

Машиностроение и машиноведение

УДК 621.838.211

doi: 10.18698/0536-1044-2021-7-3-9

Анализ условий бесконтактного движения эксцентриковых механизмов свободного хода

О.В. Шарков^{1,2}, А.В. Калинин¹¹ Калининградский государственный технический университет² Балтийский федеральный университет им. И. Канта

Analysis of the Conditions for the Contactless Movement of Eccentric Freewheel Mechanisms

O.V. Sharkov^{1,2}, A.V. Kalinin¹¹ Kaliningrad State Technical University² Immanuel Kant Baltic Federal University

Механизмы свободного хода находят применение в кинематических цепях технических систем различного функционального назначения. При свободном ходе таких механизмов необходимо гарантировать отсутствие контакта их рабочих элементов для уменьшения потерь на трение и износа. Одновременно надо обеспечить минимальное значение угла холостого поворота, влияющее на точность и время срабатывания кинематической цепи, в которой установлен механизм. Рассмотрена задача анализа и определения геометрических условий, позволяющих обеспечить радиальный зазор между рабочими элементами эксцентриковых механизмов свободного хода зацеплением при свободном ходе. Для решения поставленной задачи предложена расчетная схема и получена математическая модель, описывающая взаимосвязь между геометрическими параметрами механизма. Установлен характер влияния основных геометрических параметров (эксцентриситета, радиального зазора, модуля и др.) на значение угла холостого поворота. Показано, что при проектировании значения модуля и зазора следует выбирать минимально допустимыми с учетом обеспечения нагрузочной способности и условия сборки. Эксцентриситет можно назначать исходя из требований технологии изготовления.

Ключевые слова: привод машины, механизм свободного хода, угол холостого поворота, бесконтактное движение, математическая модель

Freewheel mechanisms are used in kinematic chains of technical systems of a various functionality. When such mechanisms freewheeling, it is necessary to ensure that there is no contact of their working elements to reduce friction losses and wear. At the same time, it is necessary to ensure the minimum value of the idling angle affecting the accuracy and response time of the kinematic chain in which the mechanism is installed. The task of analyzing and determining the geometric conditions allowing ensuring a radial gap between the working elements of the eccentric freewheel mechanisms with free-running engagement has been set. To solve this problem, a design scheme is proposed and a mathematical model describing the relationship between the geometrical parameters of the mechanism is obtained.

The nature of the influence of the basic geometric parameters (eccentricity, radial clearance, modulus, etc.) on the value of the idling angle is established. It is shown that when designing, the values of the module and the gap should be chosen as the minimum permissible, taking into account the load capacity and the assembly conditions. The eccentricity can be assigned based on the requirements of the manufacturing technology.

Keywords: machine drive, freewheel mechanism, idling angle, contactless movement, mathematical model

Механизмы свободного хода (МСХ) находят применение в приводах различных машин и технологического оборудования. Их используют для автоматического соединения и разъединения кинематических цепей приводов машин, предотвращения движения в обратном направлении, преобразования колебательного движения во вращательное и др. [1–3].

По принципу действия МСХ можно разделить на две большие группы, передающие нагрузку силами трения [4–8] и нормальными силами [9–13]. Существуют также комбинированные механизмы, в которых при передаче нагрузки участвуют обе силы.

К основным достоинствам МСХ, передающими нагрузку нормальными силами, относятся большая нагрузочная способность, отсутствие относительного проскальзывания рабочих элементов и, как следствие, хорошая надежность работы, низкая чувствительность к износу. Основной недостаток таких МСХ — контакт рабочих элементов в период свободного хода, что приводит к повышенному шуму и накладывает ограничения на скорость работы.

К МСХ второй группы относятся храповые, микрохраповые, ячеистые, эксцентриковые зацеплением, сухариковые и др. [14–19]. Одним из путей повышения работоспособности таких механизмов является гарантированное обеспечение зазора между рабочими элементами в период свободного хода.

Выполним геометрический анализ условий бесконтактного движения рабочих элементов при свободном ходе на примере эксцентрикового МСХ зацеплением [14]. Основными рабочими элементами механизма (рис. 1) являются эксцентрик 1, на котором установлены эксцентриковые кольца 2 и наружная обойма 3. Эксцентриковые кольца и наружная обойма изготовлены с мелкозубными храповыми зубьями (модуль $m = 0,2 \dots 1,0$ мм) соответственно на внешней и внутренней рабочих поверхностях. Рабочая поверхность эксцентрикового кольца выполнена в пределах угла $\beta = \beta_1 + \beta_2 = 60 \dots 80^\circ$.

