



ЛЮМИНАРСКИЙ
Станислав Евгеньевич
(МГТУ им. Н.Э.Баумана)

LYUMINARSKIY
Stanislav Evgen'evich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



ЛЮМИНАРСКИЙ
Игорь Евгеньевич
(Московский
государственный
индустриальный университет)

LYUMINARSKIY
Igor' Evgen'evich
(Moscow, Russian Federation,
Moscow State Industrial
University)

Теоретические исследования кинематической погрешности волновой зубчатой передачи

С.Е. Люминарский, И.Е. Люминарский

Одно из требований, предъявляемых к волновым зубчатым передачам (ВЗП) — повышение кинематической точности. Основными причинами, вызывающими кинематическую погрешность, являются: деформация гибкого колеса, радиальные колебания кулачка, погрешности изготовления зубчатых колес. Для получения требуемой кинематической точности ВЗП необходимо знать влияние на нее класса точности деталей, параметров передачи, нагрузки и др. Теоретическое исследование такого влияния требует создания математической модели, учитывающей пространственный характер деформации элементов ВЗП, многопарность и многозонность зацепления, погрешности изготовления и монтажа деталей. Предлагаемая математическая модель основана на расчете упругого взаимодействия элементов ВЗП с учетом указанных особенностей. В статье приведены результаты расчетных исследований кинематической погрешности ВЗП с кулачковым генератором волн и диаметром гибкого колеса $d = 160$ мм. Рассмотрено влияние погрешностей деталей на кинематическую погрешность.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, гибкое колесо, кинематическая погрешность, кулачковый генератор.

Theoretical studies of the kinematic error of a wave gear

S.E. Lyuminarskiy, I.E. Lyuminarskiy

A new mathematical model for determining the kinematic error of a wave gear is presented. One of the requirements to wave gears is to increase their kinematic accuracy. Kinematic errors are mainly caused by the deformations of the flexible wheel, the radial oscillations of the gear cam, and the manufacturing errors. Furthermore, the influence of the accuracy of parts, gear and load parameters, etc. on the kinematic accuracy must be investigated. In this paper, a mathematical model that takes into account spatial deformations of wave gear elements, multipair and multizone engagement parameters, and fabrication and installation errors of parts is developed. The proposed mathematical model is based on the calculation of the elastic interaction of wave gear elements. The results of research of the kinematic error of the wave gear with a cam wave generator were obtained for the flexible wheel diameter $d = 160$ mm. The effect of the errors of parts on the kinematic error is discussed.

Keywords: cam generator, wave gear, flexible wheel, kinematic error.

Качественные показатели работы современных электромеханических приборов в значительной степени определяются точностью передаточных механизмов. Благодаря наличию гибкого колеса волновые зубчатые передачи (ВЗП) имеют многозонное и многопарное зацепление, позволяют получить беззазорное зацепление. Эти достоинства ВЗП обеспечивают им высокую кинематическую точность при небольшом весе и габаритах. Кроме того волновые зубчатые передачи характеризуются высокой нагрузочной способностью и позволяют получать большое передаточное число в одной ступени.

Исследованию кинематической точности ВЗП посвящены работы П.К. Попова, С.Н. Истомина, В.С. Янгулова, Ф.И. Фурсяка, Ю.В. Костикова, Г.А. Тимофеева и др. [1–7]. Как показали исследования различных авторов, на кинематическую погрешность (КП) значительное влияние оказывают многозонность и многопарность зацепления. Поэтому для теоретического определения КП необходимо выполнять силовой расчет передачи, учитывающий упругое взаимодействие ее элементов, погрешности изготовления и монтажа деталей. Методика проведения такого расчета основана на представлении волновой передачи упругой системой с односторонними связями [5, 6, 8].

В данной работе описана методика расчета КП передачи, изображенной на рис. 1. Предлагаемая методика позволяет определить КП при медленном вращении кулачка (крутильные колебания не учитывались). В статье также приведены зависимости КП передачи от степени точности деталей, натяга в зубчатом зацеплении и момента сопротивления на выходном валу M_g . В рассматриваемой передаче жесткое колесо является неподвижным, гибкое колесо — выходным звеном.

