

УДК 621.833.7

## СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ СХЕМНЫХ РЕШЕНИЙ ПРИВОДОВ С ВОЛНОВЫМИ ЗУБЧАТЫМИ ПЕРЕДАЧАМИ ДЛЯ СЛЕДЯЩИХ СИСТЕМ

Г.А. Тимофеев, М.В. Самойлова

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Российская Федерация  
e-mail: ltfo@rambler.com

*Одним из самых перспективных видов передаточных механизмов для систем автоматического управления считаются волновые зубчатые передачи, обеспечивающие высокие кинематическую точность, КПД и крутильную жесткость при минимальных мертвом ходе, габаритных размерах и массе. Предложена методика проектирования кинематических схем редукторов с волновыми зубчатыми передачами в качестве выходной ступени электромеханического привода. Сравнительный анализ технических решений выполнен по качественным показателям: КПД, моменту инерции, мертвому ходу, кинематической погрешности, крутильной жесткости. Рекомендованы рациональные разбиения общего передаточного отношения привода между волновыми и рядовыми зубчатыми передачами на входе для различных схем. Методика реализована в системе интерактивного проектирования и помогает разработчикам решать весь комплекс задач анализа, синтеза и оптимизации.*

**Ключевые слова:** электромеханический привод, кинематическая схема, передаточный механизм, волновая зубчатая передача, качественные показатели, момент инерции, кинематическая точность, крутильная жесткость, КПД, габаритные размеры.

## COMPARATIVE ANALYSIS OF THE WAVE GEAR DRIVE KINEMATIC DIAGRAM FOR SERVO-TYPE MECHANISMS

G.A. Timofeev, M.V. Samoylova

Bauman Moscow State Technical University, Moscow, Russian Federation  
e-mail: ltfo@rambler.com

*The paper considers wave gear drives as one of the most promising types of transmission gears for the automatic control systems. They provide a precise enduring accuracy, efficiency, and torsional stiffness in the case of minimum backlash, dimensional specifications, and weight. The paper introduces a design technique for the kinematic diagrams of wave gear reducers as the final stage of the electromechanical drive. The comparative analysis was carried out considering the following qualitative indicators: efficiency, mass moment of inertia, backlash, enduring accuracy, and torsional stiffness. Rational subdivisions of the total gear ratio between wave gears and gear trains at the input of different kinematic diagrams are recommended. This technique is tested within the interactive design system. It helps the designers solve the whole range of problems of analysis, synthesis and optimization.*

**Keywords:** electromechanical drive, kinematic diagram, transmission gear, wave gear drive, qualitative indicators, mass moment of inertia, enduring accuracy, torsional stiffness, efficiency, dimensional specifications.

В системах автоматического управления и регулирования (САУ и САР) широкое применение получили исполнительные устройства с механическим выходом, в том числе и автоматизированные электро-механические приводы. Выходной вал следящего привода с определенной степенью точности воспроизводит в виде механического перемещения входной управляющий сигнал. При этом исполнительный двигатель должен преодолевать имеющиеся на выходном валу возмущающие воздействия, развивать скорости и ускорения, обеспечивающие его слежение за выходным управляющим воздействием, а система управления двигателем позволяет поддерживать необходимую точность слежения [1–7].

Погрешности передаточных механизмов входят составной частью в суммарную погрешность следящей системы, при этом недопустимый мертвый ход затрудняет ее стабилизацию, а кинематическая погрешность вносит нелинейные искажения в функцию выходного сигнала [1, 4, 6, 7].

Редуктор, связывающий исполнительный двигатель с выходным валом привода, во многом определяет динамические свойства привода. Проектирование основано на методах, известных в литературе по теории механизмов, деталям приборов. Однако ряд специфических требований, предъявляемых к электромеханическим приводам САР и САУ, диктует некоторые особенности проектирования этих редукторов [5, 6, 8–11].

Поскольку приводы следящих систем делятся на силовые и кинематические, то в каждом конкретном случае основные требования, предъявляемые к приводу, меняются. Для силовых приводов важно иметь высокий КПД, большой ресурс работы и высокую крутильную жесткость.

Для кинематических приводов необходимы минимальные значения приведенного момента инерции, мертвого хода, кинематической погрешности и высокая крутильная жесткость.

