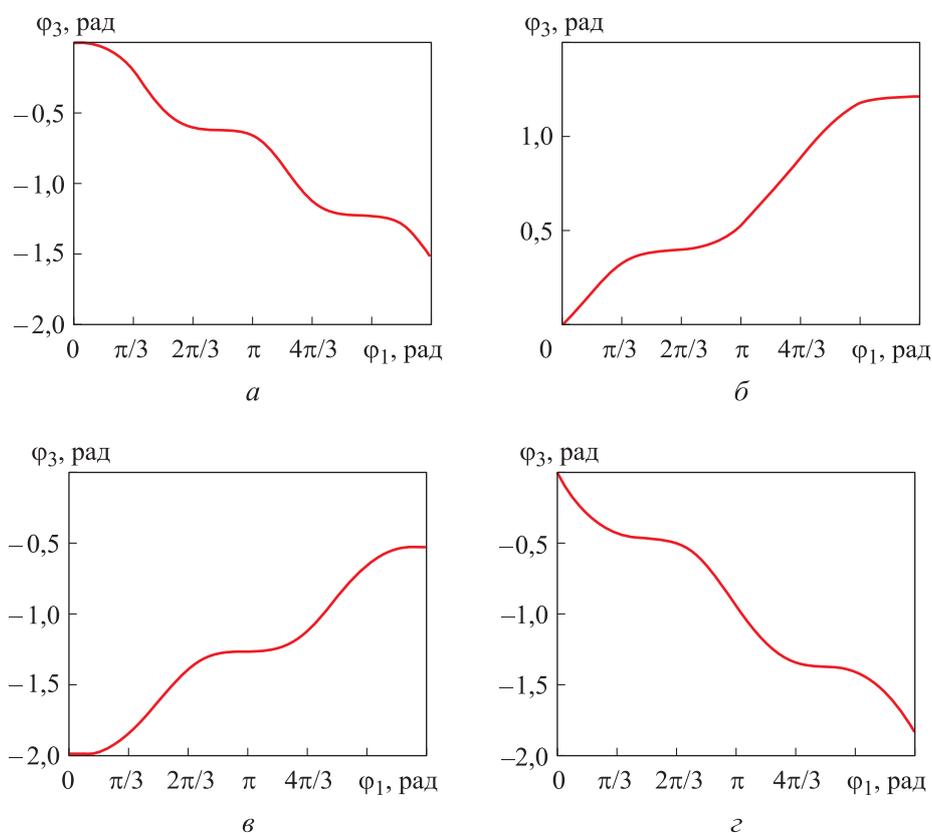


Рис. 6. Кинематические схемы механизмов с остановками выходного вала

В качестве примера исследуем все кинематические схемы планетарных механизмов (см. рис. 6) с эллиптическими колесами следующих размеров: $a = 25$ мм; $b = 20$ мм. Радиусы цилиндрических колес, согласно (2) и (3), равны $R_1 = 25$ мм, $R_2 = 20$ мм. Межосевое расстояние составляет 45 мм.

Используя формулу (10), найдем аналог скорости выходного вала для схемы на рис. 6, а. Интегрируя (10) по обобщенной координате φ_1 , получаем функцию угла поворота выходного вала $\varphi_3(\varphi_1)$ (рис. 7, а).

Применяя предложенные методы к схемам на рис. 6, б–г, можно определить отрезки BD , AC , BC , DE в формуле (4) и найти аналоги скоростей и функции угла поворота для этих схем. Графики функций $\varphi_3(\varphi_1)$ для схем на рис. 6, б–г приведены на рис. 7, б–г.

Рис. 7. Графики функций $\varphi_3(\varphi_1)$

Число остановок N за оборот входного вала определяется передаточным отношением первой пары зубчатых колес:

$$N = \frac{R_1}{R_2} \cdot 2. \quad (11)$$

Согласно (11), в механизмах (см. рис. 6, *a* и *б*) будет наблюдаться пять остановок за два оборота, а в механизмах, приведенных на рис. 6, *в* и *г*, — две остановки за один оборот входного вала. Также из графиков $\varphi_3(\varphi_1)$ (см. рис. 7) следует, что входной и выходной валы в механизмах (см. рис. 6, *б* и *в*) вращаются в одну сторону, а в механизмах, приведенных на рис. 6, *a* и *г*, — в противоположные.