В режиме холостого хода эксцентрик поворачивается по ходу часовой стрелки на угол ξ , вследствие чего между вершинами мелкозубных храповых зубьев наружной обоймы и эксцентрикового кольца образуется радиальный зазор Δ . Угол холостого поворота ξ должен иметь наименьшее возможное значение, так как он влияет на падение угловой скорости ведомого звена ω механизма и угол поворота эксцентрика, при котором МСХ начинает функционировать.

Цель работы — теоретическое исследование характера влияния основных геометрических параметров эксцентриковых МСХ зацеплением на значение угла холостого поворота.

Расчетная схема. Расчетная схема эксцентрикового МСХ зацеплением в период свободного хода приведена на рис. 1.

Во время заклиненного состояния центром вращения внешней обоймы является точка O , в которой одновременно будет находиться центр вращения эксцентрикового кольца — точка O_1 . Центр вращения эксцентрика расположен

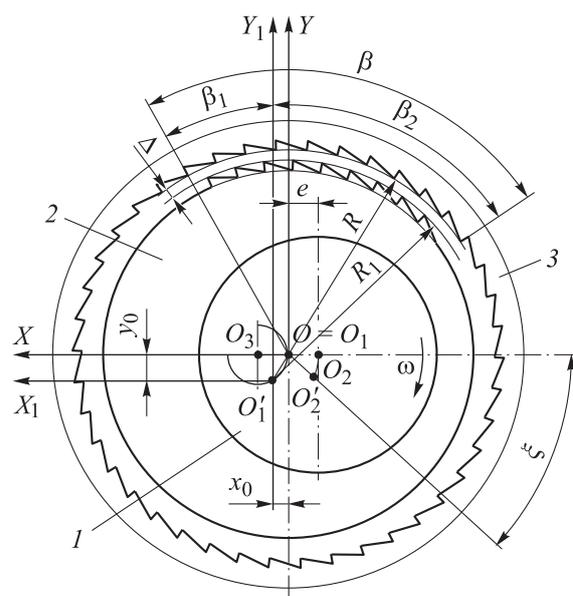


Рис. 1. Расчетная схема эксцентрикового МСХ зацеплением в период свободного хода

в точке O_2 . Примем точку O в качестве начала системы координат XOY , определяющих положения точек МСХ в период заклинивания.

При расклинивании механизма (в начале периода свободного хода) эксцентрик будет поворачиваться против хода часовой стрелки на угол ξ . При этом центр вращения эксцентрика O_2 переместится в точку O'_2 и, как следствие, центр вращения эксцентрикового кольца O_1 начнет смещаться относительно мгновенного центра вращения O_3 по дуге окружности радиусом, равным эксцентриситету e . Эта окружность описывается уравнением $(-e - x_0)^2 + y_0^2 = e^2$, которое можно преобразовать к виду

$$x_0^2 + y_0^2 = -2x_0e.$$

Вследствие этого центр вращения эксцентрикового кольца O_1 сместится в декартовой системе координат XOY на величины x_0 , y_0 и окажется в точке O'_1 .

Величины смещения определяются системой уравнений

$$\begin{cases} x_0 = e(\cos \xi - 1); \\ y_0 = -e \sin \xi. \end{cases} \quad (1)$$

Примем точку O'_1 в качестве начала системы координат $X_1O_1Y_1$, определяющих положения точек механизма в период свободного хода.

Таким образом, координаты точек вершин зубьев наружной обоймы будут находиться на окружности радиуса R с центром в точке O . Координаты точек вершин зубьев, расположенных на дуговом выступе эксцентрикового кольца, в полярной системе координат, будут находиться на дуге радиуса R_1 с центром в точке O'_1 . Связь между этими радиусами записывается как $R_1 = R + m$.

В декартовой системе координат $X_1O_1Y_1$ точки вершин зубьев эксцентрикового кольца описываются координатами x_1 и y_1 , которые определяются системой уравнений

$$\begin{cases} x_1 = -(R_1 + \Delta) \sin \beta_1; \\ y_1 = (R_1 + \Delta) \cos \beta_1. \end{cases}$$

В результате чего будет образован радиальный зазор Δ , обеспечивающий бесконтактное относительное движение рабочих поверхностей наружной обоймы и эксцентриковых колец.

