

УДК 621.833.7

Анализ погрешностей волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн

**Г.А. Тимофеев, Ф.И. Фурсяк,
Ю.В. Костиков, А.Н. Цибровский**

Впервые проанализирована погрешность волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн. Исследованию точности волновых зубчатых передач (ВЗП) в 70—80 годы XX века в СССР было посвящено большое количество теоретических и экспериментальных работ. Во многих из них рассматривались ВЗП с кулачковыми и роликовыми генераторами волн. При этом гибкие колеса этих ВЗП нарезались на круглых оправках в недеформированном состоянии.

В предлагаемой работе исследовались ВЗП с малоинерционными дисковыми генераторами волн, гибкие зубчатые колеса которых нарезались в деформированном состоянии, имитирующем реальную форму гибкого колеса в спроектированном волновом зацеплении. На базе рядов Фурье рассмотрены погрешности изготовления и сборки деталей ВЗП с дисковым генератором волн и их влияние на кинематическую погрешность ВЗП. Раскрыта сущность повышения точности волновых зубчатых передач. По результатам исследований можно найти пути повышения точности приводов с ВЗП.

Ключевые слова: волновая зубчатая передача, дисковый генератор волн, гибкое зубчатое колесо, погрешности изготовления деталей волновой передачи.

Accuracy analysis of the wave gear with a disk wave generator

G.A. Timofeev, F.I. Fursyak, Yu.V. Kostikov, A.N. Tsibrovskiy

The accuracy of the wave gear with a disc wave generator is first analyzed. The accuracy of the wave gear was the subject of many theoretical and experimental works in the Soviet Union in the 1970s and 1980s. Many of these works studied wave gears with cam and roller wave generators. Furthermore, flex splines were cut in an undeformed state onto round mandrels. This paper deals with wave gears with low-inertia disc generators. The flex spline is cut in the deformed state simulating its actual form in the designed gear engagement. Fourier series is used to analyze manufacturing and assembling errors in the wave gear with a disc generator and their influence on the wave gear kinematic accuracy. The inward nature of improving the wave gear accuracy is revealed. The results of research can be used to improve the accuracy of drives with wave gears.

Keywords: wave gear, disc wave generator, flex spline, wave gear manufacturing error.



ТИМОФЕЕВ
Геннадий Алексеевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
TIMOFEEV
Gennadiy Alekseevich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



ФУРСЯК
Федор Иосифович
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
FURSYAK
Fedor Iosifovich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



КОСТИКОВ
Юрий Васильевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
KOSTIKOV
Yuriy Vasil'evich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)



ЦИБРОВСКИЙ
Алексей Николаевич
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)
TSIBROVSKIY
Aleksey Nikolaevich
(Moscow, Russian Federation,
Bauman Moscow State
Technical University)

В теории реальных механизмов [1, 2] при исследовании точности используется понятие действующих погрешностей, под которыми подразумеваются отклонения размеров, формы и расположения поверхностей элементов кинематических пар. Эти погрешности непосредственно проявляются в процессе работы и приводят к нарушению закона движения звеньев. Погрешности изготовления и сборки деталей волновых зубчатых передач (ВЗП), в которых одно из колес обязательно должно быть гибким, также как и в зубчатых механизмах с жесткими звеньями приводят к нарушению предписанного закона вращательного движения ведомого вала.

В проведенных ранее исследованиях точности приборных ВЗП [3—7] анализировалась кинематическая точность, но для передач с кулачковым и роликовым генератором волн, которые обладают большой инерционностью. В предлагаемой работе рассматриваются вопросы кинематической точности ВЗП с малоинерционным уравновешенным дисковым генератором волн, конструкция которой представлена на рис. 1. Описание конструкции этой передачи и устранение моментной неуравновешенности ее генератора волн подробно представлено в работе [8].