Во всех случаях проектирования, а особенно при проектировании приводов для летательных аппаратов, необходимо добиться высокой надежности при целесообразном уменьшении габаритных размеров и массы.

Один из перспективных видов передаточных механизмов в приборостроении – это малоинерционные волновые зубчатые передачи (ВЗП). Высокая кинематическая точность и меньший, чем у других зубчатых передач, мертвый ход выходного вала обязывают конструктора ставить ВЗП в качестве выходного механизма, последнего в кинематической цепи от двигателя к ведомому валу механической системы. Тогда кинематические погрешности и люфты всех передач, которые стоят перед ВЗП, уменьшаются на ее передаточное отношение и на

выходном валу проявляются очень малым значением. Для уменьшения общей массы привода следует встраивать ВЗП в подвижный узел механической системы так, чтобы избежать применения собственного корпуса ВЗП [2, 8–11].

Установка между валом двигателя и входным валом ВЗП расширяет диапазон реализуемых механизмом передаточных отношений, улучшает условия работы генератора волн ВЗП, позволяет уменьшить частотный спектр кинематической погрешности и вибраций редуктора [5, 8, 10, 11].

В качестве основной исходной к расчету величины выбирается общее передаточное отношение привода (или набор таковых при сравнительном рассмотрении ряда электродвигателей). Этот параметр определяет кинематическую схему конструкции и габаритно-массовые и качественные показатели привода. Общее передаточное отношение может быть разбито между ВЗП и цилиндрической (или конической) предступенью:  $U_{\text{общ}} = U_{\text{ВЗП}} U_p$ .

Опыт проектирования экспериментальных исследований и эксплуатации малогабаритных приводов показал целесообразность установки ВЗП в качестве выходной ступени, тогда привод в целом сохраняет все преимущества ВЗП при работе в широком температурном диапазоне. В этом случае проявляется возможность более полного использования мощности приводных двигателей за счет уменьшения статических моментов трогания.

Известные схемы ВЗП [2, 3, 8, 9, 11] обеспечивают передаточные отношения в диапазоне 60...100 000. Этот диапазон в случае применения ВЗП в качестве выходной ступени может быть реализован следующими схемными решениями (рис. 1).

1.  $U = 60 \dots 250$ , такие передаточные отношения реализуют одноступенчатые ВЗП (рис. 1, а),  $U_{hg}^{(ж)} = \frac{z_{\Gamma}}{z_{ж} - z_{\Gamma}}$ .

2.  $U = 110 \dots 1800$ , диапазон передаточных отношений можно реализовать ВЗП с зубчатой парой на входе (рис. 1, б),  $U_{hg}^{(r)} = \frac{z_{ж}}{z_{ж} - z_{\Gamma}}$ .

3.  $U = 1200 \dots 3600$ , реализуется с использованием одноступенчатой ВЗП и зубчатой предступени (рис. 1, в).

4.  $U = 3600 \dots 100\,000$ , диапазон можно реализовать последовательным соединением двух ВЗП (рис. 1, г), двухступенчатыми ВЗП (рис. 1, д) (в том числе и с зубчатой парой на входе),  $U_{hg2}^{(ж1)} = \frac{z_{\Gamma1} z_{ж2}}{z_{\Gamma1} z_{ж2} - z_{ж1} z_{\Gamma2}}$ .

Для всех случаев целесообразно иметь частоту вращения генератора волн ВЗП  $n \leq 40$  1/с.

Новым конструктивным решением ВЗП, позволяющим значительно расширить компоновочные возможности при проектировании электромеханических приводов, является волновая передача с кольцевым