Математическая модель. Координаты точек вершин зубьев наружной обоймы в системе координат XOY описываются уравнением

$x^2 + y^2 = R^2$, а соответствующие им координаты точек вершин зубьев эксцентрикового кольца в системе координат $X_1O_1Y_1$ — уравнением $x_1^2 + y_1^2 = (R + \Delta)^2$.

Взаимосвязь между двумя системами координат можно представить следующим образом [20]:

$$\begin{cases} x = x_1 + x_0; \\ y = y_1 + y_0. \end{cases} \quad (2)$$

Запишем систему уравнений, описывающую взаимосвязь геометрических характеристик механизма, как

$$\begin{cases} x^2 + y^2 = R; \\ x_1^2 + y_1^2 = (R_1 + \Delta)^2; \\ x_0^2 + y_0^2 = -2x_0e. \end{cases} \quad (3)$$

После подстановки выражения (2) в систему уравнений (3) она приобретает вид

$$\begin{cases} (x_1 + x_0)^2 + (y_1 + y_0)^2 = R^2; \\ x_1^2 + y_1^2 = (R_1 + \Delta)^2; \\ x_0^2 + y_0^2 = -2x_0e. \end{cases} \quad (4)$$

Решение системы (4) позволяет получить уравнение

$$x_1^2 + 2x_1x_0 + x_0^2 + y_1^2 + 2y_1y_0 + y_0^2 = R_1^2,$$

которое после последовательных преобразований запишем как

$$x_0(x_1 - e) + y_1y_0 = \frac{R^2 - (R_1 + \Delta)^2}{2}. \quad (5)$$

После подстановки системы уравнений (1) в соотношение (5) имеем

$$e(x_1 - e)(\cos \xi - 1) - ey_1 \sin \xi = \frac{R^2 - (R_1 + \Delta)^2}{2}. \quad (6)$$

Преобразовав выражение (6), получим

$$(x_1 - e) \cos \xi - y_1 \sin \xi = \frac{R^2 - (R_1 + \Delta)^2}{2e} + (x_1 - e). \quad (7)$$

Уравнение (7) приведем к виду

$$A \cos \xi - B \sin \xi = C, \quad (8)$$

где $A = (x_1 - e)$; $B = y_1$;

$$C = \frac{R^2 - (R_1 + \Delta)^2}{2e} + A.$$

Окончательно уравнение (8) запишем как

$$\operatorname{tg} \frac{\xi_1}{2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 + A^2 - C^2}}{A + C}. \quad (9)$$

Уравнение (9) может иметь два решения, однако на основании картины физического взаимодействия вершин мелко модульных храповых зубьев действительным является только первый корень.

С учетом уравнения (9) выражение для нахождения угла холостого поворота эксцентрика ξ , при котором обеспечивается радиальный зазор Δ между мелко модульными зубьями наружной обоймы и эксцентрикового кольца в период свободного хода, запишем как

$$\xi = 2 \operatorname{arctg} \frac{\sqrt{B^2 + A^2 - C^2} - B}{A + C}. \quad (10)$$

Результаты расчетов и их обсуждение. На основании выражения (10) выполнен анализ влияния геометрических параметров эксцентрикового МСХ на значение угла холостого поворота. Расчеты проведены для диапазонов геометрических параметров, применяемых в реальных конструкциях механизмов.

Зависимости угла холостого поворота ξ от эксцентриситета e МСХ при $R = 30$ мм, $m = 0,5$ мм, $\beta_1 = 25^\circ$ и радиальном зазоре $\Delta = 0,1, 0,3, 0,5$ мм приведены на рис. 2. Видно, что при изменении эксцентриситета в зоне рабочих значений (ЗРЗ) $e = 3,4 \dots 5,0$ мм (т. е. в 1,47 раза) угол холостого поворота нелинейно уменьшается в 1,72–1,77 раза. При увеличении радиального зазора с 0,1 до 0,5 мм (в 5 раз) угол холостого поворота линейно возрастает примерно в 1,5 раза.