Кинематическая погрешность волновой передачи обусловлена тремя основными причинами:

1) деформация гибкого колеса телами качения гибкого подшипника, которая искажает эвольвентный характер зацепления. Кинематическую погрешность, вызванную этой причиной, называют собственной КП [1], так как она

обусловлена принципом работы передачи и будет проявляться даже при абсолютно точном изготовлении всех деталей. Эта погрешность имеет небольшие значения (0,25...2") [5]. Собственную КП определяют путем расчета упругого взаимодействия элементов передачи при различных положениях кулачка [5] и фиксированном уровне нагружения;

2) радиальные колебания кулачка. Эти колебания возникают из-за неточности изготовления деталей передачи;

3) погрешность изготовления зубчатых колес волновой передачи. В погрешности изготовления и монтажа зубчатых колес выделяют две составляющие, которые оказывают влияние на КП передачи. Первая составляющая вызвана смещением рабочей оси относительно базовой оси. Эта составляющая учитывается при определении радиального смещения кулачка. Вторая составляющая КП обусловлена кинематической погрешностью цепи деления зубообрабатывающего станка. Она определяется либо погрешностью обката F_{cr} , либо погрешностью шага F_{pr} при совпадении базовой и технологической осей колеса. В работе [6] получена зависимость кинематической погрешности волновой передачи от погрешности обката гибкого колеса на КП.

Рассмотрим определение погрешности установки кулачка для передачи, представленной на рис. 1. Все погрешности, влияющие на точность установки кулачка, необходимо разделить на группы в зависимости от их угловых скоростей вращения:

1) неподвижные погрешности E_H^B . Эти погрешности вызывают периодическую составляющую КП, изменяющуюся с частотой вращения генератора волн $\omega_H^B = \omega_H$;

2) погрешности, вращающиеся с угловой скоростью гибкого колеса E_H^g . Эти погрешности вызывают периодическую составляющую КП, изменяющуюся с частотой ω_H^g , которая равна разности угловых скоростей вращения генератора волн и гибкого колеса ω_g ;

3) погрешности, вращающиеся с угловой скоростью генератора волн E_H^H . Эти погрешности не вызывают периодическую составляющую

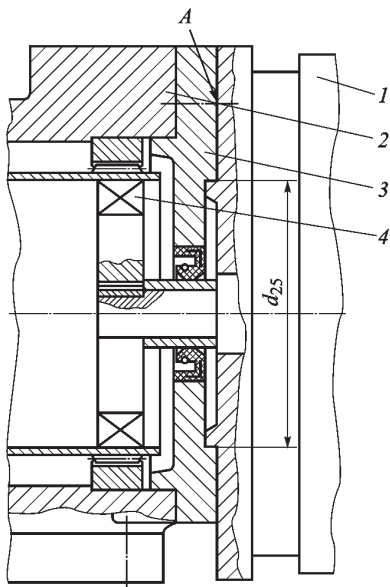


Рис. 1. Волновая зубчатая передача:

- 1 — фланцевый двигатель; 2 — корпус волнового редуктора; 3 — крышка корпуса; 4 — гибкий подшипник

щую КП. Круговая частота изменения этих погрешностей $\omega_H^H = 0$.

На чертеже исследуемой передачи (см. рис. 1) обозначены детали (1–4), размеры которых влияют на точность установки кулачка относительно жесткого колеса. Погрешность установки кулачка зависит от следующих погрешностей:

E_{H1}^B — отклонение от перпендикулярности торца корпуса относительно отверстия под жесткое колесо;

E_{H2}^B — отклонение от параллельности торцевых поверхностей крышки;

E_{H3}^B — несоосность наружной и внутренней поверхностей крышки;

E_{H4}^B — торцевое биение поверхности А (см. рис. 1) фланцевого электродвигателя;

E_{H5}^B — радиальное биение поверхности d25 фланцевого электродвигателя;

E_{H6}^B — радиальный зазор между крышкой и корпусом;

E_{H7}^B — радиальный зазор между фланцем электродвигателя и крышкой;

E_{H8}^g — радиальное биение наружного кольца гибкого подшипника в сборе.

Допуски параллельности, перпендикулярности, радиального биения и соосности приняты по СТ СЭВ 636–77. Предельные отклонения размеров и формы поверхностей фланцевых электродвигателей приняты по ГОСТ 8592–79, предельные отклонения размеров гибкого подшипника — по ГОСТ 520–89.