В рассматриваемых кинематических схемах передаточное отношение от цикла к циклу постоянно ($i = 0,4$, см. рис. 6, *a*, *б*; $i = 0,5$, см. рис. 6, *в*, *г*), а мгновенное передаточное отношение достигает высоких значений только во время остановок выходного вала, поскольку КПД передачи, по предварительным оценкам, будет не ниже 90 %.

Заключение. В работе предложены и исследованы кинематические схемы планетарного механизма, обеспечивающие прерывистое движение выходного вала. Поскольку разработанные механизмы являются более надежными по сравнению с известными преобразователями движения, они могут быть рекомендованы для широкого практического применения. К тому же, прерывистое движение обеспечивается без разрыва кинематической цепи, что позволит увеличить быстродействие машин-автоматов и производительность технологических операций.

ЛИТЕРАТУРА

- [1] Фролов К.В., ред. Теория механизмов и машин. М., Высшая школа, 1987.
- [2] Popkonstantinovic B., Jeli Z., Miladinovic L. 3D modeling and motion analysis of the Maltese cross (Geneva) mechanisms. *Proc. 14th IFToMM World Cong.*, 2015, pp. 165–170.
- [3] Тимофеев Г.А., Барбашов Н.Н., Цибровский А.Н. Проектирование механизма прерывистого движения на базе волновой зубчатой передачи с генератором волн внутреннего деформирования. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2016, № 2, с. 113–124. DOI: 10.18698/0236-3941-2016-2-113-124
- [4] Chang Z., Xu C., Pan T., et al. A general framework for geometry design of indexing cam mechanism. *Mech. Mach. Theory*, 2009, vol. 44, no. 11, pp. 2079–2084. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2009.05.010
- [5] Figliolini G., Angeles J. Synthesis of conjugate Geneva mechanisms with curved slots. *Mech. Mach. Theory*, 2002, vol. 37, no. 10, pp. 1043–1061. DOI: 10.1016/S0094-114X(02)00062-9
- [6] Waldron K.J., Kinzel G.L. Kinematics, dynamics, and design of machinery. John Wiley & Sons, 1999.
- [7] Zheng F., Hua L., Han X., et al. Linkage model and manufacturing process of shaping non-circular gears. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 96-1, pp. 192–212. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2015.09.010
- [8] Zheng F., Hua L., Han X., et al. Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 105, pp. 108–128. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.06.019
- [9] Freudenstein F., Chen C.K. Variable-ratio chain drives with noncircular sprockets and minimum slack-theory and application. *J. Mech. Des.*, 1991, vol. 113, no. 3, pp. 253–262. DOI: 10.1115/1.2912777
- [10] Litvin F.L., Gonzalez-Perez I., Fuentes A., et al. Design and investigation of gear drives with non-circular gears applied for speed variation and generation of functions. *CMAME*, 2008, vol. 197, no. 45-48, pp. 3783–3802. DOI: 10.1016/j.cma.2008.03.001