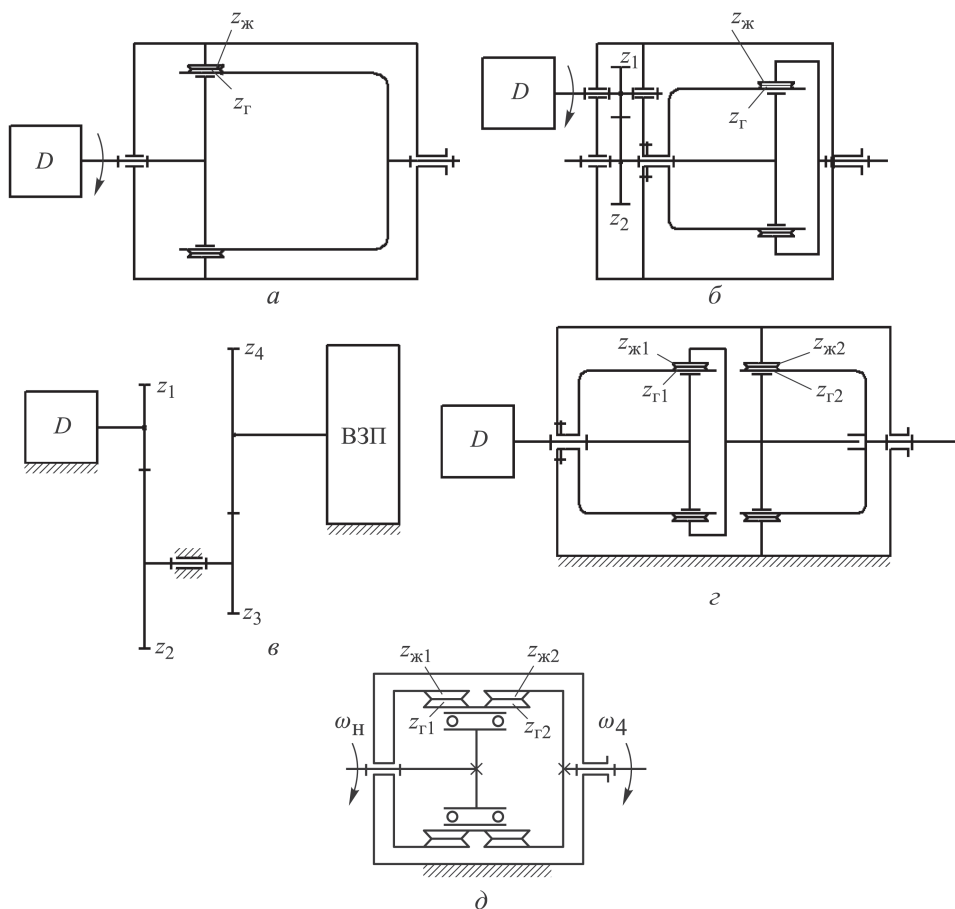
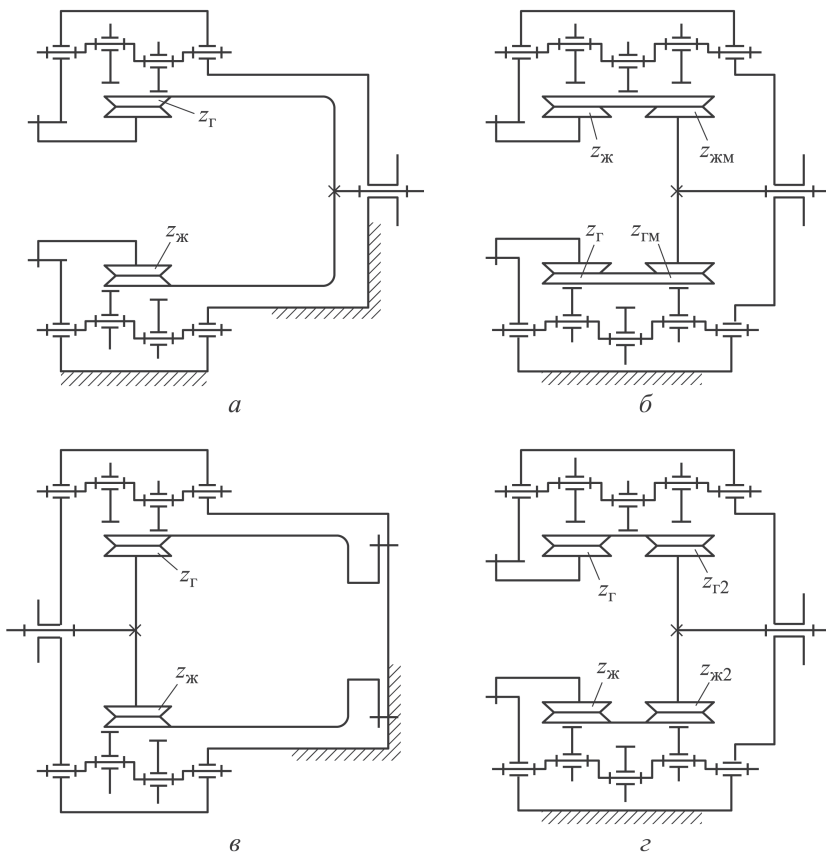