Все погрешности деталей E_{Hi} , влияющие на точность установки кулачка, приводятся к одной расчетной плоскости с помощью коэффициента приведения [9]. Приведенные к расчетной плоскости погрешности являются векторами.

В соответствии с погрешностями деталей погрешность установки кулачка имеет три составляющие:

$$e_H = e_H^H + e_H^g + e_H^B,$$

где e_H^H — погрешность, вращающаяся вместе с кулачком; e_H^B — погрешность, неподвижная относительно жесткого колеса; e_H^g — погрешность, вращающаяся с гибким колесом.

Проекции погрешности установки кулачка на оси подвижной системы координат, неизменно связанной с кулачком, определяют по формулам

$$e_{HX} = e_H^B \cos(-\omega_H t) + e_H^g \cos[-(\omega_H + \omega_g)t] + e_H^H \cos(\varphi_H);$$

$$e_{HY} = e_H^B \sin(-\omega_H t) + e_H^g \sin[-(\omega_H + \omega_g)t] + e_H^H \sin(\varphi_H).$$

Все погрешности деталей являются случайными векторами. Поэтому их суммирование необходимо выполнять по правилу сложения векторов:

$$|e_H^B| = \left\{ \left[\sum c_{Hi}^B E_{Hi}^B \cos(\varphi_{Hi}^B) \right]^2 + \left[\sum c_{Hi}^B E_{Hi}^B \sin(\varphi_{Hi}^B) \right]^2 \right\}^{1/2},$$

где c_{Hi}^B — коэффициент приведения погрешности E_{Hi}^B ; φ_{Hi}^B — фаза положения этой погрешности.

Аналогичным образом определяются погрешности e_H^g и e_H^H .

Вектор погрешности e_H^H не вращается относительно зоны зацепления и, следовательно, не вызывает периодической составляющей КП. Поэтому в дальнейшем эта погрешность не рассматривается.

При суммировании погрешностей e_H^B и e_H^g необходимо учитывать то, что кинематическая погрешность передачи будет наибольшей при совпадении фаз указанных погрешностей. Эти погрешности имеют близкие значения угловых скоростей вращения, так как $\omega_g \ll \omega_H$. Поэтому можно принять $\omega_H \approx \omega_g$.

Учитывая принятые упрощения, проекции суммарной погрешности установки кулачка на подвижные оси координат, жестко связанные с кулачком, определяют по следующим формулам:

$$e_{HX} = (e_H^B + e_H^g) \cos(-\omega_H t);$$

$$e_{HY} = (e_H^B + e_H^g) \sin(-\omega_H t).$$

Все погрешности деталей ВЗП можно разделить на две группы [9] — векторные погрешности и зазоры. К векторным погрешностям относятся: несоосность, неперпендикулярность, непараллельность и др. К погрешностям группы «зазоры» относятся погрешности положения вала в отверстии. Модуль векторной погрешности имеет нормальный закон распределения, а фаза векторной погрешности — равномерный закон распределения. Крышка 3 относительно корпуса 2 и фланца электродвигателя 1 может занимать любое положение в пределах имеющихся зазоров. В этом случае погрешность положения вала в отверстии представляет собой случайный вектор, модуль и фаза которого имеют равномерный закон распределения.

В данной работе закон распределения и другие статистические характеристики модуля суммарной погрешности положения кулачка e_H определялись методом статистических испытаний (Монте-Карло). Расчет КП передачи выполнялся при детерминированном смещении кулачка e_H^* . Вероятность превышения этого значения составляла 0,27%.

Кинематическую погрешность зубчатого колеса F_r в общем случае можно разложить в ряд Фурье:

$$F_r = \sum_i A_{F_{ri}} \sin(\varphi_i),$$

где $A_{F_{ri}}$ — амплитуда i -й гармоники.

В работе [10] отмечается, что обычно кривая КП зубчатого колеса близка по форме к синусоиде. Поэтому при определении КП передачи высшие гармоники ($i > 1$) не учитывают.

В предлагаемой работе КП зубчатых колес учитывалась путем изменения взаимного положения зубьев гибкого и жесткого колес, которое задавалось в виде отклонения угловой координаты зуба гибкого колеса от номинального положения. Разность между действительным и номинальным положениями зубьев гибкого колеса определяют по следующей формуле:

$$\Delta\varphi_i = \frac{F'_{i1} + F'_{i2}}{2r_1} \sin(\varphi_i + \varphi_0). \quad (1)$$

Здесь F'_{i1}, F'_{i2} — допуски на КП гибкого и жесткого колес; r_1 — делительный радиус гибкого колеса; φ_i — угловая координата i -го зуба гибкого колеса относительно большой оси кулачка; φ_0 — фаза расположения погрешностей относительно большой оси кулачка.