- [11] Mundo D. Geometric design of a planetary gear train with non-circular gears. *Mech. Mach. Theory*, 2006, vol. 41, no. 4, pp. 456–472.
DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2005.06.003
- [12] Ан И-Кан. Синтез, геометрические и прочностные расчеты планетарных механизмов с некруглыми зубчатыми колесами роторных гидромашин. Дис. ... д-ра техн. наук. Томск, ТПУ, 2001.
- [13] Приходько А.А., Смелягин А.И. Кинематический анализ планетарного зубчатого механизма преобразования вращательного движения в возвратно-вращательное. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2016, № 12, с. 21–27.
DOI: 10.18698/0536-1044-2016-12-21-27
- [14] Smelyagin A.I., Prikhod'ko A.A. Structure and kinematics of a planetary converter of the rotational motion into the reciprocating rotary motion. *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2016, vol. 45, no. 6, pp. 500–505. DOI: 10.3103/S1052618816060108
- [15] Приходько А.А., Смелягин А.И. Уравновешивание планетарного исполнительного механизма возвратно-вращательного перемешивающего устройства. *Проблемы машиностроения и автоматизации*, 2016, № 4, с. 62–67.
- [16] Prikhodko A.A., Smelyagin A.I. Development and research of vibromixing reactor with rotationally reciprocating motion of impeller. *VP*, 2016, vol. 8, pp. 102–107.
- [17] Prikhodko A.A., Smelyagin A.I., Tsybin A.D. Kinematics of planetary mechanisms with intermittent motion. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 206, pp. 380–385.
DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.489
- [18] Litvin F.L., Fuentes A. Gear geometry and applied theory. Cambridge University Press, 2004.
- [19] Coxeter H.S.M. Introduction to geometry. Wiley, 1989.

Приходько Александр Александрович — аспирант кафедры «Наземный транспорт и механика» КубГТУ (Российская Федерация, 350072, Краснодарский край, г. Краснодар, ул. Московская, д. 2).

Смелягин Анатолий Игоревич — д-р техн. наук, профессор кафедры «Наземный транспорт и механика» КубГТУ (Российская Федерация, 350072, Краснодарский край, г. Краснодар, ул. Московская, д. 2).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Приходько А.А., Смелягин А.И. Создание и исследование планетарных механизмов прерывистого движения с эллиптическими зубчатыми колесами. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2019, № 6, с. 77–88.
DOI: 10.18698/0236-3941-2019-6-77-88

DEVELOPMENT AND RESEARCH OF INTERMITTENT MOTION PLANETARY MECHANISMS WITH ELLIPTICAL GEARWHEELS

A.A. Prikhodko

sannic92@gmail.com

A.I. Smelyagin

asmelyagin@yandex.ru

**Kuban State Technological University, Krasnodar, Krasnodar Region,
Russian Federation**

Abstract

Actuators converting rotational motion of the input shaft into intermittent motion of the output one are widely used in mechanical engineering. However, in most of the actuators used, the conversion of motion is realized by breaking the kinematic chain. This leads to high loads on the actuator links due to shocks occurring at the beginning or end of the movement phase. An urgent task is the development of compact and reliable mechanical converters where the required motion is carried out smoothly and without breaking the kinematic chain. The article presents the new kinematic schemes of the intermittent motion mechanisms based on planetary gears with elliptical gearwheels. For ease of balancing it is proposed to use elliptical wheels with a rotation axis in the center of symmetry. The kinematic analysis of the developed mechanisms is carried out, the rotation angle and the analog of the output shaft angular velocity are determined. Mechanisms can be widely used in machine tools, robotics, automatic machines, and conveyors

Keywords

Rotational motion, intermittent motion, elliptical gearwheels, planetary mechanism, kinematic analysis, analogue of angular velocity

Received 14.11.2018

© Author(s), 2019

REFERENCES

- [1] Frolov K.V., ed. *Teoriya mekhanizmov i mashin* [Mechanism and machine theory]. Moscow, Vysshaya shkola Publ., 1987.
- [2] Popkonstantinovic B., Jeli Z., Miladinovic L. 3D modeling and motion analysis of the Maltese cross (Geneva) mechanisms. *Proc. 14th IFToMM World Cong.*, 2015, pp. 165–170.
- [3] Timofeev G.A., Barbashov N.N., Tsibrovskiy A.N. Designing the intermittent motion mechanism on the basis of wave gear with the internal deformation waves generator. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana, Mashinostr.* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mechan. Eng.], 2016, no. 2, pp. 113–124 (in Russ.). DOI: 10.18698/0236-3941-2016-2-113-124