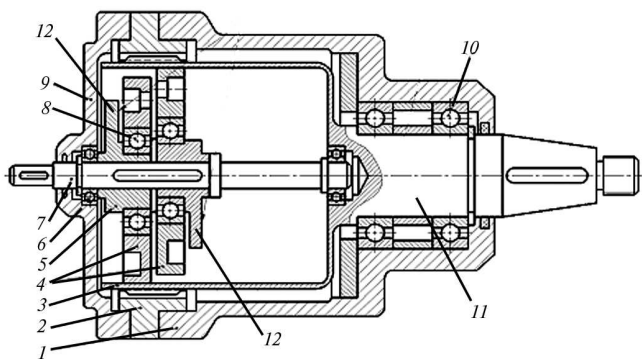


Рис. 1. Конструкция ВЗП с моментной уравновешенностью генератора волн противовесами:

1 — корпус; 2, 3 — жесткое и гибкое колеса; 4 — диски деформирующие; 5 — эксцентрик; 6, 8, 10 — подшипники шариковые; 7, 11 — ведущий и ведомый валы; 9 — крышка; 12 — противовесы

Исследуемая двухволновая зубчатая передача с дисковым генератором волн, кинематическая схема которой показана на рис. 2, содер-

жит эксцентрично посаженные на ведущий вал деформирующие диски 3. Диски за счет эксцентриситета, равного межосевому расстоянию a_w , при вращении ведущего вала совершают планетарное движение, обеспечивая тем самым две движущиеся зоны внутреннего зацепления зубьев z_r гибкого колеса 1 с зубьями z_x жесткого колеса 2. Для реального волнового зацепления радиусы основных окружностей изменяются из-за погрешностей изготовления и сборки за счет чего и возникает кинематическая погрешность передачи.

При анализе действующих погрешностей деталей ВЗП наиболее удобно представлять их аналитическое выражение в зависимости от угла поворота рядами Фурье [1]:

$$F(\varphi_j) = \frac{C_{0j}}{2} + \sum_1^n C_{kj} \sin(\varphi_j + \varphi_{kj}), \quad (1)$$

где $F(\varphi_j)$ — функция действующей погрешности j -й детали; C_{0j} — нулевой член разложения, представляющий собой составляющую действующей погрешности, независимую от угла поворота; C_{kj} — амплитуда k -й гармоники составляющей погрешности; φ_j — угол поворота j -й детали относительно своей оси вращения; φ_{kj} — начальная фаза k -й гармоники; n — конечное число членов разложения ряда.

Обычно для жестких зубчатых колес нулевой член разложения принимается равным нулю, но для гибких колес, зубчатый венец которых нарезан в недеформированном состоянии, нулевой член будет иметь место, так как форма гибкой заготовки при зубообработке не соответствует форме деформации гибкого колеса в передаче. В результате радиус основной окружности гибкого колеса будет отличаться от радиуса основной окружности условного колеса на постоянную величину и в волновом зацеплении по ведомой линии действия будет проявляться дополнительная составляющая действующей погрешности гибкого колеса, не зависящая от угла его поворота. Гармонические составляющие с порядковыми номерами $k < z$ называются низкочастотными и характеризуют норму кинематической точности колес, а с номерами $k \geq z$ — высокочастотными составляющими, определяющими их норму плавности. Примерами низкочастотных составляющих являются накоп-

ленная погрешность окружного шага и радиальное биение зубчатого венца. Погрешности профилей зубьев и основного шага относятся к высокочастотным составляющим [1, 2].

Описывая действующие погрешности деформирующих дисков 3 (рис. 2) выражением (1), получаем, что нулевой член разложения будет представлять собой отклонение диаметра наружной поверхности, а первый член — суммарный эксцентриситет, т. е. погрешность расположения наружной поверхности диска относительно внутренней поверхности внешнего кольца подшипника, определяющего ось вращения. Следующие члены разложения характеризуют отклонение формы наружной поверхности дисков, овальность или огранку с числом граней, равным порядковому номеру члена разложения.

