

ФОРМИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ИЗ ЭВОЛЬВЕНТНО-КОНИЧЕСКИХ КОЛЕС

Б.А. Лопатин, С.В. Плотникова, И.П. Дерябин

Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия

При проектировании современных приводов машин на основе традиционных зубчатых передач в некоторых случаях возникают проблемы, связанные со сложностью рациональной компоновки привода, повышения его нагрузочной способности. Эти проблемы можно решить, используя зубчатые передачи с эвольвентно-коническими колесами. Эвольвентно-коническое колесо (ЭКК) представляет собой наиболее общий случай зубчатого колеса с эвольвентным профилем зубьев. У ЭКК при формировании зубьев коэффициент смещения инструмента линейно меняется по ширине зубчатого венца. Геометрия ЭКК и передач, составленных из них, разработана на кафедре «Техническая механика» филиала ЮУрГУ в г. Златоусте. В статье представлены основные зависимости, необходимые для определения размеров ЭКК, и возможные схемы формирования зубчатых передач с ЭКК. Зубчатые передачи на основе ЭКК можно формировать при любом расположении осей колес в пространстве. В данной работе представлены схемы формирования пространственных (на скрещивающихся осях), конических (на пересекающихся осях), цилиндрических (на параллельных осях) передач с ЭКК. Показаны преимущества передач с ЭКК (компоновочные, эксплуатационные, нагрузочные) по отношению к передачам из обычных конических и цилиндрических зубчатых колес. Передачи с ЭКК на скрещивающихся осях позволяют передавать вращение при сколь угодно малых расстояниях между осями колес при требуемой локализации контакта, вплоть до получения линейного контакта в зацеплениях зубьев. Конические передачи с ЭКК менее чувствительны к погрешностям и могут быть сформированы при малых межосевых углах, что проблемно для традиционных конических зацеплений. Цилиндрические передачи с ЭКК отличаются от традиционных повышенной нагрузочной способностью и плавностью работы. Кроме того, они могут быть применены в качестве безлюфтовых передач и передач одностороннего вращения. Таким образом, передачи с ЭКК благодаря их универсальности и преимуществам перед традиционными зубчатыми передачами могут с успехом применяться в современных приводах (авиационных, космических, автомобильных и т. п.) при любом расположении осей колес в пространстве.

Ключевые слова: эвольвентно-коническое колесо, зубчатые передачи, приводы машин.

Введение

При создании современных приводов машин на основе традиционных зубчатых передач, сформированных из цилиндрических и конических колес, в некоторых случаях возникают проблемы, связанные со сложностью рациональной компоновки привода и повышением его нагрузочной способности. Эти проблемы можно решить, используя зубчатые передачи с эвольвентно-коническими колесами (ЭКК). Эвольвентно-коническое колесо – это колесо, у которого коэффициент смещения по ширине зубчатого венца меняется по линейному закону [1–4]. Современное технологическое оборудование позволяет легко получать зубчатые колеса с переменным по ширине зубчатого венца коэффициентом смещения инструмента. Наиболее рационально это реализовать на зубофрезерных станках с ЧПУ. Если в качестве инструмента использовать инструмент реечного типа (червячная фреза, абразивный круг), а коэффициент смещения менять по линейному закону, то в результате получим эвольвентно-коническое колесо (ЭКК). Колесо может быть выполнено как прямозубым, так и косозубым [5]. На рис. 1 представлены эскиз и фотография эвольвентно-конического колеса.

Из ЭКК можно сформировать зубчатые передачи для любого расположения осей колес в пространстве (скрещивающиеся, пересекающиеся, параллельные оси). При этом передачи с ЭКК будут иметь улучшенные нагрузочные и компоновочные характеристики по отношению к передачам из обычных цилиндрических и конических колес.