- [4] Chang Z., Xu C., Pan T., et al. A general framework for geometry design of indexing cam mechanism. *Mech. Mach. Theory*, 2009, vol. 44, no. 11, pp. 2079–2084. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2009.05.010
- [5] Figliolini G., Angeles J. Synthesis of conjugate Geneva mechanisms with curved slots. *Mech. Mach. Theory*, 2002, vol. 37, no. 10, pp. 1043–1061. DOI: 10.1016/S0094-114X(02)00062-9
- [6] Waldron K.J., Kinzel G.L. Kinematics, dynamics, and design of machinery. John Wiley & Sons, 1999.
- [7] Zheng F., Hua L., Han X., et al. Linkage model and manufacturing process of shaping non-circular gears. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 96-1, pp. 192–212. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2015.09.010
- [8] Zheng F., Hua L., Han X., et al. Synthesis of indexing mechanisms with non-circular gears. *Mech. Mach. Theory*, 2016, vol. 105, pp. 108–128. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2016.06.019
- [9] Freudenstein F., Chen C.K. Variable-ratio chain drives with noncircular sprockets and minimum slack-theory and application. *J. Mech. Des.*, 1991, vol. 113, no. 3, pp. 253–262. DOI: 10.1115/1.2912777
- [10] Litvin F.L., Gonzalez-Perez I., Fuentes A., et al. Design and investigation of gear drives with non-circular gears applied for speed variation and generation of functions. *CMAME*, 2008, vol. 197, no. 45-48, pp. 3783–3802. DOI: 10.1016/j.cma.2008.03.001
- [11] Mundo D. Geometric design of a planetary gear train with non-circular gears. *Mech. Mach. Theory*, 2006, vol. 41, no. 4, pp. 456–472. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2005.06.003
- [12] An I-Kan. Sintez, geometricheskie i prochnostnye raschety planetarnykh mekhanizmov s nekruglymi zubchatymi kolesami rotornykh gidromashin. Dis. d-ra tekhn. nauk [Synthesis, geometric and strength calculations of rotor hydromachines planetary mechanisms with non-circular gears. Dr. Sc. (Eng.) Diss.]. Tomsk, TPU, 2001 (in Russ.).
- [13] Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. The kinematic analysis of a planetary gear mechanism for converting rotational motion into reciprocating rotational motion. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building], 2016, no. 12, pp. 21–27 (in Russ.). DOI: 10.18698/0536-1044-2016-12-21-27
- [14] Smelyagin A.I., Prikhod'ko A.A. Structure and kinematics of a planetary converter of the rotational motion into the reciprocating rotary motion. *J. Mach. Manuf. Reliab.*, 2016, vol. 45, no. 6, pp. 500–505. DOI: 10.3103/S1052618816060108
- [15] Prikhod'ko A.A., Smelyagin A.I. Balancing of rotationally reciprocating stirred tank of planetary gear actuator. *Problemy mashinostroeniya i avtomatizatsii* [Engineering and Automation Problems], 2016, no. 4, pp. 62–67 (in Russ.).
- [16] Prikhodko A.A., Smelyagin A.I. Development and research of vibromixing reactor with rotationally reciprocating motion of impeller. *VP*, 2016, vol. 8, pp. 102–107.

- [17] Prikhodko A.A., Smelyagin A.I., Tsybin A.D. Kinematics of planetary mechanisms with intermittent motion. *Procedia Eng.*, 2017, vol. 206, pp. 380–385.
DOI: 10.1016/j.proeng.2017.10.489
- [18] Litvin F.L., Fuentes A. Gear geometry and applied theory. Cambridge University Press, 2004.
- [19] Coxeter H.S.M. Introduction to geometry. Wiley, 1989.

Prikhodko A.A. — Post-Graduate Student, Department of Land Transport and Mechanics, Kuban State Technological University (Moskovskaya ul. 2, Krasnodar, Krasnodar Region, 350072 Russian Federation).

Smelyagin A.I. — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Department of Land Transport and Mechanics, Kuban State Technological University (Moskovskaya ul. 2, Krasnodar, Krasnodar Region, 350072 Russian Federation).

Please cite this article in English as:

Prikhodko A.A., Smelyagin A.I. Development and research of intermittent motion planetary mechanisms with elliptical gearwheels. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University, Series Mechanical Engineering*, 2019, no. 6, pp. 77–88 (in Russ.).
DOI: 10.18698/0236-3941-2019-6-77-88