Определение отклонения положения зубьев гибкого колеса по формуле (1) предполагает совпадение фаз КП зубчатых колес. Необходимо отметить, что КП передачи в этом случае будет больше, чем при несовпадении указанных фаз.

Для вычисления КП передачи выполняют расчет упругого взаимодействия элементов передачи при различных положениях погрешности установки кулачка e_H относительно его большой оси ($\varphi = 0...360^\circ$). В результате указанных вычислений определяют углы поворота ведомого звена (гибкого колеса) φ_g . Кинематическую погрешность, угл. с, передачи при заданной фазе расположения погрешностей зубчатых колес φ_0 рассчитывают по формуле

$$F_{\text{КПП}}^*(\varphi_k) = \varphi_g.$$

Наибольшая КП передачи F_{ior}^* при заданном значении φ_0 равна наибольшей разности значений КП передачи $F_{\text{КПП}}^*(\varphi_k)$ за полный оборот вектора смещения кулачка e_H .

Для учета фазы погрешностей зубчатых колес погрешность F_{ior}^* вычисляют при разных

значениях угла φ_0 , входящего в выражение (1). Кинематическую погрешность передачи F'_{ior} принимают равной максимальному значению F^*_{ior} .

По описанной выше методике выполнен расчет КП ВЗП, изображенной на рис. 1. Основные параметры волновой передачи: число зубьев гибкого колеса $z_g = 200$, число зубьев жесткого колеса $z_B = 202$, модуль зацепления $m = 0,8$ мм, коэффициенты смещения зубчатых колес $X_g = 3,0$, $X_B = 3,2...3,8$, толщина обода гибкого колеса под зубчатым венцом $h_1 = 0,9$ мм, ширина зубчатого венца $b_w = 32$ мм, длина оболочки гибкого колеса $l = 160$ мм, толщина оболочки гибкого колеса $h_3 = 1,4$ мм, количество тел качения в гибком подшипнике $N = 23$.

Зависимость наибольшей КП F'_{ior} малонагруженной передачи ($M_g = 8$ Н·м) от степени точности зубчатых колес при разной величине относительного бокового зазора, различные значения которого задавались путем изменения коэффициента смещения жесткого колеса, показана на рис. 2, а. Боковой зазор определяют в ненагруженной передаче при номинальных размерах. Относительный боковой зазор j_n^* равен отношению бокового зазора к модулю зацепления — $j_n^* = j_n / m$. Кривые, представленные на рис. 2, а, соответствуют 7-му качеству точности деталей передачи.

На рисунке 2, а видно, что в малонагруженной передаче боковой зазор сильно влияет на КП передачи F'_{ior} . Увеличение указанного зазора приводит к значительному росту F'_{ior} . Это объясняется тем, что при наличии предварительного бокового зазора в некоторые моменты времени передача переходит на одноволновое зацепление. При одноволновом зацеплении на большой оси кулачка в двух зонах зацепления имеется заход зубьев. Однако из-за погрешностей деталей и деформации гибкого колеса все его зубья, расположенные в одной зоне зацепления, выходят из соприкосновения с зубьями жесткого колеса.

Зависимость F'_{ior} от степени точности зубчатых колес для малонагруженной передачи, детали которой изготовлены по 5-му качеству точности, представлена на рис. 2, б. Наличие бокового зазора в передаче (кривые 1, 2) резко

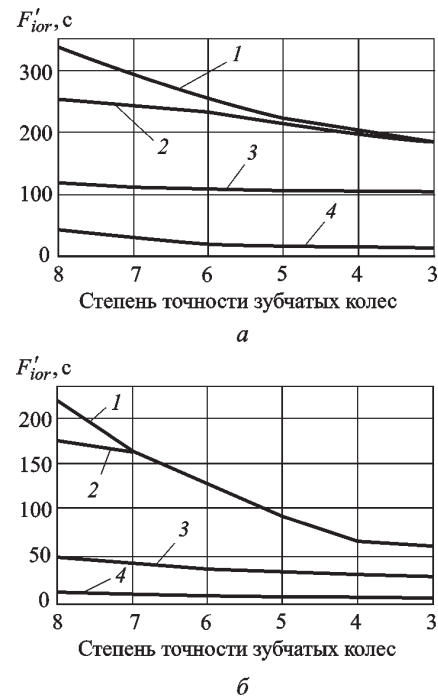


Рис. 2. Влияние степени точности зубчатых колес на КП передачи ($M_g = 8$ Н·м):