Расчет и конструирование

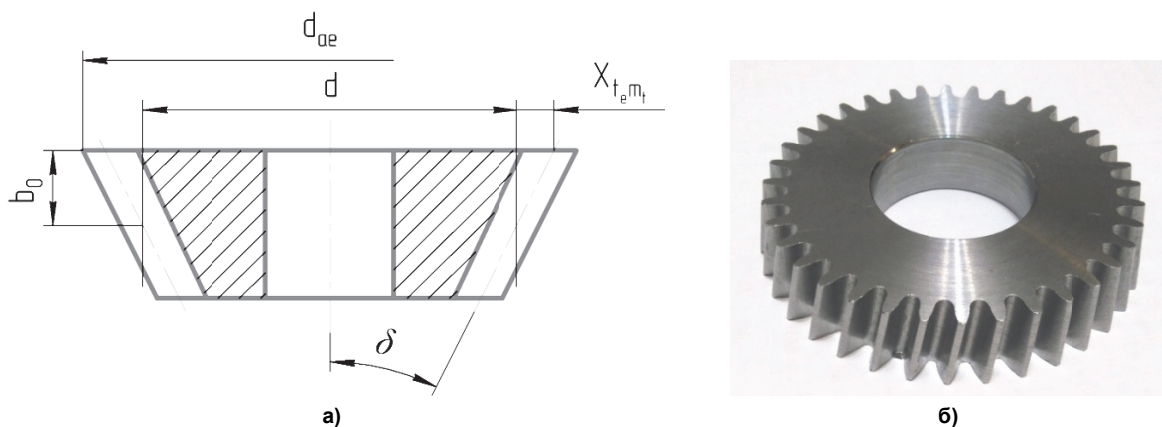


Рис. 1. Эвольвентно-коническое колесо: а – эскиз косозубого ЭКК; б – фотография ЭКК

Геометрия эвольвентно-конического колеса

В таблице представлены основные зависимости для геометрического расчета эвольвентно-конического колеса.

№ п/п	Определяемая величина	Расчетная формула
1	Торцовый модуль	$m_t = \frac{m}{\cos \beta}$
2	Угол давления эвольвенты на делительной окружности	$\operatorname{tg} \alpha_{t \text{ п, л}} = \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta}{\cos \beta} \pm \operatorname{tg} \beta \cdot \sin \delta$
3	Коэффициент высоты головки зуба инструмента	$h_{at}^* = \frac{h_a^* \cdot \cos \beta}{\cos \delta}$
4	Коэффициент радиального зазора	$c_t^* = \frac{c^* \cdot \cos \beta}{\cos \delta}$
5	Радиус делительной окружности	$r = \frac{m_t z}{2}$
6	Радиус основной окружности	$r_{bn, л} = r \cdot \cos \alpha_{tn, л}$
7	Радиус окружности впадин	$r_i = \frac{m_t}{2} (z - 2h_a^* + 2x_t - 2c_t^*)$
8	Радиус окружности вершин зубьев ($\delta_a = \delta$)	$r_a = \frac{m_t}{2} (z + 2h_{at}^* + 2x_t - 2c_t^*)$
9	Угол наклона винтовой линии на делительном цилиндре	$\operatorname{tg} \beta_{п, л} = \operatorname{tg} \beta \cdot \cos \delta \mp \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta}{\cos \beta}$
10	Угол наклона винтовой линии на основном цилиндре	$\operatorname{tg} \beta_{b \text{ п, л}} = \operatorname{tg} \beta_{п, л} \cdot \cos \alpha_{t \text{ п, л}}$
11	Делительная толщина зуба	$S_t = m_t \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta}{\cos \beta} \right)$
12	Дуговая толщина зуба на окружности d_y	$S_{ty} = \frac{d_y}{2} \cdot \left(\frac{2S_t}{d} + \operatorname{inv} \alpha_{tn} + \operatorname{inv} \alpha_{tn} - \operatorname{inv} \alpha_{tyn} - \operatorname{inv} \alpha_{tyn} \right)$

Передачи с эвольвентно-коническими колесами

Зубчатые передачи с ЭКК (как и обычные цилиндрические передачи) могут выполняться как со смещением инструмента, так и без смещения. В передачах со смещением радиусы начальных окружностей $r_{w1,2}$ и значения углов β_w, δ_w отличаются от их значений в станочных зацеплениях колес. Тип передачи может быть охарактеризован угловым коэффициентом воспринимаемого