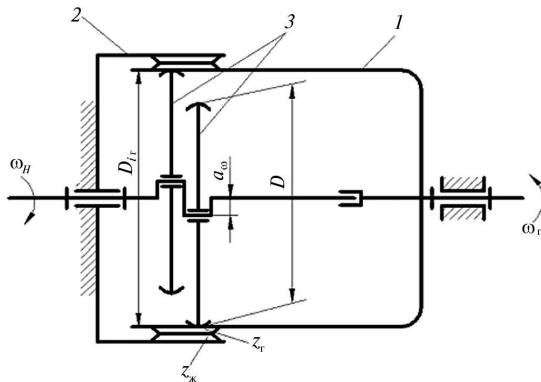


Рис. 2. Кинематическая схема ВЗП с неподвижным жестким колесом:

1 — гибкое колесо; 2 — жесткое колесо;
3 — деформирующие диски

Значение суммарного эксцентриситета $e_{\Sigma j}$ неподвижно соединенных между собой двух деталей передачи можно определить по формуле

$$e_{\Sigma j} = \sqrt{e_j^2 + e_n^2 + 2e_j e_n \cos \psi}.$$

Здесь e_j — эксцентриситет одной из сопрягаемых деталей; e_n — эксцентриситет посадочной поверхности другой сопрягаемой детали передачи; ψ — угол между эксцентриситетом после сборки деталей. Для практических расчетов значение суммарного эксцентриситета находят квадратичным суммированием [1]:

$$e_{\Sigma j} = \sqrt{e_j^2 + e_n^2}.$$

В работах [9, 10] показано, что одноступенчатая двухволновая зубчатая передача с диско-

вым генератором волн содержит ведущую, ведомую и промежуточную линии действия в каждой зоне зацепления, по которым проявляются действующие погрешности звеньев, причем каждая погрешность имеет свою периодичность. Периодичность действующих погрешностей подвижных звеньев можно установить по передаточным числам между ними, а для остановленного жесткого или остановленного гибкого колес — по передаточному числу в обратном движении $u_{г.ж}^{(H)}$, которые определяются по известной формуле

$$u_{г.ж}^{(H)} = \frac{\omega_Г - \omega_H}{\omega_Ж - \omega_H} = \frac{z_Ж}{z_Г},$$

где $z_Г$ и $z_Ж$ — числа зубьев гибкого и жесткого колес; ω_H , $\omega_Г$, $\omega_Ж$ — угловые скорости генератора волн, гибкого и жесткого колес соответственно.

При использовании в рассматриваемой передаче стальных гибких колес передаточное число между ведущим и ведомым валами принимается из условия прочности и всегда больше 60, а разница в числах зубьев жесткого и гибкого колес — равна двум. Следовательно, наибольшее значение передаточного числа, которое может быть между гибким (при $z_Г = 118$) и жестким (при $z_Ж = 120$) колесами в обратном движении, будет равно 1,107. В исследуемой ВЗП колеса имели числа зубьев $z_Г = 200$, $z_Ж = 202$, модуль зацепления $m = 0,3$ мм и $u_{г.ж}^{(H)} = 1,01$. Таким образом, $u_{г.ж}^{(H)}$ всегда незначительно больше единицы и поэтому периоды повторения действующих погрешностей жесткого и гибкого колес мало отличаются друг от друга.

Действующие погрешности деформирующих дисков повторяются с частотой, равной или кратной их частоте вращения относительно своих осей. Для определения угловой скорости деформирующих дисков приняты следующие два допущения:

1) деформирующие диски обкатываются по внутренней поверхности гибкого колеса без скольжения;

2) периметр поперечного сечения внутренней поверхности гибкого колеса до деформации и после нее остается одинаковым.