а — 7-й квалитет точности деталей;

б — 5-й квалитет точности деталей; 1 — $j_n^* = 0,24$;

2 — $j_n^* = 0,106$; 3 — $j_n^* = -0,0324$; 4 — $j_n^* = -0,17$

увеличивает КП, что обусловлено переходом на одноволновое зацепление. Переход с 7-го на 5-й квалитет точности изготовления деталей позволяет уменьшить КП передачи в 2,3–3,5 раза при наличии предварительного натяга в зубчатом зацеплении (см. рис. 2, кривые 3, 4).

Влияние степени точности зубчатых колес на КП ВЗП при различных нагрузках показано на рис. 3. Изменение степени точности зубчатых колес с 8-й по 3-ю позволяет уменьшить F'_{ior} на 10...20% при изготовлении деталей по 5-му качеству точности и предварительном натяге в зубчатом зацеплении, равном 0,0324 мм.

Предварительный боковой зазор (натяг) оказывает значительное влияние на КП передачи только при небольших нагрузках, когда момент сопротивления на ведомом гибком колесе M_g не превышает $0,1 \cdot M_n$ (рис. 4). Для рассматриваемой передачи номинальный момент $M_n = 800$ Н·м. В нагруженной передаче изменение номинального положения зубьев из-за погрешностей деталей обуславливает увеличение сил в зубчатом зацеплении в одной волне

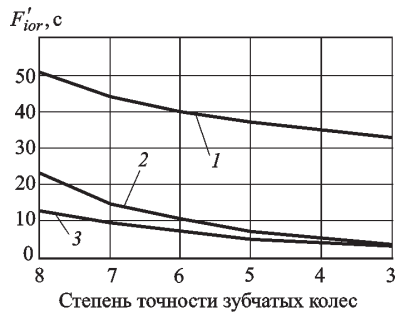


Рис. 3. Влияние степени точности зубчатых колес на КП передачи ($j_n^* = -0,0324$, 5-й квалитет точности деталей):

1 — $M_g = 8 \text{ Н} \cdot \text{м}$; 2 — $M_g = 80 \text{ Н} \cdot \text{м}$; 3 — $M_g = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$

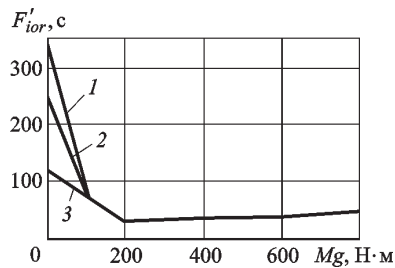


Рис. 4. Зависимость КП от нагрузки (8-я степень точности зубчатых колес, 7-й квалитет точности деталей):

1 — $j_n^* = 0,24$; 2 — $j_n^* = 0,106$; 3 — $j_n^* = -0,0324$

и уменьшению в другой волне. При этом передача не переходит на одноволновое зацепление. При небольшом моменте и малых значениях предварительного натяга погрешности деталей приводят к тому, что в определенных положениях передача переходит на одноволновое зацепление.

Зависимости F'_{ior} от радиальной деформации гибкого колеса W_0 для малонагруженной передачи и передачи, нагруженной номинальным моментом, представлены на рис. 5. Степень точности зубчатых колес принималась равной 8, квалитет точности деталей — 7, предварительный натяг в зацеплении — $0,0324m$. Для сохранения предварительного натяга при различных значениях W_0 изменялся коэффициент смещения жесткого колеса. Как видно на рис. 5 увеличение радиальной деформации способствует уменьшению КП передачи.