смещения $x_\alpha = \frac{\cos\alpha_w}{\cos\alpha}$, где α_w – угол зацепления в передаче. При $x_\alpha < 1$ получается передача с положительным смещением, при $x_\alpha > 1$ – с отрицательным, при $x_\alpha = 1$ – передача без смещения. Нарезание ЭКК инструментом реечного типа обеспечивает правильное зацепление ЭКК с другими зубчатыми колесами, нарезанными таким же инструментом. Соответственно ЭКК правильно сцепляется друг с другом, с цилиндрическими колесами, эвольвентными червяками. Такая широкая универсальность является одним из важных преимуществ передач с ЭКК.

Передачи на скрещивающихся осях

Передачи с ЭКК между скрещивающимися осями колес (рис. 2) малочувствительны к погрешностям межосевого расстояния за счет возможности смещения колес вдоль своих осей. В передачах легко реализовать требуемую локализацию контакта зубьев вплоть до получения линейного касания зубьев путем изменения геометрических параметров колес. При этом можно добиться линейного касания зубьев. Условие линейного контакта для одной из сторон зубьев записывается в виде:

$$\operatorname{tg}\alpha_w \cdot \sin(\beta_{w1} + \beta_{w2}) = \operatorname{tg}\delta_{w1} \cdot \cos\beta_{w2} + \operatorname{tg}\delta_{w2} \cdot \cos\beta_{w1}.$$

Это условие получено благодаря равенству нулю угла между линейчатыми образующими эвольвентных геликоидов колес. При нарезании колес эти линейчатые образующие являются характеристиками-линиями контакта зубьев колеса с производящей рейкой.

Угол между характеристиками может вычисляться по формуле

$$\gamma_{л(n)} = \chi_{л(n)2} - \chi_{л(n)1},$$

где $\chi_{л(n)1,2}$ – углы между характеристикой соответствующего колеса и средней линией производящей рейки.

Выполнение этого условия позволяет получить в передаче с ЭКК значительно большую нагрузочную способность по сравнению с винтовой передачей, составленной из обычных цилиндрических зубчатых колес. Благодаря этому гиперболические передачи с ЭКК можно использовать в тяжелонагруженных приводах [6–10]. Одним из преимуществ таких передач является возможность передавать вращение при очень малом межосевом расстоянии (минимальное значение ограничено лишь диаметрами валов колес) за счет изменения расположения колес (размеры e_{w1} , e_{w2} , см. рис. 2) относительно линии кратчайшего межосевого расстояния. Реализовать такую передачу с другими зубчатыми колесами невозможно.

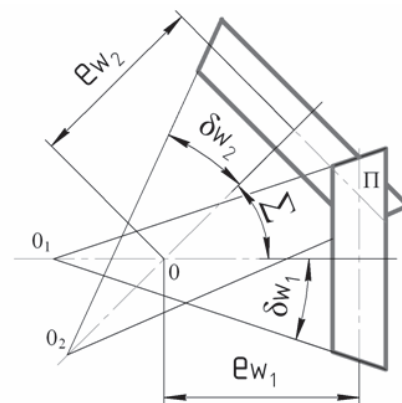


Рис. 2. Гиперболическая зубчатая передача

Конические передачи

Конические передачи (рис. 3), полностью составленные из ЭКК или из эвольвентно-конического и цилиндрического зубчатого колеса, имеют локализованный контакт зубьев. Степень локализации зависит от межосевого угла (чем больше угол, тем больше локализация). Следовательно, их целесообразно применить при малых углах между осями, в случаях, когда изготовление обычных конических колес затруднено (из-за большого конусного расстояния). Передачи мало чувствительны к погрешностям осевого расположения колес и угла между осями. В случае большого числа зубьев и малой ширины зубчатых колес (в кинематических передачах) можно использовать ЭКК и при больших углах между осями [11–14].