В волновой передаче деформирующие диски совершают планетарное движение и, если в передаче остановлено жесткое колесо, то диски вращаются относительно своих осей от перекачивания по внутренней деформируемой поверхности гибкого колеса и дополнительно от совместного движения с ним. Первая часть угловой скорости дисков ω'_3 , которая сообщается им при обкатывании по внутренней поверхности гибкого колеса (см. рис. 2), определяется по формуле

$$\omega'_3 = -\frac{D_{i\Gamma} - D}{D} \omega_H, \quad (2)$$

где $D_{i\Gamma}$ — диаметр внутренней поверхности недеформированного гибкого колеса; D — диаметр наружной поверхности деформирующих дисков.

Вторая часть угловой скорости ω''_3 передается дисками от совместного движения с гибким колесом и рассчитывается по формуле

$$\omega''_3 = -\frac{\omega_H D_{i\Gamma}}{u_{H\Gamma}^{(ж)} D}. \quad (3)$$

Здесь $u_{H\Gamma}^{(ж)}$ — передаточное число волнового редуктора для случая, когда остановлено жесткое колесо,

$$u_{H\Gamma}^{(ж)} = -\frac{z_\Gamma}{z_\Gamma - z_\Gamma}.$$

В этом случае полная угловая скорость деформирующих дисков

$$\omega_3 = -\omega_H \frac{D_{i\Gamma} (1 + u_{H\Gamma}^{(ж)})}{u_{H\Gamma}^{(ж)} D} - 1. \quad (4)$$

Соотношение периодов повторения действующих погрешностей деформирующих дисков и гибкого колеса определяется по передаточному числу между ними:

$$u_{3\Gamma}^{(ж)} = \frac{\omega_3}{\omega_\Gamma} = \frac{D_{i\Gamma} (1 + u_{H\Gamma}^{(ж)})}{D} - u_{H\Gamma}^{(ж)}. \quad (5)$$

Угловая скорость гибкого колеса

$$\omega_\Gamma = -\frac{\omega_H}{u_{H\Gamma}^{(ж)}}.$$

Для исследуемой передачи передаточное число рассчитывается по формуле

$$u_{3\Gamma}^{(ж)} = \frac{58,77(1 + 100)}{57,70} - 100 = 2,873,$$

т.е. периодичность проявления действующих погрешностей деформирующих дисков насту-

пает почти в 3 раза чаще, чем действующая погрешность гибкого колеса.

В этом случае передаточное отношение между валом генератора волн и деформирующими дисками можно определить по формуле

$$u_{H3}^{(ж)} = -\frac{u_{H\Gamma}^{(ж)} D_3}{D_{i\Gamma} (1 + u_{H\Gamma}^{(ж)}) - D u_{H\Gamma}^{(ж)}}. \quad (6)$$

Если в волновой передаче остановлено гибкое колесо, то угловая скорость дисков определяется по выражению (2), а соотношение периодов проявления действующих погрешностей дисков и жесткого колеса по передаточному числу между ними:

$$u_{3ж}^{(r)} = \frac{\omega_3}{\omega_ж} = -u_{Hж}^{(r)} \left(\frac{D_{i\Gamma}}{D} - 1 \right). \quad (7)$$

Здесь $u_{Hж}^{(r)}$ — передаточное число редуктора с остановленным гибким колесом,

$$u_{Hж}^{(r)} = \frac{z_\Gamma}{z_\Gamma - z_\Gamma}.$$

В этом случае численное значение $u_{3ж}^{(r)}$ для исследуемой передачи

$$u_{3ж}^{(r)} = 101 \left(1 - \frac{58,77}{57,70} \right) = 1,873.$$

Следовательно, периодичность проявления действующих погрешностей у деформирующих дисков почти в 2 раза выше чем у жесткого колеса.

Передаточное отношение между валом генератора волн и деформирующими дисками в случае когда остановлено гибкое колесо определяется по формуле

$$u_{H3}^{(r)} = \frac{\omega_H}{\omega_3} = \frac{D}{D_{i\Gamma} - D}. \quad (8)$$

Анализ периодически действующих погрешностей показал, что график кинематической погрешности волновых передач должен представлять собой сложную высокочастотную кривую, которая получается в результате преобразования низкочастотных составляющих погрешностей деталей. Поскольку за один оборот вала генератора волн все зубья гибкого колеса дважды побывают в зацеплении со всеми зубьями жесткого колеса, ведомый вал при этом повернется лишь на два угловых шага гибкого или жесткого колеса (в зависимости от схемы ВЗП).