Следует отметить, что при стремлении эксцентриситета к единице с неизменными гео-

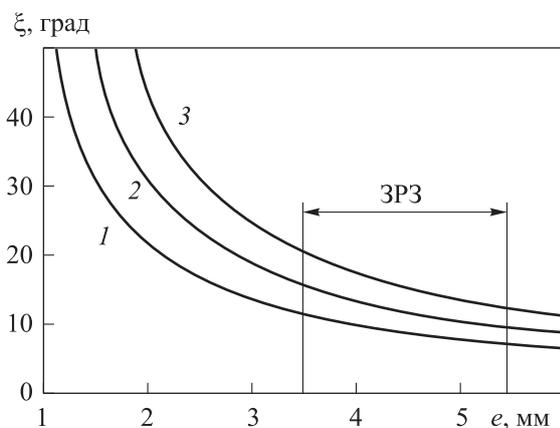


Рис. 2. Зависимости угла холостого поворота ξ от эксцентриситета e МСХ при $R = 30$ мм, $m = 0,5$ мм, $\beta_1 = 25^\circ$ и радиальном зазоре $\Delta = 0,1$ (1), $0,3$ (2), $0,5$ мм (3)

метрическими параметрами механизма, задача не имеет решения.

Зависимости угла холостого поворота ξ от модуля m при $R = 30$ мм, $e = 5$ мм, $\beta_1 = 25^\circ$ и радиальном зазоре $\Delta = 0,1, 0,3, 0,5$ мм показаны на рис. 3. Видно, что эти зависимости имеют линейный характер. Увеличение модуля с 0,2 до 1,0 мм (в 5 раз) вызывает рост угла холостого поворота в 2,3...3,9. Большие значения ξ наблюдаются при меньшем значении радиального зазора.

Зависимости угла холостого поворота ξ от угла дугового выступа β_1 при $R = 30$ мм, $e = 5$ мм, $m = 0,5$ мм и радиальном зазоре $\Delta = 0,1, 0,3, 0,5$ мм (рис. 4) носят нелинейный характер. При увеличении угла дугового выступа с 10 до 40° (в 4 раза) происходит нелинейный рост угла холостого поворота в 1,37–1,51 раза. Как и в предыдущих случаях, более существен-

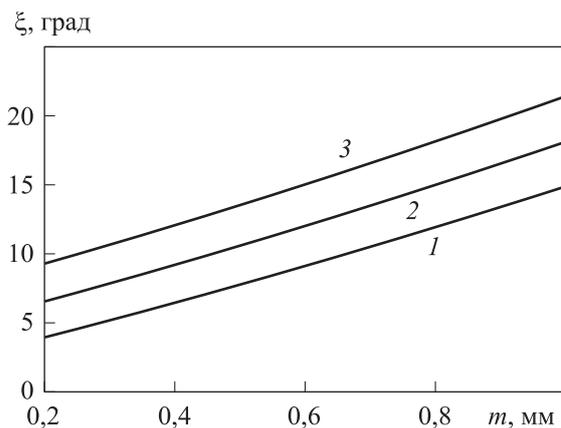


Рис. 3. Зависимости угла холостого поворота ξ от модуля m при $R = 30$ мм, $e = 5$ мм, $\beta_1 = 25^\circ$ и радиальном зазоре $\Delta = 0,1$ (1), $0,3$ (2), $0,5$ мм (3)

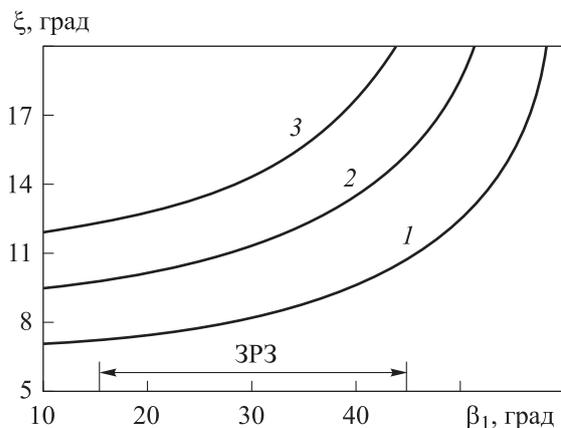


Рис. 4. Зависимости угла холостого поворота ξ от угла дугового выступа β_1 при $R = 30$ мм, $e = 5$ мм, $m = 0,5$ мм и радиальном зазоре $\Delta = 0,1$ (1), $0,3$ (2), $0,5$ мм (3)

ное изменение происходит при меньшем значении радиального зазора.