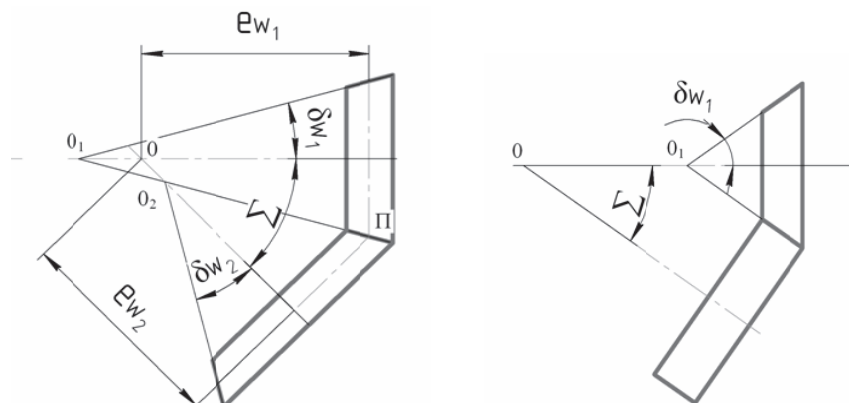


Рис. 3. Конические зубчатые передачи из ЭКК

Цилиндрические передачи

Цилиндрические зубчатые передачи являются разновидностью передач на параллельных осях (рис. 4). Они могут состоять либо из двух прямозубых с одинаковыми углами конусности δ , либо из косозубых колес с равными, но противоположными по знаку углами наклона линии зуба рейки β . В этом случае колеса в передаче устанавливаются вершинами конусов навстречу друг другу. Применение ЭКК в цилиндрических передачах позволяет повысить плавность работы (за счет увеличения коэффициента перекрытия). Это благоприятным образом сказывается на грузочной способности передач. Так, даже в цилиндрической передаче с прямозубыми ЭКК при использовании стандартного исходного контура рейки можно легко достичь коэффициента перекрытия больше двух.

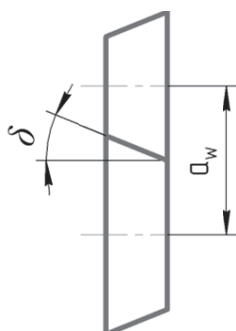


Рис. 4. Цилиндрическая передача из ЭКК

В случае применения прямозубо-косозубых ЭКК достигается повышение плавности без появления осевых нагрузок, которые присущи передачам с косозубыми цилиндрическими колесами. При определенной комбинации углов конусности и наклона линии зубьев колес на базе цилиндрической передачи можно сгенерировать механизм свободного хода. В таком случае передача передает вращение только в одном направлении [15–17].

Важное положительное качество цилиндрических передач из ЭКК – это возможность регулировки расстояния между осями за счет взаимного осевого сдвига колес (при постоянном боковом зазоре или беззазорном зацеплении). Также можно регулировать величину бокового зазора при неизменном межосевом расстоянии. Все это позволяет применять такие передачи в качестве безлюфтовых [14, 18].

При этом технология изготовления эвольвентно-конических колес [19, 20] позволяет получить ту же точность, что и у традиционных передач с цилиндрическими и коническими колесами.

Заключение

Эвольвентно-коническое зубчатое колесо является наиболее общим случаем колеса с эвольвентным профилем зубьев.

1. Показаны особенности формообразования эвольвентного профиля зубьев ЭКК. Представлены зависимости для расчета геометрии ЭКК.
2. Приведены схемы формирования зубчатых передач с ЭКК на скрещивающихся, пересекающихся и параллельных осях колес.
3. Представлены преимущества передач с ЭКК по отношению к передачам из обычных цилиндрических и конических колес.
4. Особенности технологии изготовления ЭКК позволяют обеспечивать точность передач такую же, как и для передач из традиционных цилиндрических и конических колес.