Приведя углы поворота отдельных звеньев к углу поворота вала генератора волн, получим аналитическую зависимость для определения текущего значения действующей погрешности в одной зоне волновой передачи следующего вида:

$$F'(\varphi) = \frac{C_{01}}{2} + \sum_1^n C'_{k1} \sin(\varphi_H u_{г.ж}^{(H)} + \varphi_{k1}) + \sum_1^n C'_{k2} \sin(\varphi_H + \varphi_{k2}) + \frac{1}{i'_{21}} \left[\frac{C'_{03}}{2} + \sum_1^n C'_{k3} \sin(\varphi_H u_{г.ж}^{(ж)} + \varphi_{k3}) \right]. \quad (9)$$

Здесь i'_{21} — линейное передаточное отношение между промежуточной и ведомой линиями действия,

$$i'_{21} = \frac{\left(1 + \frac{1}{u_{г.ж}^{(H)}}\right) D_{i\Gamma} - D}{m(z_{ж} - z_{\gamma}) \cos \alpha}, \quad (10)$$

где z_{γ} — число зубьев условного колеса, которое определяется как и все геометрические размеры волновой передачи по методике, изложенной в работе [11]; m — модуль.

В двухволновой зубчатой передаче избыточные перемещения по ведомой линии действия наблюдаются в каждой зоне зацепления. И, если в данный момент времени при работе передачи в одной зоне наблюдается избыточное перемещение по ведомой линии действия вида (9), то в другой зоне зацепления действующие погрешности гибкого и жесткого колес имеют сдвиг по фазе на величину угла между зонами зацепления. Причем амплитуды действующих погрешностей как колес, так и деформирующих дисков, в каждой зоне волнового зацепления будут иметь свои значения. Тогда выражение для определения действующей погрешности по ведомой линии действия в противоположной зоне зацепления имеет вид

$$F''(\varphi) = \frac{C_{01}}{2} + \sum_1^n C''_{k1} \sin(\varphi_H u_{г.ж}^{(H)} + \varphi_{k1} + \lambda) + \sum_1^n C''_{k2} \sin(\varphi_H + \varphi_{k2} + \lambda) + \frac{1}{i'_{31}} \left[\frac{C''_{03}}{2} + \sum_1^n C''_{k3} \sin(\varphi_H u_{г.ж}^{(ж)} + \varphi_{k3}) \right], \quad (11)$$

где λ — угол между осями симметрии первой и второй зон волнового зацепления, для двухволновой зубчатой передачи $\lambda = \pi$.

Поскольку действующие погрешности деталей в ВЗП проявляются одновременно по двум или более ведомым линиям действия, то за счет упругой взаимосвязи зон волнового зацепления происходит частичная их компенсация. Взаимодействие двух зон одновременного зацепления в волновых передачах можно сравнить с возможностью исключения влияния эксцентриситета при контроле угловых лимбов путем одновременного снятия показаний с двух диаметрально противоположных точек его шкалы. Таким образом, одной из причин более высокой кинематической точности волновых передач по сравнению с обычными является наличие в них одновременного волнового зацепления в двух или более зонах деформации гибких колес.

Рассмотрим это явление подробнее. Допустим, что погрешность изготовления имеет только жесткое колесо, остальные же детали волновой передачи выполнены идеально точно. Из ранее проведенных исследований, например, [4], известно, что накопленная погрешность окружного шага как гибкого так и жесткого колес переходит в циклическую погрешность ВЗП. Известно также, что накопленная погрешность шага любого зубчатого колеса содержит области положительных и отрицательных отклонений шагов, а при зацеплении такого колеса с эталонным в области положительных отклонений шага наблюдается увеличение угловой скорости и, наоборот, в области отрицательных отклонений шага — замедление.