Выводы

1. Наиболее существенное влияние на значение угла холостого поворота эксцентриковых МСХ зацеплением оказывает модуль m . При проектировании механизмов модуль следует принимать равным 0,4...0,6 мм. При таких значениях модуля, с одной стороны, обеспечивает-

ся достаточная нагрузочная способность МСХ в период заклиненного состояния, а с другой — относительно небольшой угол холостого поворота в период свободного хода.

2. Влияние эксцентриситета в зоне его рабочих значений выражено менее существенно. Следовательно, эксцентриситет можно выбирать из соображений удобства технологии изготовления элементов механизма.

3. Радиальный зазор следует назначать ближе к его меньшему допустимому значению.

Литература

- [1] Orthwein W.C. *Clutches and brakes: design and selection*. New York, Marcel Dekker, 2004. 330 p.
- [2] Архангельский Г.В., Архангельский А.Г. *Роликовые механизмы свободного хода*. Одесса, Наука и техника, 2009. 92 с.
- [3] Гончаров А.А. *Самотормозящиеся клиновые механизмы свободного хода*. Волгоград, Изд-во ВолгГТУ, 2015. 200 с.
- [4] Yuming C., Hongzhi Y., Zhihui L., et al. Dynamic analysis of a wrap-spring one-way clutch in spur gear system and its parameters effect. *Int. J. Acoust. Vib.*, 2017, vol. 22, no. 3, pp. 395–402, doi: <https://doi.org/10.20855/ijav.2017.22.3485>
- [5] Liu Z-H., Yan H-Z., Cao Y-M., et al. The effect analysis of geometry and load parameters on contact stiffness of sprag one-way clutch. *AER*, 2017, vol. 105, pp. 84–93.
- [6] Aliukov S., Keller A., Alyukov A. Design and calculating of relay-type overrunning clutch. *SAE Tech. Paper*, 2016, no. 2016-01-1134, doi: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1134>
- [7] Иванов А.С., Ермолаев М.М., Куралина Н.Н. и др. Конструирование муфт свободного хода редукторов. *Вестник машиностроения*, 2014, № 10, с. 3–7.
- [8] Попов А.В. Анализ распределения напряжений в механизме свободного хода клинового типа повышенной нагрузочной способности. *Известия ВолГТУ*, 2015, № 8, с. 110–112.
- [9] Бондалетов В.П., Медведев В.И., Петров А.В. Оценка надежности механизмов свободного хода в составе импульсной механической бесступенчатой передачи. *Вестник машиностроения*, 2010, № 10, с. 35–37, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X10100059>
- [10] Zhou G.-Q., Yuan R.-W., Jiang X.-M. Study on design of ratchet-pawl clutch in winder. *Appl. Mech. Mater.*, 2012, vol. 215-216, pp. 263–269, doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.215-216.263>
- [11] Roach G.M., Howell L.L. Evaluation and comparison of alternative compliant overrunning clutch designs. *J. Mech. Des.*, 2002, vol. 124, no. 3, pp. 485–491, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1480414>
- [12] Mackin T.J., Anderson N., Aguilar S., et al. D. Fatigue failure of a star-ratchet gear. *Eng. Fail. Anal.*, 2013, vol. 32, pp. 334–347, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.03.009>
- [13] Леонов С.А. Оптимизация параметров храпового механизма свободного хода с упругими рабочими телами. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2011, № 2, с. 12–15, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2011-2-12-15>
- [14] Шарков О.В., Корягин С.И., Калинин А.В. Экспериментальное исследование крутильной жесткости механизмов свободного хода приводов машин. *Вестник машиностроения*, 2017, № 8, с. 43–45, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X17110144>
- [15] Бондалетов В.П. Микрохраповый механизм свободного хода для высокоскоростных передач. *Горное оборудование и электромеханика*, 2006, № 1, с. 14–16.
- [16] Пылаев Б.В., Шамин А.А. Зубчатая обгонная муфта для нефрикционного высокомоментного вариатора. *Вестник машиностроения*, 2008, № 6, с. 3–6.
- [17] Воркуев Д.С. Предельные режимы работы механизмов свободного хода храпового типа с учетом ударов. *Сборка в машиностроении, приборостроении*, 2008, № 12, с. 24–27.