Рис. 1. Схемные решения приводов с ВЗП

генератором волн внешнего деформирования, разработанная на кафедре “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана и защищенная авторским свидетельством [12]. Конструктивные особенности ВЗП с генератором волн внешнего деформирования описаны в работе [11], кинематические схемы показаны на рис. 2. Волновая зубчатая передача внешнего деформирования может быть одноступенчатой (рис. 2, а, б) с передаточным отношением  $U = 60 \dots 300$ , двухступенчатой с  $U = 2800 \dots 10\,000$  (рис. 2, в), одноступенчатой с волновой муфтой с  $U = 60 \dots 300$  (рис. 2, г) и может работать как в режиме редуктора, так и мультипликатора.

При работе ВЗП в режиме редуктора ее привод может осуществляться от одного или нескольких двигателей. На неприводные кривошипные валы можно устанавливать преобразователи обратной связи без дополнительных кинематических цепей. Возможность свободного расположения осей кривошипных валов позволяет наилучшим образом компоновать конструкцию привода.



**Рис. 2. Кинематические схемы ВЗП с генераторами волн внешнего деформирования**

Разбивать передаточные отношения между волновой и зубчатыми парами на входе следует с учетом данных нагрузки, требований быстродействия выходного вала привода, кинематической точности и крутильной жесткости.

Учитывая, что крутильная жесткость и кинематическая точность ВЗП, по данным многих исследователей, увеличиваются с увеличением диаметра гибкого колеса, а он зависит от передаваемого момента, то нужно стремиться разбить общее передаточное отношение редуктора так, чтобы на ВЗП приходилось максимально возможное передаточное отношение, обеспечивающее вписывание волновой передачи в заданный или возможно меньший радиальный габаритный размер [5, 7, 9, 11].

Быстродействие механической системы определяется временем ее разгона, т.е. временем переходных процессов в приводе, в течение которого дополнительно к статическим нагрузкам добавляется динамический момент двигателя [2, 6, 7]:

$$M_{ДВ} = I^{пр} \frac{d\omega_{ДВ}}{dt}.$$

Для электродвигателя постоянного тока с независимым или смешанным возбуждением, а также для асинхронного электродвигателя уравнение движения имеет вид

$$(M_{\max} - M_H) \frac{\omega_H - \omega}{\omega} = I^{\text{пр}} \frac{d\omega_{\text{ДВ}}}{dt}.$$

Время, за которое электродвигатель развивает угловую скорость, определяется по зависимости

$$t = \frac{I^{\text{пр}} \omega}{M_{\max} - M_H} \int_0^{\omega} \frac{d\omega}{\omega_H - \omega} = \frac{I^{\text{пр}} \omega}{M_{\max} - M_H} \ln \frac{\omega_H}{\omega_H - \omega}.$$

Решая это уравнение относительно  $\omega$ , получаем

$$\omega = \omega_H (1 - 5^{-(t/B)}),$$

где  $B = \frac{I^{\text{пр}} \omega}{M_{\max} - M_H}$  — электромеханическая постоянная времени привода.

Наименьший момент инерции из всех генераторов волн имеет дисковый генератор волн. Его момент инерции в 150–250 раз меньше, чем у кулачкового генератора, поэтому его следует применять в быстродействующих приводах.

Крутильная жесткость волнового зубчатого редуктора зависит от диаметра гибкого колеса и вида генератора волн [8, 11]. Обработка результатов экспериментальных исследований ВЗП с использованием регрессионных моделей позволила получить зависимости для ВЗП с дисковыми  $d_r = 1,05C^{(0,39 + \frac{5}{\sqrt{C}})}$  и кулачковыми  $d_r = \left(1,12 - \frac{\sqrt{C}}{8000}\right) C^{(0,34 - \frac{\sqrt{C}}{35000})}$  генераторами волн.