Если принять, что кривая кинематической погрешности жесткого колеса носит синусоидальный характер (рис. 3), то при зацеплении его с гибким колесом, которое в двухволновой передаче деформируется диаметрально противоположно, зоны зацепления расположатся в областях отклонений окружного шага, имеющих разные знаки. При прохождении зоны зацепления по области положительных отклонений окружных шагов жесткого колеса угловая скорость гибкого колеса должна возрастать, но в то же самое время в другой зоне зацепления, находящейся в области отрицательных отклонений шага, должно происходить замедление угловой скорости гибкого колеса. С этих двух противодействующих зон упругого зацепления

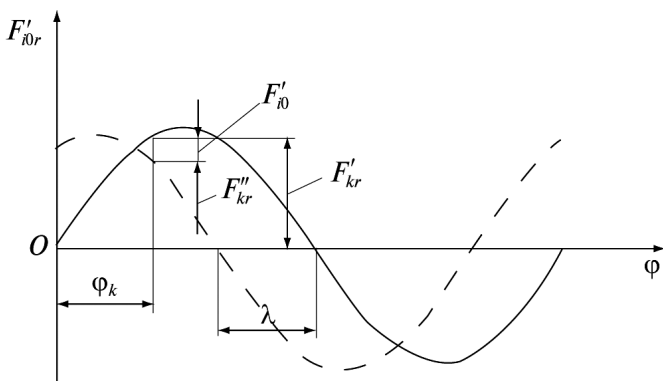


Рис. 3. Кривая кинематической погрешности жесткого колеса ВЗП

зубьев гибкого колеса, у которых в основании отсутствует жесткая заделка, передается вращение через тонкостенную оболочку на выходной вал и за счет упругих деформаций зубчатого венца гибкого колеса происходит усреднение разноименных отклонений угловой скорости. Таким образом, кинематическая погрешность такой передачи может быть представлена следующим выражением:

$$F'_{i0} = |F'_{kr}| - |F''_{kr}|, \quad (12)$$

где F'_{i0} — кинематическая погрешность двухволновой зубчатой передачи, в которой все детали изготовлены точно, кроме жесткого колеса; F'_{kr} и F''_{kr} — накопленная погрешность k шагов соответственно в положительной и отрицательной областях жесткого колеса.

Перейдя от накопленной погрешности шага жесткого колеса к кинематической погрешности и, выразив ее через эксцентриситет e_2 колеса, получим

$$F'_{i0} = e_2 |\sin \varphi - \sin(\varphi + \lambda)|. \quad (13)$$

Для двухволновой зубчатой передачи, когда $\lambda = \pi$ и кинематическая погрешность описывается синусоидой, вращение ведомого вала будет идеальным, так как $F'_{i0} = 0$.

В реальных волновых передачах такой полной компенсации действующих погрешностей не происходит по целому ряду причин: неравенство амплитуд и начальных фаз действующих погрешностей в зонах, разное число зубьев, участвующих в зацеплении по зонам и приводящее тем самым к различной упругой «сопротивляемости» зон и др.

Повышению кинематической точности ВЗП способствует многопарность волнового зацепления, когда в зацеплении могут участвовать одновременно до 40% зубьев гибкого колеса. И, поскольку с одной стороны оси симметрии зоны зацепления идет увеличение отклонения шага, а с другой стороны оси симметрии — такое же уменьшение, то происходит усреднение отклонений шага зубчатых колес.