Таким образом, из ЭКК и различных комбинаций ЭКК с цилиндрическими колесами можно сгенерировать передачи с улучшенными свойствами для произвольного расположения колес

в пространстве. Это позволяет выполнять передаточные механизмы, которые невозможно реализовать при использовании обычных зубчатых передач.

Литература

1. Гавриленко, В.А. Основы теории эвольвентных зубчатых передач / В.А. Гавриленко. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1969. – 431 с.
2. Справочник по геометрическому расчету эвольвентных зубчатых и червячных передач / под ред. И.А. Болотовского. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.
3. Litvin, F.L. *A Fuentes Gear Geometry and Applied Theory* / F.L. Litvin. – 2nd ed. – Cambridge University Press, Cambridge, 2004. – 795 p.
4. Лопатин, Б.А. Цилиндро-конические зубчатые передачи: моногр. / А.Б. Лопатин, О.Н. Цуканов – Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2005. – 200 с.
5. Kapelevich, A.L. *Direct gear design for asymmetric tooth gears* / A.L. Kapelevich // *Mechanisms and Machine Science*. – 2016. – P. 117–143.
6. Цуканов, О.Н. Цилиндро-конические зубчатые зацепления в приводах машин / О.Н. Цуканов // *Вестник машиностроения*. – 2003. – № 8. – С. 7–9.
7. Цуканов, О.Н. Электромеханический привод для механизмов углового поворота объектов космической техники / О.Н. Цуканов, Е.А. Полуэктов // *Вестник машиностроения*. – 2009. – № 2. – С. 14–16.
8. Khaustov, S.A. *Involute helical-bevel gearing* / S.A. Khaustov // *Procedia Engineering Ser. International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2015*. – 2015. – P. 891–895.
9. *Analysis and testing of gears with asymmetric involute tooth form and optimized fillet form for potential application in helicopter main drives* / F.W. Brown, S.R. Davidson, D.B. Hanes et al. // *American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting*. – 2010. – P. 172–186.
10. *Application of gears with asymmetric teeth in turboprop engine gearbox* / A.S. Novikov, A.G. Paikin, V.L. Dorofeyev et al. // *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, DETC2007*. – 2007. – P. 327–334.
11. Создание электромеханических приводов нового поколения трансформированных космических систем / В.П. Еремин, Н.В. Еремин, А.Н. Кириллин и др. – Самара: Поволжское отделение академии техн. наук РФ. ФГУП «ГНПРКЦ «ЦСКБ-Прогресс», 2011.
12. *Research on geometrical characteristics of straight bevel gears with a small shaft angle with a non-generated gear and generated pinion* / V. Syzrantsev, K. Syzrantseva, A. Pazyak, M. Milanovic // *FME Transactions*. – 2017. – Vol. 45 (4). – P. 661–669.
13. *Determination of Geometrical Parameters for Semi-Rolling Bevel Processional Gears with Straight Teeth* / V. Syzrantsev, K. Syzrantseva, M. Milanovic, A. Pazyak // *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering* – 2016. – Vol. 142 (1). – Article number 012086. DOI: 10.1088/1757-899X/142/1/012086
14. Lopatin, B.A. *Helical-Bevel Gearing with Small Wheel Axles Angles* / B.A. Lopatin, S.V. Plotnikova // *Procedia Engineering Ser. International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017*. – 2017. – P. 1189–1194.
15. Bruzhas V.V. *Development of Solid-State Models for the Gears of Different Geometry* / V.V. Bruzhas // *Procedia Engineering*. – 2015. – Vol. 129. – P. 369–373.
16. Kapelevich, A.L. *Self-locking gears: Design and potential applications* / A.L. Kapelevich, E. Taye // *American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting*. – 2010. – P. 212–219.
17. А.с. 901682 СССР, МКИ F 16 D 41/00. Механизм свободного хода / Г.Г. Васин, В.И. Безруков, В.И. Пожбелко, Н.П. Данилов. – Опубл. 1982, Бюл. № 4.
18. А.с. 1634896 СССР, МКИ F 16 H 55/18, 1/14. Беззазорная зубчатая передача / В.И. Безруков, Д.Н. Казарцев, В.М. Рублев и др. – Опубл. 15.03.1991.
19. Lopatin B.A., Plotnikova S.V. *Finishing of the Helical-bevel Gear Teeth Flanks* / B.A. Lopatin, S.V. Plotnikova // *Procedia Engineering Ser. International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2015*. – 2016. – P. 889–893.
20. Storchak M. *Simulation of the teeth profile shaping during the finishing of gears* / M. Storchak // *Mechanisms and Machine Science*. – 2020. – Vol. 81. – P. 365–384.