Исследования многих экспериментальных и серийных образцов приводов с ВЗП показали, что КПД волновой передачи зависит в основном от КПД волнового зацепления и КПД генератора волн [3, 11]. Остальные потери в ВЗП существенно ниже и могут не учитываться. Таким образом, КПД волновой передачи можно представить в виде зависимости  $\eta = \eta_{\text{зац}} \eta_r$ , где  $\eta_{\text{зац}}$  — КПД волнового зацепления;  $\eta_r = \frac{1}{1 + f_y k_{\text{п}} U_{\text{ВЗП}} \text{tg } \alpha_w}$  — КПД генератора волн ( $f_y$  — условный коэффициент трения генератора (0,0025...0,0065 — для кулачкового, 0,015...0,025 — для дискового),  $k_{\text{п}} = d/d_r$  — отношение параметра генератора волн к диаметру делительной окружности гибкого колеса ( $d$  — параметр генератора волн, равный двум радиусам дорожки качения недеформированного гибкого подшипника — для кулачкового генератора, или  $d = 2a_w = 2e$  — для дискового генератора волн, где  $a_w$  — угол зацепления волновой передачи).

Для волновой передачи КПД зацепления можно определить по следующей зависимости:

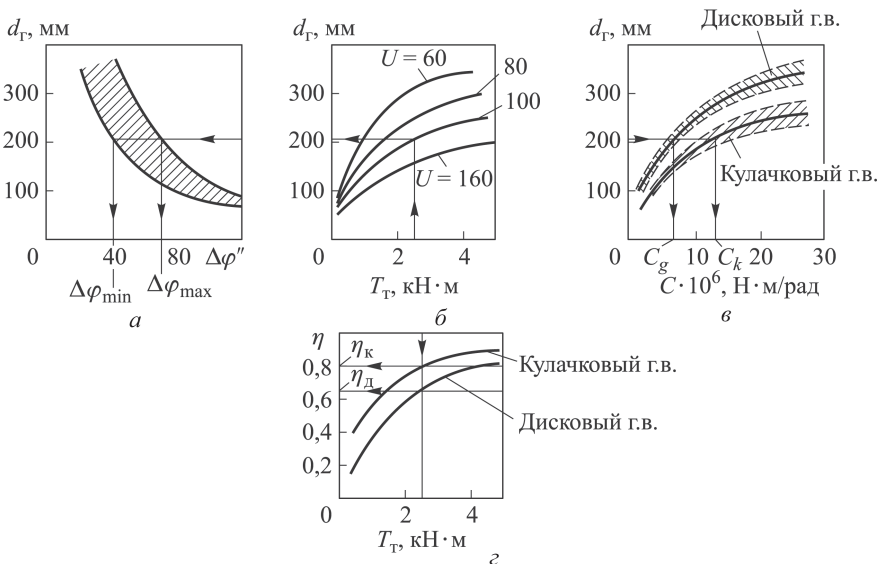
$$\eta_{\text{зац}} = \frac{1}{1 + f_y k_1 k_2 \frac{1}{\cos^2 \alpha_w}},$$

где  $k_{1,2}$  — коэффициент, зависящий от закона распределения нагрузки на зубья и от формы деформации гибкого колеса. При деформировании гибкого колеса по дугам постоянного радиуса  $k_1 = 0,084$ ;  $k_2$  — коэффициент деформации гибкого колеса ( $k_2 = 0,9 \dots 1,1$ ).

Экспериментальное исследование КПД зацеплений с различной деформацией гибкого колеса показало, что  $\eta_{\text{зац}} = 0,95 \dots 0,97$ .

В основе первой фазы автоматизированного анализа кинематических схем редукторов с ВЗП находятся зависимости, полученные экспериментально и теоретически и имеющие вид, аналогичный кривым, приведенным на рис. 3, а–г. Эти зависимости позволяют оценить качественные показатели ВЗП при заданной нагрузке на выходном валу. По рис. 3 можно оценить качественные показатели, например при  $T_T = 2,5$  кН·м и передаточном отношении ВЗП  $U = 100$  кривые (см. рис. 3, а) дают предварительное значение диаметра гибкого колеса и фактически определяют радиальный габаритный размер редуктора с ВЗП.

При оценке быстродействия привода следует учитывать, что моменты инерции кулачкового и дискового генераторов волн отличаются в 100 раз и более, поэтому оптимизация быстродействия ВЗП с кулачковым генератором волн носит формальный характер.



**Рис. 3. Оценка качественных показателей проектируемого привода (г.в. — генератор волн)**



В результате анализа вариантов разбивки общего передаточного отношения редуктора по совокупности полученных параметров с позиции целевого назначения привода могут быть выбраны новые решения.