Из сказанного выше следует, что кривая кинематической погрешности двухволновой зубчатой передачи будет представлять собой разностную кривую двух функций, выраженных зависимостями (9) и (11) действующих погрешностей деталей, как результат их одновременного проявления по ведомым линиям действия двух взаимосвязанных зон зацепления. И так как частота проявления действующих погрешностей в каждой зоне зацепления одинаковая, а амплитуды и начальные фазы одноименных гармонических составляющих разные, то происходит частичная взаимная компенсация амплитуд и, следовательно, ведомый вал ВЗП имеет меньшие колебания мгновенных значений угловой скорости по сравнению с зубчатыми передачами, состоящими из жестких колес с одной зоной зацепления при одинаковой степени точности изготовления зубчатых колес.

Определить аналитически степень повышения кинематической точности ВЗП весьма затруднительно, поэтому она устанавливалась экспериментально. Исследование точности волновых передач проводилось по целому ряду передач, в которых использовались гибкие колеса, нарезанные в недеформированном и деформированном состоянии. Значение кинематической погрешности исследуемых передач, зубчатый венец гибких колес которых нарезался в деформированном состоянии, уменьшалось до 3,6 раза по сравнению со значением суммы накопленных погрешностей шага жесткого и гибкого колес. Для передач, у которых использовались гибкие колеса, нарезанные в недеформированном состоянии, кинематическая погрешность волновой передачи снижалась в 2 раза.

Литература

[1] Тайц Б.А. Точность и контроль зубчатых колес. Москва, Машиностроение, 1972. 367 с.
 [2] Бруевич Н.Г. Основы теории точности механизмов. Москва, Наука, 1988. 236 с.

[3] Васильева И.И., Лобунина И.И., Невельсон М.С. Применение статистических методов к анализу кинематической погрешности волновой передачи. *Сб. Новые конструкции механизмов в приборостроении и технология их изготовления*. ЛДНТП, 1971, с. 43–49.

[4] Иванов М.Н. *Волновые зубчатые передачи*. Москва, Высшая школа, 1981. 183 с.

[5] Попов П.К. *Исследование ошибок углового положения выходного вала волновой зубчатой передачи*. Дисс. ... канд. техн. наук. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1972. 190 с.

[6] Люминарский С.Е., Люминарский И.Е. Математическая модель волновой зубчатой передачи с дисковым генератором волн. *Машиностроение и инженерное образование*, 2012, № 2, с. 45–52.

[7] Люминарский С.Е. Влияние погрешности обката гибкого колеса на кинематическую погрешность ВЗП-80. *Наука и образование (МГТУ им. Н.Э. Баумана)*, 2012, № 1, с. 37–42.

[8] Семин Ю.И., Тарабарин В.Б. Снижение вибраций приводов роботов с волновыми зубчатыми передачами. *Тр. МВТУ*, 1988, № 504, с. 53–59.

[9] Фурсяк Ф.И. Анализ действующих ошибок волновой зубчатой передачи. *Тр. МВТУ № 352 Теория механизмов*, вып. 9. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1981, с. 86–94.

[10] Фурсяк Ф.И., Скворцова Н.А., Тимофеев Г.А. Степень влияния ошибок изготовления деталей волновой зубчатой передачи на ее кинематическую точность. *Тр. МВТУ № 227, Теория механизмов*, вып. № 7. Москва, МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1976, с. 19–25.

[11] Тимофеев Г.А. Система автоматизированного проектирования приводов с волновыми зубчатыми передачами. *Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение*, 1996, № 2, с. 24–33.

References

[1] Taits V.A. *Tochnost' i kontrol' zubchatykh koles* [Accuracy and control gear]. Moscow, Mashinostroenie publ., 1972. 367 p.

[2] Bruevich N.G. *Osnovy teorii tochnosti mekhanizmov* [Fundamentals of the theory of precision mechanisms]. Moscow, Nauka publ., 1988. 236 p.

[3] Vasil'eva I.I., Lobunina I.I., Nevel'son M.S. *Primenenie statisticheskikh metodov k analizu kinematicheskoi pogreshnosti volnvoi peredachi* [Application of statistical methods to the analysis of the kinematic wave transmission error]. *Sbornik Noveye konstruksii mekhanizmov v priborostroenii i tekhnologii ikh*

izgotovleniia [Collection of new mechanisms in instrument design and manufacturing technique]. Leningrad, House of Technology Mechanical Engineering publ., 1971, pp. 43–49.