Основное влияние на КП передачи оказывает радиальное смещение кулачка, обусловленное погрешностями изготовления деталей. Для проверки этого факта был проведен расчет F'_{ior} пере-

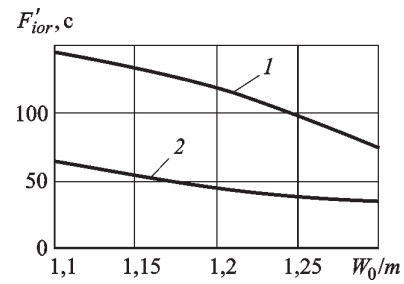


Рис. 5. Влияние радиальной деформации гибкого колеса на КП передачи:

1 — $M_g = 8 \text{ Н} \cdot \text{м}$; 2 — $M_g = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$



Рис. 6. Влияние степени точности зубчатых колес на КП передачи с самоустанавливающимся кулачком:

1 — $M_g = 8 \text{ Н} \cdot \text{м}$; 2 — $M_g = 80 \text{ Н} \cdot \text{м}$; 3 — $M_g = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$

дачи с самоустанавливающимся кулачком. В этом случае погрешности деталей не оказывают влияния на установку кулачка, так как он устанавливается под действием сил, приложенных со стороны гибкого подшипника. Как видно на рис. 6 КП передачи с самоустанавливающимся кулачком изменяется от $0,5''$ до $5''$ в зависимости от нагрузки и степени точности зубчатых колес.

Выводы

1. Разработана методика определения КП ВЗП с кулачковым генератором волн, основанная на расчете упругого взаимодействия элементов передачи. Методика учитывает погрешности изготовления зубчатых колес и деталей передачи, влияющих на установку кулачка.

2. Определено влияние различных факторов на КП волновой передачи, изображенной на рис. 1.

3. Установлено, что основное влияние на КП оказывает смещение кулачка относительно жесткого колеса.

4. Доказано, что для деталей ВЗП, изготовленных по 7-му квалитету точности, КП нагруженной передачи ($M_g > 0,1M_n$) изменяется в пределах $10..100''$ и зависит от предваритель-

ного натяга в зубчатом зацеплении и степени точности зубчатых колес.

5. Использование самоустанавливающегося кулачка позволяет значительно уменьшить КП передачи.

6. Большие значения КП ($> 40\%$) обусловлены переходом ВЗП на одноволновое зацепление в определенных фазах расположения погрешностей относительно большой оси кулачка. Чем больше угол поворота кулачка, на котором происходит одноволновое зацепление, тем выше значение F'_{ior} .

Литература

- [1] Полетучий А.И. *Теория и конструирование высокоэффективных волновых зубчатых механизмов*. Харьков, изд-во НАУ «ХАИ» им. М. Жуковского, 2005. 675 с.
- [2] Янгулов В.С. Кинематическая погрешность волновой передачи промежуточными телами качения. *Известия Томского политехнического университета*, 2009, т. 314, № 2, с. 49–54.
- [3] Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Кинематическая погрешность и мертвый ход волновых зубчатых передач внешнего деформирования. *Известия высших учебных заведений. Машиностроение*, 2013, № 8, с. 30–34.
- [4] Люминарский С.Е., Люминарский И.Е. Математическая модель волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн. *Машиностроение и инженерное образование*, 2012, № 2, с. 45–52.
- [5] Люминарский И.Е. Собственная кинематическая погрешность волновой зубчатой передачи. *Машиностроение и инженерное образование*, 2008, № 2, с. 53–56.
- [6] Люминарский С.Е. Влияние погрешности обката гибкого колеса на кинематическую погрешность ВЗП-80. *Наука и образование. МГТУ им. Н.Э. Баумана*, 2012, № 1. URL: <http://technomag.edu.ru/doc/306686.html> (дата обращения 15 января 2012).
- [7] Герашенко А.Н., Постников В.А., Самсонович С.Л. *Пневматические, гидравлические и электрические приводы летательных аппаратов на основе волновых исполнительных механизмов*. Москва, изд-во МАИ-ПРИНТ, 2010. 126 с.
- [8] Клеников С.С., Фомина Т.А. Модель волнового шагового двигателя с пневмогидродеформатором. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 2011, № 2, с. 44–54.
- [9] Дунаев А.Ф., Леликов О.П. *Расчет допусков размеров*. Москва, Машиностроение, 2006. 399 с.
- [10] Старжинский В.Е. *Технология производства и методы обеспечения качества зубчатых колес и передач*. Москва, Профессия, 2007. 832 с.