Расчет и конструирование

Лопатин Борис Александрович, доктор технических наук, профессор кафедры «Технологии машиностроения, станки и инструменты», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, lopatinba@susu.ru.

Плотникова Светлана Викторовна, кандидат технических наук, доцент кафедры «Технологии машиностроения, станки и инструменты», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, plotnikovasv@susu.ru.

Дерябин Игорь Петрович, доктор технических наук, профессор кафедры «Технологии машиностроения, станки и инструменты», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, deriabiniip@susu.ru.

Поступила в редакцию 17 февраля 2020 г.

DOI: 10.14529/engin200102

FORMATION OF GEARINGS FROM INVOLUTE-BEVEL GEARS

B.A. Lopatin, lopatinba@susu.ru,
S.V. Plotnikova, plotnikovasv@susu.ru,
I.P. Deryabin, deriabiniip@susu.ru

South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation

When designing modern machine drives based on traditional gears, in some cases there are problems associated with the complexity of the rational layout of the drive, and its load capacity. These problems can be solved using gears with involute bevel wheels. The involute bevel gear (IBG) is the most common case of gearwheel with an involute tooth profile. In IBG, when teeth are formed, the tool displacement coefficient varies linearly along the width of the gear rim. The geometry of the IBG and the gears made up of them was developed at the Department of Technical Mechanics, a branch of SUSU in Zlatoust. The article presents the main dependencies necessary for determining the size of the IBG and possible schemes for the formation of gears with the IBG. Gearings on the base can be formed at any position of the axles of the gears in space. This paper presents schemes for the formation of spatial (on intersecting axes), bevel (on intersecting axes), cylindrical (on parallel axes) transmissions with IBG. The advantages of gears with IBG (layout, operational, load) in relation to gears from traditional cylindrical and bevel wheels are shown. Thus, transmissions from the IBG on intersecting axes make it possible to transmit rotation at arbitrarily small distances between the axles of the wheels with the required contact localization, up to obtaining a linear contact in gearing of the teeth. Bevel gears with IBG are less sensitive to errors and can be formed at small interaxial angles, which is problematic for traditional bevel gears. Cylindrical gears with IBG differ from traditional ones in increased load capacity and smooth operation. In addition, they can be used as backlashless and single-sided gears. Thus, gears with IBG due to their versatility and advantages over traditional gears can be successfully used in modern drives (aviation, space, automobile, etc.) with any arrangement of gear axles in space.

Keywords: involute bevel gear, gears, drivescars.

References

1. Gavrilenko V.A. *Osnovy teorii evol'ventnykh zubchatykh peredach* [Fundamentals of the Theory of Involute Gearings]. 2nd ed., revised. Moscow, Engineering Publ., 1969. 431 p.
2. Bolotovskogo I.A. (Ed.) *Spravochnik po geometricheskomu raschetu evol'ventnykh zubchatykh i chervyachnykh peredach* [Handbook for the Geometric Calculation of Involute Gears and Worm Gears] Moscow, Engineering Publ., 1986. 448 p.
3. Litvin F.L. *A Fuentes Gear Geometry and Applied Theory*, 2nd ed. Cambridge University Press, Cambridge, 2004. 795 p.
4. Lopatin B.A., Cukanov O.N. *Cilindro-konicheskie zubchatye peredachi: monografiya* [Helical-Bevel Gearings: monograph]. Chelyabinsk: South Ural St. Univ. Publ., 2005. 200 p.