- [18] Gerez L., Liarokapis M.A. Compact ratchet clutch mechanism for fine tendon termination and adjustment. *Proc. 2018 IEEE/ASME Int. Conf. AIM*, 2018, pp. 1390–1395, doi: <https://doi.org/10.1109/AIM.2018.8452246>
- [19] Голубев Ю.А. Самоблокирующаяся реверсивная храповая муфта и ее расчет. *Вестник машиностроения*, 2008, № 12, с. 79–80, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X08120137>
- [20] Корн Г.А., Корн Т.М. *Справочник по математике для научных работников и инженеров: Определения. Теоремы. Формулы*. Санкт-Петербург, Лань, 2003. 831 с.

References

- [1] Orthwein W.C. *Clutches and brakes: design and selection*. New York, Marcel Dekker, 2004. 330 p.
- [2] Arkhangel'skiy G.V., Arkhangel'skiy A.G. *Rolikovye mekhanizmy svobodnogo khoda* [Free-wheel rolling clutches]. Odessa, Nauka i tekhnika Publ., 2009. 92 p.
- [3] Goncharov A.A. *Samotormozyashchiesya klinovye mekhanizmy svobodnogo khoda* [Self-locking free-wheel key clutches]. Volgograd, Izd-vo VolgGTU Publ., 2015. 200 p.
- [4] Yuming C., Hongzhi Y., Zhihui L., et al. Dynamic analysis of a wrap-spring one-way clutch in spur gear system and its parameters effect. *Int. J. Acoust. Vib.*, 2017, vol. 22, no. 3, pp. 395–402, doi: <https://doi.org/10.20855/ijav.2017.22.3485>
- [5] Liu Z-H., Yan H-Z., Cao Y-M., et al. The effect analysis of geometry and load parameters on contact stiffness of sprag one-way clutch. *AER*, 2017, vol. 105, pp. 84–93.
- [6] Aliukov S., Keller A., Alyukov A. Design and calculating of relay-type overrunning clutch. *SAE Tech. Paper*, 2016, no. 2016-01-1134, doi: <https://doi.org/10.4271/2016-01-1134>
- [7] Ivanov A.S., Ermolaev M.M., Kuralina N.N., et al. Design of free-wheeling clutches of reducers. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2014, no. 10, pp. 3–7 (in Russ.).
- [8] Popov A.V. Stress distribution analysis in free-wheeling key clutch with increased load capacity. *Izvestiya VolGTU* [Izvestia VSTU], 2015, no. 8, pp. 110–112 (in Russ.).
- [9] Bondaletov V.P., Medvedev V.I., Petrov A.V. Reliability of free-wheel mechanisms in pulsed continuously variable transmission. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2010, no. 10, pp. 35–37 (in Russ.).
- [10] Zhou G-Q., Yuan R-W., Jiang X-M. Study on design of ratchet-pawl clutch in winder. *Appl. Mech. Mater.*, 2012, vol. 215-216, pp. 263–269, doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.215-216.263>
- [11] Roach G.M., Howell L.L. Evaluation and comparison of alternative compliant overrunning clutch designs. *J. Mech. Des.*, 2002, vol. 124, no. 3, pp. 485–491, doi: <https://doi.org/10.1115/1.1480414>
- [12] Mackin T.J., Anderson N., Aguilar S., et al. D. Fatigue failure of a star-ratchet gear. *Eng. Fail. Anal.*, 2013, vol. 32, pp. 334–347, doi: <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2013.03.009>
- [13] Leonov S.A. Optimization of parameters of the ratchet free-run mechanism with resilient working bodies. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Mashinostroenie* [BMSTU Journal of Mechanical Engineering], 2011, no. 2, pp. 12–15, doi: <http://dx.doi.org/10.18698/0536-1044-2011-2-12-15> (in Russ.).
- [14] Sharkov O.V., Koryagin S.I., Kalinin A.V. Torsional rigidity of freewheel mechanisms in drives. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2017, no. 8, pp. 43–45, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X17110144> (in Russ.).
- [15] Bondaletov V.P. Ratchet free-wheel clutch mechanism for high-speed transmissions. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika* [Mining Equipment and Electromechanics], 2006, no. 1, pp. 14–16 (in Russ.).
- [16] Pylaev B.V., Shamin A.A. Bypass gear clutch for nonfrictional high-torque speed regulator. *Vestnik mashinostroeniya*, 2008, no. 6, pp. 3–6 (in Russ.). (Eng. version: *Russ. Engin. Res.*, 2008, vol. 28, no. 6, pp. 517–522, doi: <https://doi.org/10.3103/S1068798X08060014>).
- [17] Vorkuev D.S. The utmost permissible operation conditions for the ratchet-gear overrunning clutch with the impact shocks considered. *Sbornik v mashinostroenii, priborostroenii* [Assembling in Mechanical Engineering and Instrument Making], 2008, no. 12, pp. 24–27 (in Russ.).
- [18] Gerez L., Liarokapis M.A. Compact ratchet clutch mechanism for fine tendon termination and adjustment. *Proc. 2018 IEEE/ASME Int. Conf. AIM*, 2018, pp. 1390–1395, doi: <https://doi.org/10.1109/AIM.2018.8452246>