References

- [1] Poletuchii A.I. *Teoriia i konstruirovaniye vysokoefektivnykh volnovykh zubchatykh mekhanizmov* [Theory and design of high-performance wave gear mechanisms]. Khar'kov, NAU «KhAI» im. M. Zhukovskogo publ., 2005. 675 p.
- [2] Iangulov V.S. Kinematicheskaya pogreshnost volnovoï peredachi promezhutochnymi telami kacheniiia [Kinematic error of wave gear with intermediate rolling bodies]. *Izvestiia Tomskogo politekhnicheskogo universiteta* [Bulletin of the Tomsk Polytechnic University]. 2009, vol. 314, no. 2, pp. 49–54.
- [3] Kostikov Iu.V., Timofeev G.A., Fursiak F.I. Kinematicheskaya pogreshnost i mertvyi khod volnovykh zubchatykh peredach vneshnego deformirovaniia [Kinematic error and backlash in wave gears with external deformation]. *Izvestiya Vysshikh Uchebnykh Zavedenii. Mashinostroenie* [Proceedings of Higher Educational Institutions. Machine Building]. 2013, no. 8, pp. 30–34.
- [4] Liuminarskii S.E., Liuminarskii I.E. Matematicheskaya model volnovoï zubchatoï peredachi s diskovym generatorom voln [Matematical model of a harmonic drive with the disk wave generator]. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* [Mechanical Engineering and Engineering Education]. 2012, no. 2, pp. 45–52.
- [5] Liuminarskii I.E. Sobstvennaia kinematicheskaya pogreshnost volnovoï zubchatoï peredachi [Own kinematic error wave gear]. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* [Mechanical Industry and Engineering Education]. 2008, no. 2, pp. 53–56.
- [6] Liuminarskii S.E. Vliianie pogreshnosti obkata gibkogo koleasa na kinematicheskuiu pogreshnost VZP-80 [Influence of an error in running-in of flexible gear on the kinematic error VZP-80]. *Nauka i obrazovanie MGTU im. N.E. Baumana* [Science and Education of the Bauman MSTU]. 2012, no. 1. Available at: <http://technomag.edu.ru/doc/306686.html> (accessed 15 January 2012).
- [7] Gerashchenko A.N., Postnikov V.A., Samsonovich S.L. *Pnevmaticheskie, gidravlicheskie i elektricheskie privody letatel'nykh apparatov na osnove volnovykh ispolnitel'nykh mekhanizmov* [Pneumatic, hydraulic and electric actuators aircraft based on wave actuators]. Moscow, MAI-PRINT publ., 2010. 126 p.
- [8] Klenikov S.S., Fomina T.A. Model volnovoï shagovoï dvigatelia s pnevmogidrodeformatorom [Model of Wave Stepper Motor with Pneumatic Hydro-Distributor]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Mechanical Engineering]. 2011, no. 2, pp. 44–54.
- [9] Dunaev A.F., Lelikov O.P. *Raschet dopuskov razmerov* [Calculation dimensional tolerances]. Moscow, Mashinostroenie publ., 2006. 399 p.
- [10] Starzhinskii V.E. *Tekhnologiia proizvodstva i metody obespecheniia kachestva zubchatykh koles i peredach* [Production technology and quality assurance methods gears and gear]. Moscow, Professiia publ., 2007. 832 p.

Статья поступила в редакцию 01.10.2013

Информация об авторах

ЛЮМИНАРСКИЙ Станислав Евгеньевич (Москва) — кандидат технических наук, доцент кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: katjstas@mail.ru).

ЛЮМИНАРСКИЙ Игорь Евгеньевич (Москва) — доктор технических наук, профессор кафедры «Теоретическая механика и теория механизмов». Московский государственный индустриальный университет (115280, Москва, Российская Федерация, ул. Автозаводская, д. 16, e-mail: lie260@mail.ru).

Information about the authors

LYUMINARSKIY Stanislav Evgen'evich (Moscow) — Cand. Sc. (Eng.), Associate Professor of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation, e-mail: katjstas@mail.ru).

LYUMINARSKIY Igor' Evgen'evich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor of «Theoretical Mechanics and the Theory of Mechanisms» Department. Moscow State Industrial University (MSIU, Avtozavodskaya str., 16, 115280, Moscow, Russian Federation, e-mail: lie260@mail.ru).