После выбора предварительного варианта схемы привода выполняется вторая фаза детального определения геометрических размеров и оценки качественных показателей привода. Для этого разработано программное обеспечение проектирования приводов с ВЗП, в основу которого положены методики геометрического и прочностного (вероятностными методами) расчетов [8, 11], расчетов кинематической погрешности и коэффициентов крутильной жесткости с использованием методов регрессионного анализа, статического момента трения и мертвого хода.

Анализируя совокупность параметров с возможностью просмотра схемных решений на экране терминала, разработчик может вносить поправки и переходить к очередной итерации вплоть до достижения приемлемого (или оптимального) решения.

Система проектирования выполнена как комплекс взаимосвязанных интерактивных диалоговых программ с элементами машинной графики. Эффективность процесса проектирования определяется степенью развития банка данных как совокупности уровней профессиональной компетентности разработчика (конструктора) и применяемых алгоритмов и информационных потоков ЭВМ.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Куцоконь В.А., Шевченко-Грабский Н.В. Расчет статических моментов и мертвых ходов в кинематических цепях точных приборов. М.: Машиностроение, 1968. 147 с.
2. Крайнев А.Ф. Механика машин. Фундаментальный словарь. М.: Машиностроение, 2000. 904 с.
3. Шувалов С.А. Теория и автоматизированное проектирование волновых зубчатых передач // Автореф. дисс. . . д-ра техн. наук. М.: МВТУ им. Н.Э. Баумана, 1986. 28 с.
4. Основы проектирования следящих систем / под ред. Н.А. Лакоты. М.: Машиностроение, 1978. 398 с.
5. Попов П.К. Расчетно-экспериментальное обеспечение точности зубчатых передач: Дисс. . . д-ра техн. наук. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. 269 с.
6. Устройство и элементы систем автоматического регулирования и управления. Кн. 3 / под ред. В.В. Солодовникова. М.: Машиностроение, 1976. 663 с.
7. Следящие приводы / под ред. Б.К. Чемоданова. Т. 1: Теория и проектирование следящих приводов / Е.С. Блейз, А.В. Зимин, Е.С. Иванов и др. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1999. 904 с.
8. Тимофеев Г.А., Тарабарин В.Б., Яминский А.В. Конструкции и САПР ВЗП с генераторами волн внутреннего и внешнего деформирования. М.: ВНИИТИ, 1988. 71 с.
9. Костиков Ю.В., Тимофеев Г.А., Фурсяк Ф.И. Новое в проектировании волновых зубчатых передач // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. 2012. № 12. С. 3–6.



10. Андриенко Л.А. Разработка новых методов проектирования и диагностики электромеханических приводов // Автореф. дисс. . . . д-ра техн. наук. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 32 с.
11. Тимофеев Г.А. Разработка методов расчета и проектирования волновых зубчатых передач для приводов следящих систем: Дисс. . . . д-ра техн. наук. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. 352 с.
12. А.с. 541057 СССР МКИ F16H 1 / 100 Волновая передача / В.Б. Тарабарин, Г.А. Тимофеев // Б.И. 1976. № 48.