5. Kapelevich A.L. Direct gear design for asymmetric tooth gears. *Mechanisms and Machine Science*, 2016, pp. 117–143.
6. Cukanov O.N. [Helical-Bevel Gears in Machine Drives]. *Engineering Bulletin*, 2003, no. 8, pp. 7–9. (in Russ.)
7. Cukanov O.N., Poluektov E.A. [Electromechanical Drive for Angular Mechanisms Turning Objects of Space Technology]. *Engineering Bulletin*, 2009, no. 2, pp. 14–16.
8. Khaustov S.A. Involute Helical-Bevel Gearing. *Procedia Engineering Ser. International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2015*, 2015, pp. 891–895.
9. Brown F.W., Davidson S.R., Hanes D.B., Weires D.J., Kapelevich A.L. Analysis and Testing of Gears with Asymmetric Involute Tooth Form and Optimized Fillet Form for Potential Application in Helicopter Main Drives. *American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting*, 2010, pp. 172–186.
10. Novikov A.S., Paikin A.G., Dorofeyev V.L., Ananiev V.M., Kapelevich A.L. Application of Gears with Asymmetric Teeth in Turboprop Engine Gearbox. *Proceedings of the ASME International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, DETC2007*, 2007, pp. 327–334.
11. Eremin V.P., Eremin N.V., Kirillin A.N. et al. *Sozдание elektromekhanicheskikh privodov novogo pokoleniya transformirovannykh kosmicheskikh system* [Creation of Electromechanical Drives of a New Generation of Transformed Space Systems]. Samara, 2011.
12. Syzrantsev V., Syzrantseva K., Pazyak A., Milanovic M. Research on Geometrical Characteristics of Straight Bevel Gears with a Small Shaft Angle with a Non-Generated Gear and Generated Pinion. *FME Transactions*, 2017, vol. 45 (4), pp. 661–669.
13. Syzrantsev V., Syzrantseva K., Milanovic M., Pazyak A. Determination of Geometrical Parameters for Semi-Rolling Bevel Precessional Gears with Straight Teeth. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2016, vol. 142 (1), Article number 012086. DOI: 10.1088/1757-899X/142/1/012086
14. Lopatin B.A., Plotnikova S.V. Helical-Bevel Gearing with Small Wheel Axles Angles. *Procedia Engineering Ser. International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2017*, 2017, pp. 1189–1194.
15. Bruzhas V.V. Development of Solid-State Models for the Gears of Different Geometry. *Procedia Engineering*, 2015, vol. 129, pp. 369–373.
16. Kapelevich A.L., Taye E. Self-locking gears: Design and potential applications. *American Gear Manufacturers Association Fall Technical Meeting*, 2010, pp. 212–219.
17. Vasin G.G., Bezrukov V.I., Pozhbelko V.I. *Mekhanizm svobodnogo hoda* [Freewheel Mechanism]. Patent USSR, no. 901682, 1982.
18. Bezrukov V.I., Kazartcev D.N., Rublev V.M. et al. *Bezzazornaya zubchataya peredacha* [Gearless Gearing]. Patent USSR, no. 1634896, 1991.
19. Lopatin B.A., Plotnikova S.V. Finishing of the Helical-bevel Gear Teeth Flanks. *Procedia Engineering Ser. International Conference on Industrial Engineering, ICIE 2015*, 2016, pp. 889–893.
20. Storchak M. Simulation of the Teeth Profile Shaping During the Finishing of Gears. *Mechanisms and Machine Science*, 2020, vol. 81, pp. 365–384.

Received 17 February 2020

ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Лопатин, Б.А. Формирование зубчатых передач из эвольвентно-конических колес / Б.А. Лопатин, С.В. Плотникова, И.П. Дерябин // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2020. – Т. 20, № 1. – С. 15–21. DOI: 10.14529/engin200102

FOR CITATION

Lopatin B.A., Plotnikova S.V., Deryabin I.P. Formation of Gearings from Involute-Bevel Gears. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2020, vol. 20, no. 1, pp. 15–21. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin200102