- [19] Golubev Yu.A. Self-blocking reversible ratchet clutch. Self-blocking reversible ratchet clutch. *Vestnik mashinostroyeniya*, 2008, no 12, pp. 79–80 (in Russ.).
- [20] Korn G.A., Korn T.M. *Mathematical handbook for scientists and engineers*. McGraw-Hill, 1968. (Russ. ed.: *Spravochnik po matematike dlya nauchnykh rabotnikov i inzhenerov: Opredeleniya. Teoremy. Formuly*. Sankt-Petersburg, Lan' Publ., 2003. 831 p.).

Статья поступила в редакцию 11.02.2021

Информация об авторах

ШАРКОВ Олег Васильевич — доктор технических наук, доцент, профессор кафедры «Теория механизмов и машин и детали машин». ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет»; профессор кафедры «Машиноведение и технические системы». ФГАОУ ВО «Балтийский федеральный университет им. И. Канта» (236016, Калининград, Российская Федерация, ул. А. Невского, д. 14, e-mail: o_sharkov@mail.ru).

КАЛИНИН Александр Владиславович — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин и детали машин». ФГБОУ ВО «Калининградский государственный технический университет» (236022, Калининград, Российская Федерация, Советский пр-т, д. 1, e-mail: aleksandr.kalinin@klgtu.ru).

Information about the authors

SHARKOV Oleg Vasilyevich — Doctor of Science (Eng.), Associate Professor, Professor, Department of Theory of Mechanisms, Machines and Machine Parts. Kaliningrad State Technical University; Professor, Department of Engineering and technical systems. Immanuel Kant Baltic Federal University (236016, Kaliningrad, Russian Federation, A. Nevskiy St., Bldg. 14, e-mail: o_sharkov@mail.ru).

KALININ Alexander Vladislavovich — Candidate of Science (Eng.), Associate Professor, Department of Theory of Mechanisms, Machines and Machine Parts. Kaliningrad State Technical University (236022, Kaliningrad, Russian Federation, Sovetskiy Prospekt, Bldg. 1, e-mail: aleksandr.kalinin@klgtu.ru).

Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:

Шарков О.В., Калинин А.В. Анализ условий бесконтактного движения эксцентриковых механизмов свободного хода. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2021, № 7, с. 3–9, doi: 10.18698/0536-1044-2021-7-3-9

Please cite this article in English as:

Sharkov O.V., Kalinin A.V. Analysis of the Conditions for the Contactless Movement of Eccentric Freewheel Mechanisms. *BMSTU Journal of Mechanical Engineering*, 2021, no. 7, pp. 3–9, doi: 10.18698/0536-1044-2021-7-3-9



Издательство МГТУ им. Н.Э. Баумана
предлагает читателям учебное пособие
К.В. Васильевой

«Проектирование в AutoCAD. 2D-моделирование»

Приведены необходимые сведения по обучению работе в графическом редакторе AutoCAD для выполнения 2D-чертежей.

Для студентов МГТУ им. Н.Э. Баумана, изучающих дисциплины «Инженерная и компьютерная графика» и «Компьютерная графика», а также для аспирантов соответствующего профиля.

По вопросам приобретения обращайтесь:

105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1.
Тел.: +7 499 263-60-45, факс: +7 499 261-45-97;
press@bmstu.ru; www.baumanpress.ru