## REFERENCES

- [1] Kutsokon' V.A., Shevchenko-Grabskiy N.V. Raschet staticheskikh momentov i mertvykh khodov v kinematicheskikh tsepyakh tochnykh priborov [Calculation of Static Moments and the Dead Strokes in the Kinematic Chains of Precision Instruments.]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1968. 147 p.
- [2] Kraynev A.F. Mekhanika mashin. Fundamental'nyy slovar' [Mechanics of Machines. Fundamental Dictionary]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 2000. 904 p.
- [3] Shuvalov S.A. Teoriya i avtomatizirovannoe proektirovanie volnovykh zubchatykh peredach [Theory And Computer-Aided Design of Wave Gears] Avtoreferat diss. doct. tekhn. nauk [Dr. tehn. sci. diss. abstr.]. Moscow, MVTU im. N.E. Baumana, 1986. 28 p.
- [4] Lakota N.A., ed. Osnovy proektirovaniya sledyashchikh sistem [Principles of Servo System Design] Moscow, Mashinostroenie Publ., 1978. 398 p.
- [5] Popov P.K. Raschetno-ekperimental'noe obespechenie tochnosti zubchatykh peredach [Settlement and an Experimental Ensure the Gear Accuracy]. Diss. doct. tekhn. nauk [Dr. tehn. sci. diss.]. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana, 1997. 269 p.
- [6] Solodovnikov V.V., ed. Ustroystvo i elementy sistem avtomaticheskogo regulirovaniya i upravleniya. Kn. 3 [The Arrangement and the Elements of the Automatic Regulation and Control Systems. Book 3]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1976. 663 p.
- [7] Bleyz E.S., Zimin A.V., Ivanov E.S., Chemozanov B.K., ed. Sledyashchie privody. T. 1: Teoriya i proektirovanie sledyashchikh privodov [Servo Drives]. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana Publ., 1999. 904 p.
- [8] Timofeev G.A., Tarabarin V.B., Yaminskiy A.V. Konstruktsii i SAPR VZP s generatorami voln vnutrennego i vneshnego deformirovaniya [Structures and CAD of Wave Gears with Generators of Internal and External Strain Waves]. Moscow, VNIITI Publ., 1988. 71 p.
- [9] Kostikov Yu.V., Timofeev G.A., Fursyak F.I. Novelty in the Design of the Wave Gear. *Izv. Vyssh. Uchebn. Zaved., Mashinost.* [Proc. Univ., Mech. Eng.], 2012, no. 12, pp. 3–6 (in Russ.).
- [10] Andrienko L.A. Razrabotka novykh metodov proektirovaniya i diagnostiki elektromekhanicheskikh privodov [Development of New Methods of Electro-mechanical Drives Design and Diagnostics]. Avtoreferat diss. doct. tekhn. nauk [Dr. tehn. sci. diss. abstr.]. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana, 2001. 32 p.
- [11] Timofeev G.A. Razrabotka metodov rascheta i proektirovaniya volnovykh zubchatykh peredach dlya privodov sledyashchikh sistem [Development of Methods of Wave Gears Calculation and Design for Servo System Drives]. Diss. doct. tekhn. nauk [Dr. tehn. sci. diss.]. Moscow, MGTU im. N.E. Baumana, 1997. 352 p.
- [12] Tarabarin V.B., Timofeev G.A. Volnovaya peredacha [Wave Transmission]. Inventor's Certificate SU no. 541057, 1976.

Статья поступила в редакцию 21.01.2015

Тимофеев Геннадий Алексеевич — д-р техн. наук, заведующий кафедрой “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана, заслуженный работник высшей школы РФ, лауреат премии Правительства РФ. Автор более 210 научных и методических работ в области проектирования зубчатых, планетарных и волновых механизмов приводов машин и приборов, автоматизированного синтеза и анализа кулачковых и рычажных механизмов.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Timofeev G.A. — D.Sc. (Eng.), Professor of Engineering, Head of the Department of Theory of Mechanisms and Machines, Bauman Moscow State Technical University, Laureate of the RF Government Prize in the field of education, author of over 210 publications in the field of computer-aided design of machine mechanisms.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

Самойлова Марина Владимировна — канд. техн. наук, доцент кафедры “Теория механизмов и машин” МГТУ им. Н.Э. Баумана. Автор более 40 научных работ в области проектирования волновых и планетарных механизмов.

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Российская Федерация, 105005, Москва, 2-я Бауманская ул., д. 5.

Samoylova M.V. — Ph.D. (Eng.), Associate Professor of Engineering, Department of Theory of Mechanisms and Machines Bauman Moscow State Technical University, author of over 40 publications in the fields of wave mechanisms and planetary train design.

Bauman Moscow State Technical University, 2-ya Baumanskaya ul. 5, Moscow, 105005 Russian Federation.

**Просьба ссылаться на эту статью следующим образом:**

Тимофеев Г.А., Самойлова М.В. Сравнительный анализ схемных решений приводов с волновыми зубчатыми передачами для следящих систем // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Машиностроение. 2015. № 4. С. 109–118.

**Please cite this article in English as:**

Timofeev G.A., Samoylova M.V. Comparative analysis of the wave gear drive kinematic diagram for servo-type mechanisms. *Vestn. Mosk. Gos. Tekh. Univ. im. N.E. Baumana* [Herald of the Bauman Moscow State Tech. Univ., Mech. Eng.], 2015, no. 4, pp. 109–118.