[4] Ivanov M.N. *Volnovye zubchatye peredachi* [Wave gears]. Moscow, Vysshiaia shkola publ., 1981. 183 p.

[5] Popov P.K. *Issledovanie oshibok uglovogo polozheniia vykhodnogo vala volnvoi zubchatoi peredachi*. Diss. kand. tekhn. nauk [Investigation of the angular error of the output shaft of the wave gear. Cand. Tech. Sci. Diss.]. Moscow, Bauman Press, 1972. 190 p.

[6] Liuminarskii S.E., Liuminarskii I.E. *Matematicheskaiia model' volnvoi zubchatoi peredachi s diskovym generatorom voln generatora*. *Mashinostroenie i inzhenernoe obrazovanie* [Engineering and Engineering Education]. 2012, no. 2, pp. 45–52.

[7] Liuminarskii S.E. *Vliianie pogreshnosti obkata gibkogo kola 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, pp. 37–42.

[8] Semin Yu.I., Tarabarin V.B. *Snizhenie vibratsii privodov robotov s volnovymi zubchatymi peredachami* [Reduced vibration actuators of robots with wave gears]. *Trudy MVTU* [Proceedings of Bauman Moscow State Technical University]. 1988, no. 504, pp. 53–59.

[9] Fursiak F.I. *Analiz deistvuiushchikh oshibok volnvoi zubchatoi peredachi* [Analysis of the current wave of errors gear]. *Trudy MVTU № 352, Teoriia mekhanizmov* [Proceedings of Bauman Moscow State Technical University no. 352, Theory of mechanisms]. Moscow, Bauman Press, issue 9, 1981, pp. 86–94.

[10] Fursiak F.I., Skvortsova N.A., Timofeev G.A. *Stepen' vliianiia oshibok izgotovleniia detalei volnvoi zubchatoi peredachi na ee kinematicheskuiu tochnost'* [The influence of errors manufacture of parts of the wave gear on its kinematic accuracy]. *Trudy MVTU № 227, Teoriia mekhanizmov* [Proceedings of Bauman Moscow State Technical University no. 227, Theory of mechanisms]. Moscow, Bauman Press, issue 7, 1976, pp. 19–25.

[11] Timofeev G.A. *Sistema avtomatizirovannogo proektirovaniia privodov s volnovymi zubchatymi peredachami* [Computer-aided design drives the wave gears]. *Vestnik MGTU im. N.E. Baumana. Ser. Mashinostroenie* [Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Ser. Mechanical Engineering]. 1996, no. 2, pp. 24–33.

Статья поступила в редакцию 01.10.2013

Информация об авторах

ТИМОФЕЕВ Геннадий Алексеевич (Москва) — доктор технических наук, профессор, зав. кафедрой «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1, e-mail: timga@bmstu.ru).

ФУРСЯК Федор Иосифович (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).

КОСТИКОВ Юрий Васильевич (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).

ЦИБРОВСКИЙ Алексей Николаевич (Москва) — аспирант кафедры «Теория механизмов и машин». МГТУ им. Н.Э. Баумана (105005, Москва, Российская Федерация, 2-я Бауманская ул., д. 5, стр. 1).

Information about the authors

TIMOFEEV Gennadiy Alekseevich (Moscow) — Dr. Sc. (Eng.), Professor, Head 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: timga@bmstu.ru).

FURSYAK Fedor Iosifovich (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).

KOSTIKOV Yuriy Vasil'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).

TSIBROVSKIY Aleksey Nikolaevich (Moscow) — Post-Graduate of «Theory of Mechanisms and Machines» Department. Bauman Moscow State Technical University (BMSTU, building 1, 2-nd Baumanskaya str., 5, 105005, Moscow, Russian Federation).